

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ИНСТИТУТ ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГИИ И ПРОМЫШЛЕННОСТИ

А.В. Сукрушев, Ю.В. Браславский

ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ ЯЭУ АЭС

Учебное пособие

Севастополь
СевГУ
2020

УДК 621.039.52 (075.8)
С895

Р е ц е н з е н т ы:

К.Б. Матузаев - канд. техн. наук, доцент,
заведующий кафедрой «Ядерные энергетические установки»,

А.А. Скидан - канд. техн. наук, доцент,
заведующий кафедрой «Системы контроля и управления атомных станций»

А.В. Сукрушев

С895 Эскизный проект ЯЭУ АЭС : учебное пособие / А.В. Сукрушев, Ю.В. Браславский ; Министерство науки и высшего образования РФ, Севастопольский государственный университет, Институт ядерной энергии и промышленности. – Севастополь : СевГУ, 2020. – 339 с.: ил. – Текст : электронный.

Содержит основные положения по проектированию ЯЭУ АЭС, а также пример выполнения курсового проекта. В пособии изложены принципы выбора типа ЯЭУ и ее основных элементов, определения параметров рабочих сред реакторной и турбинных установок, формирования схемы рабочего контура и его расчета, определения параметров отдельных элементов ЯЭУ. Кроме того, в пособии приведено технико-экономическое обоснование проекта ЯЭУ.

Предназначено для студентов университета, обучающихся по специальности «Атомные станции: проектирование, эксплуатация и инжиниринг», а также может быть использовано студентами других специальностей.

УДК 621.039.52 (075.8)

Учебное пособие рассмотрено и утверждено на заседании кафедры «Ядерные энергетические установки», протокол № 8 от 24 марта 2020 г.

© Сукрушев А.В., Браславский Ю.В., 2020
© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2020

СОДЕРЖАНИЕ

Перечень принятых сокращений	6
Предисловие	8
1. Общие положения по выполнению курсового проекта на тему «Эскизный проект ЯЭУ АЭС»	9
1.1. Цели и задачи проектирования ЯЭУ АЭС	9
1.2. Требования к структуре, содержанию и оформлению курсового проекта (курсовой работы)	12
2. Выбор типа ЯЭУ и ее основных элементов	14
2.1. Выбор типа ЯЭУ	14
2.2. Выбор типа ядерного реактора	17
2.3. Выбор типа парогенераторной установки	26
2.4. Выбор типа главной турбины	36
2.5. Выбор типа системы технического водоснабжения	40
3. Выбор и определение параметров теплоносителя и рабочего тела	59
3.1. Взаимосвязь параметров теплоносителя и рабочего тела и их влияние на показатели ЯЭУ	59
3.2. Выбор номинальных параметров теплоносителя в двухконтурных ЯЭУ	61
3.2.1. Выбор давления теплоносителя	61
3.2.2. Определение температуры теплоносителя на выходе из ядерного реактора	67
3.2.3. Определение температуры теплоносителя на входе в ядерный реактор	67
3.2.4. Общая характеристика метода определения параметров рабочего тела	73
3.2.5. Определение параметров пара на выходе из парогенератора и на входе в главную турбину	76
3.3. Выбор номинальных параметров теплоносителя и рабочего тела в одноконтурных ЯЭУ	79
3.4. Выбор номинальных параметров теплоносителя и рабочего тела в трехконтурных ЯЭУ	80
3.5. Выбор давления в главном конденсаторе	83
3.6. Выбор параметров промежуточной сепарации и промежуточного перегрева пара	89
3.7. Выбор параметров пара турбопривода питательного насоса	97
4. Формирование расчетной схемы рабочего контура	99
4.1. Основные положения по формированию рабочей схемы	99
4.2. Распределение теплотерпада по ступеням турбины	100
4.3. Компоновка системы регенерации	104

4.4. Компоновка системы теплофикации. Отбор пара на собственные нужды	116
5. Расчет рабочего контура	119
5.1. Уравнения материальных балансов для теплообменных аппаратов	119
5.2. Уравнения тепловых балансов для теплообменных аппаратов и точек смешения сред	120
5.3. Определение расхода пара на главную турбину, паропроизводительности парогенераторов и мощности ядерного реактора. КПД ЯЭУ брутто	129
5.4. Определение расхода пара на турбопривод питательного насоса	132
5.5. Расчет параметров системы теплофикации	134
5.6. Расчет параметров системы пара собственных нужд. Учет расхода пара на протечки	139
6. Определение номинальных параметров циркуляционных насосов ЯЭУ АЭС и энергозатрат на работу	140
6.1. Общая характеристика метода определения параметров циркуляционных насосов ЯЭУ АЭС	140
6.2. Определение номинальных параметров насосов	142
6.3. Определение параметров насосов и энергозатрат на их функционирование в эксплуатационных режимах ЯЭУ	150
6.4. Циркуляционные насосы первого контура	156
6.5. Главные конденсатные насосы	158
6.6. Главные питательные насосы	161
6.7. Главные циркуляционные насосы технического водоснабжения	165
6.8. Определение расхода электроэнергии на собственные нужды. КПД ЯЭУ нетто	168
7. Оценка массогабаритных параметров основных элементов ЯЭУ	171
7.1. Параметры ядерного реактора	171
7.2. Параметры парогенератора	181
7.3. Компоновка турбоагрегата. Параметры главной турбины	186
7.4. Компоновка главной конденсационной установки	196
7.5. Параметры главного конденсатора	210
8. Рекомендации по выполнению раздела «Краткая характеристика проектируемой ЯЭУ АЭС»	217
8.1. Краткая характеристика проектируемой РУ с указанием отличий от прототипа	217
8.2. Краткая характеристика проектируемой ПТУ с указанием отличий от прототипа	221
9. Технико-экономическое обоснование проекта	222

9.1. Определение величины и структуры капитальных вложений	222
9.2. Коэффициент использования установленной мощности	224
9.3. Укрупненный расчет себестоимости электроэнергии	225
9.4. Определение финансовых показателей проекта	229
9.5. Сводные технико-экономические показатели проекта	230
10. Методические рекомендации. Пример выполнения эскизного проекта ЯЭУ АЭС	231
10.1. Структура курсового проекта	231
10.2. Краткая характеристика проектируемой ЯЭУ АЭС	233
10.3. Теплоэнергетический расчет ЯЭУ	234
10.4. Расчет параметров циркуляционных насосов ЯЭУ. КПД ЯЭУ нетто	284
10.5. Оценка массогабаритных параметров основных элементов РУ	292
10.6. Определение массогабаритных показателей основных элементов ПТУ	296
10.7. Техничко-экономические показатели проекта	304
10.8. Методические рекомендации по составлению заключения выполненного эскизного проекта	311
Приложение А. Обозначения величин, используемых в расчетах	313
Приложение Б. Соотношения единиц измерения физических величин в международной (СИ) и технической системах единиц	315
Приложение В. Ряд предпочтительных чисел	316
Приложение Г. Ряд номинальных мощностей электрических вращающихся машин	317
Приложение Д. Некоторые геометрические параметры паровых турбин отечественных АЭС	318
Приложение Е. Функциональные схемы рабочего контура некоторых отечественных ЯЭУ АЭС	319
Приложение Ж. Функциональные схемы РУ и ПТУ разрабатываемой ЯЭУ АЭС	331
Литература	339

ПЕРЕЧЕНЬ ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ

а.з.	— активная зона
АС	— атомная станция
АСТ	— атомная станция теплоснабжения
АСПТ	— атомная станция промышленного теплоснабжения
АТЭЦ	— атомная теплоэлектроцентраль
АЭС	— атомная электрическая станция
БН	— быстрые нейтроны
БОУ	— блочная обессоливающая установка
Бр	— брызгальный бассейн
БРУ-К	— быстродействующая редукионная установка сброса пара в конденсатор
БРУ-СН	— быстродействующая редукионная установка собственных нужд
ВВЭР	— водо-водяной энергетический реактор
ВП	— водоподогреватель
Г	— генератор
ГК	— главный конденсатор
ГП	— гидропривод
Гр	— градирня
ГТ	— главная турбина
ГЦН	— главный циркуляционный насос
Д	— деаэратор
ДН	— дренажный насос
ЕСКД	— Единая система конструкторской документации
КГТН	— конденсатный гидротурбонасос
КИУМ	— коэффициент использования установленной мощности
КМПЦ	— контур многократной принудительной циркуляции
КПГ	— камера парогенератора
КПД	— коэффициент полезного действия
КПУ	— конденсатор пара уплотнений
КР	— капитальный ремонт
КСН	— коллектор собственных нужд
КЭН	— конденсатный электронасос
НПЭР	— натриевый пустотный эффект реактивности
ОД	— охладитель дренажа
ОПН	— основной питательный насос
ОПУ	— охладитель пара уплотнений
ПВД	— подогреватель высокого давления
ПГ	— парогенератор
ПН	— питательный насос

ПНД	–	подогреватели низкого давления
ПО	–	пароохладитель
ПП	–	пароперегреватель
ППН	–	предвключенный питательный насос
ППП	–	промышленно-производственный персонал
ПСВ	–	подогреватель сетевой воды
ПСВО	–	подогреватель сетевой воды основной
ПСВП	–	подогреватель сетевой воды пиковый
ПТО	–	промежуточный теплообменник
ПТУ	–	паротурбинная установка
ПЭЛ	–	поглощающий элемент
РБМК	–	реактор большой мощности канальный
РКУ	–	регулирующий клапан уровня
РУ	–	реакторная установка
СВО	–	спецводоочистка
СН	–	собственные нужды
СПП	–	сепаратор-пароперегреватель
СР	–	средний ремонт
СУЗ	–	система управления и защиты
ТА	–	турбоагрегат
ТБ	–	тепловой баланс
ТВС	–	тепловыделяющая сборка
ТВЭЛ	–	тепловыделяющий элемент
ТЗ	–	техническое задание
ТОиР	–	техническое обслуживание и ремонт
ТПН	–	турбопитательный насос
ТЭС	–	тепловая электрическая станция
ЦВД	–	цилиндр высокого давления
ЦН	–	центробежный насос
ЦНД	–	цилиндр низкого давления
ЦНГК	–	циркуляционный насос главного конденсатора
ЦНПК	–	циркуляционный насос первого контура
ЦСД	–	цилиндр среднего давления
ЭБ	–	энергоблок
ЯР	–	ядерный реактор
ЯТ	–	ядерное топливо
ЯЭУ	–	ядерная энергетическая установка

ПРЕДИСЛОВИЕ

Проектирование ядерной энергетической установки (ЯЭУ) атомной электрической станции (АЭС) – важный этап в ее существовании. Это начальный этап ее создания. Все свойства и качества установки, в том числе, особенности ее эксплуатации, закладываются в ней на этапе проектирования.

Энергоустановки различных типов проектировались и создавались в разное время. Стационарная атомная энергетика – сравнительно молодая отрасль. Взгляды на рациональные конструктивные и схемные решения еще не полностью сформированы. Поэтому даже небольшое различие в календарных сроках создания различных ЯЭУ АЭС существенно сказалось на некоторых их свойствах. Кроме того, установки иногда претерпевали заметные изменения в их эксплуатационных свойствах в результате различных модернизационных работ.

Глубокое понимание способов реализации замыслов проектанта в процессе создания энергоустановки позволяет полнее осознать возможности установки как в условиях нормальной эксплуатации, так и в условиях возникновения различных нештатных ситуаций. Поэтому и для специалиста эксплуатационного профиля весьма важным этапом в обучении является личное выполнение проекта энергоустановки.

Это работа комплексная, заставляющая соединить в единую общую задачу создания установки различные разноплановые частные задачи. При этом приходится искать рациональные компромиссные решения, оценивая и качественно и количественно влияние различных факторов на итоговые свойства энергоустановки. Решение такой задачи позволяет более глубоко изучить весьма сложный комплекс различных технических устройств, каким является энергоустановка.

Расчет ЯЭУ выполняется в соответствии с эскизной стадией проектирования, которая предполагает выбор типа и состава ЯЭУ, устанавливающих принцип ее действия, а также расчет основных параметров энергоустановки: температур, давлений и расходов сред, определяющих энергопоток в установке, мощностных параметров элементов ЯЭУ, массогабаритных показателей основного оборудования установки. Значения указанных параметров существенно зависят от исходных данных, принятых в расчет. Кроме того, они зависят также от типа принятой в расчет схемы рабочего контура.

В процессе проектирования ЯЭУ АЭС проектанту приходится принимать ряд решений как по выбору численных значений исходных параметров расчетов, так и по выбору схемных и конструктивных решений. В учебном проектировании ЯЭУ АЭС такие решения следует принимать на основе рекомендаций, приводимых в курсе читаемых лекций.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА НА ТЕМУ «ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ ЯЭУ АЭС»

1.1. Цели и задачи проектирования ЯЭУ АЭС

Любое проектирование (в том числе, учебное) предполагает широкое использование прототипных данных. Причем для разрабатываемой установки в качестве прототипных могут использоваться данные различных энергоустановок. Такой подход обогащает учебное проектирование, а также способствует более глубокому освоению курса «АЭС и установки».

В программе подготовки специалиста по проектированию и эксплуатации атомных энергетических установок атомных электростанций (ЯЭУ АЭС) главное внимание уделяется основам эксплуатации как отдельных элементов ЯЭУ, так и установки в целом. Грамотная эксплуатация такого сложного комплекса, каким является ЯЭУ, может быть организована на основе глубокого изучения фундаментальных положений, регламентирующих эксплуатацию ЯЭУ в различных режимах ее использования. В свою очередь, освоение положений руководящих эксплуатационных документов невозможно без обстоятельного изучения физической сущности процессов, протекающих в различных элементах ЯЭУ. В этой связи должны быть освоены теория нейтронно-физических процессов в ядерном реакторе, теория тепловых процессов в различных элементах ЯЭУ, теория гидродинамических и газодинамических процессов в соответствующих элементах (например, течение пара в проточной части турбины), теория переходных процессов в сложной и разветвленной системе управления ЯЭУ и ряд других теоретических дисциплин. Разумеется, вопросы теории должны быть тесно увязаны с устройством и принципом действия реальной техники атомной энергетики.

Наряду с этим во всесторонней подготовке специалиста эксплуатационного профиля важное место занимает изучение вопросов проектирования и практическое выполнение проекта ЯЭУ.

Во-первых, все эксплуатационные особенности ЯЭУ, ее достоинства и недостатки закладываются на стадии ее проектирования, к тому же они не случайны. Это результат реализации постоянно совершенствующихся требований к разрабатываемой установке, которые, в свою очередь, являются результатом постоянного развития научно-технической мысли, промышленной базы, а также опыта эксплуатации. Изучая вопросы проектирования ЯЭУ, можно проследить, как формируются взгляды на соответствующие эксплуатационные свойства установки и как они реализуются. Это позволит полнее осознать возможности ЯЭУ и пути более рационального их использования.

Во-вторых, изучение проектирования ЯЭУ в целом требует комплексного применения знаний, полученных в различных специальных курсах. Практическое выполнение проекта ЯЭУ в учебных целях ставит автора проекта перед необходимостью решать отдельные частные вопросы по составным элементам установки во взаимосвязи. Это позволит увидеть ЯЭУ не как простую совокупность механизмов, а как сложный комплекс взаимосвязанных элементов. Все это способствует более глубокому познанию принципов ее эксплуатации.

В-третьих, изучение проектирования ЯЭУ позволит просмотреть историю развития ЯЭУ, уловить тенденции их развития и перспективы, увидеть достоинства и недостатки различных конструктивных и схемных решений, наметить принципы эксплуатации установок с учетом их особенностей.

Такой подход к вопросам проектирования не только придает ему эксплуатационную направленность, но и способствует поднятию уровня культуры эксплуатации, что весьма важно, т. к. способствует повышению надежности и безопасности эксплуатации ЯЭУ.

В завершение изучения цикла лекций по проектированию ЯЭУ выполняется курсовой проект. Цель такого проекта и круг задач, решаемых в нем, сводится к следующему:

- систематизация и закрепление знаний, полученных на лекциях;
- получение навыков самостоятельного принятия решений по комплексному кругу проблем общеустановочного характера (изучение состояния вопроса, выбор оптимального решения);
- получение навыков в реализации принятых решений (воплощение решений в конкретные конструкции и схемы, выбор расчетных методик и определение параметров, характеризующих конструктивное и схемное решение);
- получение навыков в анализе результатов проектирования и составлении выводов.

При этом нужно уметь свободно пользоваться прототипными данными (схемные и конструктивные решения, значения параметров) как базой для разрабатываемой ЯЭУ, а также смело идти на переработку отдельных узлов установки с учетом тенденций развития ЯЭУ и в соответствии с современными требованиями.

В свете задач учебного проектирования ЯЭУ АЭС лекционный материал цикла, обеспечивающий данный процесс, раскрывает следующие вопросы:

- ознакомление с современными требованиями к ЯЭУ АЭС и с современными подходами к их реализации;
- рекомендации по выбору основных конструктивных и схемных решений при проектировании ЯЭУ АЭС;

- методики, позволяющие произвести несложные, но достаточно достоверные расчеты по оценке основных параметров элементов ЯЭУ;
- рекомендации по анализу принятых решений и полученного комплекса параметров.

В 1970 году был введен в действие комплекс государственных стандартов – Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Это система взаимоувязанных стандартов, регламентирующих не только правила выполнения конструкторских документов в процессе проектирования, но и сам процесс проектирования. ЕСКД является обязательной для всех организаций, занимающихся проектированием изделий самого разного назначения. В качестве обязательной она внедрена и в учебных заведениях: курсовые и дипломные проекты должны выполняться с соблюдением норм и правил стандартов ЕСКД. В то же время, учебным заведениям предоставлено право с учетом специфики учебного процесса принимать отдельные, строго оговоренные отступления от норм ЕСКД. Однако основополагающие нормы ЕСКД должны при этом соблюдаться полностью.

Одной из таких основополагающих норм ЕСКД являются положения ГОСТ 2.103-2013 «Стадии разработки».

В соответствии с требованиями этого стандарта проектирование любого изделия проходит несколько стадий.

Для начала работ по проектированию соответствующего изделия заказчик должен разработать техническое задание (ТЗ) и выдать его исполнителю-проектанту изделия. В ТЗ должны быть указаны назначение изделия, его технические характеристики и показатели качества, а также специальные требования к изделию.

На основании технического задания, при необходимости, проектант разрабатывает техническое предложение, являющееся первой стадией проектирования изделия. Если до составления ТЗ выполнены соответствующие исследовательские работы и они учтены при составлении ТЗ, то стадия технического предложения не выполняется. На основе ТЗ выполняют первую стадию проектирования – эскизный проект.

Эскизный проект разрабатывают в целях установления принципиальных конструктивных и схемных решений, дающих общее представление об устройстве и принципе действия изделия, а также данных, определяющих основные параметры и габаритные размеры основных элементов изделия. На стадии эскизного проектирования обычно разрабатывается несколько вариантов изделия. К дальнейшей разработке принимается тот вариант, который наиболее полно удовлетворяет требованиям к изделию.

Эскизный проект после согласования и утверждения служит основанием для разработки технического проекта изделия.

Действующие в настоящее время руководящие документы, которые регламентируют порядок проектирования ЯЭУ АЭС, можно разделить на три группы:

- государственные стандарты, требования которых подлежат неукоснительному соблюдению как на стадии разработки ЯЭУ, так и при ее создании, эксплуатации и ремонтах. Большинство из них имеют пометку «Несоблюдение стандарта преследуется по закону»;

- нормативно-технические документы, в которых изложены требования заказчика. На стадии разработки документов они должны быть детально согласованы с возможностями проектанта и изготовителя ЯЭУ. После согласования и утверждения нормы этих научно-технических документов являются обязательными для исполнителя-проектанта.

- нормативно-технические документы, в которых исполнитель фиксирует свой опыт проектирования и устанавливает правила и нормы, а также рекомендации по наиболее эффективному способу реализации требований заказчика. Положения этих документов также подлежат согласованию, но уже со стороны заказчика.

Проектирование ЯЭУ АЭС в учебных целях является заключительным этапом обучения в вузе. Основные задачи проектирования можно свести к следующему:

- систематизация и закрепление теоретических знаний и практических навыков, полученных за период обучения;

- получение навыков в самостоятельном освоении вопросов устройства и эксплуатации технических средств по техническим описаниям и инструкциям;

- приобретение навыков самостоятельной работы в решении различных инженерных задач по профилю подготовки;

- развитие навыков анализа и обобщения данных научно-технической литературы, результатов расчетов и экспериментов, материалов по эксплуатации, а также оценки эффективности технических средств.

1.2. Требования к структуре, содержанию и оформлению курсового проекта (курсовой работы)

Структура курсового проекта (курсовой работы) включает в себя следующие основные элементы в порядке их расположения:

- титульный лист;
- задание на курсовое проектирование;
- содержание;
- введение;
- основная часть;
- заключение;

- список использованной литературы (использованных источников);
- приложения.

Титульный лист является первой страницей курсового проекта (курсовой работы) и оформляется по установленной форме. Титульный лист не нумеруется.

В содержании приводятся все разделы (главы) и подразделы (параграфы) курсового проекта (курсовой работы), пронумерованные арабскими цифрами, указываются страницы, с которых они начинаются. Каждый подраздел (параграф) содержит номер раздела (главы), в которую он входит, и собственный порядковый номер. Знак параграфа не ставится. Заголовки содержания должны точно повторять заголовки в тексте. Основной текст работы состоит из введения, 2-3 разделов (глав) с подразделами (параграфами) и заключения.

Во введении обозначается проблема, избранная для изучения, обосновывается ее актуальность, показывается степень ее разработки, место и значение в соответствующей области науки или практики, дается анализ источников и литературы, определяются объект, предмет, цели и задачи, методика исследования (при необходимости).

В основной части проекта (работы), состоящей из 2-3 глав (разделов), излагается материал темы, решаются задачи, поставленные во введении. Содержание проекта (работы) должно соответствовать и раскрывать название темы курсового проекта (курсовой работы). Требования к содержательной части подробно излагаются в методических указаниях (рекомендациях) по написанию курсового проекта (курсовой работы).

Заключение – самостоятельная часть курсового проекта (курсовой работы). Заключение не должно содержать пересказ содержания исследования. Здесь подводятся итоги теоретической и практической разработки темы, предлагаются обобщения и выводы по исследуемой теме, формулируются рекомендации и предложения, могут намечаться задачи для дальнейшего углубления темы в выпускной квалификационной работе.

Список использованной литературы (использованных источников) помещается после заключения. Включенные в список источники должны иметь отражение в тексте проекта (работы). При цитировании авторов в тексте курсового проекта (курсовой работы) ссылки на источник обязательны. Список использованной литературы (использованных источников) свидетельствует о степени изученности проблемы и сформированности у обучающегося навыков самостоятельной работы и должен содержать, как правило, не менее 10 наименований.

В приложения включаются связанные с выполненным курсовым проектом (курсовой работой) материалы, которые по каким-либо причинам не могут быть внесены в основную часть: справочные материалы, таблицы, схемы, нормативные документы, образцы документов, инструкции, мето-

дики (иные материалы), разработанные в процессе выполнения проекта (работы), иллюстрации вспомогательного характера, формулы и т.д.

Оформление курсового проекта должно соответствовать действующим в Российской Федерации ГОСТам, основным из которых является – ГОСТ Р 2.105-2019 «Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам». Рекомендуемые параметры:

- проект (работу) следует печатать на компьютере через одинарный или полуторный интервал на листах белой бумаги формата А4 (210 x 297 мм), шрифт Times New Roman, кегль 14 или 12. Страницы (листы) принято нумеровать арабскими цифрами (без кавычек, черточек и других украшений), колонтитул – 1 см (титульный лист включается в общую нумерацию, но номер страницы на нем не ставят), абзацный отступ – 1,25 см;

- листы должны иметь поля: левое – 30 (25) мм, правое – 10 (15) мм, верхнее и нижнее – 20 мм (параметры поля определяются применяемыми при оформлении курсового проекта (курсовой работы) ГОСТами);

- каждую структурную часть проекта (работы) следует начинать с нового листа. Заглавия каждой части оформляют единообразно (одним видом шрифта, одинаковым кеглем и выделением, а также одинаковым расстоянием от предыдущего текста до заголовка и от заголовка до последующего текста, от заголовка до подзаголовка).

Объем курсового проекта (курсовой работы) определяется тематической направленностью проекта (работы) и общим объемом времени, предусмотренным рабочей программой дисциплины для выполнения курсового проекта (курсовой работы).

2. ВЫБОР ТИПА ЯЭУ И ЕЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

2.1. Выбор типа ЯЭУ

Основная задача АЭС – выработка электроэнергии. Для этого в ее составе предусмотрен турбоагрегат – конденсационная паровая турбина. Она использует тепловую энергию, вырабатываемую в ядерном реакторе, и приводит в действие генератор электроэнергии. Такие электростанции получили название атомных электростанций. На них также возлагается задача обеспечения тепловой энергией (отпуск тепла) на собственные нужды и нужды близко расположенных населенных пунктов. Доля отпускаемой тепловой энергии в общем энергетическом балансе АЭС обычно очень небольшая от 2...3 % до 7...8 % номинальной тепловой мощности ЯР.

Возможно создание атомных станций, задачей которых является выработка электроэнергии и теплоснабжение с большой тепловой нагрузкой. Такие станции называют атомными теплоэлектроцентралями (АТЭЦ). Например, длительное время находится в эксплуатации Билибинская

АТЭЦ на Чукотке, для которой соотношение вырабатываемой электроэнергии и отпускаемой тепловой энергии составляет: тепловая мощность ядерного реактора (ЯР) – 62 МВт; электрическая мощность – 12 МВт; отпускаемая тепловая мощность – до 29 МВт.

Атомная энергия может использоваться на станции, предназначенной только для теплоснабжения – атомные станции теплоснабжения (АСТ) или атомные станции промышленного теплоснабжения (АСПТ). Обычно АСТ работают без парообразования, а АСПТ вырабатывают пар с давлением около 2 МПа.

В настоящее время в стационарной атомной энергетике используются АЭС с ЯЭУ различного типа, имеющие различные важные показатели: надежность, безопасность, себестоимость выпускаемой электроэнергии, маневренность, удобство эксплуатации и другие. Для нормального функционирования АЭС, как и для любого предприятия, необходимо выполнение двух основных условий:

- безопасность в соответствии с требованиями нормативных документов;
- себестоимость выпускаемой продукции должна быть конкурентоспособной с другими источниками данной продукции.

В свою очередь, атомная станция (АС) удовлетворяет требованиям безопасности, если соблюдаются следующие условия:

- радиационное воздействие АС на персонал, население и окружающую среду при нормальной эксплуатации и нарушениях нормальной эксплуатации до проектных аварий включительно не приводит к превышению установленных доз облучения персонала и населения, нормативов по выбросам и сбросам;
- радиационное воздействие АС на персонал, население и окружающую среду ограничивается при запроектных авариях;
- ограничивается вероятность возникновения на АС аварий.

Безопасность АС достигается за счет качественного проектирования, конструирования и изготовления оборудования, размещения, сооружения и эксплуатации АС посредством соблюдения требований федеральных законов, федеральных норм и правил в области использования атомной энергии, формирования и поддержания культуры безопасности, учета опыта эксплуатации и современного уровня развития науки, техники и производства. Безопасность АС должна обеспечиваться за счет последовательной реализации глубокоэшелонированной защиты, основанной на применении системы физических барьеров на пути распространения ионизирующего излучения и радиоактивных веществ в окружающую среду, а также системы технических и организационных мер по защите барьеров и сохранению их эффективности, а также по защите персонала, населения и окружающей среды.

Система физических барьеров блока АС должна включать: границу контура теплоносителя реактора, герметичное ограждение реакторной

установки (РУ) и биологическую защиту, а также топливную матрицу и оболочку тепловыделяющего элемента (ТВЭЛ).

В отечественной энергетике представлено значительное разнообразие реакторных установок ЯЭУ. При этом основные компоненты ЯЭУ зависят от типа реактора, вида теплоносителя, целевого назначения, тепловой схемы и ряда других факторов.

Наиболее существенным признаком, по которому классифицируют АЭС, является количество контуров теплопередачи в реакторной установке. Тепловая схема ЯЭУ может быть одно-, двух- и трехконтурной (рис. 2.1). Одно- и двухконтурные схемы применяют в ЯЭУ с реакторами на тепловых нейтронах с водным теплоносителем, трехконтурные – в ЯЭУ с реакторами на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем.

В *одноконтурной схеме* (рис. 2.1, а) пар вырабатывается непосредственно в реакторе. Полученная пароводяная смесь подается в барабан-сепаратор, отсепарированный насыщенный пар поступает в паровую турбину. Отработавший в турбине пар конденсируется, и после подогрева, конденсат циркуляционным насосом подается в реактор. В такой схеме теплоноситель является одновременно и рабочим телом в термодинамическом цикле паросиловой установки. Одноконтурная установка является наиболее простой и обладает большей тепловой экономичностью. Однако пароводяная смесь, проходя через реактор, становится радиоактивной. Хотя основное количество радиоактивных веществ остается в отсепарированной воде, некоторая часть твердых частиц (главным образом продуктов коррозии, обладающих наведенной радиоактивностью) вместе с паром поступает в паропроводы, накапливается в турбине и другом оборудовании. Это вызывает повышенные требования к биологической защите, затрудняет проведение контроля и ремонта оборудования.

В *двухконтурной схеме* (рис. 2.1, б) теплоноситель и рабочее тело движутся по самостоятельным контурам, общим оборудованием для которых является парогенератор. Контур теплоносителя называют *первым*, а контур рабочего тела – *вторым*. Нагретый в реакторе теплоноситель поступает в парогенератор, отдает свою теплоту рабочему телу и с помощью главного циркуляционного насоса возвращается в реактор.

Использование в качестве теплоносителя натрия, который становится радиоактивным в нейтронном поле, причем при этом активно взаимодействует с водой (вплоть до парового взрыва), вызывает необходимость применения *трехконтурной схемы* (рис. 2.1, в). Радиоактивный натрий первого контура из реактора направляется в теплообменник, где отдает свою теплоту натрию промежуточного контура, и циркуляционным насосом возвращается в реактор. Нерadioактивный натрий второго (промежуточного) контура передает теплоту рабочему телу (воде) третьего контура в парогенераторе, откуда полученный пар высоких параметров поступает в

турбину. Давление натрия в промежуточном контуре поддерживается более высоким, чем в первом контуре, тем самым исключаются протечки радиоактивного натрия в промежуточный контур и его взаимодействие с водой. Такая компоновка обуславливает дополнительное увеличение капитальных затрат при строительстве энергоблока, однако при этом обеспечиваются условия безопасной эксплуатации реакторной установки.

В качестве рабочего тела в цикле преобразования тепловой энергии в механическую применяют, в основном, пар (насыщенный или перегретый). Полученный в парогенераторе пар направляется в турбину, совершает в ней работу и конденсируется, а конденсат после подогрева питательным насосом подается в парогенератор.

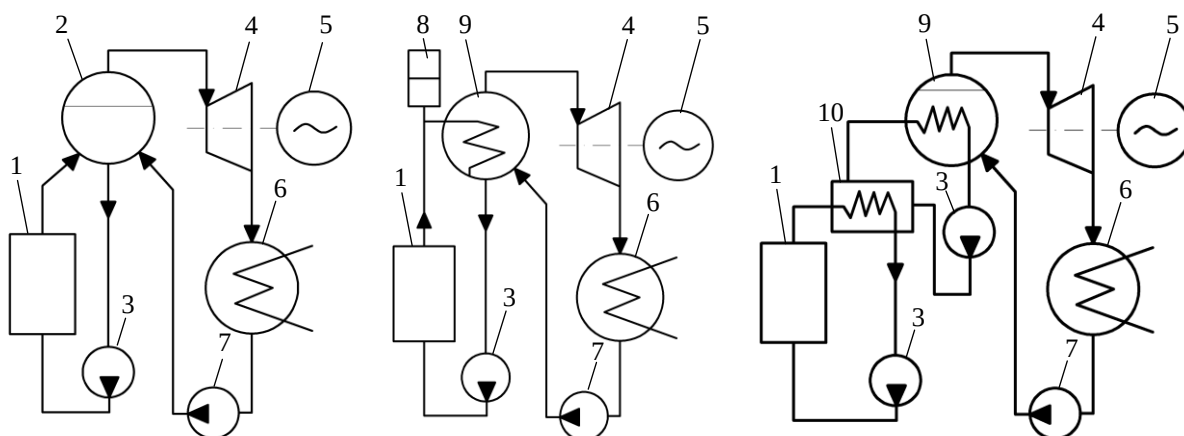


Рис. 2.1. Тепловые схемы ЯЭУ с разным числом контуров

а – одноконтурная, б – двухконтурная, в – трехконтурная;

1 – реактор; 2 – сепаратор; 3 – главный циркуляционный насос; 4 – турбина;
5 – электрогенератор; 6 – конденсатор; 7 – питательный насос; 8 – компенсатор давления; 9 – парогенератор; 10 – промежуточный теплообменник

В одноконтурной установке система физических барьеров энергоблока АС состоит из трех компонентов: топливная матрица, оболочка ТВЭЛ и биологическая защита. В то же время, в двухконтурной и трехконтурной установках система физических барьеров включает в себя пять компонентов: топливную матрицу, оболочку ТВЭЛ, границу контура теплоносителя реактора, герметичное ограждение реакторной установки и биологическую защиту.

2.2. Выбор типа ядерного реактора

В зависимости от характерных признаков реакторы можно классифицировать по назначению, по ядерно-физическим процессам, виду замедлителя, по теплоносителю, конструкционному оформлению и др.

По назначению ЯР подразделяются на энергетические, исследовательские, транспортные, промышленные, многоцелевые. В зависимости от назначения на первый план выдвигаются те или иные требования, определяющие конструктивное оформление ЯР, его характеристики и режим работы.

Так, непременным условием для транспортных реакторов должны быть компактность и маневренность. Исследовательские реакторы, предназначенные для материаловедческих исследований, должны быть высокопоточными, т.к. для исследования нейтронно-физических характеристик важно выделить пучки нейтронов с определенной энергией. Промышленные реакторы, предназначенные для наработки плутония, производства радиоактивных изотопов, опреснения морской воды, относятся, как правило, к классу низкотемпературных и работают в форсированном режиме. Требования к энергетическим реакторам определяются, прежде всего, экономичностью термодинамического цикла и в связи с этим стремлением к повышению его параметров. Двух- и многоцелевые реакторы, например, для выработки электроэнергии и опреснения морской воды, должны сочетать в себе требования той и другой направленности.

По ядерно-физическим процессам различают реакторы на тепловых, быстрых и промежуточных нейтронах, а также термоядерные. Наиболее освоены в настоящее время реакторы на тепловых нейтронах, в которых обогащение топлива ниже, чем, например, в реакторах на быстрых нейтронах. С увеличением энергии нейтронов требуется более обогащенное топливо, из-за чего критические размеры активной зоны уменьшаются, и увеличивается ее удельная энергонапряженность.

Эти качества присущи реакторам на быстрых нейтронах, которые в настоящее время находятся в стадии промышленного освоения. Перспектива развития данных реакторов определяется возможностью расширенного воспроизводства ядерного топлива благодаря высокому коэффициенту воспроизводства, который может достигать в них значений, заметно превышающих единицу. Реакторы на промежуточных нейтронах используются только в специальных исследовательских установках. Доминирующее место в настоящее время, как уже упоминалось, занимают реакторы на тепловых нейтронах, в том числе, и среди энергетических ЯР.

По виду замедлителя реакторы на тепловых нейтронах подразделяются на легководные, тяжеловодные и графитовые. Наиболее компактны реакторы с обычной (легкой) водой в качестве замедлителя. Графитовые реакторы в расчете на единицу мощности имеют наибольшие размеры. Несколько меньшими размерами обладают тяжеловодные ЯР.

Это обусловлено замедляющими свойствами замедлителя и связано с пробегом нейтронов при замедлении. Наилучшей замедляющей способностью обладает обычная вода, наихудшей – графит. Примерно в обратном порядке можно расставить указанные замедлители в отношении коэффи-

циента замедления, исключая тяжелую воду, обладающую наивысшим коэффициентом замедления. Именно в тяжеловодных ЯР можно получить критическую массу на природном уране с большим запасом реактивности. С большими ограничениями можно сконструировать реактор на природном уране с графитовым замедлителем. При использовании легководного замедлителя требуется только обогащенный уран, т.к. вода не только хорошо замедляет нейтроны, но и поглощает их. В качестве замедлителя можно использовать бериллий. Но из-за его высокой стоимости и токсичности он применяется только в специальных ЯР и чаще в качестве отражателя.

По теплоносителю реакторы классифицируются на водоохлаждаемые, газоохлаждаемые и жидкометаллические. Наиболее распространенный теплоноситель – обычная вода. Тяжелая вода из-за ее высокой стоимости в качестве теплоносителя используется редко и только в реакторах, в которых она может быть и замедлителем. Заметное распространение может получить газовый теплоноситель. Это единственно возможный теплоноситель в высокотемпературных реакторах. Расплавленные металлы используются в реакторах на быстрых нейтронах.

По структуре активной зоны различают реакторы гетерогенные и гомогенные. В гетерогенных ЯР топливо, замедлитель и теплоноситель пространственно разделены. Тепловыделяющие сборки (ТВС) расположены обычно в виде правильной решетки. Теплосъем в таких реакторах происходит при омывании ТВЭЛ теплоносителем, циркулирующим через активную зону. Кроме того, вследствие неоднородности распределения материалов в гетерогенных ЯР имеют место локальные неравномерности поля нейтронов. Практически все работающие в настоящее время ЯР – гетерогенные.

В гомогенных ЯР используется однородная смесь топлива, замедлителя и теплоносителя в виде раствора, тонкой взвеси или расплавов. Поэтому размножающие свойства таких реакторов одинаковы во всем объеме активной зоны. Цепная реакция деления происходит только в топливном растворе, находящемся в реакторе, т. к. в нем создается критический объем а.з. и происходит выделение теплоты. Теплосъем осуществляется при циркуляции топливного раствора с замедлителем через теплообменник расположенный вне ЯР. Помимо преимуществ (небольшие размеры, отсутствие ТВЭЛ, непрерывный топливный цикл, простота управления, малые потери нейтронов, высокий коэффициент воспроизводства, саморегулирование мощности) гомогенные ЯР имеют ряд недостатков: циркуляция сильно радиоактивного топливного раствора, повышенная коррозия конструкционных материалов, жесткие требования к надежности оборудования и герметичности первого контура, трудность ремонтных работ и т. д. Поэтому в настоящее время гомогенные ЯР находятся на стадии исследования.



Рис. 2.2. Конструктивные особенности, физические и технологические характеристики ядерных энергетических установок

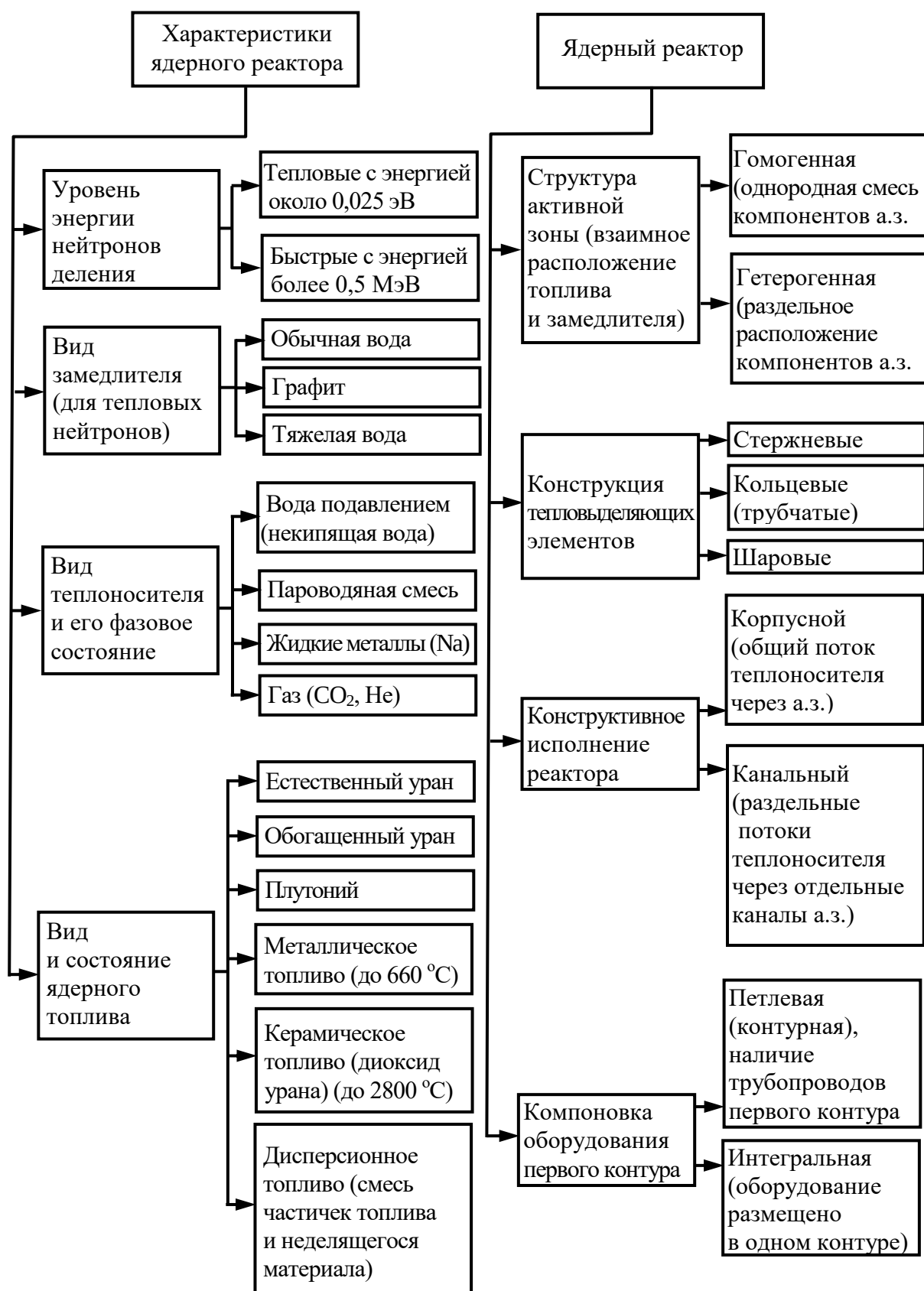


Рис. 2.3. Нейтронно-физические, теплофизические и технологические характеристики ядерного реактора

По конструкционному исполнению реакторы подразделяются на корпусные и каналные. В корпусных реакторах давление теплоносителя воспринимается корпусом, а в канальном – отдельными каналами. Это определяется возможностью непосредственного контакта теплоносителя и замедлителя. Там, где это невозможно, теплоноситель протекает в специальных каналах, в которых размещаются ТВС. Стенки каналов рассчитываются на полное давление теплоносителя и предотвращают его контакт с замедлителем.

Реакторы с водным теплоносителем классифицируются на кипящие и реакторы с водой под давлением (без кипения). Это, прежде всего, относится к реакторам, охлаждаемым обычной водой, как корпусным, так и канальным. Большинство корпусных реакторов – это реакторы с водой под давлением, канальные реакторы – преимущественно кипящие.

По топливу классификация реакторов весьма разнообразна: по обогащению (на природном и обогащенном уране), по агрегатному состоянию топлива (на металлическом природном уране, легированном уране, керамическом топливе, расплавах), по воспроизводящему материалу (с уран-плутониевым или ториевым циклом). Наибольшее распространение пока получили реакторы с твердым керамическим топливом и уран-плутониевым циклом.

По принципу расположения реакторного оборудования различают петлевую (контурную) и интегральную компоновки. При интегральной компоновке все оборудование размещено в одном корпусе (баке), а при петлевой компоновке внутри корпуса реактора находится только а.з.

Из всего многообразия ядерных энергетических установок для рассмотрения достоинств и недостатков выберем типовые отечественные реакторные установки. К ним относятся водоохлаждаемые установки ВВЭР-440, ВВЭР-1000, ВВЭР-1200, ВВЭР-1300, РБМК-1000, а также натриевые ЯЭУ БН-600 и БН-800.

Отдельно остановимся на достоинствах и недостатках каждого типа указанных ЯЭУ.

Достоинства ВВЭР:

1. Использование воды обеспечивает безопасность эксплуатации реактора. В реакторах, в которых вода используется и как теплоноситель, и как замедлитель, при соответствующей конструкции активной зоны можно достичь отрицательного температурного коэффициента реактивности, что предохраняет реактор от произвольного увеличения мощности. Это свойство получило название саморегулирования реактора.

2. Технология изготовления ВВЭР хорошо изучена и отработана.

3. Вода, обладая хорошими теплопередающими свойствами, относительно просто и с малыми затратами мощности перекачивается насосами (при одинаковых условиях коэффициент теплопередачи для тяжелой воды

на 10 % больше по сравнению с коэффициентом теплопередачи для легкой воды).

4. Невоспламеняемость и невозможность затвердевания воды упрощает проблему эксплуатации реактора и вспомогательного оборудования.

5. Наличие защитной оболочки, выполнить которую для канальных реакторов не представляется возможным из-за большой разветвленности трубопроводов реакторного отделения.

6. Возможность жидкостного регулирования реактивности при помощи изменения концентрации жидкого поглотителя нейтронов (борной кислоты) в теплоносителе первого контура.

7. Возможность создания энергоблоков большой мощности.

Недостатки ВВЭР:

1. Необходимость высокообогащенного урана, обусловленная достаточно сильным поглощением нейтронов обычной водой.

2. Наличие сложного в изготовлении и габаритного герметичного корпуса реактора, ввиду высокого давления в первом контуре (16,18 МПа при нормальной эксплуатации ВВЭР-1200).

3. Сложность замены (перегрузки) ядерного топлива, т. к. для замены ТВС требуется полная остановка реактора, дренирование теплоносителя, демонтаж системы привода стержней, снятие крышки ЯР.

4. Активное взаимодействие борной кислоты, содержащейся в теплоносителе первого контура, с оболочками ТВЭЛ, вызывающее их коррозию. Поэтому ТВЭЛ должны изготавливаться из материала, слабо взаимодействующего с борной кислотой (как правило, в этой роли выступает циркониевый сплав).

5. Выделение взрывоопасного водорода при аварийных ситуациях с расплавлением циркониевых оболочек ТВЭЛ и их контакте с водой (пароциркониевая реакция).

6. Возможность аварии с потерей теплоносителя (течи первого контура), обуславливающая необходимость средств для ее компенсации.

Преимущества РБМК:

1. Отсутствие общего герметичного корпуса высокого давления, и, как следствие, ограничений на размер активной зоны и мощность реактора.

2. Возможность перегрузки ядерного топлива на работающем ЯР.

3. Возможность использования низкообогащенного топлива или даже отработанного топлива ВВЭР (согласно проекту).

4. Относительно низкая себестоимость вырабатываемой электроэнергии.

Недостатки РБМК:

1. Наличие в активной зоне большого количества конструкционных материалов, поглощающих нейтроны.

2. Положительный паровой температурный коэффициент реактивности, который, при неправильной эксплуатации, может привести к неконтролируемому увеличению мощности.

3. Малое количество физических барьеров безопасности.

Достоинства реакторов БН:

1. Возможность использования неделящихся тепловыми нейтронами изотопов тяжелых элементов. В топливный цикл могут быть вовлечены запасы U-238 и Th-232, которых в природе значительно больше, чем U-235 – основного топлива для реакторов на тепловых нейтронах. Также может быть использован и так называемый «отвальный уран», оставшийся после обогащения U-235.

2. Возможность практически полного использования ядерного топлива, т.к. коэффициент воспроизводства в реакторах БН превышает единицу. Это обусловлено следующими факторами:

- практически каждое поглощение нейтрона ядром топлива приводит к процессу деления, т.е. количество быстрых нейтронов существенно больше, чем при делении топлива тепловыми нейтронами;

- доля паразитических захватов нейтронов мала из-за того, что паразитическое сечение конструкционных материалов сравнительно невелико;

- значительная тепловая энергия ядерного реактора при делении U-238 быстрыми нейтронами.

3. Возможность использования жаростойких материалов, в том числе, нержавеющей стали.

4. Слабое поглощение нейтронов продуктами деления.

5. Более равномерное поле нейтронного потока по объему а.з.

6. Использование в качестве теплоносителя жидких металлов. В настоящее время широко применяется натрий, имеющий малое сечение захвата, небольшой коэффициент замедления нейтронов, хорошие теплофизические свойства, а также высокую температуру кипения при малом давлении.

7. Отсутствие замедлителя.

8. Значительная глубина выгорания

9. Более высокий уровень безопасности по сравнению с реакторами на тепловых нейтронах, который обеспечивается:

- отсутствием в реакторе высокого давления;

- отсутствием риска потери теплоносителя из-за выкипания;

- невозможностью парациркуляционной реакции.

Недостатки реакторов БН:

1. Трудность обеспечения надежного теплоотвода от а.з. реактора, обусловленная следующими факторами. Необходимость повышения коэффициента воспроизводства требует высокого обогащения ядерного топлива (до 20...30 %). Из-за низкого сечения захвата нейтронов ТВЭЛ в а.з.

расположены достаточно компактно. При этом плотность энерговыделения в а.з. БН составляет около 500 МВт/м^3 , что в 50 раз больше, чем в РБМК, и в 5 раз больше, чем в ВВЭР. Поэтому для охлаждения столь энергонапряженной активной зоны требуется обеспечить высокий удельный теплоотвод. Это достигается применением тонких (диаметром 5...6 мм) ТВЭЛ, что вызывает проблемы их изготовления и дистанционирования.

2. Токсичность Pu-239, образующегося в а.з. при делении U-238.

3. Сложность управления реактора – доля запаздывающих нейтронов и время их жизни достаточно малы.

4. Использование в качестве теплоносителя жидкого натрия, который:

- имеет высокую наведенную радиоактивность;
- активно взаимодействует с водой и кислородом (вплоть до парового взрыва);

- должен поддерживаться в жидком (расплавленном) состоянии даже при остановленном реакторе. Это вызывает необходимость использования дополнительных элементов для подогрева натрия.

5. Конструкционная сложность.

6. Высокие капитальные затраты на строительство энергоблока.

7. Высокая стоимость ядерного топлива повышенного обогащения.

8. Относительно высокая себестоимость вырабатываемой электроэнергии.

Строго говоря, в качестве разрабатываемой ЯЭУ могут быть приняты установки различного типа: с ЯР на тепловых, промежуточных или быстрых нейтронах, с различными теплоносителями (вода под давлением, жидкий металл, газ), одноконтурные, двухконтурные или даже трехконтурные, по типу двигателя, преобразующего тепловую энергию в механическую – с паровой или газовой турбиной и т.д.

В то же время, учитывая наибольшую распространенность в настоящее время двухконтурных ядерных установок, рекомендуется при выборе типа ЯЭУ принять для разработки двухконтурную ЯЭУ с ЯР на тепловых нейтронах и паровой турбиной, используемой в качестве привода генератора электроэнергии.

Все остальные вопросы выбора типа ядерной энергетической установки (быстроходная или тихоходная турбина, тип и состав оборудования промежуточной сепарации и перегрева пара, тип и состав системы регенерации тепла в цикле теплового двигателя, тип и состав главного конденсатора, особенности системы технического водоснабжения и пр.) следует выбрать дополнительно. При этом целесообразно ориентироваться на прототипную установку.

2.3. Выбор типа парогенераторной установки

В соответствии с тепловой схемой ЯЭУ АЭС пар вырабатывается либо непосредственно в ядерных реакторах кипящего типа, либо в парогенераторах (ПГ) – теплообменниках, в которых осуществляется передача теплоты от теплоносителя, поступающего из реактора, к рабочей среде – воде, из которой получается пар. Следовательно, парогенератор, является обязательным элементом двух- и трехконтурных ЯЭУ. В одноконтурных ЯЭУ функции парогенератора выполняет ядерный реактор.

По типу теплоносителя различают парогенераторы, нагреваемые водой, газом или расплавленным металлом. Водный теплоноситель первого контура, являясь низкокипящим веществом, ограничивает возможность его нагрева до высокой температуры. Повышение температуры воды первого контура требует поддержания в нем высокого давления, что связано с усложнением и удорожанием всего тракта контура.

Расплавленные металлы и газы не имеют ограничений по температуре на выходе из реактора. Из-за благоприятных теплофизических свойств высокотемпературный нагрев жидкого металла достигается без принятия особых мер по интенсификации теплообмена. В то же время, неблагоприятные теплофизические свойства газа как теплоносителя при атмосферном давлении не позволяют организовать теплообмен при приемлемых коэффициентах теплопередачи.

Интенсифицировать теплообмен можно увеличением массовой скорости газового потока, что достигается повышением давления газа в контуре. Следовательно, получение водяного пара высоких и сверхкритических параметров возможно только при применении газа или расплавленного металла, являющихся высокотемпературными теплоносителями. Так, температура теплоносителя на выходе из реактора (на входе в парогенератор) 600...650 °С обеспечивает перегрев пара стандартных параметров.

По компоновке ПГ АЭС классифицируются на вертикальные и горизонтальные. Парогенераторы с газовым и жидкометаллическим теплоносителями выполняются вертикальными. На АЭС с ВВЭР устанавливаются парогенераторы обоих типов. Опыт эксплуатации отечественных и зарубежных ЯЭУ с ВВЭР показал, что эксплуатационные показатели и надежность вертикальных и горизонтальных парогенераторов примерно одинаковы. В то же время, каждому типу ПГ присущи свои достоинства и недостатки.

Достоинства горизонтальных парогенераторов:

- большой запас котловой воды, позволяющий в течение 60...90 минут отводить остаточные тепловыделения от активной зоны ЯР без подпитки ПГ в аварийных и других нарушениях нормальной эксплуатации за счет фазового преобразования воды в пар;

- умеренная паровая нагрузка, допускающая использование простой схемы сепарации при надежном обеспечении требуемой влажности пара;
- умеренная скорость среды во втором контуре, исключая опасность вибрации теплообменных труб и других элементов ПГ;
- вертикальные цилиндрические входной и выходной коллекторы первого контура, позволяющие избежать накопления шламовых отложений на их поверхности и снизить опасность коррозионного повреждения теплообменных труб в районе присоединения к коллекторам;
- применение принципа ступенчатого испарения, позволяющее поддерживать низкую концентрацию растворенных примесей в ответственных зонах ПГ, что существенно повышает надежность его работы с точки зрения коррозии;
- горизонтальное расположение поверхности теплообмена, обеспечивающее надежную естественную циркуляцию среды первого контура даже при снижении уровня воды ниже верхних рядов теплообменных труб;
- удобный доступ к пучку теплообменных труб для обслуживания и контроля, как со стороны первого, так и второго контуров. В нижних точках корпуса парогенератора, где возможно оседание и накопление шлама, нет теплообменных труб, поэтому в случае скопления коррозионно-активных примесей в нижней части корпуса парогенератора возможен их смыв через систему продувки и специальные предусмотренные штуцеры;
- упрощенная система регулирования уровня в ПГ.

Недостатки горизонтальных парогенераторов:

- невозможность получения перегретого пара в одном корпусе ПГ;
- в несколько раз большая площадь по сравнению с вертикальным ПГ той же паропроизводительности;
- малые высота и объем парового пространства над зеркалом испарения, снижающие сепарационные возможности и мощность ПГ в целом;
- невозможность организации выделенного экономайзерного участка;
- более низкая тепловая эффективность;
- горизонтальные парогенераторы с габаритами, допустимыми для транспортировки железнодорожным, а для ВВЭР-1200 – и водным путем с диаметром корпуса до 5 м, исчерпали возможности по существенному увеличению единичной электрической мощности ЯЭУ.

Достоинства вертикальных парогенераторов:

- компактность по сравнению с горизонтальными;
- возможность существенного увеличения единичной мощности ПГ, в котором все поперечное сечение нижней части заполняется поверхностью нагрева, а сепарационный объем вынесен в верхнюю часть корпуса;
- отсутствие застойных зон во втором контуре, а, следовательно, и отложений в них;

- равномерность тепловосприятия поверхности нагрева, обеспечивающая также улучшение условий для сепарации влаги;
- высокая степень осушки пароводяной смеси вследствие сочетания жалюзийных и центробежных влагоотделительных элементов;
- повышение температурного напора, а также увеличение параметров производимого пара на 0,3...0,4 МПа.

Недостатки вертикальных парогенераторов:

- наличие горизонтальной трубной доски, где скапливается шлам;
- возможность повышенной вибрации из-за высокой скорости среды во втором контуре;
- возможность повреждения труб посторонними предметами;
- повышенная сложность регулирования уровня в ПГ;
- высокая стоимость высоконикелевых сплавов, применяющихся при изготовлении трубной системы ПГ в некоторых зарубежных странах

Рассмотрим особенности парогенераторных установок некоторых отечественных ЯЭУ.

Для **двухконтурной ЯЭУ** парогенераторная установка – обязательный элемент, разделяющий первый и второй контуры и принадлежащий в равной мере к обоим контурам. В условиях выбранных параметров теплоносителя на выходе из реактора параметры пара, выдаваемого на турбину, и теплотехническая схема парогенераторной установки могут быть различными, но в настоящее время в промышленных двухконтурных ЯЭУ используется установка, схема которой представлена на рис. 2.5, а.

На рис. 2.5, б представлена t - Q -диаграмма этой схемы применительно к давлению в парогенераторе 6,4 МПа. Питательная вода, поступающая в парогенератор, смешивается с водой, находящейся внутри корпуса, и нагревается до температуры насыщения, в основном, за счет конденсации некоторого количества пара. Поэтому с достаточным приближением можно считать, что температура рабочего тела в парогенераторе неизменна и равна температуре насыщения.

Наиболее распространенным ПГ для отечественных двухконтурных ЯЭУ является ПГВ-1000М (рис. 2.4) – горизонтальный, однокорпусный, с погруженной поверхностью теплообмена из горизонтально расположенных труб, со встроенными паросепарационными устройствами и погруженным дырчатым листом. Такой ПГ предназначен для выработки насыщенного пара давлением 64 кгс/см² с влажностью менее 0,2 % в составе энергоблока АЭС с реактором ВВЭР-1000. парогенераторы более современных ЯЭУ с ВВЭР (ВВЭР-1200) рассматриваются при изучении отдельных специальных дисциплин, поэтому в данном пособии детально не представлены.

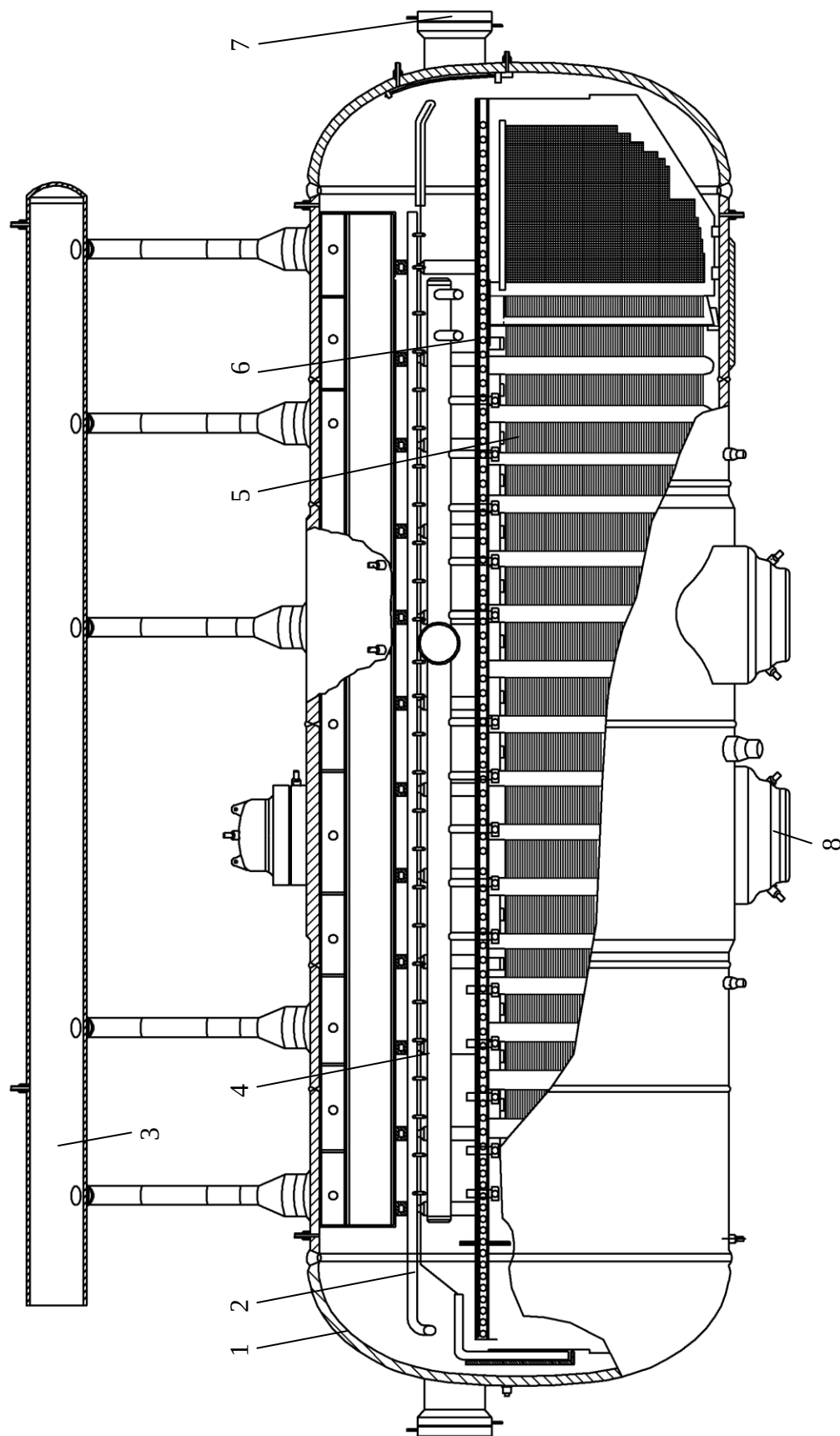


Рис. 2.4. Парогенератор ПГВ-1000М:

1 – корпус; 2 – коллектор АПВ; 3 – паровой коллектор; 4 – коллектор основной питательной воды; 5 – сепарационные устройства; 6 – теплопередающая поверхность; 6 – погруженный дырчатый лист; 7 – люк-лаз; 8 – коллектор первого контура

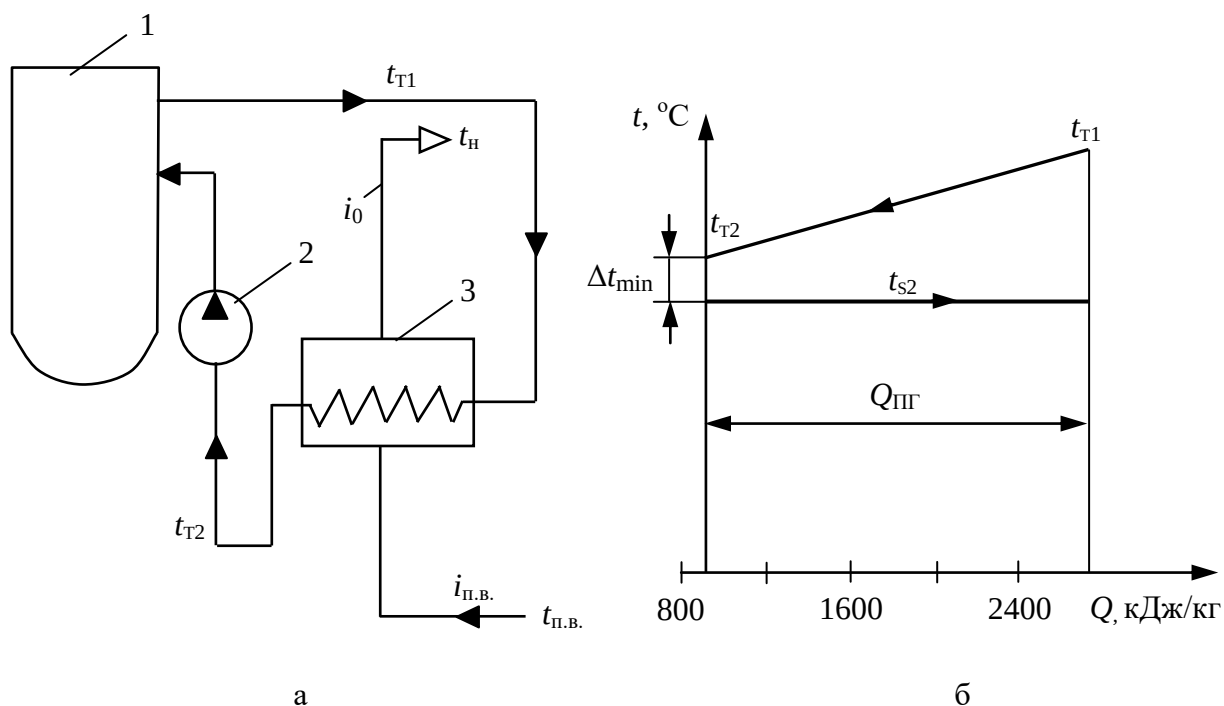


Рис. 2.5. Двухконтурная ЯЭУ:
а – теплотехническая схема; б – t - Q -диаграмма:
1 – реактор; 2 – главный циркуляционный насос; 3 – парогенератор

Использование пароводяного цикла в схеме АЭС с реакторами на быстрых нейтронах с натриевым охлаждением однозначно определяет необходимость парогенератора натрий-вода, как элемента подобной схемы. В настоящее время используются многопетлевые трехконтурные схемы.

Реакторы на быстрых нейтронах с натриевым охлаждением обеспечивают нагрев теплоносителя на выходе из активной зоны до температуры порядка 550 °С, поэтому в парогенераторе натрий-вода используется термодинамический цикл с перегревом пара.

Существует значительное разнообразие типов ПГ (действующих и проектируемых) для реакторов БН, охлаждаемых жидким металлом: с естественной и многократной принудительной циркуляцией, прямоточные, с различными конфигурациями теплообменных труб (с прямыми, U- и L-образными, змеевиковыми, трубками Фильда), выполненных из различных материалов.

По способу разделения теплообменной поверхности на части и соединения их между собой различают интегральные (корпусные), секционно-модульные и микромодульные ПГ.

Интегральной называют конструкцию ПГ, в которой экономайзер, испаритель и пароперегреватель совмещены в одном корпусе (например, ПГ АЭС Суперфеникс, Франция). Интегральные ПГ обычно имеют свободный уровень натрия и газовую полость.

Секционнo-модульнoе ПГ имеют конструкцию, в которой теплообменная поверхность разделена по функциональному назначению на модули экономайзера, испарителя (экономайзера-испарителя) и пароперегревателя (например, ПГ АЭС с БН-600 и БН-800). Совокупность соединенных модулей, способная полностью выполнять функцию производства пара требуемых параметров, образует секцию, которую можно отключать от ПГ. Она представляет собой совокупность параллельно соединенных секций, имеющих общие подводящие и отводящие коллекторы.

Микромодульнoе ПГ – это по существу секционнo-модульнoе конструкции, но без требования возможности отключения секции. Мощность модулей и секций относительно мала, поэтому отказ одного модуля или секции и его удаление не приводят к существенному изменению мощности ПГ.

Парогенераторы классифицируются также по форме теплообменной поверхности. Наиболее распространены ПГ прямотрубной конструкции (БН-600, БН-800), со спиральными трубами (используются термины «геликоидальный», «спирально-навивной», «бухтовый змеевик»), размещенными между центральной трубой и корпусом (Суперфеникс), с теплообменной поверхностью в виде плоских змеевиков («серпантинный», «ширмовый»), размещенных в цилиндрическом корпусе (БОР-60).

Парогенераторы, обогреваемые жидкометаллическим теплоносителем, являются уникальным видом теплообменного оборудования как по рабочим условиям и параметрам пара, так и по требованиям к эксплуатационной надежности и безопасности. В них производится пар высоких и сверхвысоких параметров с давлением до 19 МПа, температурой до 510 °С. Поверхности нагрева работают при больших перепадах температур, значительных тепловых потоках, высоких скоростях движения теплоносителя и рабочего тела. Тонкие стенки труб, являясь границей раздела химически несовместимых сред: натрия и воды, должны обеспечивать абсолютную межконтурную плотность в течение всего срока службы. Любое нарушение плотности вызывает бурно протекающую химическую реакцию взаимодействия.

Основными проектными требованиями, предъявляемыми к натриевым ПГ, являются:

- обеспечение надежности и, тем самым, длительной работоспособности конструкции ПГ: конфигурация трубок и сварных швов должна позволять проводить полный контроль неразрушающими методами всех трубок и сварных швов после сборки трубного пучка;
- минимальная интенсивность коррозионных процессов;
- обеспечение долговечности ПГ, т. е. обеспечение благоприятного температурного режима теплообменной поверхности;
- экономичность конструкции ПГ;
- вибропрочность конструкции ПГ;

- компенсация температурных напряжений;
- безопасность при нарушении плотности теплопередающих трубок.

При создании высокоэкономичных и надежных ПГ большое значение имеет правильный выбор конструкционной схемы. Характеристиками, определяющими схему ПГ в целом и его отдельных элементов, являются: способ омывания теплопередающей поверхности и ее форма, компоновка элементов, принцип движения рабочего тела и т. д.

Выбор и обоснование каждой характеристики ведутся последовательно в процессе проектирования и окончательно уточняются при завершении конструкторского расчета.

Рассмотрим конструкционную схему секции ПГ ЯЭУ БН-800, t - Q -диаграмма которого представлена на рис. 2.6.

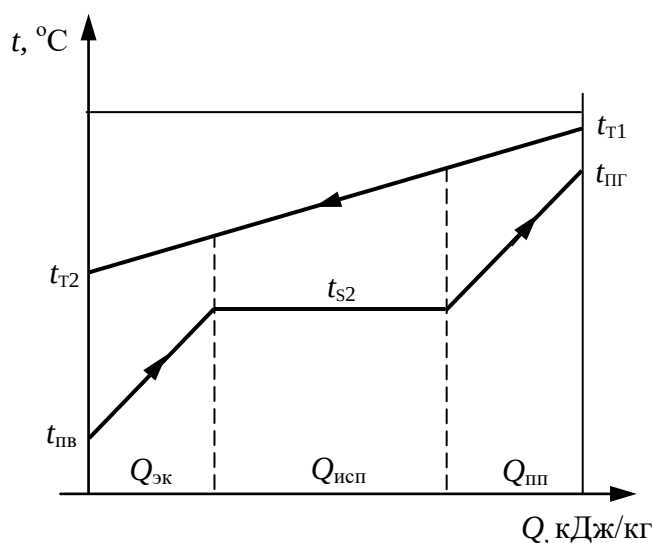


Рис. 2.6. t - Q -диаграмма ПГ ЯЭУ с БН-800

Парогенератор Н-272 – прямоточный, высокого давления, секционный, модульный. В трехпетлевой компоновке реакторной установки парогенератор для каждой петли состоит из 10 секций, буферного натриевого бака, а также трубопроводов обвязки по второму и третьему контурам. Каждая секция включает в себя два модуля: испаритель и пароперегреватель (рис. 2.7).

Парогенератор предназначен для выработки перегретого пара высокого давления за счет тепла жидкометаллического (натриевого) теплоносителя второго контура в энергетических режимах работы установки. Во всех проектных режимах реакторной установки, в которых обеспечивается подача питательной воды, парогенератор используется для расхолаживания реактора.

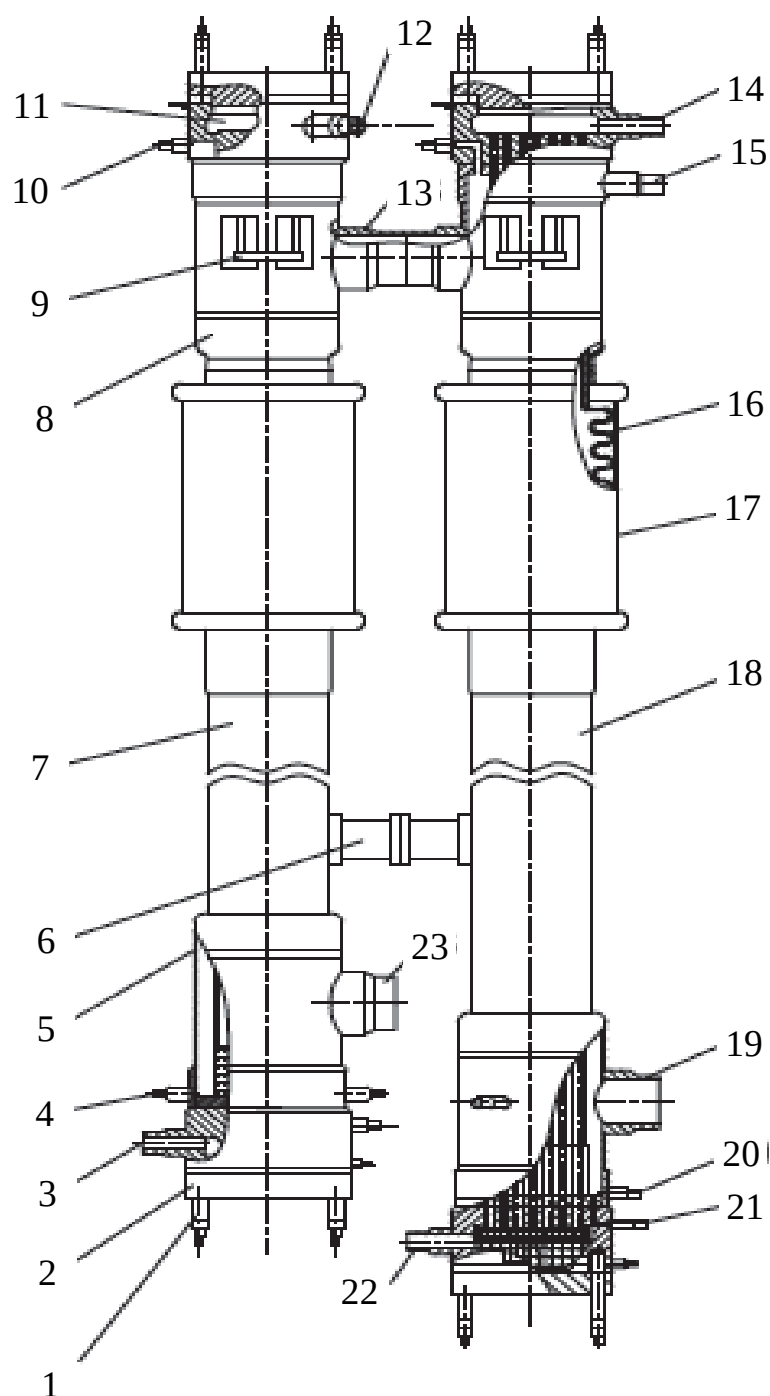


Рис. 2.7. Конструкционная схема секции парогенератора Н-272:

- 1 – шпильки, гайки, шайбы; 2 – уплотнительная крышка; 3 – патрубок выхода перегретого пара; 4, 20, 21 – дренажный патрубок; 5 – нижняя натриевая камера; 6 – промежуточная опора; 7 – основной пароперегревательный модуль; 8 – верхняя натриевая камера; 9 – верхняя опора модуля; 10 – патрубок сдувок; 11 – паровая камера; 12 – патрубок входа слабо перегретого пара; 13 – переливные патрубки; 14 – патрубок выхода слабо перегретого пара; 15 – патрубок сброса продуктов взаимодействия; 16 – линзовый компенсатор; 17 – быстросъемный кожух; 18 – модуль испарителя; 19 – патрубок выхода натрия; 22 – патрубок входа питательной воды; 23 – патрубок входа натрия

Что касается **ЯЭУ с БН-600**, то одной из ее особенностей является то, что в тепловой схеме установки при помощи натрия осуществляется промежуточный перегрев пара. Пар промежуточного перегрева после цилиндра высокого давления (ЦВД) турбины подводится двумя нитками к раздающим коллекторам, подается в верхние камеры модулей пароперегревателя (ПП), проходит сверху вниз, поступает в сборный коллектор и направляется через стопорные и регулирующие клапаны к цилиндру среднего давления (ЦСД) турбины.

В качестве парогенератора в указанной ЯЭУ используется ПГН-200М (рис. 2.9) – прямоточный, секционный, модульный. Каждый ПГ состоит из восьми параллельно включенных по всем рабочим средам секций. В свою очередь, секция включает в себя нескольких функциональных агрегатов-модулей: испаритель, пароперегреватель, промежуточный пароперегреватель, трубопроводы обвязки секций по натрию, воде, пару высокого давления, пару промежуточного перегрева, вспомогательные системы заполнения, дренажа натрия, сдувки газа с установленной на них на входе и выходе каждой секции запорной арматурой.

На рис. 2.8 приведена t - Q - диаграмма ПГ, обогреваемого натриевым теплоносителем, который вырабатывает перегретый пар и осуществляет натриевый промежуточный перегрев пара. Такое решение позволяет использовать в составе блоков серийные турбоустановки и получать максимальный термический коэффициент полезного действия (КПД) цикла.

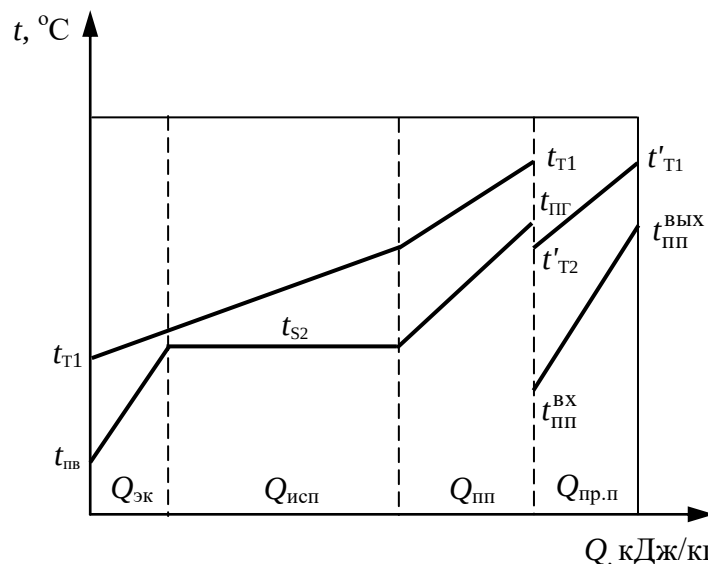


Рис. 2.8. t - Q -диаграмма ПГ ЯЭУ с БН-600 с промежуточным перегревом пара

При проектировании ПГ ЯЭУ с ВВЭР в качестве исходных принимаются следующие данные: параметры теплоносителя, параметры пара и питательной воды, принцип движения теплоносителя во всех элементах ПГ и рабочего тела в пароперегревателе и экономайзере, а также взаимное

направление движения теплоносителей. Все остальные факторы, необходимые для создания ПГ, должны выбираться на основе технико-экономического анализа.

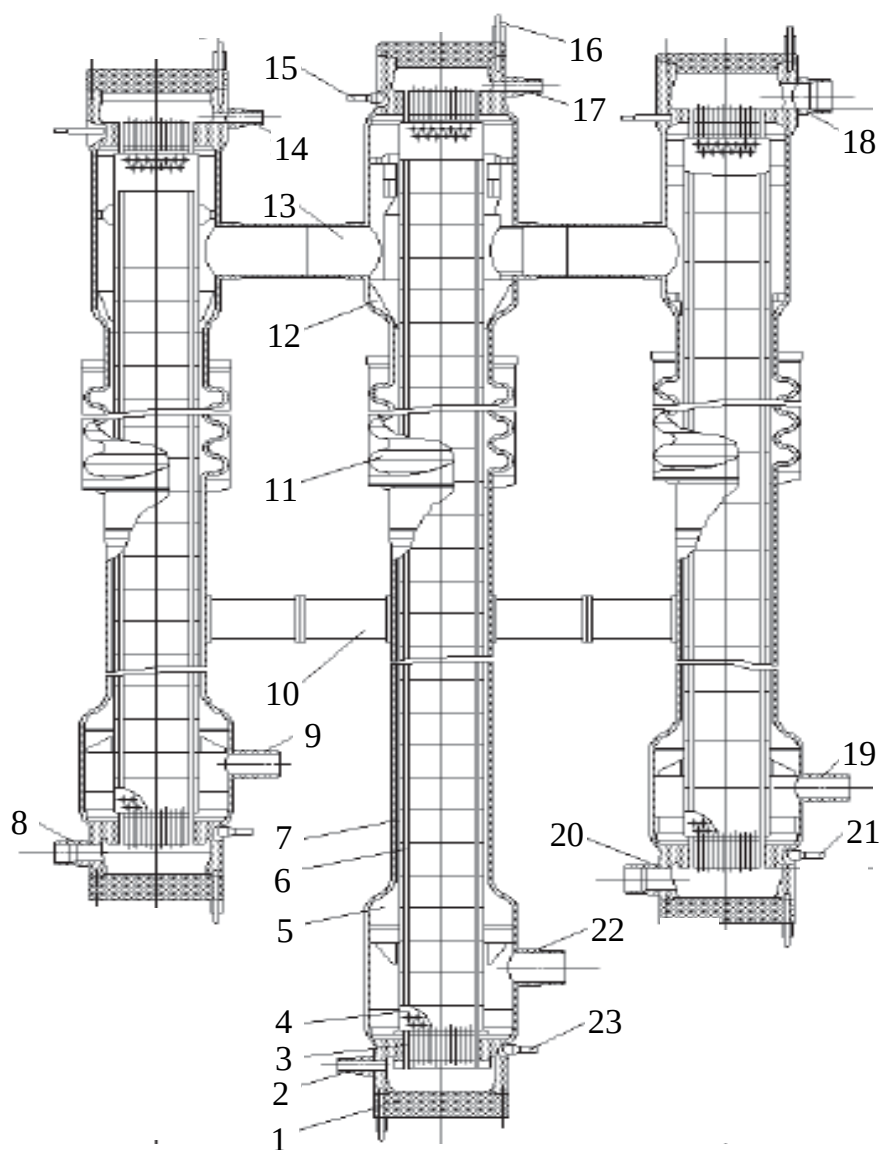


Рис. 2.9. Секция парогенератора ПГН-200М:

- 1 – уплотнительная крышка пароводяных камер; 2 – патрубок входа питательной воды; 3 – нижняя трубная доска; 4 – кожух; 5 – нижняя натриевая камера; 6 – теплообменные трубки; 7 – корпусная труба модуля; 8 – патрубок выхода перегретого пара; 9 – патрубок входа натрия; 10 – промежуточная опора; 11 – линзовый компенсатор; 12 – верхняя натриевая камера; 13 – переливной патрубок; 14 – патрубок входа слабоперегретого пара; 15 – штуцер сдувки газа; 16 – шпильки; 17 – патрубок выхода слабоперегретого пара испарительного модуля; 18 – патрубок входа пара после ЦВД турбины; 19 – патрубок входа натрия; 20 – патрубок выхода пара промперегрева; 21, 23 – дренажный штуцер; 22 – патрубок выхода «холодного» натрия

2.4. Выбор типа главной турбины

В зависимости от конструктивных особенностей, характера теплового процесса, параметров свежего и отработавшего пара и использования паровые турбины классифицируются следующим образом.

По числу ступеней:

- одноступенчатые турбины с одной или несколькими ступенями скорости. Эти турбины (обычно небольшой мощности) применяются, главным образом, для привода центробежных насосов, вентиляторов и других аналогичных механизмов;

- многоступенчатые турбины активного и реактивного типов малой, средней и большой мощности.

По направлению потока пара:

- осевые турбины, в которых поток пара движется вдоль оси турбины;
- радиальные турбины, в которых поток пара движется в плоскости, перпендикулярной оси вращения турбины. Иногда одна или несколько последних ступеней мощных радиальных конденсационных турбин выполняются осевыми.

По числу корпусов (цилиндров):

- однокорпусные (одноцилиндровые);
- двухкорпусные (двухцилиндровые);
- многокорпусные (многоцилиндровые).

По принципу парораспределения:

- турбины с дроссельным парораспределением, у которых свежий пар поступает через один или несколько одновременно открывающихся клапанов (в зависимости от развиваемой мощности);

- турбины с сопловым парораспределением, у которых свежий пар поступает через два или несколько последовательно открывающихся регулирующих клапанов;

- турбины с обводным парораспределением, у которых, кроме подвода свежего пара к соплам первой ступени, имеется подвод свежего пара к одной, двум или даже трем промежуточным ступеням.

По принципу действия пара:

- активные турбины, в которых потенциальная энергия пара превращается в кинетическую в каналах между неподвижными лопатками или в соплах, а на рабочих лопатках кинетическая энергия пара превращается в механическую работу. Для современных активных турбин это понятие несколько условно, т. к. они работают с некоторой степенью реактивности на рабочих лопатках, возрастающей от ступени к ступени по направлению хода пара, особенно в конденсационных турбинах. Турбины активного типа выполняются только осевыми;

- реактивные турбины, в которых расширение пара в направляющих и рабочих каналах каждой ступени происходит примерно в одинаковой степени.

По характеру теплового процесса:

- конденсационные турбины с регенерацией. В конденсационных турбинах основной поток пара при давлении ниже атмосферного направляется в конденсатор. Так как скрытая теплота парообразования, выделяющаяся при конденсации отработавшего пара, у данного типа турбин полностью теряется, то для уменьшения этих потерь из промежуточных ступеней осуществляется частичный нерегулируемый по давлению отбор пара для подогрева питательной воды. Количество таких отборов бывает от 2...3 до 8...9;

- конденсационные турбины с одним или двумя регулируемы (по давлению) отборами пара из промежуточных ступеней для производственных и отопительных целей при частичном пропуске пара в конденсатор;

- турбины с противодавлением без конденсатора за ними, тепло отработавшего пара которых используется для отопительных или производственных целей;

- предвключенные турбины (включая турбины с противодавлением), отработавший пар которых используется для работы в турбинах среднего давления. Такие турбины обычно работают при высоких параметрах свежего пара и применяются при надстройке. Надстройкой называется увеличение мощности электростанции средних параметров установкой предвключенных турбин высоких параметров с противодавлением с использованием их отработавшего пара для привода турбин средних параметров;

- турбины с противодавлением и регулируемым по давлению отбором пара из промежуточной ступени. Турбины этого типа предназначены для снабжения потребителя паром различных параметров;

- турбины мягкого пара, использующие для выработки электроэнергии отработавший пар молотов, прессов и паровых поршневых машин;

- турбины двух и трех давлений с подводом отработавшего пара различных давлений к промежуточным ступеням турбины.

По параметрам свежего пара:

- турбины среднего давления, работающие на свежем паре с давлением 3...6 МПа и температурой до 435 °С;

- турбины повышенного давления, работающие на свежем паре с давлением 8...10 МПа и температурой 530...550 °С;

- турбины высокого давления, работающие на свежем паре с давлением 12,75 МПа и температурой 565 °С, с промежуточным перегревом пара до 565 °С;

- турбины сверхкритических параметров, работающие на свежем паре с давлением 23,5 МПа и температурой 560 °С, с промежуточным перегревом пара до 565 °С.

Опыт отечественного и зарубежного турбостроения свидетельствует о широком использовании турбин активного и реактивного типа. Это обусловлено тем, что турбины активного и реактивного типа не имеют существенных преимуществ друг перед другом в вопросах экономичности и надежности. Однако оба этих типа турбин имеют свои положительные и отрицательные качества, которые необходимо учитывать при выборе типа турбоагрегата (ТА). Кратко рассмотрим основные из них.

Турбины реактивного типа имеют следующие особенности:

- простота конструкции ротора и статора (конгруэнтные реактивные ступени, отсутствие диафрагм и диафрагменных уплотнений);
- большая простота в эксплуатации (более простая сборка, разборка и очистка проточной части);
- более устойчивый и более высокий КПД при режимах, отличных от номинальных;
- меньшая подверженность лопаток эрозии ввиду меньших скоростей пара в проточной части, меньшее влияние влажности на профильные потери;
- меньшая подверженность разбалансировке в процессе эксплуатации, более жесткий ротор;
- большие масса и габариты (большее число ступеней), т. к. каждая реактивная ступень при одинаковой окружной скорости эффективно перерабатывает меньший теплоперепад, чем активная.

Следует отметить, что для однокорпусных ТА не принимаются реактивными все ступени турбины, а в качестве первой устанавливается активная ступень. Такая турбина называется турбиной смешанного типа. С учетом того, что большинство ступеней этой турбины реактивные, для нее характерны все особенности, изложенные выше.

Для турбин активного типа характерны:

- более высокий КПД в области малых объемных расходов, что достигается применением частичного впуска;
- меньшее число ступеней, меньшие масса и габариты;
- большая маневренность, обусловленная тем, что, дисковый ротор этих турбин имеет меньшую массу, быстро прогревается, и в нем возникают меньшие температурные напряжения;
- более сложная конструкция ротора и корпуса;
- большая склонность к тепловым прогибам,

При большой мощности и больших объемных расходах пара однокорпусная турбина может быть выполнена двухпоточной. Такие турбины имеют меньшие радиальные размеры ротора и меньшую высоту рабочих лопаток последней ступени, что обеспечивает их прочность на всех режимах работы. Такие турбины имеют практически полную уравновешенность ротора в осевом направлении и не требуют установки разгрузочного поршня (думмиса).

Исходя из основных преимуществ турбин активного типа, на АЭС в качестве главных турбин используются турбины активного типа с некоторой степенью реактивности. Величина степени реактивности для каждой турбинной ступени выбирается с учетом длины рабочих лопаток.

Основные особенности паровой турбины ЯЭУ с ВВЭР и РБМК связаны с ее работой на насыщенном паре и потому – с относительно малым теплоперепадом (большой расход пара), а также работой большей части ступеней на влажном паре. Этим обусловлена необходимость сепарации и промперегрева пара между частью высокого давления (ЦВД) и частью низкого давления (ЦНД) турбины. Поэтому главные турбины на АЭС выполняются многокорпусными (многоцилиндровыми).

По характеру теплового процесса на АЭС применяют конденсационные турбины с регенерацией. В этих турбинах основной поток пара при давлении ниже атмосферного направляется в конденсатор. Наличие конденсатора позволяет существенно снизить давление за последней турбинной ступенью т. е. повысить срабатываемый теплоперепад в ЦНД.

Важным вопросом развития турбинной установки на насыщенном паре в свете увеличения ее мощности является выбор частоты вращения – 50 или 25 с⁻¹ (быстроходная или тихоходная). Быстроходные турбины меньше по габаритам и затратам металла, поэтому на АЭС первоначально устанавливались быстроходные турбоустановки. Увеличение мощности до 500 и 750 МВт не встретило особых сложностей. Однако при создании быстроходной машины мощностью 1000 МВт конструкторы столкнулись с некоторыми сложностями.

Чем больше проходное сечение последней ступени, тем больше эрозийное воздействие на лопаточный аппарат. Уменьшить его можно, увеличив давление за турбиной, однако, при этом снизилась бы термическая эффективность. Кроме того, предельные мощности определяются высотой лопаток, прочность которых должна выдерживать напряжения от центробежных усилий, возрастающих с увеличением их высоты и частоты вращения вала. Предельная единичная мощность быстроходных агрегатов также обусловлена развитием смежных областей техники и, по мере совершенствования металлургии, технологии производства, решения вопросов газодинамики и других проблем, величина предельной мощности быстроходных турбин будет расти.

Достоинства быстроходной турбины:

- меньшие габариты и затраты металла;
- меньшая стоимость изготовления.

Недостатки быстроходной турбины:

- большее количество ЦНД, чем у тихоходной турбины при больших мощностях;

- более низкая вибрационная надежность валопровода, которая в значительной мере определяется количеством его элементов и общей длиной;
- большая (в 2,5 раза) по сравнению с тихоходной турбиной опасность эрозионного повреждения лопаток последней ступени;
- ограниченная предельная единичная мощность агрегатов.

Достоинства тихоходной турбины:

- возможность значительного увеличения торцевой площади единичного выхлопа, что позволяет уменьшить число ЦНД и выходные потери;
- более высокая вибрационная надежность валопровода, которая в значительной мере определяется количеством его элементов и общей длиной.
- низкая чувствительность конструкции к небалансам и меньший уровень напряжений при возникающих небалансах по сравнению с быстроходными турбинами;
- меньшая опасность эрозионного повреждения лопаток последней ступени;
- значительная роль в повышении технико-экономических показателей последней ступени, которая в тихоходных турбинах характеризуется более высокой надежностью;
- отсутствие ограничения предельной единичной мощности агрегатов (на данном этапе развития ядерной энергетики);
- возможность повышения экономичности за счет более низкого давления в конденсаторе по сравнению с быстроходной турбиной при одинаковой температуре охлаждающей воды.

Недостатки тихоходной турбины:

- большие габариты и затраты металла;
- высокая стоимость изготовления.

2.5. Выбор типа системы технического водоснабжения

От многих агрегатов АЭС, как основных, так и вспомогательных, а также из отдельных ее помещений необходимо отводить в окружающую среду большое количество теплоты. Для того чтобы охлаждающие поверхности и устройства в пределах главного корпуса были компактными, в качестве промежуточной охлаждающей среды для оборудования и помещений главного корпуса используют техническую воду, которую затем охлаждают вне главного корпуса. Отдельные системы охлаждения, объединенные в одну, называют системой технического водоснабжения.

Строго говоря, определение охлаждающей системы АЭС в соответствии с отраслевыми стандартами звучит следующим образом.

Охлаждающая система технического водоснабжения АС – совокупность гидротехнических сооружений, насосных станций, трубопроводов и теплообменного оборудования энергоблока АС, сетей и сооружений, обеспечивающих подачу, аккумулирование, распределение и отвод воды на охлаждение.

Для работы АЭС техническое водоснабжение имеет немаловажное значение, во многом определяя надежность и экономичность ее работы. Капиталовложения в систему технического водоснабжения составляют 5...10 % (в отдельных случаях и больше) общей стоимости установленного киловатта. Поэтому необходимо уделять большое внимание выбору проектных решений для системы технического водоснабжения и учитывать их при выборе площадки для строительства.

Потребности отдельных агрегатов и помещений в расходах охлаждающей воды и необходимых ее напорах различны. Каждая система должна проектироваться отдельно с выбором трассировки и насосов для нее и с последующим рассмотрением всей системы в целом.

Расход в системе технического водоснабжения в наибольшей степени определяется потребностью в охлаждающей воде конденсационной установки. Для АЭС расход циркуляционной воды конденсаторов больше, чем на обычной тепловой электростанции, в связи с применением на АЭС турбины насыщенного пара невысокого давления, при котором в конденсаторы поступает существенно больший (примерно в 1,6 раза) расход пара по сравнению, например, с турбиной сверхкритических параметров, устанавливаемой на ТЭС.

Кроме конденсаторов турбины потребителями охлаждающей воды на АЭС являются: маслоохладители и газоохладители турбогенераторов, подшипники насосов и других вспомогательных агрегатов, теплообменники вентиляционных систем, бассейнов выдержки и перегрузки, расхолаживания реактора, автономных контуров главных циркуляционных насосов, спецводоочистка. Кроме того, техническая вода подается в систему водоподготовки и для санитарно-бытовых нужд.

Для потребителей, непосредственно связанных с реакторной системой, применяют так называемый промежуточный контур охлаждения. При этом необходимо поддерживать соотношение давлений в промежуточном контуре и сопряженных с ним системах, исключающее распространение радиоактивности в окружающую среду. Это означает, что если давление в первом контуре будет выше давления в промежуточном контуре (как в реальных условиях работы ЯЭУ), то при неплотности между ними будет наблюдаться переток радиоактивной среды из первого контура в промежуточный. Если же при этом давление в промежуточном контуре будет меньше, чем давление охлаждающей воды, это исключит переток воды из

промежуточного контура в основную охлаждающую воду, т. е. ограничит распространение радиоактивности.

Конденсаторы турбин охлаждаются изолированно от других систем, т.к. существуют режимы, при которых турбина отключена, а охлаждение отдельных систем необходимо. Техническая вода подается также в баки технической воды, снабженные аварийными насосами, автоматически включающимися при обесточивании.

Охлаждающие системы водоснабжения АС классифицируются следующим образом (рис. 2.10).

В зависимости от организации схемы водоснабжения:

- прямоточные;
- обратные.

В зависимости от использования для охлаждения различных типов охладителей:

- обратные с водоемом-охладителем;
- обратные с градирнями;
- обратные с брызгальными бассейнами.

В зависимости от типа водоема водные объекты, используемые в качестве источника воды в системах технического водоснабжения АС, на основании которого они организованы, подразделяются на:

- русловые;
- отсечные;
- наливные;
- озерные;
- морские;
- смешанного типа.

Охлаждающие обратные системы технического водоснабжения АС **в зависимости от наличия или отсутствия контакта охлаждающей воды с атмосферным воздухом** бывают:

- открытые;
- закрытые.

Конкретный состав элементов системы технического водоснабжения устанавливается проектом АС. При проектировании систем технического водоснабжения нужно руководствоваться принципом рационального использования природных ресурсов, учитывать наличие водных ресурсов, потребностей в них и состояние водных объектов в регионе размещения электростанции. Также нужно учитывать, что в настоящее время проектирование прямоточных систем технического водоснабжения не допускается.

Критерии классификации охлаждающих систем водоснабжения:

- кратность использования исходной воды;
- наличие (отсутствие) отвода нагретой воды из системы охлаждения;
- наличие (отсутствие) водоподпорных сооружений;

- использование подпиточной воды;
- наличие (отсутствие) контакта охлаждаемой воды с атмосферным воздухом.

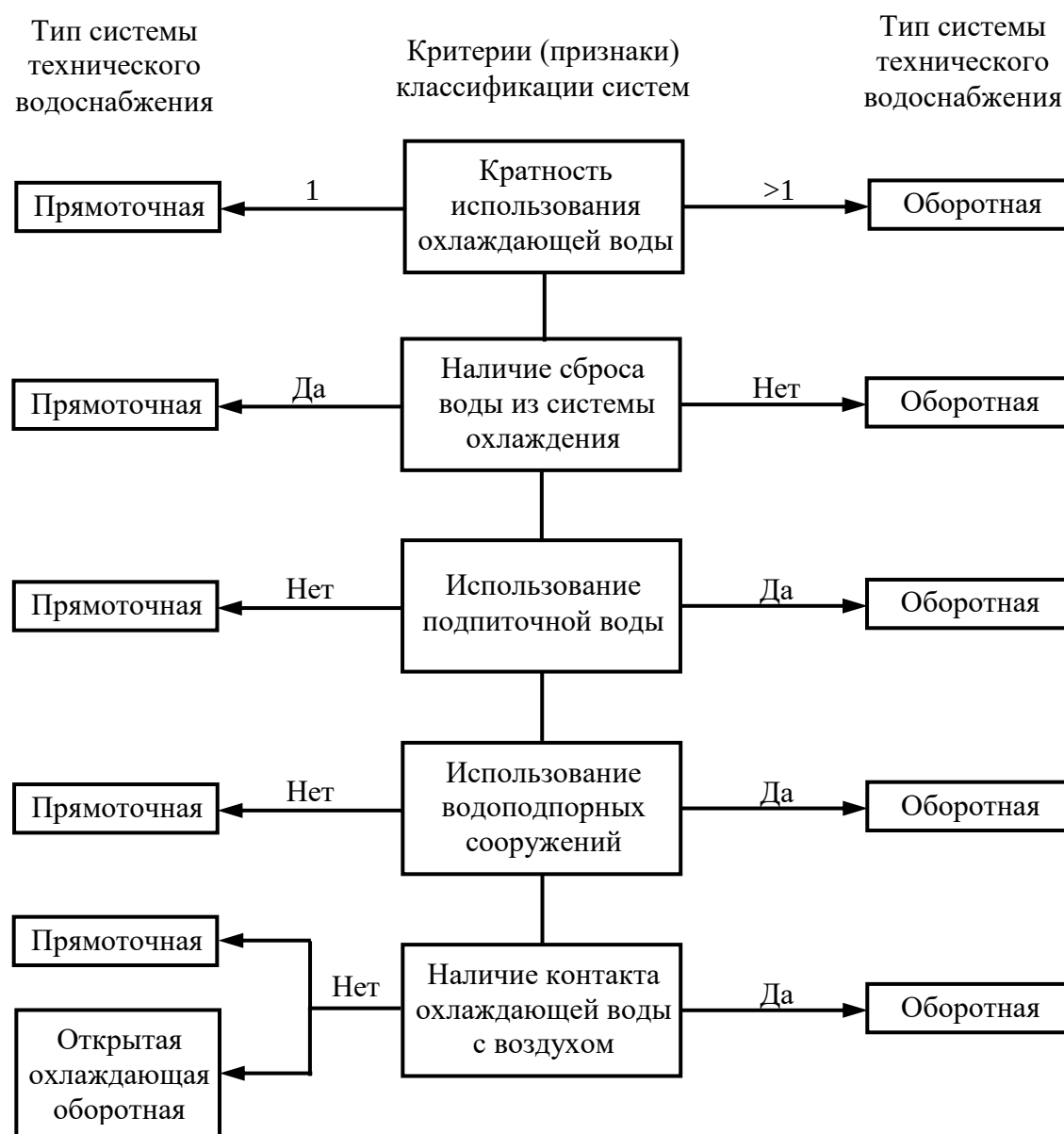


Рис. 2.10. Классификация охлаждающих систем водоснабжения АЭС

Прямоточные системы.

Охлаждающие прямоточные системы водоснабжения характеризуются однократным использованием воды. Исходная вода, забираемая для охлаждения теплообменного оборудования АС, после однократного использования отводится из системы водоснабжения. Водоподпорные сооружения в охлаждающих прямоточных системах отсутствуют. При этом добавление в систему подпиточной воды не требуется. Прямоточные си-

системы водоснабжения всегда являются открытыми. Для них объем забранной исходной воды определяется на основании показаний водоизмерительных приборов, отражаемых в журнале первичного использования воды либо (в случае их отсутствия) исходя из времени работы и производительности насосов.

Оборотные системы.

Охлаждающие оборотные системы водоснабжения характеризуются многократным использованием охлаждающей воды с ее промежуточным охлаждением. Отведение нагретой воды в водоем-охладитель происходит внутри охлаждающей системы. Перед отведением воды в водоем-охладитель нагретая вода может подаваться для дополнительного охлаждения на градирни или брызгальные бассейны. Для таких систем характерно добавление воды в систему подпиточной воды для восполнения безвозвратных потерь. Оборотные системы могут быть открытыми и закрытыми. Для них объем допустимого забора исходной воды в зависимости от типа источника водоснабжения (принимается равным объему безвозвратных потерь либо объему подпитки).

Определение объема забора (изъятия) воды для разных типов охлаждающих систем водоснабжения АЭС.

Атомные станции осуществляют водопользование на основании договора (лицензии) водопользования для забора (изъятия) водных ресурсов из поверхностных водоемов, а также использования акватории водных объектов, в том числе, для рекреационных целей. Объемы допустимого забора водных ресурсов (лимиты водопользования) отражаются в договоре водопользования.

Нормы водопотребления и водоотведения устанавливаются на стадии проектирования АЭС в зависимости от принятой системы водоснабжения. Количество охлаждающей воды и безвозвратные потери зависят от принятой схемы технического водоснабжения.

В связи с изменением водохозяйственной обстановки, экологического и санитарно-эпидемиологического состояния водных объектов объемы допустимого забора водных ресурсов могут пересматриваться. Изменения должны вноситься в договор водопользования.

Для охлаждающих прямоточных систем водоснабжения договор водопользования содержит объем допустимого забора водных ресурсов, равный объему охлаждающей воды для отвода тепла в теплообменном оборудовании АС.

$$W_{\text{ох}}^{\text{исх}} = W_{\text{ох}}^{\text{ст}}, \quad (2.1)$$

где $W_{\text{ох}}^{\text{исх}}$ – объем допустимого забора водных ресурсов, м³;

$W_{\text{ох}}^{\text{ст}}$ – объем воды для охлаждения теплообменного оборудования, м³.

Для оборотных систем водоснабжения, использующих для охлаждения водоемы-охладители руслового и озерного типов, договор водопользования содержит объем допустимого забора исходной воды, равный объему безвозвратных потерь воды.

$$W_{\text{ох}}^{\text{исх}} = W_{\text{ох}}^{\text{бп}}, \quad (2.2)$$

где $W_{\text{ох}}^{\text{исх}}$ – объем допустимого забора водных ресурсов, м^3 ;

$W_{\text{ох}}^{\text{бп}}$ – объем безвозвратных потерь воды, м^3 .

В свою очередь, безвозвратные потери воды для водоемов-охладителей руслового и озерного типов складываются из потерь воды на естественное и дополнительное испарения с зеркала водохранилища за счет отвода охлаждающей воды.

$$W_{\text{ох}}^{\text{бп}} = W_{\text{ох}}^{\text{еи}} + W_{\text{ох}}^{\text{ди}}, \quad (2.3)$$

где $W_{\text{ох}}^{\text{бп}}$ – объем безвозвратных потерь воды, м^3 ;

$W_{\text{ох}}^{\text{еи}}$ – потери воды на естественное испарение, м^3 ;

$W_{\text{ох}}^{\text{ди}}$ – потери воды на дополнительное испарение, м^3 .

Для водоемов-охладителей озерного типа дополнительные потери воды на естественное испарение учитываются на величину прироста площади водного зеркала в результате строительства плотины. Для водоемов руслового типа эти потери определяются как разность испарения с водной поверхности и испарения с суши, занятой водохранилищем.

Для оборотных систем водоснабжения, которые используют для охлаждения водоемы-охладители отсечного и наливного типов, договор водопользования содержит объем допустимого забора водных ресурсов, равный сумме объемов продувочной воды, фильтрации воды через ограждающую дамбу и воды для восполнения безвозвратных потерь.

$$W_{\text{ох}}^{\text{исх}} = W_{\text{ох}}^{\text{пр}} + W_{\text{ох}}^{\text{ф}} + W_{\text{ох}}^{\text{бп}}, \quad (2.4)$$

где $W_{\text{ох}}^{\text{пр}}$ – объем продувочной воды, м^3 ;

$W_{\text{ох}}^{\text{ф}}$ – объем воды за счет фильтрации через ограждающую дамбу, м^3 ;

$W_{\text{ох}}^{\text{бп}}$ – объем безвозвратных потерь воды, м^3 .

Безвозвратные потери воды для водоемов-охладителей наливного и отсечного типа также складываются из потери воды на естественное испарение и дополнительное испарение за счет отвода охлаждающей воды.

Для оборотных систем водоснабжения, которые используют для охлаждения мокрые градирни и брызгальные бассейны, договор на водопользование содержит объем допустимого забора водных ресурсов, равный объему подпиточной воды, необходимой для восполнения безвозвратных потерь

(см. выражение 2.2). При этом безвозвратные потери воды складываются из потерь воды на испарение и капельный унос с градирен и брызгальных бассейнов, а также объема подпиточной воды, необходимой для замены воды в системе технического водоснабжения при ее продувке

$$W_{\text{ох}}^{\text{бп}} = W_{\text{ох}}^{\text{и}} + W_{\text{ох}}^{\text{ку}} + W_{\text{ох}}^{\text{пр}}, \quad (2.5)$$

где $W_{\text{ох}}^{\text{и}}$ – потери воды на испарение, м^3 ;

$W_{\text{ох}}^{\text{ку}}$ – потери воды за счет капельного уноса, м^3 ;

$W_{\text{ох}}^{\text{пр}}$ – объем продувочной воды, м^3 .

Для оборотных систем водоснабжения с использованием сухих градирен договор водопользования содержит объем допустимого забора водных ресурсов, равный объему подпиточной воды для восполнения безвозвратных потерь.

При использовании разных типов охлаждающих систем (прямоточная и обратная) на одной АЭС объем допустимого забора исходной воды определяется по каждой системе водоснабжения отдельно.

Критерии рационального использования воды.

Эффективность использования воды зависит от системы технического водоснабжения и может быть оценена тремя основными показателями:

- коэффициентом использования охлаждающей воды в оборотной системе;
- коэффициентом использования забранной исходной воды;
- коэффициентом безвозвратного потребления и потери воды.

Коэффициент использования охлаждающей воды характеризует техническое совершенство системы водоснабжения. Данный коэффициент определяется как отношение объема использования оборотной воды к сумме объема воды, циркулирующей в системе охлаждения, и объема исходной воды, используемой в системе охлаждения.

$$P_{\text{об}} = \frac{W_{\text{ох}}^{\text{об}}}{W_{\text{ох}}^{\text{об}} + W_{\text{ох}}^{\text{исх}}} \cdot 100\%, \quad (2.6)$$

где $W_{\text{ох}}^{\text{об}}$ – объем используемой охлаждающей воды в оборотной системе, м^3 ;

$W_{\text{ох}}^{\text{исх}}$ – объем водопотребления исходной воды в системе охлаждения, м^3 .

Коэффициент использования исходной воды характеризует рациональность использования забранной исходной воды и как отношение разности водопотребления исходной воды и водоотведения к объему водопотребления исходной воды в системе охлаждения

$$K_{\text{и}} = \frac{W_{\text{ох}}^{\text{исх}} - W_{\text{ох}}^{\text{ст}}}{W_{\text{ох}}^{\text{исх}}} \leq 1, \quad (2.7)$$

где $W_{\text{ох}}^{\text{исх}}$ – объем забора исходной воды в системе охлаждения, м^3 ;

$W_{\text{ох}}^{\text{ст}}$ – объем водоотведения, м^3 .

Коэффициент безвозвратного потребления и потери воды определяется как отношение разности водопотребления исходной воды и водоотведения к сумме объемов исходной воды, забираемой для охлаждения в систему, и оборотной воды, циркулирующей в системе охлаждения

$$P_{\text{пот}} = \frac{W_{\text{ох}}^{\text{исх}} - W_{\text{ох}}^{\text{ст}}}{W_{\text{ох}}^{\text{исх}} + W_{\text{ох}}^{\text{об}}} \cdot 100 \%, \quad (2.8)$$

где $W_{\text{ох}}^{\text{исх}}$ – объем водопотребления исходной воды в системе охлаждения, м^3 ;

$W_{\text{ох}}^{\text{ст}}$ – объем водоотведения, м^3 ;

$W_{\text{ох}}^{\text{об}}$ – объем используемой оборотной воды в системе охлаждения, м^3 .

Схемы охлаждающих систем водоснабжения АЭС

В прямоточной системе водоснабжения (рис. 2.11) вода из поверхностного водного объекта по подводящему каналу поступает к насосной станции, а затем по водоводам циркуляционными насосами подается в теплообменное оборудование АЭС. Затем вода, нагретая в теплообменном оборудовании, поступает для охлаждения по отводящему каналу в поверхностный водный объект.

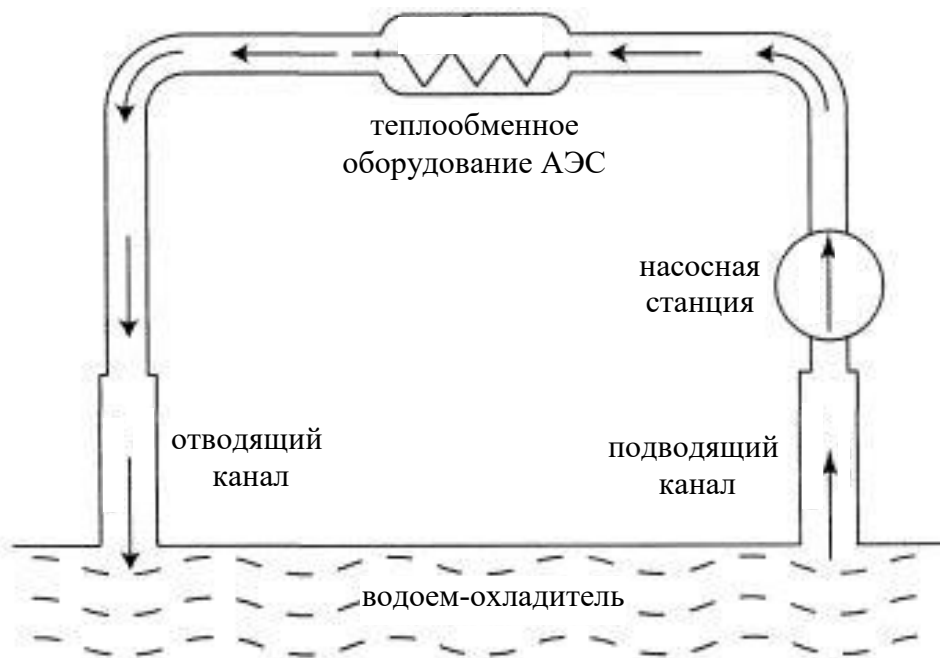


Рис. 2.11. Принципиальная схема прямоточной системы технического водоснабжения на поверхностном водоеме-охладителе (энергоблоки первой очереди Нововоронежской АЭС, Кольская, Ленинградская АЭС)

На отечественных АЭС с прямоточной системой охлаждения используются следующие поверхностные водные объекты:

- озеро – Кольская АЭС;
- река – первая очередь Нововоронежской АЭС, в настоящее время выведенная из эксплуатации
- морской залив (Ленинградская АЭС).

В состав гидротехнических сооружений прямоточных систем охлаждения входят:

- водозаборные и водосбросные сооружения;
- водопроводящие сооружения (каналы, трубопроводы);
- регулирующие сооружения (сифонные колодцы, дюкеры);
- дамбы (берегоукрепляющие, ограждающие);
- насосные станции.

В оборотных системах охлаждения вода из водоема-охладителя по подводящему каналу поступает к насосной станции, а затем по водоводам подается в теплообменное оборудование АЭС. Нагретая вода по отводящему каналу поступает в водоем-охладитель для охлаждения, а охлажденная вода снова поступает на водозаборные сооружения АЭС.

В состав гидротехнических сооружений действующих оборотных систем охлаждения входят:

- водозаборные и водосбросные сооружения;
- водопроводящие сооружения (каналы, трубопроводы, циркуляционные водоводы);
- регулирующие сооружения (сифонные колодцы, дюкеры);
- дамбы (берегоукрепляющие, ограждающие, струенаправляющие, струераспределительные);
- насосные станции;
- градирни и брызгальные бассейны;
- водоподпорные сооружения (гидроузлы, дамбы).

Принципиальная схема оборотной системы охлаждения с **водоемом-охладителем руслового типа** показана на рис. 2.12. Такой водоем-охладитель образован с помощью гидроузла на реке, включающего в себя плотину и водосброс. Водоем оснащен струенаправляющей дамбой для равномерного распределения нагретой воды по акватории и струераспределительной дамбой для повышения охлаждающей способности воды. Водоподпорным сооружением является гидроузел. Режим регулирования водоема-охладителя – сезонный (попуск на гидроузле). Подпитка водоема осуществляется за счет речного стока.

Принципиальная схема оборотной системы охлаждения с **водоемом-охладителем озерного типа** представлена на рис. 2.13. Этот водоем представляет собой зарегулированную систему из озер. Водоподпорным сооружением является гидроузел, также выполняющий функцию регулиро-

вания уровня воды в озерах. Подпитка водоема-охладителя осуществляется впадающими в озера ручьями.

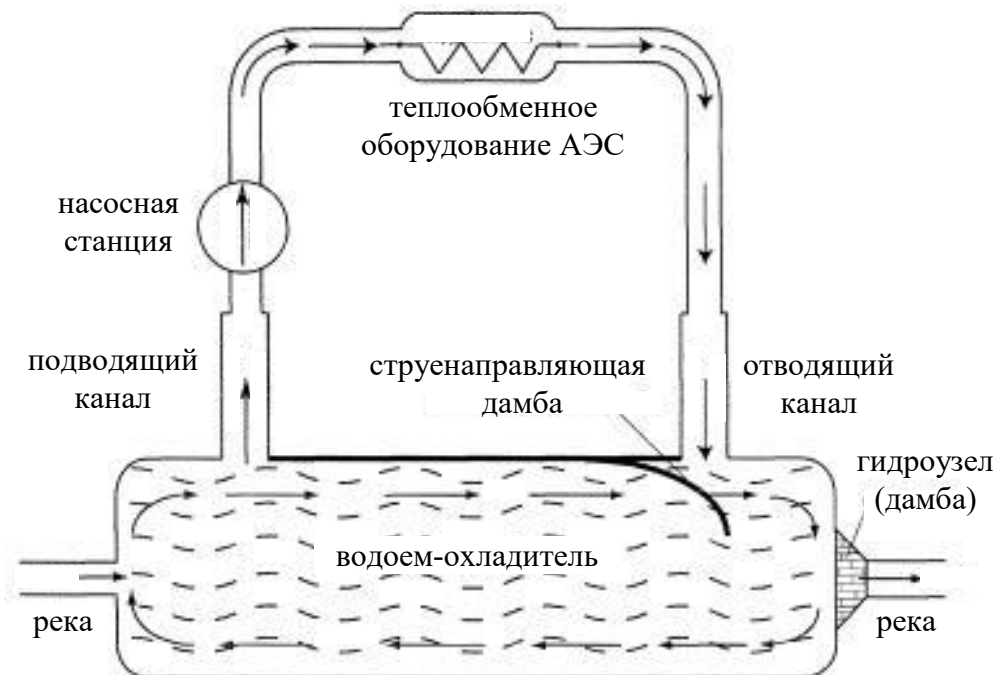


Рис. 2.12. Принципиальная схема оборотной системы технического водоснабжения с водоемом-охладителем руслового типа (Белоярская и Смоленская АЭС)

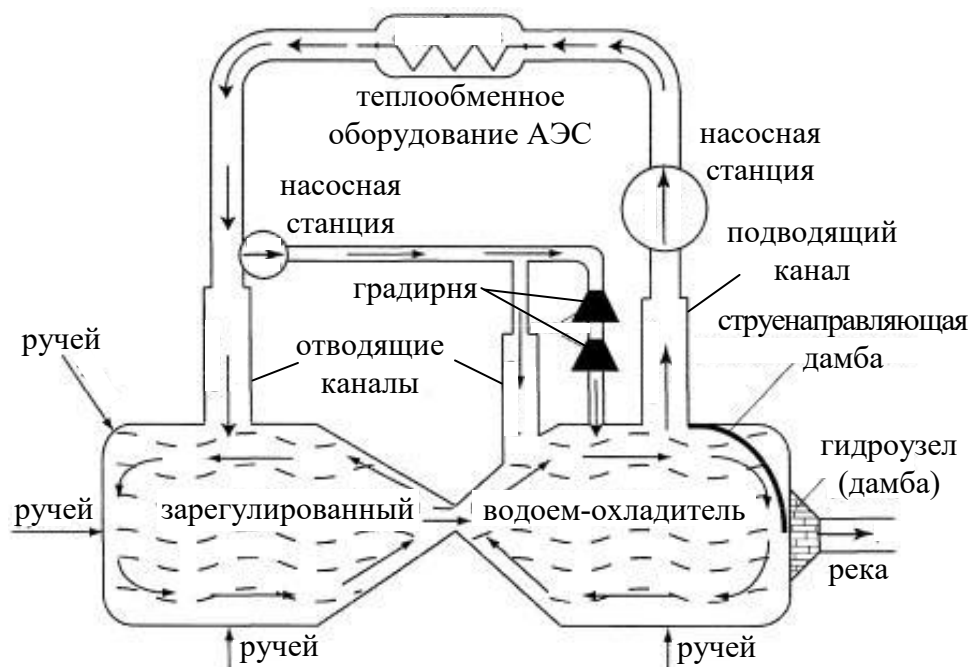


Рис. 2.13. Принципиальная схема оборотной системы технического водоснабжения с водоемом-охладителем озерного типа (Калининская АЭС)

Принципиальная схема оборотной системы охлаждения с **водоемом-охладителем отсечного типа** представлена на рис. 2.14. Такой водоем образован путем отсечения мелководной части водохранилища ограждающими дамбами и оснащен струенаправляющей дамбой для равномерного распределения нагретой воды по акватории. Водоподпорным сооружением является гидроузел. Режим регулирования водоема – поверхностный водосброс. Подпитка осуществляется насосами подпитки.

Принципиальная схема оборотной системы охлаждения с **водоемом-охладителем наливного типа** представлена на рис. 2.15. Такой водоем может быть образован ограждающей дамбой с напорными откосами. Водоем-охладитель оснащен струенаправляющей дамбой для равномерного распределения нагретой воды по акватории и (или) струераспределительной дамбой. Водоподпорным сооружением является дамба с напорными откосами. Для регулирования водоема-охладителя используется сифонный водосброс, и (или) система продувки и (или) перепускной шлюз. Подпитка водоема-охладителя осуществляется насосами подпиточной воды.

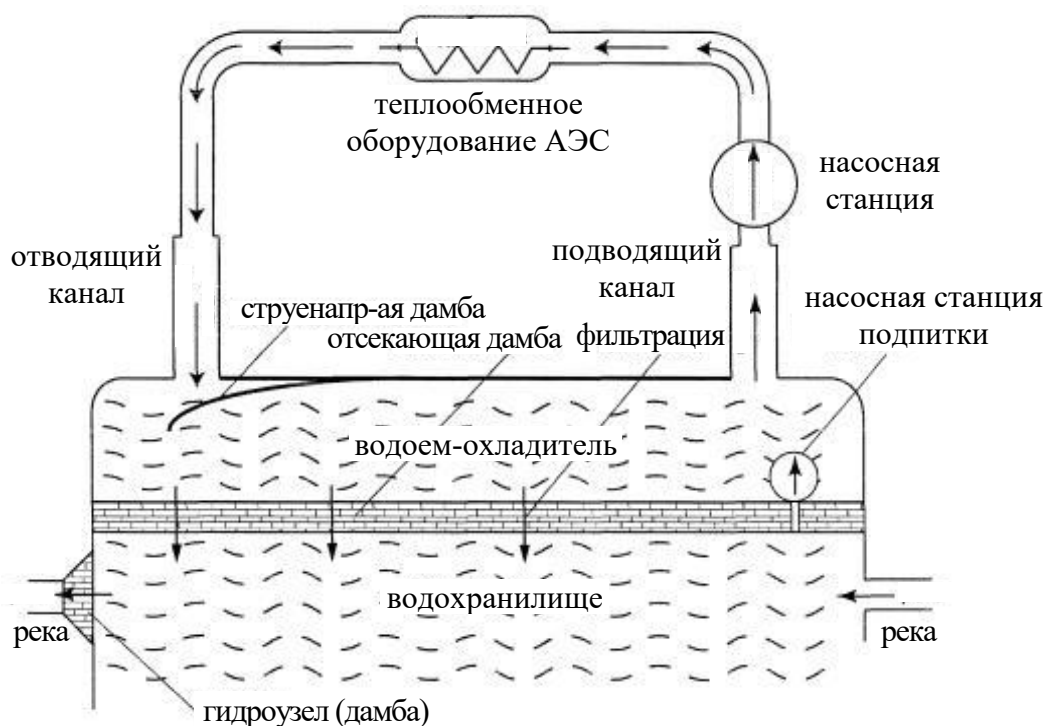


Рис. 2.14. Принципиальная схема оборотной системы технического водоснабжения с водоемом-охладителем отсечного типа (Балаковская, Ростовская АЭС)

Принципиальная схема **оборотной системы охлаждения с сухими градирями** представлена на рис. 2.16. Водохранилище может быть образовано в русле реки (ручья). Водоподпорным сооружением является грунтовая плотина. Подпитка системы происходит из водохранилища. Техническая вода проходит через теплообменное оборудование АЭС, нагревает-

ся и затем охлаждается в воздушно-радиаторных охладителях (сухие градирни) или мокрых градирнях.

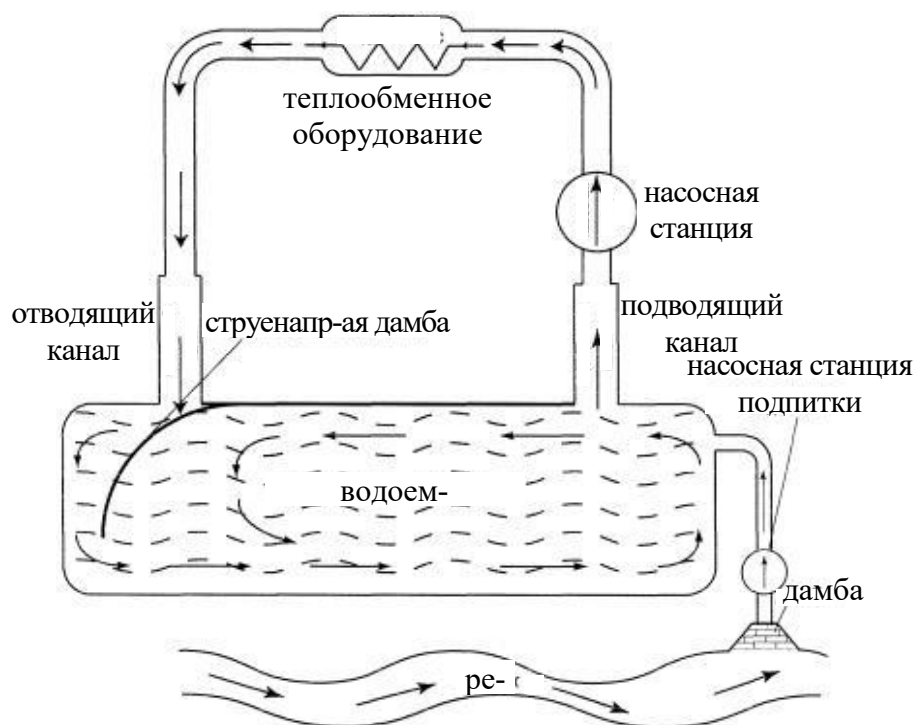


Рис. 2.15. Принципиальная схема оборотной системы технического водоснабжения с водоемом-охладителем наливного типа (энергоблок № 5 Нововоронежской АЭС, Курская АЭС)

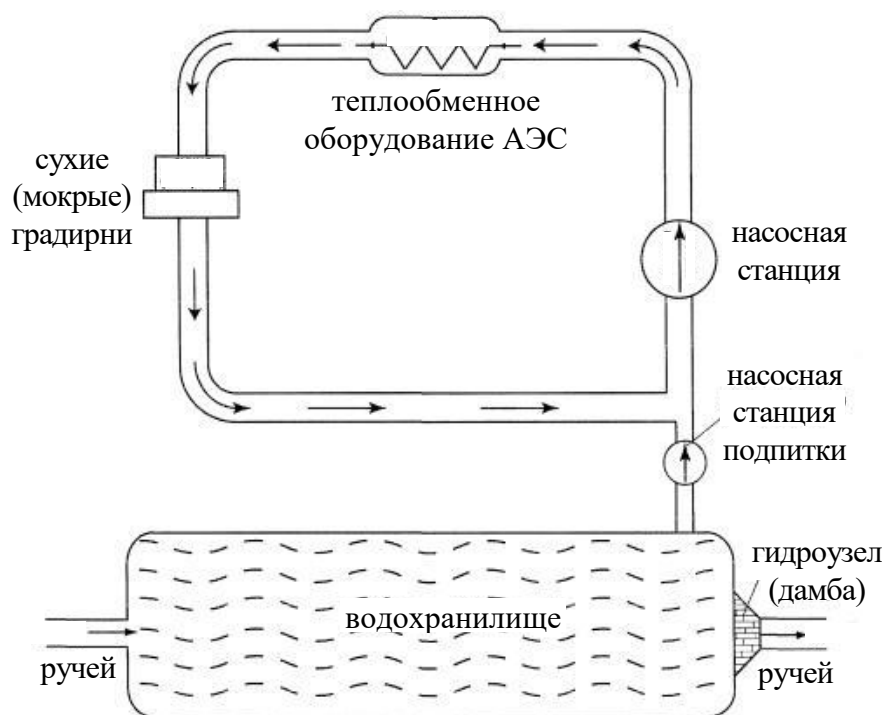


Рис. 2.16. Принципиальная схема оборотной системы технического водоснабжения охлаждения с градирнями (Билибинская, Нововоронежская АЭС)

Приведем краткую характеристику систем технического водоснабжения отечественных АЭС.

Балаковская АЭС.

Техническое водоснабжение Балаковской АЭС осуществляется по оборотной схеме из наливного водоема-охладителя отсечного типа, образованного отсечением мелководной части Саратовского водохранилища (река Волга) ограждающей дамбой. Водонапорным сооружением служит дамба, отсекающая водоем-охладитель от Саратовского водохранилища. Водоем-охладитель оснащен струенаправляющей дамбой для равномерного распределения нагретой воды по акватории. Объем забранных водных ресурсов (подпитка) расходуется на компенсацию потерь воды за счет естественного и дополнительного испарения с зеркала водоема-охладителя и фильтрации через тело ограждающей дамбы. Подпитка водоема-охладителя осуществляется из Саратовского водохранилища (река Березовка в зоне подпора).

Белоярская АЭС.

Техническое водоснабжение Белоярской АЭС осуществляется по оборотной схеме с использованием водоема-охладителя руслового типа, созданного на реке Пышма. Водоем-охладитель оснащен струенаправляющей дамбой для равномерного распределения нагретой воды по акватории. Объем забранных водных ресурсов расходуется на компенсацию потерь воды за счет естественного и дополнительного испарения с зеркала водоема-охладителя. Подпитка водоема-охладителя осуществляется за счет речного стока.

Билибинская АЭС.

Техническое водоснабжение Билибинской АЭС осуществляется по оборотной схеме с использованием сухих градирен. Водоподпорным сооружением является грунтовая плотина. Объем забранных водных ресурсов расходуется на восполнение безвозвратных потерь. Подпитка системы технического водоснабжения осуществляется из специально созданного водохранилища на ручье Б. Поннеурген.

Калининская АЭС.

Техническое водоснабжение Калининской АЭС осуществляется по оборотной схеме с использованием водоема-охладителя озерного типа, образованного на базе природных озер Удомля и Песьво, зарегулированных плотиной на реке Съежа, вытекающей из системы озер. Забор воды осуществляется из озера Удомля, сброс – в озера Песьво и Удомля. Для поддержания постоянного уровня воды служит гидроузел на реке Съежа. Струенаправляющая дамба предотвращает прямое попадание нагретой воды в исток реки. Объем забранных водных ресурсов расходуется на компенсацию безвозвратных потерь за счет естественного и дополнительного

испарения из водоема-охладителя; на испарение и капельный унос с градирен и брызгальных бассейнов. Дополнительные потери воды на естественное испарение рассчитывают по величине прироста площади водного зеркала при строительстве плотины. Подпитка озер осуществляется за счет впадающих в них речек и ручьев.

Нововоронежская АЭС.

В техническом водоснабжении энергоблоков Нововоронежской АЭС до останова первого и второго энергоблоков применялась прямоточная и обратная схемы. Забор воды осуществлялся из реки Дон. Водоснабжение первого и второго энергоблоков осуществлялось по прямоточной схеме с отведением подогретой воды в реку Дон.

В настоящее время забранные водные ресурсы используются для охлаждения пара в конденсаторах турбин и для восполнения потерь оборотных систем водоснабжения четвертого и пятого энергоблоков за счет дополнительного испарения в водном объекте, фильтрации, продувки.

Техническое водоснабжение пятого энергоблока осуществляется по оборотной схеме с использованием водоема-охладителя наливного типа. Водоем-охладитель оснащен струенаправляющей дамбой для равномерного распределения нагретой воды по акватории и струераспределительной (водораспределительной) дамбой для повышения охлаждающей способности воды. Подпитка водоема-охладителя осуществляется из системы оборотного водоснабжения третьего и четвертого энергоблоков. Водоснабжение шестого и седьмого энергоблоков (Нововоронежская АЭС-2) организовано также по оборотной схеме, восполнение потерь воды осуществляется из реки Дон при помощи береговой станции подпитки. При этом используются мокрые градирни.

Кольская АЭС.

Техническое водоснабжение Кольской АЭС осуществляется по прямоточной схеме из природного озера Имандра. Объем забранных водных ресурсов расходуется для охлаждения пара в конденсаторах турбин и другого теплообменного оборудования АЭС. В зимнее время часть нагретой воды после энергоблоков направляется на обогрев водозабора (аванкамер) блочных насосных станций по оборотной схеме. После обогрева аванкамер вода направляется в подводящий канал. Всего в течение года через конденсаторы турбин Кольской АЭС проходит около 12 % воды озера Имандра.

Курская АЭС.

Техническое водоснабжение Курской АЭС осуществляется по оборотной схеме с использованием водоема-охладителя наливного типа, специально созданного в левобережной пойме реки Сейм. Для поддержания постоянного уровня воды служит ограждающая дамба с напорными откосами. Водоем-охладитель оснащен струенаправляющей дамбой для равномерного распределения нагретой воды по акватории.

Объем забранных водных ресурсов расходуется на компенсацию потерь на фильтрацию и за счет естественного и дополнительного испарения с зеркала водоема-охладителя. Сооружение для продувки расположено на левом берегу отводящего канала, но оно на практике не используется, т. к. водообмен осуществляется за счет фильтрации воды через ограждающую дамбу. Подпитка водоема-охладителя осуществляется насосами подпиточной воды из реки Сейм.

Ленинградская АЭС.

Техническое водоснабжение Ленинградской АЭС осуществляется морской водой по прямоточной схеме из Копорской губы Финского залива. Объем забранных водных ресурсов расходуется на охлаждение пара в конденсаторах турбин и другого теплообменного оборудования АЭС и компенсацию потерь воды за счет дополнительного испарения в водном объекте. В зимнее время часть нагретой воды после энергоблоков направляется на обогрев водозабора (аванкамер) блочных насосных станций по оборотной схеме. После обогрева аванкамер вода направляется в подводящий канал.

Ростовская АЭС.

Техническое водоснабжение Ростовской АЭС осуществляется по оборотной схеме с использованием водоема-охладителя отсечного типа, образованного отсечением глухой плотиной мелководной части Цимлянского водохранилища. Забор воды осуществляется из Цимлянского водохранилища. Для поддержания постоянного уровня воды служит плотина. Водоем-охладитель оснащен струенаправляющей дамбой для равномерного распределения нагретой воды по акватории.

Объем забранных водных ресурсов расходуется на компенсацию потерь воды за счет фильтрации, продувки водоема-охладителя и потерь воды на дополнительное и естественное испарение с зеркала водоема-охладителя. Подпитка пруда-охладителя осуществляется из Цимлянского водохранилища.

Смоленская АЭС.

Техническое водоснабжение Смоленской АЭС осуществляется по оборотной схеме с использованием водоема-охладителя руслового типа, созданного на реке Десна. Для поддержания постоянного уровня воды служит земляная плотина на реке Десна. Равномерное распределение нагретой воды по акватории водоема-охладителя осуществляется двумя отводящими каналами с использованием существующего рельефа местности.

Объем забранных водных ресурсов расходуется на компенсацию потерь за счет естественного и дополнительного испарения с зеркала водоема-охладителя. Подпитка водоема-охладителя осуществляется за счет речного стока.

Основы работы охладителей оборотных систем водоснабжения.

В оборотных системах вода циркулирует по замкнутому контуру. Проходя через конденсатор и другие теплообменники, она нагревается до температуры t_1 на входе в охладитель, а, проходя через него, охлаждается до температуры t_2 . Если принять для конденсатора температуру воды на входе, равную t_{ox1} , а на выходе – t_{ox2} и пренебречь потерями воды в системе, то будет справедливо выражение

$$t_2 - t_1 = t_{ox1} - t_{ox2}, \quad (2.9)$$

причем $t_1 = t_{ox2}$ и $t_2 = t_{ox1}$.

Анализ тепловой работы охладителей оборотных систем удобно выполнять применительно к потоку охлаждающей воды, проходящей через конденсаторы. Разность температуры до и после охладителя $t_2 - t_1$ называют *зоной охлаждения*, которая, как было показано выше, равна увеличению температуры воды при проходе через конденсатор и зависит только от режима его работы. Физическая сущность охлаждения технической воды в жаркое время года заключается в насыщении относительно сухого воздуха влагой с фазовым преобразованием воды в пар. Для этого необходимо большое количество теплоты, которая отбирается от основной массы охлаждаемой воды. Влажность воздуха определяется путем сопоставления его температуры по показаниям сухого τ_1 и влажного τ_2 термометров. Относительная влажность воздуха φ представляет собой отношение парциальных давлений водяных паров при температурах τ_1 и τ_2 . Если $\tau_1 = \tau_2$, то относительная влажность воздуха равна 100 % и испарительное охлаждение становится невозможным. Однако обычно $\tau_2 < \tau_1$ и, соответственно, $\varphi < 100$ %, т. е. в охладительных устройствах отводится количество теплоты, расходуемой на испарение части влаги в воздух, относительная влажность которого меньше 100 %.

Температуру влажного термометра, зависящую от влажности воздуха и его температуры, называют также *теоретическим пределом охлаждения воды*. Из рис. 2.17 видно, что при $\varphi = 100$ % температура воды не может быть ниже температуры воздуха, но, чем меньше влажность воздуха, тем больше может быть охлаждена вода по сравнению с воздухом. Однако действительная температура t_2 воды после охладителя всегда выше теоретического предела охлаждения на значение δ (рис. 2.18), называемое *относительным пределом охлаждения*, т. е.

$$t_2 = \tau_2 + \delta, \quad (2.10)$$

причем степень совершенства охладительного устройства характеризуется следующими отношениями

$$\frac{t_1 - t_2}{t_1 - \tau_2} = \frac{\Delta t}{\Delta t + \tau_2} \quad \text{или} \quad \frac{t_1 - t_2}{t_1 - \tau_2} = \frac{\Delta t}{\delta}, \quad (2.11)$$

где t_1 – температура воды на входе в охладитель;

t_2 – температура воды на выходе из охладителя;

τ_2 – температура влажного термометра;

δ – относительный предел охлаждения.

Таким образом, степень совершенства охладительного устройства определяется величиной относительного предела охлаждения.

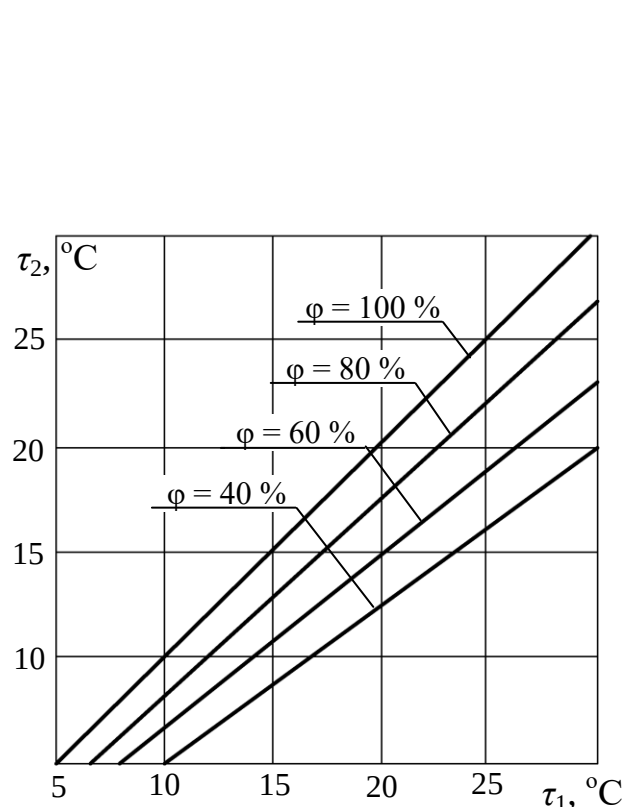


Рис. 2.17. Теоретический предел охлаждения воды за счет испарительно-го охлаждения τ_2 в зависимости от температуры воздуха по сухому термометру τ_1 и влажности воздуха ϕ

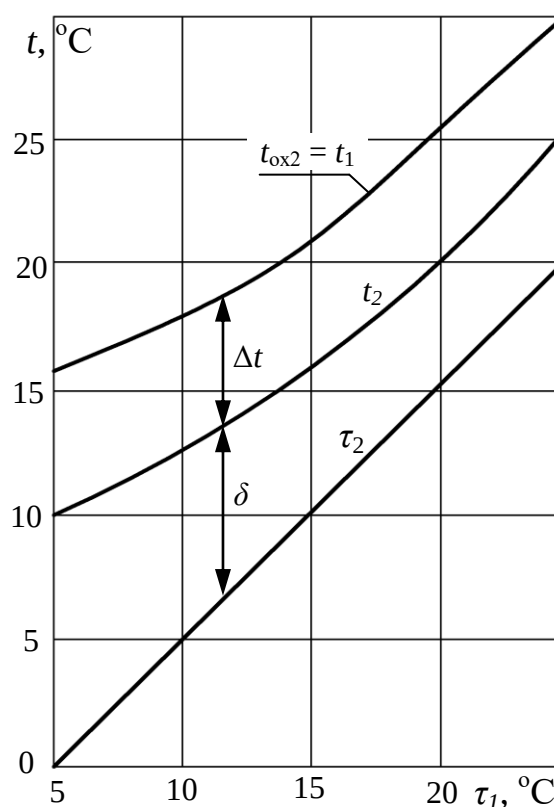


Рис. 2.18. Температура воды после охладителя t_2 в сравнении с температурой воды после конденсатора t_{ox2} , температурой воздуха τ_1 и теоретическим пределом охлаждения τ_2

Чем больше поверхность контакта воды и воздуха (т. е. поверхность, с которой происходит испарение), тем интенсивнее охлаждение. Чем интенсивнее отвод образовавшихся водяных паров от поверхности испарения, тем меньше относительная влажность воздуха вблизи нее и глубже охлаждение. Различные охладительные устройства отличаются между собой по этим показателям.

Для характеристики габаритов охладительного устройства пользуются понятием *площадь орошения*, понимая под ней поперечное сечение места встречи охлаждаемой воды с воздухом. Чем совершеннее охладительное устройство, тем больше поверхность контакта воды и воздуха при той же площади орошения и тем больше его основная характеристика – удельная гидравлическая нагрузка.

Как было показано выше, в системах технического охлаждения широкое распространение получили искусственные *пруды-охладители*. Эти устройства достаточно просты и обеспечивают наилучшее охлаждение, позволяющее получить глубокий вакуум в конденсаторах и, следовательно, наивысший КПД. Однако они имеют существенные недостатки, т.к. для их сооружения требуются значительные площади. Кроме того, пруды совершенно не пригодны для использования на тепловых электростанциях, которые обычно располагаются или в черте города, или вблизи него.

Ранее для АЭС также использовались пруды-охладители, причем это делалось, в основном, по требованию предприятий по производству турбинного оборудования для получения наивысшей экономичности. Опыт Чернобыльской АЭС наглядно продемонстрировал недостатки прудов-охладителей для АЭС.

Известно, что для Чернобыльской АЭС был сооружен пруд-охладитель площадью 25 км² и глубиной 4 м. Такое сооружение могло быть размещено только вне промышленной площадки АЭС. В результате аварии на четвертом блоке в пруд-охладитель попало огромное количество радиоактивности, и существует реальная опасность проникновения через неполностью плотные стенки и днище пруда этой радиоактивности в подземные воды с соответствующим распространением по территории региона. Все это означает недопустимость использования для АЭС прудов-охладителей.

Другими элементами технического водоснабжения АЭС являются брызгальные бассейны и градирни.

Брызгальные бассейны обеспечивают более глубокое охлаждение, чем градирни. Они представляют собой искусственные бассейны, над которыми через разбрызгивающие сопла распыляется охлаждаемая вода. Такое техническое решение существенно увеличивает поверхность контакта с воды с охлаждающей средой (воздухом), повышая интенсивность испарительного охлаждения. Эффект охлаждения в брызгальных бассейнах увеличивается при более тонком распылении. Однако при этом повышается расход электроэнергии для создания большего напора перед соплами. Интенсивность охлаждения возрастает с увеличением скорости ветра, но одновременно растет потеря воды с уносом капель. При работе брызгальных

бассейнов возможно образование тумана, которое может привести к обледенению близлежащих сооружений в зимнее время.

Охлаждающая вода забирается из бассейна. Для поддержания качества воды на допустимом уровне часть воды продувается, а ее убыль в результате испарения – восполняется.

Брызгальные бассейны занимают небольшие территории, в 30...40 раз меньше, чем пруды-охладители. На АЭС их обычно используют для охлаждения воды промежуточного контура реакторного цеха и воды систем аварийного охлаждения активной зоны.

Наименьшие площади требуются для размещения *градирен*. Однако их постройка требует существенных затрат, но потери воды в градирнях значительно меньше, чем в брызгальных бассейнах.

Различают следующие основные типы градирен:

- открытые, в которых распределительная система расположена на открытом воздухе;
- закрытые, где распределительное устройство ограждено башней (башенные градирни).

Для АЭС применяются только башенные градирни обычно противоточного типа. В них воздух движется вверх за счет разности плотностей нагретого воздуха внутри башни и холодного вне ее, а охлаждаемая вода – самотеком вниз.

Основное направление развития градирен – увеличение их единичной мощности, что достигается за счет увеличения высоты башни и площади орошения, а также за счет совершенствования организации процессов теплообмена в градирне. В связи с этим возрастает удельная гидравлическая нагрузка.

Для поддержания качества воды на требуемом уровне осуществляется продувка в пределах размере 5...6 % объема всей системы. Убыль воды в связи с испарением и продувкой восполняется. С турбинным цехом градирня соединена напорными линиями и закрытыми водоподводящими самотечными каналами. При установке более одной градирни предусматривают перемычки между ними и переключательный колодец для ремонта одной из градирен. В каждой градирне имеется также возможность отключения одной из ее половин для ремонта.

По сравнению с брызгальными бассейнами градирни обеспечивают более высокие показатели работы за счет большего развития поверхности контакта воды с воздухом.

Следует отметить, что если общее влияние ветра на работу брызгальных бассейнов положительно, то для градирни, наоборот, чем больше скорость ветра, тем хуже охлаждение. Предполагается, что это происходит из-за уменьшения расхода воздуха в верхнюю часть башни, уменьшающего ее тягу и увеличивающего сопротивление на выходе воздуха из градирни.

Расход воздуха через градирню, практически определяющий ее удельную и общую нагрузку, зависит от естественной тяги, развиваемой башней и равной обычно 2...3 мм вод. ст. Стремление повысить расход воздуха привело к созданию вентиляторной градирни, тяга в которой за счет работы вентиляторов доходит до 15 мм вод. ст. Показатели таких градирен существенно лучше, но расход электроэнергии на собственные нужды увеличивается, поэтому они не получили широкого распространения. В настоящее время для увеличения мощности градирни ведутся поиски более эффективных форм вытяжной башни с естественной тягой.

Недостатками градирни являются высокая стоимость, сложность ее конструкции, значительная затрата материалов и необходимость использования высококвалифицированной рабочей силы для сооружения и ремонта. Однако для АЭС, для размещения охладителей оборотных систем строительство градирен неизбежно, т. к. только эти устройства могут быть размещены на промышленной площадке АЭС.

Также нужно отметить, что при использовании градирен и брызгальных бассейнов глубина вакуума примерно на 3 % хуже, чем при прудовом водоснабжении, поэтому в жаркие периоды года мощность турбин часто ограничивается. Расход электроэнергии на собственные нужды циркуляционной установки с градирнями и брызгальными бассейнами также больше, т. к. необходимая высота подъема циркуляционных насосов составляет 18...20 м, а для прудов-охладителей – 8...12 м.

3. ВЫБОР И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И РАБОЧЕГО ТЕЛА

3.1. Взаимосвязь параметров теплоносителя и рабочего тела и их влияние на показатели ЯЭУ

В настоящем разделе изложены рекомендации по выбору и обоснованию принимаемых в расчет или определяемых расчетным путем номинальных термодинамических параметров ЯЭУ, основными из которых являются:

а) параметры теплоносителя: давление, температура на входе в реактор и на выходе из него;

б) параметры рабочего тела: давление, температура и влажность пара на выходе из парогенератора и на входе в турбину, параметры пара между отдельными цилиндрами главной турбины, т.е. давление (разделительное давление), температура и влажность пара до и после сепаратора-пароперегревателя (СПП), параметры пара в точках отборов из турбины на регенерацию тепла в цикле, параметры пара за последней ступенью цилиндра низкого давления и на входе в главный конденсатор, давление и

температура питательной воды в характерных точках тракта конденсатно-питательной системы, в том числе, и в деаэраторе.

Значения параметров теплоносителя и рабочего тела тесно взаимосвязаны. Эта взаимосвязь определяется условиями теплообмена в парогенераторе. Очевидно, что тепловая мощность, отводимая от теплоносителя и воспринятая рабочим телом, может быть выражена следующим образом

$$Q_{\text{ПГ}} = G_{\text{Т}} \cdot c_{\text{р}} \cdot (t_{\text{Т1}} - t_{\text{Т2}}). \quad (3.1)$$

С учетом принятого давления теплоносителя можно определить его максимальную температуру в контуре $t_{\text{Т1}}$ (температуру на выходе из ядерного реактора), а с учетом принятого расхода теплоносителя $G_{\text{Т}}$ и мощности ЯР – значение температуры на входе в ядерный реактор $t_{\text{Т1}}$, и, следовательно, значение температуры греющей среды вдоль всего тракта парогенератора. Значение температур рабочего тела определяется принятым давлением пара, величиной принятого перегрева в парогенераторе (при наличии пароперегрева) и величиной подогрева питательной воды в системе регенерации.

Теплопередача на каждом участке парогенератора (экономайзерном, испарительном и пароперегревательном) определяется классическим уравнением теплопередачи

$$Q_{\text{ПГ}} = k \cdot F \cdot \Delta t. \quad (3.2)$$

Таким образом, передача заданного количества тепла Q зависит от условий теплоотдачи и теплопередающих свойств материала трубной системы (α_1 , α_2 , λ) и, следовательно, от коэффициента теплопередачи k , а также от температурных напоров на соответствующих участках ПГ.

Для обеспечения принятых значений параметров рабочего тела потребуются соответствующие значения поверхности теплопередачи на различных участках парогенератора, определяемые по уравнению (3.2). Для уменьшения поверхности теплопередачи (т. е. для уменьшения массогабаритных показателей ПГ, его стоимости и, в конечном итоге, стоимости электроэнергии) можно увеличить температурные напоры на участках парогенератора. Но это может быть достигнуто за счет уменьшения принятых параметров пара, что отрицательно скажется на экономичности установки и, в конечном итоге, приведет к удорожанию вырабатываемой электроэнергии.

Если же учесть, что от значений параметров теплоносителя и рабочего тела существенно зависят такие важные показатели ЯЭУ, как ее надежность, безопасность, маневренность, удобство эксплуатации и др., то можно сказать, что выбор параметров теплоносителя и рабочего тела является сложной комплексной и весьма ответственной задачей. Для ее решения на

начальной стадии проектирования обычно выполняются многовариантные расчеты.

В дальнейшую разработку ЯЭУ принимают тот вариант сочетания параметров, который наиболее полно отвечает требованиям, предъявленным к установке, и дает приемлемые технико-экономические показатели (в том числе, стоимость киловатт-часа электроэнергии). При этом учитывают также возможности отечественной промышленности по созданию разработанной ЯЭУ – освоенность и стоимость конструкционных материалов, освоенность и стоимость изготовления агрегатов, т.е. капитальные затраты на создание АЭС, что существенно влияет на стоимость производимой продукции (электроэнергии).

При выполнении проекта ЯЭУ АЭС в учебных целях, когда квалификация проектанта и его бюджет времени не позволяют выполнить детальные многовариантные исследования, можно ограничиться выбором одного варианта сочетания параметров теплоносителя и рабочего тела, используя при этом прототипные данные. Но в этом случае в обязательном порядке предполагается критический подход к прототипным данным и детальное обоснование принимаемых решений. Необходимость критического подхода вызвана тем, что зачастую приходится ориентироваться на устаревшие данные. Кроме того, иногда в практике создания реальных ЯЭУ принимают не вполне оптимальное сочетание параметров в интересах унификации оборудования, чего от обучаемого не требуется. В конечном итоге даже в таком одновариантном проектировании достаточно полно может быть решена задача по более глубокому изучению принципа действия ядерной установки и принципов ее эксплуатации.

Отметим еще одно важное обстоятельство. Обычно все исходные значения основных параметров теплоносителя и рабочего тела (давление и температура в характерных точках) принимают и определяют одновременно как единый комплекс взаимосвязанных величин. Однако для выяснения физической сути взаимного влияния рассматриваемых параметров методологически более целесообразно рассмотреть их последовательно.

3.2. Выбор номинальных параметров теплоносителя в двухконтурных ЯЭУ

3.2.1. Выбор давления теплоносителя

В двухконтурных ЯЭУ, где в качестве теплоносителя используется вода под давлением, давление устанавливается таким, чтобы на всех режимах работы реактора было исключено объемное кипение теплоносителя в а. з.

Для обоснования правильного выбора значения давления теплоносителя p_T в двухконтурной установке необходимо рассмотреть его влияние на различные показатели реактора и ЯЭУ в целом: температурное поле а.

з., режим теплоотдачи от ТВЭЛ к теплоносителю (наличие и интенсивность поверхностного пузырькового кипения, допустимые тепловые потоки и запас до кризиса кипения), надежность и экономичность установки, массогабаритные показатели ЯР, и ядерной установки в целом, и др.

Источником тепловой энергии в ядерном реакторе являются тепловыделяющие элементы активной зоны. В интересах увеличения КПД цикла преобразования тепловой энергии в механическую целесообразно повысить температуру ТВЭЛ до максимально возможного значения. Это позволит получить большее значение температуры теплоносителя и, следовательно, температуры пара в цикле теплового двигателя, в результате чего КПД цикла увеличится.

В общем случае факторами, ограничивающими повышение температурного поля в активной зоне, могут быть:

- предельно допустимая температура ядерного топлива;
- предельно допустимая температура оболочки ТВЭЛ;
- температура насыщения теплоносителя, соответствующая принятому давлению.

Предельно допустимая температура ядерного топлива может являться определяющей, если она ограничена небольшим уровнем допустимой температуры вещества, содержащего ядерное топливо. Например, для металлического урана нежелателен нагрев более 600...650 °С, иначе будут возможны переходы фазовых состояний топлива, которые сопровождаются изменением его объема и некоторых иных физических показателей. Это отрицательно влияет на работу ТВЭЛ. Однако в ядерных реакторах отечественной стационарной энергетики применяется топливо в такой форме (например, UO_2), которая достаточно устойчива при весьма высоких температурах, и поэтому его температура не является ограничительным фактором. Так, например, в ЯР ВВЭР-1000 при полной мощности в наиболее нагруженных ТВЭЛ температура топлива в центре тепловыделяющего элемента достигает величины 2175 °С. При этом для топлива в виде двуокиси урана температура плавления составляет величину порядка 2800 °С.

Определяющей температурой может быть также предельно допустимая температура оболочки ТВЭЛ, если допустимая температура материала оболочки в контакте с теплоносителем в условиях интенсивного нейтронного облучения составляет небольшую величину. Например, если оболочки ТВЭЛ выполнены из циркониевых сплавов, которые в среде воды и при интенсивном нейтронном облучении устойчивы против коррозионных и эрозионных процессов при температуре до 350 °С, то в этом случае нет смысла повышать давление теплоносителя выше давления насыщения, соответствующего предельно допустимой температуре оболочки (p_s при $t_s = 350$ °С составляет 16,537 МПа).

В настоящее время в атомной энергетике достаточно широкое распространение получили циркониевые сплавы, в частности, для изготовления элементов тепловыделяющих сборок (оболочек тепловыделяющих элементов). При этом широко используется соединение циркония с ниобием. Сам по себе цирконий не является популярным материалом, т. к. его качества намного хуже, чем непосредственно у его сплава.

Цирконий выделяется тем, что у него довольно высокая устойчивость к различным агрессивным средам. Данное сырье не растворяется в таких кислотах, как азотная и соляная, а также устойчиво по отношению к щелочам. Это свойство является ключевым, обуславливающим широкое распространение различных циркониевых сплавов, т. к. сама по себе добавка циркония в сплав существенно увеличивает устойчивость материала к воздействию коррозии. Также важным преимуществом циркониевых сплавов является то, они не теряют своей вязкости в широком интервале температур и сопротивление ударным механическим нагрузкам сохраняется на высоком уровне.

Для атомной энергетики чрезвычайно важным является тот факт, что сечение поглощения нейтронов у циркония довольно низкое, в связи с этим можно применять топливо с небольшой степенью обогащения, что положительно влияет на себестоимость вырабатываемой электроэнергии. По сечению поглощения нейтронов он уступает лишь таким веществам, как магний и бериллий. Кроме того, сплавы циркония имеют высокую температуру плавления и обладают высокой технологичностью в изготовлении. Это означает, что создание достаточно тонких конструкций из циркониевого сплава не представляет больших трудностей для современных технологий.

Однако у указанных материалов есть и свои недостатки. В первую очередь, нужно отметить, что циркониевый сплав получается слишком «ползучим» при достижении температуры более 320...350 °С. Еще одним недостатком является возможность возникновения так называемой «пароциркониевой реакции», т.е. взаимодействия циркония с водяным паром при высокой (более 860 °С) температуре с образованием оксида циркония и водорода. В свою очередь, водород является взрывоопасным газом. Кроме того, циркониевый сплав подвержен охрупчиванию под воздействием того же водорода, широко применяемого в небольших концентрациях для поддержания водно-химического первого контура ЯЭУ с ВВЭР.

Учитывая указанные недостатки, в настоящее время ведутся разработки материалов, более устойчивых к высоким температурам. Создается так называемое «толерантное топливо» – Accident Tolerant Fuel (ATF), сохраняющее работоспособность при тяжелых запроектных авариях на АЭС с потерей теплоносителя в реакторе. Такое топливо даже в случае нарушения отвода тепла в активной зоне реактора должно в течение достаточно

длительного времени сохранять целостность без возникновения пароциркониевой реакции, способствующей выделению водорода.

В качестве краткосрочных мероприятий (от 1 года до 10 лет) рассматривается разработка новых покрытий, а в долгосрочной перспективе – замена циркония альтернативными материалами. Для этого создаются национальные и международные программы, и выделяется значительное финансирование. Разработками занимаются ученые США, Франции, Германии, Швейцарии, Японии, Южной Кореи, Китая и Индии.

В отечественной энергетике получила распространение технология хромового покрытия циркониевых оболочек ТВЭЛ, имеющего высокую теплопроводность и коррозионную стойкость при температуре более 1000 °С. Первые ТВС с толерантным топливом успешно испытаны в исследовательских реакторах, и планируются испытания такого топлива в промышленных ЯЭУ.

В некоторых случаях в качестве материала оболочки ТВЭЛ используют иные материалы, допускающие более высокие значения температуры. Например, на транспортных установках атомных ледоколов используют нержавеющую аустенитную сталь, которая в контакте с водой и при значительном нейтронном облучении допускает температуру 350...380 °С. Тогда фактором, определяющим температурный режим активной зоны, выступают давление теплоносителя и соответствующая ему температура насыщения. Заметим, что в этом случае из-за повышенного сечения поглощения тепловых нейтронов сталью оболочек ТВЭЛ необходимо увеличить обогащение ядерного топлива.

Для установок с газовым теплоносителем оболочки могут выполняться из нержавеющей стали или бериллия. В газовой среде температура оболочки может быть принята существенно выше. Это позволяет значительно поднять температуру теплоносителя на выходе из реактора. Например, на АЭС Великобритании «Данджнесс-В» температура углекислого газа на выходе из ЯР достигает величины 675 °С. При этом температура пара на выходе из ПГ достигает 565 °С.

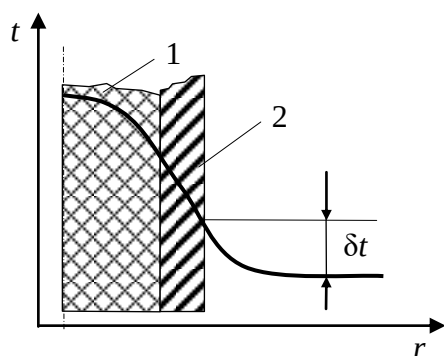


Рис. 3.1. Распределение температуры по радиусу ТВЭЛ:
1 – ТВЭЛ, 2 – оболочка ТВЭЛ

Известно, что передача тепла от поверхности ТВЭЛ к теплоносителю происходит под воздействием некоторого температурного напора δt (рис. 3.1).

При умеренных тепловых потоках это будет поверхностное пузырьковое кипение. Уходя в ядро потока теплоносителя, где температура ниже температуры насыщения, образовавшиеся пузырьки пара будут конденсироваться.

Поверхностное пузырьковое кипение интенсифицирует отвод тепла от ТВЭЛ (несколько возрастает коэффициент теплоотдачи). Однако при этом в материале оболочки возникает температурная пульсация, что может вызвать усталостные явления в материале оболочки. Обычно в стационарных ядерных реакторах поверхностное пузырьковое кипение допускают, но в незначительно развитой степени. Допущение поверхностного пузырькового кипения позволяет несколько снизить давление теплоносителя, сохранив при этом температурный режим активной зоны.

Если в каком-либо месте поверхности ТВЭЛ произойдет повышение плотности теплового потока q до некоторого значения, называемого критическим $q_{кр}$, то наступит кризис поверхностного кипения, пузырьковое кипение перейдет в пленочное. В результате этот участок поверхности теплоотдачи покроется сплошной паровой пленкой. Т. к. теплопроводность пара очень низкая, то для сохранения установленного значения теплового потока q (тепловая мощность сохраняется на том же уровне) должен резко повыситься температурный напор теплоотдачи, поэтому резко повышается температура оболочки ТВЭЛ. Это явление обычно завершается разрушением оболочки. Для его исключения необходимо, чтобы наибольший фактический тепловой поток q_{max} всегда оставался меньше критического теплового потока $q_{кр}$.

Величина $q_{кр}$ сложным образом зависит от ряда гидродинамических и тепловых факторов, характеризующих процесс теплоотдачи: от рода жидкости, состояния поверхности теплоотдачи, скорости и температуры среды, характера и геометрии потока, а также давления среды.

Зависимость $q_{кр} = f(p_T)$ имеет максимум. При кипении воды в большом объеме этот максимум расположен в диапазоне давлений $5 \cdot 10^6 \dots 15 \cdot 10^6$ Па. При подходе давления к критическому (в термодинамическом смысле, т.е. к $p_T = 22,115 \cdot 10^6$ Па) значение критической тепловой нагрузки $q_{кр}$ стремится к нулю. Ниже показана зависимость $q_{кр}$ от давления среды при кипении воды в большом объеме (рис. 3.2).

При кипении воды в каналах различной конфигурации кривая несколько деформируется – смещается положение и значение максимума, но характер кривой сохраняется. Например, для кольцевых каналов определенных параметров максимум кривой может быть при $p_T = (14 \dots 15) \cdot 10^6$ Па.

При выборе давления теплоносителя необходимо учитывать характер $q_{кр}$, соответствующей принятому типу рабочих каналов. Желательно, чтобы принятое давление теплоносителя находилось в районе максимума кри-

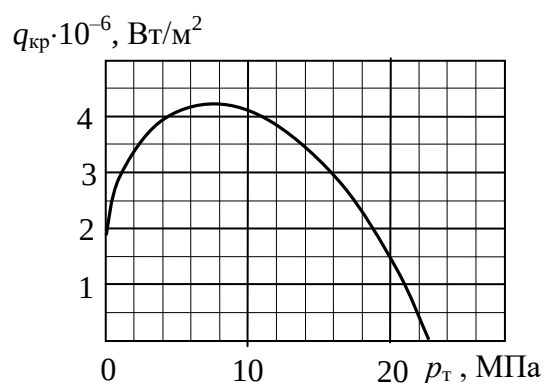


Рис. 3.2. Зависимость критической тепловой нагрузки $q_{кр}$ от давления p_T при кипении воды в большом объеме

вой $q_{кр}$. Это позволит принять в расчет возможно большую тепловую нагрузку, уменьшить поверхность теплоотдачи и, таким образом, сократить габариты активной зоны. Запас по кризису кипения должен составлять

$$q_{кр}/q_{max} > 1,2...1,5. \quad (3.3)$$

На начальной стадии проектирования, когда активная зона реактора еще не разработана детально, невозможно однозначно рекомендовать диапазон давлений теплоносителя p_T , в котором будет максимальное значение $q_{кр}$. В таких случаях можно ориентироваться на прототипную активную зону.

В заключение отметим, что при работе циркуляционных насосов первого контура (ЦНПК) вдоль трассы первого контура устанавливается переменное давление. Максимальное давление – в напорном патрубке ЦНПК, минимальное – в его всасывающем патрубке. Обычно под давлением теплоносителя в контуре p_T понимают давление в той точке контура, к которой подключен компенсатор давления. Чаще всего это «горячая» нитка первого контура, хотя возможны и иные схемные решения. В этом случае следует иметь в виду, что принятое в расчет давление теплоносителя может не соответствовать давлению в тех участках контура, где температура теплоносителя максимальна. Однако гидравлические сопротивления первого контура и давление ЦНПК обычно небольшие (порядка 0,4...0,7 МПа). Для упрощения расчетов различием давлений вдоль трассы первого контура можно пренебречь.

Как уже отмечалось, для правильного и полного учета всех факторов при выборе давления теплоносителя необходимо выполнить детальные многовариантные расчеты, однако при эскизном проектировании ЯЭУ в учебных целях можно принять одновариантный подход, основанный на прототипных данных. При этом следует иметь в виду, что в установках, разработанных в разное время, выбор давления теплоносителя первого контура производился при несколько отличающихся исходных оценках относительной важности тех или иных показателей ЯЭУ: ее экономичности, надежности, стоимостных и массогабаритных показателей и др. Кроме того, проектант современной установки по сравнению с прототипной располагает более богатым арсеналом средств и методов, позволяющим получить тот же уровень температуры рабочего тела в цикле при некотором снижении давления теплоносителя или более эффективно использовать принятый уровень давления. К средствам, позволяющим более полно использовать принятое давление теплоносителя первого контура, можно отнести улучшение равномерности тепловыделений в активной зоне, допущение более развитого поверхностного пузырькового кипения на части поверхности ТВЭЛ, более точный учет всех факторов при проектировании

и изготовлении активной зоны ядерного реактора, улучшение качества конструктивных материалов и др.

В современной справочной литературе для ядерных реакторов типа ВВЭР рекомендуется принимать оптимальное значение давления теплоносителя в районе 16...16,2 МПа.

Из сопоставления параметров ЯЭУ, созданных за последнее время, можно заметить тенденцию к повышению давления теплоносителя (отсюда и параметров пара). В качестве примера приведем значения давления теплоносителя для некоторых стационарных ЯЭУ:

- ВВЭР-440 (конец 1960-х – начало 1970-х годов). Материал оболочки ТВЭЛ – циркониевые сплавы. Мощность установки электрическая $P_{\text{э}} = 440$ МВт. Давление теплоносителя 12,26 МПа;

- ВВЭР-1000 (конец 1970-х – начало 1980-х годов). Материал оболочки ТВЭЛ – циркониевые сплавы. Мощность установки электрическая $P_{\text{э}} = 1000$ МВт. Давление теплоносителя 15,7 МПа;

- ВВЭР-1200 (АЭС-2006). Материал оболочки $P_{\text{э}}$ – циркониевые сплавы. Мощность установки электрическая $P_{\text{э}} = 1200$ МВт. Давление теплоносителя 16,2 МПа;

- ВВЭР-ТОИ (проект). Материал оболочки ТВЭЛ – циркониевые сплавы. Мощность установки электрическая $P_{\text{э}} = 1238$ МВт. Давление теплоносителя 16,2 МПа;

- один из зарубежных ядерных реакторов PWR (AREVA). Мощность установки электрическая $P_{\text{э}} = 1600$ МВт. Давление теплоносителя 15 МПа.

3.2.2. Определение температуры теплоносителя на выходе из ядерного реактора

Температуру теплоносителя на выходе из ядерного реактора $t_{\text{Т1}}$ следует принимать как можно больше. Увеличение данной температуры при прочих равных условиях позволяет увеличить температуру пара и, следовательно, увеличить экономичность ЯЭУ. Если же для разрабатываемой ЯЭУ на первый план выступают ее массогабаритные показатели, то увеличение $t_{\text{Т1}}$ позволит при сохранении умеренных значений температуры пара увеличить температурный напор в парогенераторе и, благодаря этому, уменьшить его массогабаритные показатели.

Чаще всего давление теплоносителя принимают соответствующим предельным возможностям материала оболочки ТВЭЛ по температурному режиму. В этом случае предельно возможное значение температуры теплоносителя на выходе из ядерного реактора определяется принятым давлением в контуре, а также компоновкой, нейтронно-физическими, гидродинамическими и теплофизическими характеристиками активной зоны ядерного реактора.

Температура теплоносителя на выходе из реактора $t_{Т1}$ принимается ниже температуры насыщения на некоторую величину Δt_s , называемую объемным или интегральным запасом до кипения (недогрев до кипения), т.е.

$$t_{Т1} = t_s - \Delta t_s. \quad (3.4)$$

Рассмотрим факторы, которые следует учитывать при выборе значения Δt_s . Температура теплоносителя на выходе из ядерного реактора складывается в результате смешения теплоносителя, прошедшего через все технологические каналы активной зоны, а также каналы перетечек.

Очевидно, что в ядерном реакторе в силу неравномерности нейтронного поля по радиусу активной зоны имеет место некоторая неравномерность тепловыделений. В центре активной зоны, где плотность нейтронного поля выше, деление ядер топлива более интенсивное и, следовательно, более интенсивные тепловыделения. Установка отражателей вокруг активной зоны несколько выравнивает нейтронное поле по радиусу (и таким образом тепловыделение), однако этой меры недостаточно.

Примером существенного уменьшения неравномерности нейтронного поля может быть опытный ядерный реактор ВВЭР-210 (первый блок Нововоронежской АЭС). В результате проведения мер для серийного реактора ВВЭР-440, разработанного на базе ВВЭР-210, удалось снизить коэффициент неравномерности нейтронного поля по объему активной зоны в два раза – с $K_v = 4,8$ до $K_v = 2,4$. При этом достигается неравномерность нейтронного поля по радиусу до значения $K_R = 1,2 \dots 1,5$.

Выравниванию тепловыделения по радиусу активной зоны способствует также перестановка тепловыделяющих сборок во время перегрузки активной зоны. Топливо подпитки (свежее топливо) с наиболее высокой концентрацией делящегося материала U-235 загружают на периферию активной зоны, где нейтронное поле слабое. Топливо, частично поработавшее в ядерном реакторе, с периферийной зоны перегружают в среднюю зону, где нейтронное поле более интенсивное. Из средней зона топливо перегружают в центральную зону, а из центральной зоны полностью отработавшее топливо выгружают из ЯР.

Это позволяет более точно подобрать обогащение оставшегося в ТВЭЛ топлива к интенсивности нейтронного поля. В результате можно заметно улучшить равномерность тепловыделений по радиусу активной зоны. Если эти меры внедрять при проектировании ЯР, то можно предусмотреть заметно меньшее значение интегрального запаса до кипения Δt_s и за счет этого получить большее значение температуры $t_{Т1}$. Однако, даже с учетом принятых мер тепловыделение в активной зоне остаются существенно неравномерными, что приводит к неодинаковой степени нагрева теплоносителя в различных ТВС. Это учитывают принятием в расчет соответствующего значения Δt_s .

Аналогичным образом учитываются перетечки помимо активной зоны, т.е. расход теплоносителя через различного рода специальные каналы (например, гильзы измерителей температуры), через неплотности в сборке конструкций активной зоны, где нагрев теплоносителя значительно меньший или же полностью отсутствует. Учет этих факторов выражается некоторым дополнительным увеличением Δt_s .

На величину принимаемого в расчет значения Δt_s оказывают также влияние возможные погрешности при создании и эксплуатации реакторной установки. Возможные неточности расчета температурного режима активной зоны (расчетные схемы, расчетные зависимости, исходные данные и др.), неточности изготовления и монтажа активной зоны (допуски на изготовление деталей, неточность расположения ядерного топлива и поглотителей нейтронов и др.), неточности соблюдения условий эксплуатации (погрешности контролирующих приборов, неточное поддержание частоты вращения насосов, диапазон нечувствительности регуляторов, возможные эксплуатационные отклонения давления в контуре и мощности ядерного реактора и др.) также требуют дополнительного увеличения принятого в расчет значения Δt_s .

Если в ядерном реакторе предполагается отсутствие не только объемного кипения, но и поверхностного пузырькового кипения, то следует ориентироваться не только на температуру в ядре потока, но и на температуру пристеночного слоя теплоносителя, омывающего ТВЭЛ. В этом случае интегральный запас до кипения Δt_s необходимо заметно увеличить. Для некоторого уменьшения Δt_s в современных ядерных реакторах обычно допускают умеренное поверхностное пузырьковое кипение на части поверхности ТВЭЛ. Это означает, что местный запас по поверхностному кипению в наиболее напряженной части ТВЭЛ выражается отрицательной величиной (обычно составляющей несколько градусов). Однако и в этом случае общий запас по объемному кипению Δt_s должен оставаться положительным.

Значение интегрального запаса до кипения Δt_s может находиться в весьма широком диапазоне: от 0...5 до 50 °С. Столь широкий диапазон объясняется большим разнообразием характеристик и параметров реакторов и их активных зон.

На эскизной стадии проектирования ЯЭУ при выборе величины Δt_s следует ориентироваться на прототипный ЯР. При этом в качестве прототипного подбирают реактор, близкий по компоновке, давлению теплоносителя, равномерности нагрузки активной зоны, степени развитости поверхностного кипения и пр. Ниже приведены данные по запасу до кипения для некоторых ядерных реакторов:

- для ВВЭР-440, $p = 12,26$ МПа

$$\Delta t_s = t_s(p) - t_{T1} = 326,27 - 300 = 26,27 \text{ } ^\circ\text{C};$$

- для ВВЭР-1000, $p = 15,7$ МПа

$$\Delta t_s = t_s(p) - t_{T1} = 345,74 - 322 = 23,74^\circ\text{C};$$

- для ВВЭР-1200, $p=16,2$ МПа

$$\Delta t_s = t_s(p) - t_{T1} = 348,32 - 329,7 = 18,62^\circ\text{C};$$

- для ВВЭР-ТОИ (проект), $p = 16,2$ МПа

$$\Delta t_s = t_s(p) - t_{T1} = 348,32 - 328,8 = 19,52^\circ\text{C};$$

- для реактора PWR, $p = 15,5$ МПа

$$\Delta t_s = t_s(p) - t_{T1} = 344,72 - 326 = 18,72^\circ\text{C}.$$

Эти величины показаны для варианта трехкратной перестановки ТВС по активной зоне.

3.2.3. Определение температуры теплоносителя на входе в ядерный реактор

Температура теплоносителя на входе в ядерный реактор t_{T2} может быть определена через разность между температурой теплоносителя на выходе из реактора t_{T1} и степенью нагрева теплоносителя в активной зоне $\Delta t_{\text{яp}}$, т.е.

$$t_{T2} = t_{T1} - \Delta t_{\text{яp}}. \quad (3.5)$$

При выборе значения $\Delta t_{\text{яp}}$ следует стремиться к его уменьшению. Уменьшение $\Delta t_{\text{яp}}$ ведет к снижению температурных напряжений в толсто-стенных металлоконструкциях ядерного реактора и парогенератора, в ТВЭЛ активной зоны и, таким образом, увеличивает надежность РУ. Это особенно актуально для ЯЭУ стационарной энергетики большой мощности, где корпусные конструкции под высоким давлением имеют большие толщины стенок.

Кроме того, уменьшение $\Delta t_{\text{яp}}$ при фиксированной температуре теплоносителя на выходе из реактора увеличивает температурный напор теплопередачи в парогенераторе, благодаря чему может быть уменьшена теплопередающая поверхность парогенератора. На рис. 3.3 этот эффект показан применительно к варианту ПГ с многократной циркуляцией рабочего тела и с неявно выраженной экономайзерной зоной.

Если же отдать предпочтение экономичности установки, то уменьшение величины $\Delta t_{\text{яp}}$ при том же температурном напоре и, следовательно, той же величине поверхности теплопередачи позволит увеличить температуру пара и его давление и, таким образом, увеличить экономичность установки (рис. 3.4).

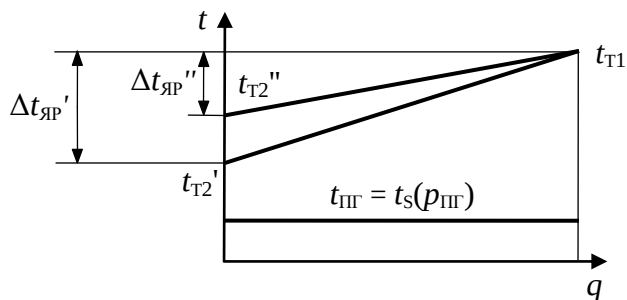


Рис. 3.3. Увеличение среднего температурного напора в ПГ за счет уменьшения степени нагрева теплоносителя в активной зоне

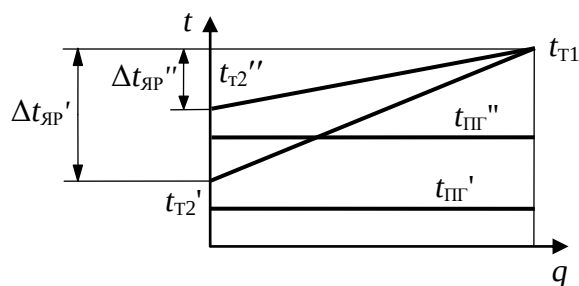


Рис. 3.4. Увеличение температуры кипения рабочего тела в парогенераторе за счет уменьшения степени нагрева теплоносителя

Однако, при выборе величины $\Delta t_{яp}$ следует иметь в виду, что она однозначно определяется расходом теплоносителя через реактор G_T . Действительно, для некоторой тепловой мощности ядерного реактора $Q_{яp}$ можно записать

$$Q_{яp} = G_T \cdot c_p \cdot \Delta t_{яp}. \quad (3.6)$$

Отсюда следует, что уменьшение $\Delta t_{яp}$ может быть обеспечено только пропорциональным увеличением G_T . Увеличение же расхода теплоносителя при фиксированных геометрических и гидродинамических параметрах трассы первого контура может быть осуществлено только при значительном увеличении давления насоса – по гидравлической характеристике трассы первого контура пропорционально квадрату увеличения расхода жидкости. В результате резко увеличивается мощность насоса – пропорционально кубу расхода теплоносителя.

Действительно

$$N_{цн} = p_{цн} \cdot G_{цн} \cdot \frac{v}{\eta_{цн}} = A \cdot G_{цн}^3. \quad (3.7)$$

Если же имеется возможность уменьшить гидравлические сопротивления трассы первого контура (сокращение длины трассы, увеличение количества параллельных ветвей, уменьшение местных сопротивлений и пр.), то можно увеличить расход теплоносителя при приемлемых значениях мощности циркуляционного насоса первого контура.

Мощность ЦНПК составляет заметную величину в балансе энергий – 0,6...0,9 % тепловой мощности ядерного реактора. Поэтому за счет ее уменьшения можно несколько увеличить КПД установки. Но уменьшение мощности ЦНПК нецелесообразно доводить до уровня, когда неизбежное при этом увеличение $\Delta t_{яp}$ заметно отрицательно скажется на параметрах пара и, таким образом, на КПД установки.

Оптимальное значение $\Delta t_{яp}$ может находиться в достаточно широких пределах – от 30...45 до 45...65 °С. Оптимум $\Delta t_{яp}$ существенно зависит от

компоновки РУ и ее составных элементов, от принятых параметров теплоносителя и рабочего тела. Оно может быть определено только в результате тщательных технико-экономических расчетов. На эскизной стадии проектирования ЯЭУ при выборе значения $\Delta t_{\text{ЯР}}$ следует ориентироваться на параметры близкого по компоновке ядерного реактора и трассы трубопроводов первого контура.

В качестве примера приведем значения $\Delta t_{\text{ЯР}}$ для некоторых ЯР:

- ВВЭР-440 – $\Delta t_{\text{ЯР}} = t_{\text{T1}} - t_{\text{T1}} = 300 - 269 = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- ВВЭР-1000 – $\Delta t_{\text{ЯР}} = 322 - 290 = 32 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- ВВЭР-1200 – $\Delta t_{\text{ЯР}} = 329,7 - 298,6 = 31,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$.
- PWR – $\Delta t_{\text{ЯР}} = 326 - 292 = 34 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

В ЯР ВВЭР-1000 «большой серии» из первого контура исключены отсечные гидравлические задвижки парогенераторов. В результате уменьшились гидравлические сопротивления первого контура, увеличился расход теплоносителя в каждой петле и в активной зоне, а также уменьшилась величина нагрева теплоносителя в ЯР.

При исследованиях температурного поля активной зоны ядерного реактора на различных режимах работы, а также в практике эксплуатации ЯЭУ широко используется понятие средней температуры теплоносителя $t_{\text{Тср}}$. В этом случае осредняются величины t_{T1} и t_{T2} . Т. к. значение $t_{\text{Тср}}$ непосредственно влияет на реактивность ядерного реактора, то его величина определяется как средневзвешенная в активной зоне. В общем случае

$$t_{\text{Тср}} = \alpha \cdot t_{\text{T2}} + (1 - \alpha) \cdot t_{\text{T1}}. \quad (3.8)$$

Если доля «холодной» и «горячей» воды в активной зоне примерно равны, то $\alpha = 0,5$, и тогда средневзвешенная температура теплоносителя может быть определена как среднеарифметическая

$$t_{\text{Тср}} = \frac{t_{\text{T1}} + t_{\text{T2}}}{2}. \quad (3.9)$$

При рассмотрении режимов работы системы компенсации давления определяется средняя температура теплоносителя в контуре в целом. Зависимости для определения $t_{\text{Тср}}$ для контура те же, но значение α для активной зоны и для контура могут не совпадать, так как доли «холодной» и «горячей» воды в активной зоне и в контуре могут быть различны.

В заключение отметим, что для простоты расчетов температурного режима первого контура можно пренебречь рассеянием тепла в окружающую среду через поверхности трубопроводов контура. Это позволяет принять температуру теплоносителя на входе в парогенератор равной температуре теплоносителя на выходе из ядерного реактора, аналогично также и в «холодной» нитке первого контура.

3.2.4. Общая характеристика метода определения параметров рабочего тела

Выбор параметров рабочего тела в цикле теплового двигателя – сложная комплексная задача. Обычно ее решают методом последовательных приближений. Исходными данными являются принятые в расчетах параметры рабочего тела на входе в проточную часть цилиндров турбины, конечными данными – параметры рабочего тела на выходе из проточной части. Мерой приемлемости полученного сочетания входных и выходных параметров может быть влажность пара на последних ступенях цилиндров турбины.

Величина влажности оказывает влияние на показатели надежности турбоагрегата, т. к. вызываемая влажностью эрозия проточной части турбины может снизить до недопустимых пределов долговечность и безотказность агрегата. Кроме того, повышение влажности пара отрицательно влияет и на экономичность установки. Исследования показывают, что увеличение средней влажности пара в турбине на 1 % ведет к снижению внутреннего КПД турбины также примерно на 1 %.

Целесообразно выбор параметров рабочего тела проводить графо-аналитическим методом, т.е. определение параметров по аналитическим зависимостям или выбор их значений в рекомендованных пределах сопровождается построением процессов рабочего цикла в i - s -диаграмме. Пример построения процессов рабочего цикла показан на рис. 3.5. Здесь принят вариант установки на насыщенном паре с однократной промежуточной сепарацией и однократным паровым промежуточным перегревом пара.

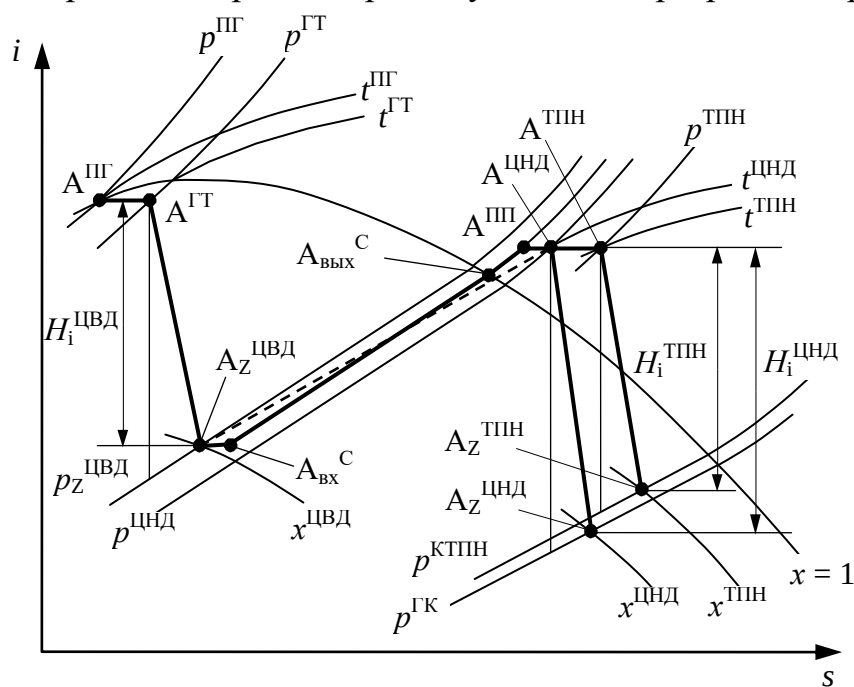


Рис. 3.5. Процессы рабочего цикла главного двигателя и турбопривода питательного насоса в i - s диаграмме

Как уже отмечалось, для увеличения надежности работы паровой турбины весьма желательно было бы введение хотя бы незначительного перегрева пара на выходе из ПГ. Однако такая постановка вопроса выводит на проблемы, еще не нашедшие полного технического разрешения. Поэтому в дальнейшем мы будем рассматривать следующий вариант энергоустановки: ПГ с кратностью циркуляции больше единицы с естественной циркуляцией рабочего тела, генерирующий сухой насыщенный пар, и ПТУ, работающая на насыщенном паре.

В показанной на рис. 3.5 диаграмме состояния рабочего тела и процессы в рабочем контуре приняты следующие обозначения:

$A^{\text{ПГ}}$ – состояние рабочего тела на выходе из парогенератора;

$A^{\text{ГТ}}(A^{\text{ЦВД}})$ – состояние рабочего тела на входе в главную турбину (в ЦВД);

$A^{\text{ПГ}} - A^{\text{ГТ}}$ – изоэнтальпийное движение пара в главном паропроводе с некоторой потерей давления. Сюда же относят потерю давления в регулирующих и отключающих (стопорных) клапанах, а также во входных устройствах турбины;

$A_z^{\text{ЦВД}}$ – состояние рабочего тела на выходе из ЦВД;

$A^{\text{ЦВД}} - A_z^{\text{ЦВД}}$ – расширение пара в ЦВД;

$A_{\text{вх}}^{\text{С}}$ – состояние рабочего тела на входе в сепаратор;

$A_z^{\text{ЦВД}} - A_{\text{вх}}^{\text{С}}$ – изоэнтальпийное движение пара по паропроводу (ресиверу) от ЦВД к сепаратору;

$A_{\text{вых}}^{\text{С}}$ – состояние пара на выходе из сепаратора;

$A_{\text{вх}}^{\text{С}} - A_{\text{вых}}^{\text{С}}$ – процесс сепарации пара в сепараторе;

$A^{\text{ПП}}$ – состояние пара на выходе из пароперегревателя;

$A_{\text{вых}}^{\text{С}} - A^{\text{ПП}}$ – процесс перегрева пара;

$A^{\text{ЦНД}}$ – состояние пара на входе в ЦНД;

$A^{\text{ПП}} - A^{\text{ЦНД}}$ – изоэнтальпийное движение пара по ресиверу от пароперегревателя к ЦНД. Сюда же относят отключающие (стопорные) клапаны и входные устройства ЦНД;

$A_z^{\text{ЦНД}} (A^{\text{ГК}})$ – состояние рабочего тела на выходе из ЦНД и входе в главный конденсатор;

$A^{\text{ЦНД}} - A_z^{\text{ЦНД}}$ – расширение пара в ЦНД;

$A^{\text{ТПН}}$ – состояние рабочего тела перед проточной частью турбопривода питательного насоса;

$A^{\text{ПП}} - A^{\text{ТПН}}$ – изоэнтальпийное движение пара к турбоприводу питательного насоса;

$A_z^{\text{ТПН}} (A_{\text{к}}^{\text{ТПН}})$ – состояние пара на выходе из турбопривода ПН и на входе в конденсатор турбопитательного насоса;

$A^{\text{ТПН}} - A_z^{\text{ТПН}}$ – расширение пара в турбоприводе ПН;

В связи с тем, что потеря давления пара от выхода из ЦВД до входа в ЦНД $\Delta p = p_z^{\text{ЦВД}} - p^{\text{ЦНД}}$ составляет небольшую величину (около 5 %), на

диаграмме $i-s$ процесс $A_z^{\text{ЦВД}}-A^{\text{ЦНД}}$ иногда показывают условной пунктирной линией без выделения характерных точек.

Если в схеме предусмотрен двухступенчатый перегрев пара, то на диаграмме $i-s$ следует показать две точки:

$A^{\text{ПП1}}$ – состояние пара на выходе из первого перегревателя, она же – на входе во второй перегреватель;

$A^{\text{ПП2}}$ – состояние пара на выходе из второго перегревателя.

При построении процессов расширения пара в ЦНД и в турбоприводе ТПН в диаграмме $i-s$, строго говоря, необходимо оценить потери давления в выхлопном патрубке турбины. Потери давления, обусловленные преодолением гидравлических сопротивлений выхлопного патрубка, выражаются в потере энергии пара и, следовательно, в потере экономичности энергоустановки. В расчетах ЯЭУ потерю энергии в выхлопном патрубке учитывают введением в расчет коэффициента полных потерь $\xi_{\text{полн}}^{\text{патр}}$. Если $\xi_{\text{полн-патр}} > 1$, то $p_z^{\text{ЦНД}} > p_{\text{ГК}}$, в турбоприводе ТПН соответственно.

Иногда при конструировании выхлопного патрубка удастся организовать в нем использование диффузорного эффекта. В этом случае энергию скорости пара на выходе из последней ступени турбины можно хотя бы частично преобразовать в энергию давления. Тогда $\xi_{\text{полн}}^{\text{патр}} < 1$, а $p_z^{\text{ЦНД}} < p_{\text{ГК}}$. Это позволит уменьшить потерю энергии пара в выхлопном патрубке.

Однако достижение такого эффекта затруднено, т. к. в выхлопном патрубке сказывается влияние ряда неизбежных дополнительных факторов, вызывающих увеличение потерь давления. Основные из них:

- большие скорости пара на выходе из турбины;
- трудности рациональной компоновки выхлопного патрубка (особенно для тихоходных турбин, имеющих большую длину лопатки на выходе из турбины);
- необходимость поворота потока пара в выхлопном патрубке (от осевого направления потока на выходе из турбины к радиальному направлению на входе в конденсатор);
- наличие ряда устройств в выхлопном патрубке (анкерные стяжки, ребра жесткости и другие конструктивные детали).

В то же время комплекс мер по совершенствованию конфигурации выхлопного патрубка позволяет в итоге получить значение $\xi_{\text{полн}}^{\text{патр}}$ близким к единице.

На начальной стадии проектирования ЯЭУ, когда конструкция турбоагрегата еще не проработана в деталях, вполне допустимо принять в расчет $\xi_{\text{полн}}^{\text{патр}} = 1$, следовательно, принять $p_z = p_{\text{ГК}}$.

При выборе параметров рабочего тела обычно последовательность рассмотрения параметров пара принимают «сверху вниз», т.е. проходят все точки от $A^{\text{ПГ}}$ до $A^{\text{ГК}}$.

И последнее замечание. На рис. 3.5 расширение пара в турбине (в ЦВД, ЦНД и в турбине ТПН) показано в виде прямых, уклоняющихся вправо. Мера уклонения определяется принятым в расчет значением КПД турбины. В то же время известно, что КПД ступеней турбины не одинаков. Обычно у последних ступеней он заметно ниже. В этом случае расширение пара в проточной части турбины следует изобразить в виде ломанной линии. Однако, на начальной стадии проектирования энергоустановки, когда еще нет детального расчета турбины, в расчет принимают средний КПД проточной части турбины, и процесс расширения в диаграмме $i-s$ изображают в виде прямых.

3.2.5. Определение параметров пара на выходе из парогенератора и на входе в главную турбину

Известно, что параметры пара, генерируемого в парогенераторе (давление и температура), должны приниматься как можно большими. Это позволяет увеличить КПД цикла и установки в целом. Причем, т. к. температура пара определяется температурой греющей среды, а температура теплоносителя для ядерного реактора с водяным теплоносителем ограничена, то давление пара обычно принимают максимально возможным, при котором еще происходит парообразование, т.е. приходят к идее применения цикла на насыщенном паре.

Правда, исследования показывают, что цикл на насыщенном паре имеет и свои существенные недостатки. При давлении пара, принятом на АЭС (4...7 МПа), даже сухой насыщенный пар, проходя по паропроводу и через органы регулирования, несколько снижает свое давление (потеря давления может достигать 5...10 %), при этом в нем повышается влагосодержание (до 0,30...0,45 %). А если учесть, что и исходный пар имеет некоторое количество влаги (по существующим нормам до 0,2 %, в реальных установках – до 0,5 %), то в итоге уже на первых ступенях турбины может быть заметное содержание влаги. Этот фактор существенно влияет на КПД турбины, в результате некоторый выигрыш в КПД цикла от повышения давления пара до давления насыщения может быть значительно обесценен снижением КПД турбины.

Кроме того, увеличение влагосодержания по всей проточной части турбины значительно усиливает эрозию лопаточного аппарата, что снижает долговечность и безотказность турбины. Заметим, что особенно актуальной эта проблема становится при сниженной мощности ЯЭУ. Так, например, при снижении мощности до 50 % влагосодержание на входе в турбину может достигать 3 %. Поэтому в настоящее время ставится вопрос о целесообразности цикла со слабоперегретым паром (перегрев порядка 20 °С). Однако следует иметь в виду, что применение перегретого пара

приводит к необходимости применения либо прямоточного парогенератора, либо парогенератора с кратностью циркуляции больше единицы, но с последующей сепарацией пара и установкой после сепаратора пароперегревателя. В первом случае (применение прямоточного парогенератора) потребуется переход на иные более дорогие конструкционные материалы трубной системы парогенератора и значительное ужесточение водного режима второго контура. Во втором случае значительно усложняется конструкция парогенератора. В обоих случаях снижается его надежность. В настоящее время в стационарной энергетике в ЯЭУ с ВВЭР наибольшее распространение получили парогенераторы сухого насыщенного пара с кратностью циркуляции больше единицы. Переход на слабо перегретый пар потребует дополнительных технико-экономических исследований о целесообразности такого перехода. Для АЭС с умеренными температурами генерируемого пара давление пара чаще всего принимают равным давлению насыщения.

Вторым важным фактором, который следует иметь в виду при выборе параметров свежего пара, является принятый в парогенераторе принцип подогрева питательной воды до температуры кипения t_s , т.е. компоновка экономайзерной зоны ПГ. В конструкциях парогенераторов может быть предусмотрена явно выраженная экономайзерная зона, где подогрев питательной воды до t_s осуществляется на соответствующей поверхности трубной системы. Парогенератор может быть выполнен также без явно выраженной экономайзерной зоны. В этом случае питательная вода подогревается за счет конденсации части генерируемого пара.

Достоинство первого варианта компоновки парогенератора заключается в том, что на экономайзерном участке теплопередача происходит при значительно большем температурном напоре, чем на испарительном участке. Это способствует уменьшению поверхности теплопередачи парогенератора. Но на экономайзерном участке заметно меньше коэффициент теплопередачи, поэтому выигрыш в поверхности теплопередачи парогенератора в целом при наличии явно выраженного экономайзерного участка будет иметь место лишь при выполнении условия

$$K_{\text{Э}} \cdot \delta t_{\text{Э}} > K_{\text{И}} \cdot \delta t_{\text{И}}. \quad (3.10)$$

Следует также иметь в виду, что наличие явно выраженного экономайзерного участка (особенно если он выполнен в виде отдельной конструкции) существенно усложняет ПГ и снижает его надежность. Комплексные исследования этого вопроса привели к тому, что в настоящее время в составе отечественных ЯЭУ АЭС применяется парогенератор без явно выраженной экономайзерной зоны. Диаграмма $t-q$ для такого ПГ показана на рис. 3.6.

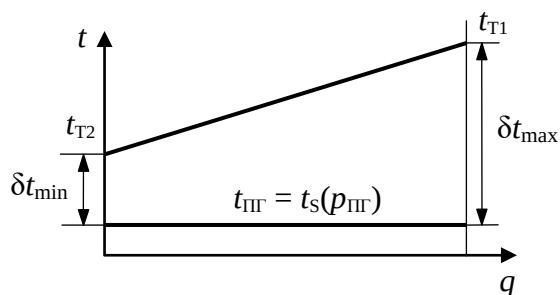


Рис. 3.6. Диаграмма t - q парогенератора без явно выраженной экономайзерной зоны

Принятая в отечественной практике горизонтальная схема парогенератора зарекомендовала себя как надежная и перспективная конструкция с большими возможностями ее дальнейшего совершенствования, в том числе и по увеличению ее паропроизводительности.

Если в разрабатываемой ЯЭУ принята аналогичная схема парогенератора, то выбор параметров рабочего тела на выходе из него сводится к выбору величины $\delta t_{\min}$, через которую определяются температура и давление свежего пара

$$t_{\text{ПГ}} = t_{T2} - \delta t_{\min}; \quad p_{\text{ПГ}} = p_s(t_{\text{ПГ}}). \quad (3.11)$$

Обычно величина $\delta t_{\min}$ лежит в пределах от 8 до 10...15 °С. Исследования показывают, что изменение этой величины на 2,5 °С вызывает изменение поверхности теплопередачи парогенератора на 15...20 %. Более точное значение этого влияния может быть получено в каждом конкретном случае детальными технико-экономическими расчетами.

Детальные технико-экономические исследования показывают, что оптимальное значение $p_{\text{ПГ}}$ лежит в пределах 6...7,5 МПа. На начальной стадии проектирования целесообразно ориентироваться на прототипные данные. Ниже приведены параметры для некоторых ЯЭУ АЭС:

- для ЯЭУ с ВВЭР-440 – $p_{\text{ПГ}} = 4,6$ МПа; $\delta t_{\min} = 9,24$ °С;
- для ЯЭУ с ВВЭР-1000 – $p_{\text{ПГ}} = 6,27$ МПа; $\delta t_{\min} = 10,53$ °С;
- для ЯЭУ с ВВЭР-1200 – $p_{\text{ПГ}} = 7,0$ МПа; $\delta t_{\min} = 12,17$ °С.
- для ЯЭУ с ВВЭР-ТОИ – $p_{\text{ПГ}} = 7,0$ МПа; $\delta t_{\min} = 11,37$ °С.
- для ЯЭУ с РWR – $p_{\text{ПГ}} = 6,8$ МПа; $\delta t_{\min} = 8,15$ °С.

По принятым значениям $p_{\text{ПГ}}$ и $t_{\text{ПГ}}$ на диаграмме i - s наносят точку $A_{\text{ПГ}}$.

Для построения точки $A_{\text{ГТ}}$ необходимо оценить гидравлические сопротивления тракта, по которому пар поступает от парогенератора к сопловому аппарату первой ступени турбины (главный паропровод, регулирующая и запорная арматура, входное устройство турбины). Величина этих сопротивлений Δp зависит от длины, поперечного сечения и конфигурации главного паропровода, от конструктивных особенностей устройств и арматуры, расположенных по тракту движения пара. Анализ реально выполненных установок показывает, что эту величину можно принять в расчет порядка 0,4 МПа. В относительных величинах потеря давления в тракте в целом может быть принята $\Delta p = (0,04...0,09) p_{\text{ПГ}}$. В стопорном и регулирующем клапанах потеря давления составляет $(0,03...0,05) p_{\text{ПГ}}$.

Можно принять, что пар в паровом тракте претерпевает изоэнтальпийное дросселирование. С учетом достаточно качественной теплоизоляции паропровода и его устройств такое допущение не вносит существенных погрешностей.

С учетом принятых значений Δp на диаграмме $i-s$ наносится точка $A^{ГТ}$.

3.3. Выбор номинальных параметров теплоносителя и рабочего тела в одноконтурных ЯЭУ

В одноконтурных ЯЭУ теплоносителем реактора является вода и пароводяная смесь. Для ЯЭУ с кипящей водой выбор номинальных параметров теплоносителя и рабочего тела сводится к выбору температуры и давления пара на выходе из ядерного реактора. Т.к. в одноконтурной ЯЭУ подвод тепла к рабочему телу осуществляется непосредственно от ТВЭЛ активной зоны (в отличие от двухконтурных ЯЭУ, где передача тепла осуществляется через посредника – теплоноситель), то температура и давление рабочего тела при прочих равных условиях могут быть приняты более высокими. Кроме того, имеющаяся в кипящем реакторе некоторая неравномерность тепловыделений по радиусу активной зоны не приводит к неравномерности температурного поля на выходе из активной зоны.

Однако увеличение давления среды потребует увеличения толщины стенки технологических каналов (имеются ввиду ядерные реакторы канального типа). Увеличение же массы металла в активной зоне ухудшает нейтронно-физические характеристики активной зоны и может потребовать увеличения обогащения ядерного топлива. В этой связи достигнутый положительный эффект повышения термодинамической экономичности установки за счет повышения начальных параметров пара может быть обесценен отрицательным эффектом повышения стоимости загрузки топлива. В результате стоимость выработанного киловатт-часа электроэнергии может возрасти.

Кроме того, особенности компоновки активной зоны кипящего реактора обычно таковы, что при повышении давления рабочего тела выше примерно 6 МПа заметно снижается критическая тепловая нагрузка $q_{кр}$. Это потребует существенного увеличения поверхности теплоотдачи ТВЭЛ, что, в свою очередь, приводит к заметному увеличению габаритов активной зоны. Следует также иметь в виду ранее высказанные соображения о трудностях компоновки промежуточной сепарации и промежуточного перегрева пара, которые могут возникнуть при повышении его начального давления.

В результате обстоятельных технико-экономических исследований этого вопроса в настоящее время принято считать, что давление пара в одноконтурной установке нецелесообразно принимать выше 6,5...7 МПа.

Обычно кипящий реактор генерирует сухой насыщенный пар (если не предусмотрен внутриядерный перегрев), поэтому давление пара однозначно определяет и его температуру. По принятым параметрам пара в диаграмме $i-s$ можно нанести положение точки $A^{яp}$ (соответствует точке A^{III} двухконтурной ЯЭУ). Построение всех последующих точек рабочего тела выполняется аналогично тому, как это рекомендуется для двухконтурных ЯЭУ.

На основе расчетных проработок и опыта эксплуатации одноконтурных АЭС (РБМК-1000) давление теплоносителя в таком реакторе в настоящее время принимается равным 7 МПа, т. е. парообразование в реакторе одноконтурной АЭС соответствует температуре воды в нем, равной 285 °С. Соответственно, начальные параметры пара перед турбиной составляют 6,5 МПа и 280 °С.

3.4. Выбор номинальных параметров теплоносителя и рабочего тела в трехконтурных ЯЭУ

В реакторах на быстрых нейтронах замедлитель отсутствует, поэтому использование в конструкции реактора веществ из легких элементов недопустимо, т. к., сталкиваясь с ядрами веществ, нейтроны замедляются путем упругих взаимодействий, причем замедление наиболее эффективно при столкновении именно с легкими элементами. Поэтому теплоносителем не может выступать обычная вода. В частности, в реакторах БН-600 и БН-800 используется натрий, имеющий как преимущества, так и недостатки. Например, натрий обладает отличными теплофизическими свойствами, не вызывает коррозию конструкционных материалов, практически не снижает энергию нейтронов, кроме того давление в реакторе лишь незначительно превышает атмосферное при температуре натрия около 600 °С. В то же время, требуется высокая степень чистоты используемого натрия, особенно важно убрать примеси кислорода, т. к. они участвуют в коррозии конструкционных компонентов. Кроме того, натрий химически активный элемент, особенно при контакте с водой, поэтому важно не допускать утечек натрия в парогенераторе.

Основным фактором, определяющим температуру натрия в активной зоне, является допустимая температура оболочки ТВЭЛ и других внутриреакторных конструкций, поэтому температура натрия оказывается значительно ниже температуры насыщения.

Наиболее жаропрочными из освоенных конструкционных материалов активной зоны являются нержавеющей аустенитные стали. По характеристикам длительной прочности и пластичности они могут использоваться при температуре 650 °С или даже несколько выше. Для

оболочек ТВЭЛ из стали 09X16H15M3Б предельной температурой можно считать 650 °С.

Температура натрия на выходе из реактора принимается заметно ниже: $t_{T1} = 550$ °С. Это объясняется следующими факторами.

1. Тепловой режим ТВС неоднороден, поэтому на выходе некоторых из них температура натрия может быть существенно выше по сравнению с другими. Причины этого – значительная неравномерность тепловыделения по радиусу активной зоны и степень соответствия расходов натрия в ТВС тепловыделению в них, достигнутая при конструировании реактора (профилированием расхода теплоносителя).

2. В реакторе имеются протечки относительно холодного натрия помимо активной зоны, которые, смешиваясь с потоком после ТВС, снижают температуру теплоносителя (эффект разбавления).

3. Неоднородность температуры натрия на выходе из активной зоны создает термомеханические напряжения в элементах конструкции реактора, которые могут изменяться во времени. Термоциклические нагрузки отрицательно сказываются на ресурсе работы узлов реактора и могут быть уменьшены снижением температуры натрия.

Из этого, в частности, следуют задачи, решаемые при конструировании реактора: сокращение протечек натрия мимо активной зоны, эффективное профилирование расхода теплоносителя, уменьшение термоциклических нагрузок.

Температура натрия на входе в реактор t_{T1} зависит от его подогрева в реакторе $\Delta t_{ЯР}$, который, в свою очередь, определяет:

- расход теплоносителя $G_{ТН}$;
- температурный режим а. з. и другого реакторного оборудования;
- площади теплообменной поверхности в промежуточном теплообменнике и парогенераторе;
- параметры производимого пара.

Так, с уменьшением $\Delta t_{ЯР}$ возрастают расход натрия $G_{ТН}$ и мощность главных циркуляционных насосов (ГЦН), снижается объемная доля топлива в активной зоне. Увеличение $\Delta t_{ЯР}$ приводит к большей неравномерности температур натрия на выходе из активной зоны, повышению перепадов температур в ТВЭЛ. Снижение t_{T2} при выбранной t_{T1} может привести к большим тепловым потокам в испарителе, опасным с точки зрения наступления кризиса кипения первого рода. При малом $\Delta t_{ЯР}$, что может быть объяснено стремлением увеличить давление производимого пара, растет металлоемкость паропроводов, оборудования питательного тракта, парогенератора, и увеличение их стоимости может не компенсироваться повышением КПД преобразования энергии, замедляющимся с ростом давления. Таким образом, выбор $\Delta t_{ЯР}$ – технико-

экономическая задача, результаты решения которой в зависимости от t_{T1} следующие:

$t_{T1}, ^\circ\text{C}$	510	530	550
$\Delta t_{\text{яп}}^{\text{опт}}, ^\circ\text{C}$	>150	160	>170

Учет требований по воспроизводству ядерного топлива ведет к повышению рассчитанного значения $\Delta t_{\text{яп}}^{\text{опт}}$, но не более чем до $200\text{ }^\circ\text{C}$ ввиду уже изложенного (снижение параметров пара, ухудшение термомеханических условий работы узлов реактора и др.). Таким образом, целесообразное значение подогрева натрия в реакторе находится в диапазоне $150\ldots 200\text{ }^\circ\text{C}$ при $t_{T2} = 350\ldots 400\text{ }^\circ\text{C}$. Давление в первом контуре определяется давлением газа (аргона), подаваемого над уровнем натрия в корпусе реактора. Максимальное давление в быстрых реакторах, охлаждаемых жидкометаллическим теплоносителем, определяется гидравлическим сопротивлением активной зоны и, как правило, не превышает 1 МПа .

Технико-экономической задачей также является выбор температурного напора в промежуточном натрий-натриевом теплообменнике. Его уменьшение увеличивает поверхность нагрева теплообменника, но повышает параметры пара, генерируемого в парогенераторе, или уменьшает его поверхность нагрева. При изготовлении поверхности нагрева теплообменника из нержавеющей стали средний температурный напор в нем $\delta t_{\text{пг}} < 40\text{ }^\circ\text{C}$.

Как правило, на горячей стороне теплообменника значение температурного напора меньше среднего, что позволяет получить большую температуру пара $t_{\text{п}}$, направляемого в ПТУ. В этих условиях разность температур натрия в промежуточном контуре $\Delta t_{\text{пк}} = 180\ldots 200\text{ }^\circ\text{C}$. Давление в промежуточном контуре поддерживается более высоким, чем в первом, чтобы исключить возможность попадания в него радиоактивного натрия.

При выбранных температурах натрия промежуточного контура параметры вырабатываемого в парогенераторе пара определяются минимальными температурными напорами в испарителе δt_{min} и пароперегревателе, значения которых также определяются решением технико-экономической задачи. Рекомендации по их выбору практически те же, что для парогенератора РУ с ВВЭР: $\delta t_{\text{min}} = 8\ldots 15\text{ }^\circ\text{C}$ в испарителе и $\delta t_{\text{min}} = 15\ldots 25\text{ }^\circ\text{C}$ в пароперегревателе. При этом нужно стремиться, чтобы давление пара перед турбиной равнялось одному из ряда значений, принятых для отечественных РУ ($8,8; 12,8; 16,6; 23,5\text{ МПа}$). Давление в парогенераторе оказывается большим на значение гидравлического сопротивления паропровода.

Т а б л и ц а 3.1

Основные характеристики трехконтурных ЯЭУ

Характеристика	БН-350	БН-600	БН-800
Год ввода в эксплуатацию	1973	1980	2016
Номинальная тепловая мощность ЯР, МВт	1000	1470	2100
Компоновка	Петлевая	Интегральная	Интегральная
Число петель теплоотвода	6	3	—
Температура на входе/ выходе из реактора, °С	300/500	377/550	354/547
Температура в промежуточном контуре, °С	270/450	320/520	309/505
Давление/температура свежего пара, МПа/°С	4,9/435	13,7/507	13,7/490
Параметры пара после промежуточного перегрева, МПа/°С	Отсутствует	2,9/500	—/470
Температура питательной воды, °С	158	240	210
Паропроизводительность, кг/с	83	551	736
Число и типоразмер турбин, подключенных к РУ	3хР-50-4,4/0,6	3хК-200-12,8	1хК-800-12,8

3.5. Выбор давления в главном конденсаторе

Давление пара в главном конденсаторе $p_{ГК}$ определяет нижнее давление в цикле теплового двигателя, т.е. давление конца процесса расширения рабочего тела. С точки зрения экономичности цикла это давление целесообразно принимать как можно меньше. Причем, даже относительно небольшое уменьшение давления оказывает весьма существенное влияние на КПД цикла. Так, например, снижение давления в конденсаторе с 0,004 до 0,003 МПа увеличивает КПД установки примерно на 2 %, а увеличение давления с 0,004 до 0,005 МПа снижает экономичность более чем на 1 %. В то же время величина давления в главном конденсаторе существенно влияет на параметры всей низкопотенциальной (с точки зрения энергетического уровня) части ЯЭУ: ЦНД, главный конденсатор, система технического водоснабжения. Ее стоимость составляет существенную часть полной стоимости АЭС (до 20...25 %), поэтому к выбору давления в главном конден-

саторе нужно подходить взвешенно, на основе тщательно выполненного технико-экономического анализа.

Так как конденсирующейся в ГК пар находится на линии насыщения, то его давление однозначно определяется температурой конденсации. Поэтому для получения низкого давления $p_{ГК}$ необходимо обеспечить низкую температуру конденсации.

Зная сложное влияние величины $p_{ГК}$ на целый ряд показателей ЯЭУ (экономичность, надежность, массогабаритные показатели, энергозатраты, стоимостные показатели реализации принятого значения $p_{ГК}$), ее следует принимать с учетом всех особенностей ЯЭУ. Рассмотрим качественное влияние различных факторов на величину принимаемого в расчет $p_{ГК}$.

Величина принимаемого в расчет давления в ГК влияет на основные показатели ЯЭУ следующим образом:

- снижение $p_{ГК}$ ведет к увеличению термического КПД цикла. Правда, при весьма значительном снижении $p_{ГК}$ можно достичь критического истечения пара из каналов проточной части турбины, в результате чего дальнейшее снижение давления в главном конденсаторе не приведет к росту мощности турбины и КПД установки. Кстати заметим, что в этом случае температура конденсата продолжает снижаться, в результате чего при неизменной мощности турбины КПД установки также снижается. Но это явление может наступить при столь низких значениях давления (примерно 0,002 МПа и ниже), которые в практике турбостроения не рассматриваются;

- снижение $p_{ГК}$ ведет к росту влажности пара на последних ступенях турбины, что, наряду с увеличением эрозии рабочих лопаток турбины, приводит к снижению внутреннего КПД турбины и может существенно обесценить увеличение КПД цикла. Для предотвращения отрицательного влияния этого фактора в установке предусматривается промежуточная сепарация и промежуточный перегрев пара, параметры которых будут рассмотрены ниже;

- пар в главном конденсаторе находится на линии насыщения (влажный пар – смесь воды и пара на линии насыщения), поэтому снижение давления в ГК связано с однозначным снижением температуры конденсации $t_{ГК}$. При фиксированном значении температуры охлаждающей воды снижение температуры конденсации приводит к снижению температурного напора теплопередачи в конденсаторе и может быть компенсировано только соответствующим увеличением поверхности теплопередачи $F_{ГК}$. Это положение хорошо иллюстрируется уравнением теплопередачи любого теплообменного аппарата, в том числе, и главного конденсатора

$$Q_{ГК} = k_{ГК} \cdot F_{ГК} \cdot \delta t_{ГК} . \quad (3.12)$$

Увеличение поверхности теплопередачи $F_{ГК}$ главного конденсатора однозначно ведет к увеличению его массогабаритных показателей. Кроме того, снижение $p_{ГК}$ ведет к росту удельного объема пара и, следовательно, к росту его объемного расхода, что требует увеличения длины лопаток на последних ступенях турбины. Как следствие этого, растут массогабаритные показатели турбины. Рост объемного расхода пара ведет к увеличению скорости потока пара и, следовательно, к усилению эрозионных процессов на последних ступенях турбины. В связи с этим устанавливаются более жесткие нормы влажности на последних ступенях ЦНД, особенно для быстроходных турбин;

- как уже отмечалось, снижение давления в главном конденсаторе сопровождается снижением температуры конденсации и, следовательно, снижением температурного напора теплопередачи в конденсаторе $\delta t_{ГК}$. Но т. к. охлаждающая вода в главном конденсаторе нагревается, то средний температурный напор может снизиться до недопустимого уровня (рис. 3.7), а величина поверхности теплопередачи может увеличиться до неприемлемых значений.

Для поддержания среднего температурного напора теплопередачи в приемлемых пределах можно увеличить расход охлаждающей воды (т.е. увеличить кратность циркуляции m – расход воды, отнесенный к расходу конденсирующегося пара, $m = G_{в}/G_{п}$). Благодаря этому можно уменьшить степень нагрева охлаждающей воды и, таким образом, увеличить средний температурный напор теплопередачи.

Однако, увеличение расхода охлаждающей воды требует значительного роста мощности циркуляционных насосов, что приводит к увеличению затрат электроэнергии на собственные нужды и, следовательно, к снижению КПД ЯЭУ нетто. Это особенно актуально для установок, где охлаждающая вода прокачивается через градирни или брызгальные установки (оборотная система водоснабжения). Из-за двукратной прокачки охлаждающей воды в пределах одного цикла ее использования значительно увеличиваются затраты электроэнергии на обеспечение энергоустановки охлаждающей водой (примерно в 2 раза). Если же принята прямоточная схема трассы охлаждающей воды (через пруд, реку или море), то затраты электроэнергии уменьшаются. Заметим, что для АЭС, возможная авария которой может привести к радиоактивному загрязнению источника технической воды, поэтому прямоточная система охлаждения (река, озеро, море) крайне нежелательна. Нежелательна также и обратная система технического водо-

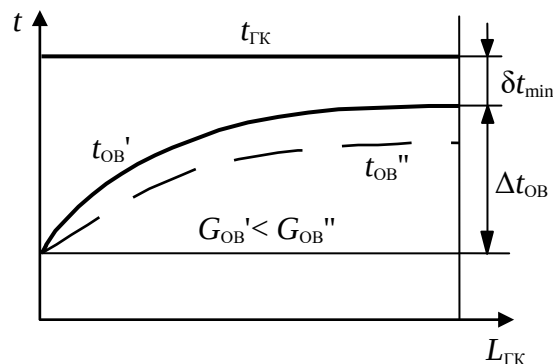


Рис. 3.7. Изменение температурного режима по длине главного конденсатора

снабжения с прудом-охладителем, т.к. возможное его радиоактивное загрязнение также ставит весьма трудоемкую задачу по его дезактивации;

- одним из эффективных направлений снижения затрат на функционирование низкопотенциальной части ПТУ является последовательное включение конденсаторов по охлаждающей воде. При правильно подобранном соотношении параметров установки это может привести либо к увеличению КПД ПТУ на 0,2...0,4 %, либо к уменьшению массогабаритных показателей теплообменного оборудования на 8...10 %.

Положительный эффект от последовательного включения секций ГК обусловлен тем, что в первой по потоку охлаждающей воды секции обеспечивается несколько более глубокий вакуум, т. к. она работает при более низкой температуре охлаждающей воды.

В нашем же случае для упрощения рассмотрения вопроса при последовательном включении секций главного конденсатора по охлаждающей воде в расчет будем принимать среднее значение давления в ГК, условно считая, что эти секции конденсатора по полости конденсации пара объединены в общую конструкцию. На результатах расчета это допущение существенно не скажется.

Заметим, что для турбин АЭС, которые работают на насыщенном паре, характерен повышенный расход пара на главный конденсатор. Поэтому для таких ПТУ давление в главном конденсаторе принимается не ниже 0,004 МПа, а для мощных турбин, для которых расход пара на конденсатор больше, может оказаться целесообразным давление 0,0045 МПа и выше.

С учетом взаимосвязи рассмотренных факторов выбор давления в ГК следует сопровождать одновременным выбором параметров, непосредственно влияющих на его величину или зависящих от него: тип принятой системы технического водоснабжения, температура охлаждающей воды, зависящая от климатических условий района расположения АЭС, кратность циркуляции в ГК и зависящая от него степень нагрева охлаждающей воды. Техничко-экономические исследования влияния различных факторов показывают, что давление в главном конденсаторе $p_{ГК}$ определяется главным образом стоимостью системы технического водоснабжения.

Комплексные технико-экономические исследования по рассмотренным проблемам для ПТУ мощностью 500...1200 МВт приводят к следующим общим рекомендациям:

- оптимальная кратность циркуляции находится в диапазоне 40...80 (до 90), чему соответствует нагрев охлаждающей воды порядка 6...12 °С. Дальнейшее увеличение кратности циркуляции нецелесообразно, т. к. при этом уменьшение давления в конденсаторе будет весьма незначительным;

- минимальный температурный напор теплопередачи в главном конденсаторе рекомендуется принимать в диапазоне от 3...5 до 6...10 °С. При этом давление в конденсаторе может быть принято в диапазоне 3,5...5 кПа.

Несколько более конкретизированные рекомендации с учетом района расположения АЭС и типа системы технического водоснабжения сводятся к следующему:

- для средних умеренных широт, где в качестве водоохлаждения для АЭС используется водохранилище, может быть принята в расчет среднегодовая температура охлаждающей воды $13,5...16,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. В этом случае давление в главном конденсаторе может быть принято $4,0...5,5\text{ кПа}$ при кратности циркуляции $m = 39...44$. Если температура охлаждающей воды $15...22\text{ }^{\circ}\text{C}$ (более южное расположение АЭС), то кратность циркуляции может быть принята около 50;

- для более южных районов, где в качестве водоохладителя для АЭС используются градирни, среднегодовая температура охлаждающей воды может быть принята $21,5...23,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. В этом случае среднегодовое давление в главном конденсаторе может быть принято, равным $5,5...7,5\text{ кПа}$ при кратности циркуляции $m = 40...46$. Если климатические условия позволяют принять в расчет температуру охлаждающей воды ниже $15...22\text{ }^{\circ}\text{C}$, то при кратности циркуляции порядка 50 в расчет можно принять $p_{\text{ГК}} = 5,5...6\text{ кПа}$.

При выборе давления в ГК и других важных параметров низкопотенциальной части АЭС следует ориентироваться на результаты комплексного анализа влияния соотношения этих параметров на конечный показатель экономичности установки – стоимость произведенной электроэнергии. При этом следует иметь ввиду, что снижение стоимости электроэнергии не должно достигаться за счет ухудшения безопасности работы АЭС.

Комплексные исследования показывают, что целесообразно идти на некоторое повышение давления в ГК за счет снижения кратности циркуляции даже при несколько сниженной расчетной температуре охлаждающей воды. Так например, сочетание параметров, характеризующих регион расположения Ленинградской АЭС мощностью в 1200 МВт ($t_{\text{ох}} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$) при несколько сниженном расходе охлаждающей воды (до $150\,000\text{ м}^3/\text{ч}$) приводит к оптимальным параметрам ГК: поверхность теплопередачи $97\,600\text{ м}^2$ ($L_{\text{тр}} = 14\text{ м}$, $n_{\text{тр}} = 80000$), давление в конденсаторе $5,5\text{ кПа}$).

Заметим, что в практике стационарной атомной энергетики встречаются случаи, когда давление в ГК принимается отличающимся от общепринятого. После выбора параметров рабочего тела в ГК и параметров охлаждающей воды целесообразно построить диаграмму $t-q$ теплообменивающихся сред, которая наглядно иллюстрирует температурные напоры теплопередачи (рис. 3.8).

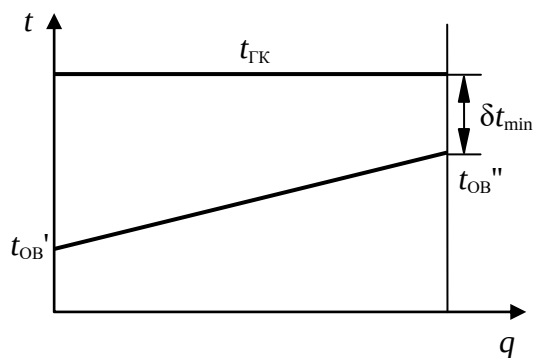


Рис. 3.8. Диаграмма $t-q$ главного конденсатора

Для определения температуры охлаждающей воды на выходе из главного конденсатора составим уравнение теплового баланса теплообмена в ГК.

$$G_{\Pi} \cdot (i_{\text{рт}}^{\text{BX}} - i_{\text{рт}}^{\text{ВЫХ}}) = G_{\text{ОВ}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{ОВ}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ОВ}}^{\text{BX}}). \quad (3.13)$$

Отсюда

$$t_{\text{ОВ}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ОВ}}^{\text{BX}} = G_{\Pi} \cdot (i_{\text{рт}}^{\text{BX}} - i_{\text{рт}}^{\text{ВЫХ}}) / (G_{\text{ОВ}} \cdot c_p) \quad (3.14)$$

или

$$t_{\text{ОВ}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ОВ}}^{\text{BX}} + (i_{\text{рт}}^{\text{BX}} - i_{\text{рт}}^{\text{ВЫХ}}) / (m \cdot c_p), \quad (3.15)$$

где $t_{\text{ОВ}}^{\text{ВЫХ}}, t_{\text{ОВ}}^{\text{ВЫХ}}$ – температура охлаждающей воды на выходе и входе в ГК, °С;

$i_{\text{рт}}^{\text{BX}}, i_{\text{рт}}^{\text{ВЫХ}}$ – энтальпия рабочего тела на входе и выходе из ГК, кДж/кг;

m – принятая в расчет кратность циркуляции ГК;

c_p – теплоемкость охлаждающей воды, равная 4,18 кДж/кг.

Значение энтальпии рабочего тела на входе в ГК, равное энтальпии пара на выходе из последней ступени ЦНД, определяется давлением пара в ГК (потерей давления в выхлопном патрубке турбины можно пренебречь) и влажностью пара на выходе из ЦНД. На настоящем этапе расчета, когда еще не определены параметры пара на выходе из турбины, значение $i_{\text{рт}}^{\text{BX}}$ можно оценить приближенно, приняв сухость пара на выходе из ЦНД по прототипным данным. Тогда

$$i_{\text{рт}}^{\text{BX}} = x \cdot i'' + (1 - x) \cdot i', \quad (3.16)$$

где x – сухость пара на выходе из ЦНД (обычно для быстроходных ЦНД $x = 0,92...0,93$);

i'' – энтальпия насыщенного пара при давлении в ГК,

i' – энтальпия насыщенной воды. Значение энтальпии рабочего тела на выходе из ГК можно принять как энтальпию воды на линии насыщения при давлении в ГК $i_{\text{рт}}^{\text{ВЫХ}} = i'$. С учетом этого выражение 3.15) примет вид

$$t_{\text{ОВ}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ОВ}}^{\text{BX}} + (i'' - i') \cdot x / (m \cdot c_p) = t_{\text{ОВ}}^{\text{BX}} + r \cdot x / (m \cdot c_p). \quad (3.17)$$

Для получения приемлемой величины поверхности теплопередачи ГК и, следовательно, приемлемых массогабаритных показателей конденсационной установки целесообразно параметры теплообменивающихся сред подобрать так, чтобы температурный напор на «горячем» конце конденсатора был в пределах 3...5 °С.

В последующем, при расчете массогабаритных показателей конденсационной установки, может быть построена ее уточненная диаграмма $t-q$. Для быстроходных турбин большой мощности, как правило, принимается давление в ГК больше, чем у тихоходных при одинаковых климатических условиях, что связано с высотой рабочих лопаток последних турбинных ступеней.

3.6. Выбор параметров промежуточной сепарации и промежуточного перегрева пара

При рассмотрении циклов ПТУ, известно, что для повышения КПД цикла целесообразно повысить давление свежего пара и снизить давление в главном конденсаторе до предельно возможных в разумных пределах значений. Для борьбы с неизбежным при этом увеличением влажности пара на последних ступенях турбины предусматривают промежуточную сепарацию и промежуточный перегрев пара. Причем, для ЯЭУ АЭС, работающих на насыщенном паре сравнительно невысоких параметров, можно ограничиться однократной промежуточной сепарацией и промежуточным перегревом, т.е. проточную часть турбины делить на две части (ЦВД и ЦНД) с однократным выводом пара для сепарации и перегрева. Правда, иногда в турбине выделяют три части (ЦВД, ЦСД и ЦНД, что связано с более рациональной компоновкой ее проточной части (различное количество параллельно включенных цилиндров). Однако обычно и в этом случае ограничиваются однократной промежуточной сепарацией и перегревом.

Для ЯЭУ АЭС, работающей на насыщенном паре сравнительно невысоких параметров, практически все разнообразие возможных схем сводится к одному варианту: однократная промежуточная сепарация в выносном сепараторе с последующим паровым перегревом. В качестве греющей среды используется либо часть потока свежего пара, отбираемого из главного паропровода (одноступенчатый перегрев), либо сочетание двух ступеней перегрева (1-я ступень – перегрев пара за счет тепловой энергии пара, отбираемого от промежуточной ступени ЦВД, 2-я ступень – перегрев пара за счет тепловой энергии пара, отбираемого из главного паропровода). С термодинамической точки зрения двухступенчатый перегрев предпочтительнее. Правда, одноступенчатый перегрев проще конструктивно, при этом несколько меньше потеря давления перегреваемого пара, а также меньше капитальные затраты. Если принята двухступенчатая схема перегрева, то, как показывают исследования, целесообразно так подобрать место отбора пара от турбины, чтобы тепловые нагрузки первой и второй ступеней были примерно равны. Практически можно принять в расчет повышения температур перегреваемого пара в обеих ступенях одинаковыми.

При выборе параметров промежуточной сепарации и промежуточного перегрева следует иметь в виду, что ни сепарация пара, ни его перегрев не приводят непосредственно к увеличению экономичности цикла и КПД установки в целом. Эти меры приводят даже к некоторому снижению КПД. Но они открывают возможность для выбора начальных и конечных параметров цикла (максимально возможное давление свежего пара и минимально низкое давление пара в конденсаторе) такими, что они обеспечивают более существенное увеличение КПД. В связи с этим при выборе параметров промежуточной сепарации и перегрева может идти речь лишь о минимизации неизбежных при этом потерь тепловой энергии. Кроме того, необходимо учитывать, что устройства, обеспечивающие сепарацию и перегрев, весьма громоздкие, сложные и дорогостоящие. Так, например, для одной из ПТУ мощностью в 1000 МВт установлено 4 СПП (по количеству ЦНД), каждый из которых представляет собою конструкцию высотой 8 м и диаметром 4 м. Материал теплообменной поверхности – дорогостоящая сталь 08Х14МФ, не склонная к коррозии под напряжением в условиях высоких концентраций хлоридов, неизбежных при доосушке пара перед его перегревом. В связи с этим выбор параметров промежуточной сепарации и перегрева необходимо связывать также с минимизацией стоимостных затрат на указанные устройства. Например, исследования показывают, что минимальная стоимость сепаратора при однократной сепарации пара лежит в диапазоне разделительного давления 0,6...0,8 МПа.

Основными параметрами, которые определяют экономичность и стоимость паротурбинной установки при наличии внешнего сепаратора и перегревателя, являются:

- разделительное давление $p_{\text{разд}} = p_z^{\text{ЦВД}}$ (рис. 3.5);
- температура промежуточного перегрева $t_{\text{ПП}}$; если принят двухступенчатый перегрев пара, то рассматривают $t_{\text{ПП1}}$ и $t_{\text{ПП2}}$.

Выбор значения $t_{\text{ПП}}$ сводится к выбору температурного напора на «горячей» стороне перегревателя $\delta t_{\text{ПП}}^{\text{min}}$, который в значительной степени определяет величину поверхности теплопередачи (рис. 3.9);

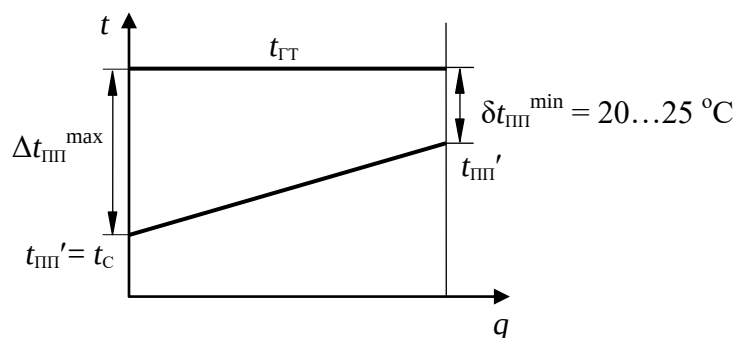


Рис. 3.9. Диаграмма t - q одноступенчатого пароперегревателя

- давление греющего пара 1-й ступени перегрева (если принят двух-ступенчатый перегрев);
- общая потеря давления в трубопроводах пара, сепараторе, перегревателе (рис. 3.5):

$$\Delta p_{\text{общ}} = p_z^{\text{ЦВД}} - p^{\text{ЦНД}} = \Delta p_{\text{тр1}} + \Delta p_c + \Delta p_{\text{ПП}} + \Delta p_{\text{тр2}}. \quad (3.18)$$

Выбор параметров промежуточной сепарации и промежуточного перегрева – сложная комплексная задача, которая в каждом конкретном случае может быть выполнена на основе детальных технико-экономических исследований. Ниже изложены некоторые общие рекомендации по выбору этих параметров на начальной эскизной стадии проектирования ПТУ. Критерием правильности сочетания выбранных параметров может быть получение предельно допустимых приемлемых значений влажности пара на последних ступенях ЦВД и ЦНД.

От величины разделительного деления $p_{\text{разд}}$ непосредственно зависит влажность пара за ЦВД и ЦНД, массогабаритные показатели узла СПП, а также величина потерь тепла на участке сепарации и перегрева. Чем выше $p_{\text{разд}}$, тем меньше влажность пара на выходе из ЦВД, но тем больше влажность за ЦНД.

Увеличение давления $p_{\text{разд}}$ сложным образом влияет на массогабаритные показатели перегревателя. Увеличение давления ведет к уменьшению количества передаваемого тепла и улучшает коэффициент теплоотдачи от поверхности нагрева к пару, в результате чего увеличивается коэффициент теплопередачи. Оба эти фактора способствуют уменьшению необходимой поверхности теплопередачи и массогабаритных показателей СПП. Правда, при этом несколько снижается температурный напор на входе в перегреватель $\delta t_{\text{ПП}}^{\text{max}}$ (рис. 3.9), что снижает уменьшение поверхности теплопередачи.

Технико-экономические исследования показывают, что потери тепла в контуре также сложным образом зависят от значения $p_{\text{разд}}$. Существует оптимальное $p_{\text{разд}}^{\text{опт}}$, при котором тепловые потери ПТУ минимальны.

В общем случае можно принять, что величина разделительного давления зависит только от давления свежего пара. Рекомендуются достаточно простая эмпирическая линейная зависимость, которая дает оптимальное с точки зрения экономичности установки значение $p_{\text{разд}}$.

$$p_{\text{разд}}^{\text{опт}} = 0,12 \cdot p_{\text{нач}} + 0,13, \text{ МПа}, \quad (3.19)$$

где $p_{\text{нач}}$ – начальное давление расширения пара в турбине, т.е. давление пара на входе в ЦВД.

Зависимость (3.19) дает хорошие результаты при $p_{\text{нач}} = 4,5...8 \text{ МПа}$ и $p_{\text{ГК}} = 3,9 \text{ кПа}$.

Для окончательного решения вопроса необходимо учесть влияние величины разделительного давления не только на экономичность цикла и технико-экономические показатели установки, но и на значения влажности за последними ступенями ЦВД и ЦНД. Принятое здесь значение $p_{\text{разд}}$ следует считать как значение первого приближения. После построения процессов расширения пара в турбине в диаграмме $i-s$ эта величина может быть существенно уточнена.

Существенное значение имеет величина принятой в расчет температуры перегрева пара t_{III} . Она заметно влияет на экономичность ЯЭУ: чем выше t_{III} , тем выше экономичность цикла. Но при фиксированном значении температуры греющей среды принятие большего значения t_{III} приводит к уменьшению температурного напора теплопередачи, что, в свою очередь, требует увеличения поверхности теплопередачи. Это увеличивает стоимость СПП. Техничко-экономические исследования показывают, что минимальный температурный напор $\delta t_{\text{III}}^{\text{min}}$ на «горячей» стороне перегревателя (рис. 3.9) следует принимать в пределах 20...25 °С.

Важно отметить, что пароперегреватель является паро-паровым теплообменным аппаратом, имеющим низкое значение коэффициента теплоотдачи к перегреваемому пару. Поэтому коэффициент теплопередачи пароперегревателя в целом также низкий. Для ограничения величины поверхности теплопередачи обычно принимают высокий температурный напор. По причинам того же характера в греющей полости пароперегревателя не рекомендуется предусматривать охладитель дренажа. Для ПТУ с турбинами К-220-44, К-500-65/3000 и К-750-65/3000 значение $\delta t_{\text{III}}^{\text{min}}$ составляет 13,9; 14,5 и 16,5 °С соответственно. Несколько сниженное значение $\delta t_{\text{III}}^{\text{min}}$ по сравнению с оптимальным обеспечивает более высокую экономичность ПТУ, но стоимостные показатели этих установок (в том числе, конечный показатель – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии) несколько завышены. Для ПТУ с турбинами К-1000-60/3000 и К-1000-60/1500 $\delta t_{\text{III}}^{\text{min}} = 24,3$ °С, а с турбиной К-1200-6,8/50 $\delta t_{\text{III}}^{\text{min}} = 21,5$ °С, что соответствует оптимальному значению.

Если пароперегреватель принят двухступенчатым, где его первая ступень обогревается паром, отбираемым из соответствующей ступени ЦВД, то можно рекомендовать повышение температуры перегреваемого пара делить примерно поровну между первой и второй ступенями. При этом значение $\delta t_{\text{III}}^{\text{min}}$ каждой ступени целесообразно также принимать в пределах 20...25 °С. Диаграмма $t-q$ такого ПП показана на рис. 3.10.

Потери давления в паровом тракте между ЦВД и ЦНД Δp однозначно приводят к потерям энергии, и поэтому должны быть приняты в расчет минимальными. Однако потери давления неизбежны. Их занижение может потребовать неприемлемо больших проходных сечений парового тракта и

существенно увеличит стоимостные показатели энергоустановки. В справочной литературе величина Δp оценивается примерно в 2...4 % от давления среды. Если перегрев двухступенчатый, то эта величина может быть принята несколько большей – 6 %. Иногда встречаются и более высокие оценки $\Delta p = 9...11$ %.

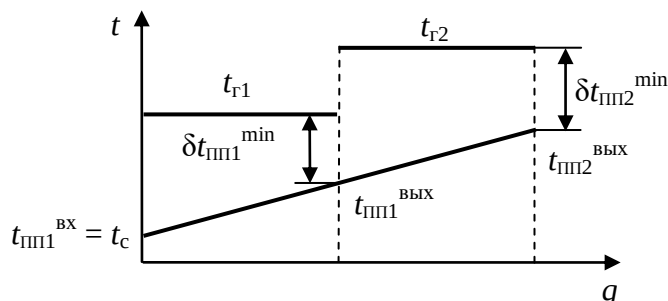


Рис. 3.10. Диаграмма t - q двухступенчатого пароперегревателя

Приведем сведения по рассматриваемым параметрам для реально выполненных отечественных ЯЭУ АЭС (табл. 3.2).

Т а б л и ц а 3.2

Параметры узла СПП

Тип ПТУ	Кол-во ступеней перегрева	Начальное давление пара, МПа	Давление в ГК, МПа	Разделительное давление, МПа	Температура перегретого пара, °С	Потеря давления в СПП, % $p_{нач}$
ЯЭУ с ВВЭР						
К-220-44	2	4,3	0,0052	0,3	241	7
К-1000-60/1500-1	2	5,88	0,0039	1,17	250	
К-1000-60/1500-2	2	5,88	0,0039	1,203	250	7,07
К-1000-60/3000	1	5,88	0,0051	0,58	250	5,66
К-1200-6,8/50	2	6,8	0,005	0,566	260	2,7
К-1250-6,9/25 (проект)	2	6,9	0,00525	1,06	270,4	4
ЯЭУ с РБМК						
К-500-65/3000	2	6,46	0,0042	0,33	265,4	14,08
К-750-65/3000	1	6,37	0,0044	0,49	263	5,47
ЯЭУ с БН						
К-800-130/3000	1	12,8	0,00306	0,44	250	4

Как следует из табл. 3.3, параметры промежуточной сепарации и промежуточного перегрева в реальных установках не в полной мере соответствуют оптимальным значениям. Причины этого различны, в том числе и те, что некоторые параметры выбирались в интересах унификации оборудования. Например, для турбин К-220-44 и К-500-65/3000 ЦНД не разработа-

тывались специально, а были заимствованы из турбин сверхкритических параметров обычных тепловых электростанций (ТЭС). Некоторая потеря экономичности ПТУ позволила решить задачу быстрого ввода в строй АЭС.

Для турбин с высокими начальными параметрами пара (ЯЭУ с реакторами типа БН) разделительное давление принимается, как правило, меньшим, так как точка $A_z^{\text{ЦВД}}$ находится правее, чем у турбин со средними начальными параметрами пара, т.е. ближе к линии сухости $x = 1$ в диаграмме $i-s$ (рис. 3.5), а для уменьшения массогабаритных показателей СПП принимается большой $\delta t_{\text{СПП}}^{\text{min}}$ на «горячей» стороне перегревателя.

Для окончательного решения вопроса о правильности принятого сочетания параметров как промежуточной сепарации и промежуточного перегрева пара, так и параметров рабочего тела в цикле в целом следует в диаграмме $i-s$ построить процессы расширения пара в ЦВД и ЦНД и оценить полученные при этом значения влажности пара на последних ступенях турбины. Предельная влажность на последней ступени ЦВД может быть принята несколько большей, чем на последней ступени ЦНД, где удельный объем пара и скорость пара весьма велики. На последней ступени ЦВД влажность пара может достигать 14...15 % (до 16 %), на последней ступени ЦНД она ограничивается величиной 7...8 % (до 9...10 %). Правда, известны тихоходные турбины, где влажность на последней ступени ЦНД достигает 13 %, например, в турбине К-1000-60/1500-2. Это объясняется несколько меньшими окружными скоростями в тихоходной турбине.

Если построение процессов расширения пара не приводит к приемлемым значениям влажности пара на последних ступенях цилиндров турбины, то необходимо внести соответствующую коррекцию в выбранное значение разделительного давления. Здесь уместно заметить, что принятие в разрабатываемой установке двухступенчатого перегрева с целью некоторого увеличения экономичности установки (ее КПД) неизбежно приводит при прочих равных условиях к некоторому увеличению массогабаритных показателей СПП. Действительно, принятие двухступенчатого перегрева пара приводит к уменьшению среднего для СПП в целом температурного напора (сравнение диаграмм $t-q$, показанных на рис. 3.9 и 3.10). Поэтому при двухступенчатом перегреве потребуется увеличение поверхности теплопередачи и, следовательно, увеличение массогабаритных показателей СПП. Отсюда увеличение стоимостных показателей – в конечном счете, стоимости киловатт·часа выработанной электроэнергии. Для ограничения этого показателя можно рекомендовать некоторое увеличение в разумных пределах разделительного давления, т. к. при этом уменьшается тепловая нагрузка на пароперегреватель (рис. 3.5), что, в свою очередь, способствует уменьшению поверхности теплопередачи. Правда, при этом следует иметь ввиду, что увеличение разделительного давления увеличивает влаж-

ность пара на выходе из ЦНД. Поэтому пользоваться этим способом следует осторожно, особенно если в расчет принята быстроходная турбина.

Для построения процессов расширения пара в проточной части турбины необходимо оценить внутренний КПД проточной части η_i . Строго говоря, внутренний КПД для каждой ступени турбины – величина индивидуальная. Обычно значение η_i несколько снижается вдоль проточной части турбины. Однако для оценочных расчетов на эскизной стадии проектирования ЯЭУ в целом в расчет можно принять среднее значение внутреннего КПД отдельно для ЦВД и ЦНД.

Для качественно выполненных проточных частей современных турбин большой мощности при $N_e > 100$ МВт эффективный КПД турбин может достигать $\eta_e = 0,83...0,86$ при механическом КПД $\eta_{мех} = 0,990...0,995$.

Можно воспользоваться обобщенными данными КПД современных турбин, приведенными на рис. 3.11. Из характера кривых следует, что при значениях мощности больше 10...15 МВт увеличение мощности турбины не сопровождается ростом ее экономичности.

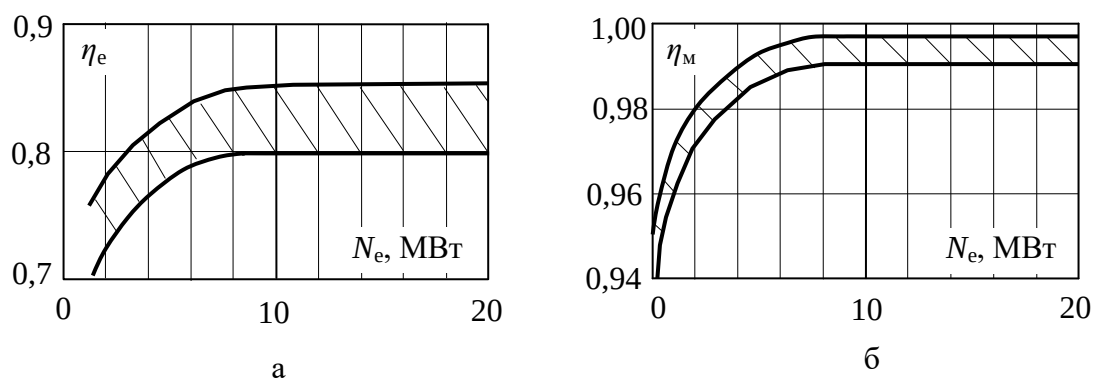


Рис. 3.11. Номинальные КПД турбины:
а – эффективный КПД; б – механический КПД

Заметим, что существуют различные эмпирические зависимости, по которым также можно оценить значение внутреннего коэффициента полезного действия турбины.

Значения внутреннего КПД проточной части турбины и допустимые значения влажности на последней ступени турбины можно также принять, ориентируясь на прототипные данные некоторых турбин отечественных АЭС (табл. 3.3 и 3.4).

Т а б л и ц а 3.3

Параметры ЦВД отечественных турбин

Тип ПТУ	Кол-во ступеней ЦВД	Адиабатич. теплоперепад ЦВД H_a , кДж/кг	Внутренний теплоперепад ЦВД H_i , кДж/кг	$\eta_i^{CP} = H_i / H_a$	Сухость за последней ступенью ЦВД, x
ЯЭУ с ВВЭР					
К-220-44	6	468	368	0,786	0,869
К-100060/1500*)	7	288	228	0,792	0,881
К-1000-60/3000	5	428	352	0,822	0,850
К-1200-6,8/50	6	313			
К-1250-6,9/25 (проект)	8	314			
ЯЭУ с РБМК					
К-500-65/3000	5	508	372	0,732	0,849
К-750-65/3000	5	484	384	0,793	0,840
ЯЭУ с БН					
К-800-130/3000	11**)	895			

*) ЦВД турбин К-1000-60/1500-1 и К-1000-60/1500-2 унифицированы;

**) Вместе с ЦВД (4 ст. ЦВД и 7 ст. ЦСД).

Т а б л и ц а 3.4

Параметры ЦНД отечественных турбин

Тип ПТУ	Кол-во ступеней ЦНД	Адиабатич. теплоперепад ЦНД H_a , кДж/кг	Внутренний теплоперепад ЦНД H_i , кДж/кг	$\eta_i^{CP} = H_i / H_a$	Сухость за последней ступенью ЦНД, x
ЯЭУ с ВВЭР					
К-220-44	5	662	574	0,867	0,929
К-1000-60/1500-1	9*)				
К-1000-60/1500-2	7	872	692	0,794	0,870
К-1000-60/3000	5	764	596	0,780	0,920
К-1200-6,8/50	5	613			
К-1250-6,9/25 (проект)	11**)	737			
ЯЭУ с РБМК					
К-500-65/3000	5	704	608	0,864	0,930
К-750-65/3000	5	732	604	0,825	0,930
ЯЭУ с БН					
К-800-130/3000	5	613			

*) Вместе с ЦСД (4 ст. ЦСД и 5 ст. ЦНД);

**) Вместе с ЦСД (3 ст. ЦСД и 8 ст. ЦНД).

3.7. Выбор параметров пара турбопривода питательного насоса

Использование турбинного привода вместо электрического имеет ряд преимуществ:

- возможность создания приводных турбин большой единичной мощности, что позволяет уменьшить число рабочих питательных насосов, а также объем и стоимость машинного зала электростанции;
- переменная частота вращения турбины позволяет в широких пределах плавно изменять частоту вращения насоса, т.е. регулировать расход питательной воды и ее уровень в ПГ, не прибегая к сложным системам;
- отсутствие двойного преобразования энергии (механической в электрическую и электрической в механическую), эффект от которого определяется эффективностью проточной части приводной турбины.

В то же время приводная турбина – более сложное и более дорогое оборудование по сравнению с электродвигателем, регламент ее включения в работу более сложный. Также затраты на техническое обслуживание и ремонт значительно выше, чем у электродвигателя. При снижении мощности главной турбины мощность приводной турбины, как правило, уменьшается быстрее, чем требуемая мощность питательного насоса. В этом случае при проектировании приводной турбины за основу берется режим с некоторой минимальной мощностью, а номинальная мощность обеспечивается соответствующим расходом пара при номинальных параметрах посредством прикрытия дроссельного клапана на входе. Общая тепловая экономичность ПТУ при этом несколько снижается.

Конечным критерием тепловой экономичности любого типа привода служат расчетные затраты, учитывающие капитальные и эксплуатационные расходы. Результат сравнения зависит от режима работы насосов и стоимости топлива при продолжительной работе их с пониженными нагрузками и относительно дорогом топливе может быть выгоднее паротурбинный привод питательного насоса, а не электропривод. Для работы при пуске и малых нагрузках устанавливаются вспомогательные электронасосы.

Если привод ПН паротурбинный, то необходимо определить параметры пара на входе и выходе из турбины с тем, чтобы можно было оценить расход пара на турбину и включить его в материальные и тепловые балансы, которые составляют при расчете параметров рабочего контура.

Питание паром турбопривода питательного насоса может быть организовано различным образом. Это может быть подача свежего пара или подача пара из одного из отборов пара. На отечественных АЭС, на которых предусмотрены турбоприводы ПН, пар к турбине подается от паропровода после СПП, т.е. к турбоприводу подается перегретый пар. Тогда точка начала расширения пара в турбоприводе $A^{\text{ПН}}$ (рис. 3.5) лежит на изохоральной справа от точки выхода пара из перегревателя $A^{\text{ПН}}$. С учетом

сравнительно большой протяженности паропровода от перегревателя до турбопривода суммарные гидравлические сопротивления можно оценить $\Delta p = 8...10 \%$. Отработавший пар турбопривода ПН может направляться на конденсатор (собственный конденсатор или конденсатор главную турбину). Тогда говорят о турбине конденсационного типа. Организация сброса пара после турбопривода ПН в ГК позволяет упростить схему компоновки всего узла ТПН и, следовательно, увеличить его безотказность и затраты на техническое обслуживание и ремонт.

Возможны схемы, когда турбина работает с противодавлением. Тогда отработавший пар может направляться, например, в одни из регенеративных подогревателей или на некоторую нижерасположенную ступень турбины. Последние варианты заметно усложняют общую схему рабочего контура. На отечественных АЭС с ТПН применяются конденсационные турбины с автономными конденсационными установками.

Давление пара в конденсаторе турбопривода ПН $p_k^{\text{ТПН}}$ можно принять того же порядка, что и в главном конденсаторе $p_{\text{ГК}}$. В этом случае конденсат из конденсатосборника турбопривода ПН подается в конденсатосборник главного конденсатора собственным конденсатным насосом. Такая схема, например, принята в ПТУ с главной турбиной К-1000-60/3000 и К-1000-60/1500-2. При этом $p_k^{\text{ср}} = 0,05 \text{ кгс/см}^2$, $p_k^{\text{ТПН}} = 0,054 \text{ кгс/см}^2$. Возможно и иное решение. Например, в ПТУ с главной турбиной К-1000-60/1500-1 давление в конденсаторе турбопривода ПН принято несколько большим среднего давления в главном конденсаторе – $p_k^{\text{ТПН}} = 0,06 \text{ кгс/см}^2$, при $p_k^{\text{ср}} = (0,0374 + 0,0383 + 0,0459)/3 = 0,04 \text{ кгс/см}^2$.

В этом случае оказалось возможным осуществить безнасосный слив воды из конденсатора турбопривода ПН в главный конденсатор, что упрощает установку и увеличивает ее надежность. Потерей давления в выхлопном патрубке турбопривода ПН можно пренебречь.

Для построения процесса расширения пара в турбине необходимо оценить ее внутренний КПД $\eta_i^{\text{ТПН}}$. В реальной ЯЭУ мощностью 1000 МВт принят турбопривод ТПН К-12-10П, для которого $\eta_i^{\text{ТПН}}$ составляет 0,79. Для получения столь высокой экономичности турбопривода он выполнен с достаточно развитой проточной частью – количество ступеней равно 10 (турбина ОК-12А – конденсационная одноцилиндровая турбина активного типа с полным подводом пара с 10 ступенями давления). С учетом того, что начальная точка расширения пара сдвинута в диаграмме $i-s$ несколько вправо по отношению к точке начала расширения пара в ЦНД главной турбины (рис. 3.5), можно ожидать, что влажность пара за последней ступенью турбопривода ПН не будет выступать ограничительным фактором. Так, например, в реальной установке К-12-10П сухость пара за последней ступенью составляет около 0,94...0,95.

4. ФОРМИРОВАНИЕ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ РАБОЧЕГО КОНТУРА

4.1. Основные положения по формированию расчетной схемы

В результате выбора параметров теплоносителя и рабочего тела определены параметры рабочего тела в характерных точках цикла. Определены также параметры рабочего тела в системе промежуточной сепарации и промежуточного перегрева пара. Расход пара через основные ветви контура, в которые включены цилиндры проточной части главной турбины, определяет мощность цилиндров и, следовательно, мощность паровой турбины в целом.

Схема рабочего контура достаточно сложная. Наряду с основным трактом движения рабочего тела имеется большое количество параллельно включенных ветвей.

В основном, это отборы греющего пара на различные потребители: пароперегреватель (их может быть два), водоподогреватели системы регенерации, деаэратор, паротурбинный привод питательного насоса (если он предусмотрен в схеме), нагреватели сетевой воды системы теплофикации и другие потребители пара – потребители собственных нужд (обычно их сводят в общую группу, питающуюся из общего коллектора собственных нужд). Необходимо также учесть потери пара на протечки, которые принято относить к свежему пару. Для того чтобы все эти дополнительные параллельно включенные ветви рабочего контура были замкнуты, в схеме необходимо предусмотреть линии возврата рабочего тела от всех указанных потребителей.

Расходами среды и тепловой энергии в рабочем контуре, связанными с продувкой парогенератора, в нашем расчете можно пренебречь. Это связано с тем, что обычно продувочная вода после охлаждения и очистки заканчивается в парогенератор или в иной элемент ПТУ (например, в деаэратор), поэтому потерь среды нет. Что касается тепловой энергии, то ее потери незначительны, так как на линии возврата среды устанавливают регенеративный теплообменник, поэтому потери тепла весьма незначительны (потери будут только в доохладителе).

Большинство из указанных дополнительных потребителей пара получает пар, отбираемый из проточной части турбины (как из ЦВД, так и из ЦНД). Для расчета таких параллельно включенных ветвей рабочего контура необходимо знать параметры пара не только на входе и выходе из соответствующих цилиндров главной турбины (ГТ) (к настоящему этапу они уже определены), но и параметры пара до и после каждой ступени турбины. Для этого тепलोперепад каждого цилиндра в целом необходимо распределить по ступеням турбины.

4.2. Распределение теплоперепада по ступеням турбины

В результате выбора количества цилиндров по проточной части турбины, выбора разделительного давления между цилиндрами и построения процессов расширения пара в цилиндрах определяются значения адиабатического H_a и внутреннего H_i теплоперепадов. Необходимо выбрать количество ступеней в каждом цилиндре и произвести распределение общего теплоперепада по ступеням. Задача эта сложная и однозначного решения не имеет.

Принятое в расчет распределение теплоперепадов по ступеням оказывает влияние на экономичность собственно турбины (величина внутреннего КПД турбины η_i), а также на экономичность цикла, т. к. эффективность регенерации тепла в цикле зависит от параметров отбираемого пара из проточной части турбины (отбор пара может быть осуществлен только на границах ступеней турбины).

Оптимизация распределения общего теплоперепада по ступеням должна быть произведена как в интересах экономичности проточной части турбины, так и в интересах экономичности регенеративного цикла. Для ПТУ обычно принимают компромиссное решение, удовлетворяющее в известной степени и интересам проточной части турбины, и интересам регенерации тепла в цикле.

Количество ступеней в цилиндре и распределение общего теплоперепада по ступеням с позиций оптимума проточной части турбины сводится к оценке оптимального среднего теплоперепада ступени, оценке количества ступеней и распределению общего теплоперепада по ступеням.

Из теории турбин известно, что КПД на окружности турбинной ступени η_u существенно зависит от окружной скорости рабочей лопатки и располагаемого теплоперепада на эту ступень, а также от ее степени реактивности. При оптимальном отношении скоростей u/c_ϕ КПД на окружности максимален. Окружная скорость зависит от среднего диаметра рабочей решетки турбинной ступени и частоты вращения турбины.

Фиктивная скорость пара на выходе из сопловой решетки зависит от располагаемого теплоперепада на эту ступень $\tilde{h}_0 = \sqrt{2 \cdot h_a \cdot 10^{-3}}$. При отклонении от оптимального отношения скоростей увеличиваются потери с выходной скоростью, которые в многоступенчатой турбине могут быть использованы в последующей турбинной ступени (кроме последней), но с переходом на более низкий энергетический уровень.

Характер зависимости $\eta_u = f(u/c_\phi)$ для турбинных ступеней с $\rho = 0$ и $\rho > 0$ показан на рис. 4.1.

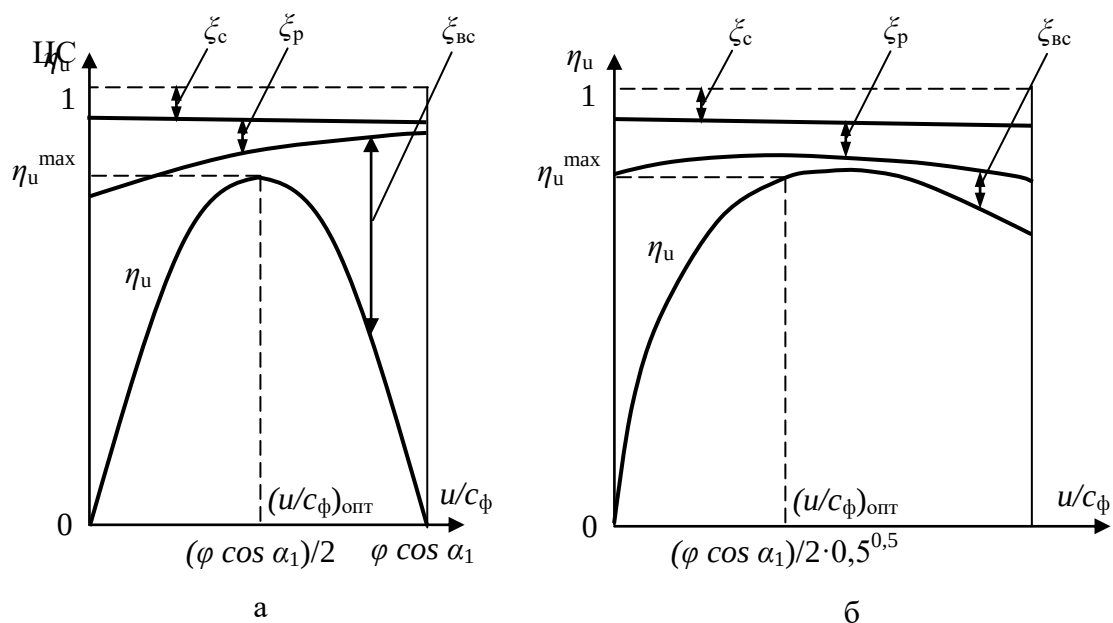


Рис. 4.1. Зависимости $\eta_u = f(u/c_\phi)$ для ступеней активного (а) и реактивного (б) типов

При выборе оптимальных теплоперепадов на ступени увеличивается число ступеней и возможно увеличение числа цилиндров. Турбина будет более сложной в изготовлении и более дорогой. Для турбин большой мощности, когда увеличивается число цилиндров и число сочленяемых валов, требование ограничить общую длину агрегата «турбина + электрогенератор» приводит к необходимости увеличения теплоперепадов в ступенях.

В качестве примера приведем характеристики двух турбин. Быстроходная турбина К-1000-5,9/50 Ленинградского металлического завода состоит из одного двухпоточного ЦВД (2х5 ступеней) и четырех двухпоточных ЦНД (2х5 ступеней), имеет длину около 52 м без электрогенератора и 74 м с электрогенератором (шесть сочленяемых валов – максимальное число по современным представлениям). Распределение теплоперепадов по ступеням этой турбины показано на рис. 4.2.

Тихоходная турбина К-1000-5,9/25 АО «Турбоатом» состоит из двухпоточных одного ЦВД (2х7 ступеней) и трех ЦНД (2х7 ступеней) общей длиной без электрогенератора около 51 м.

Увеличение теплоперепада в ступени (даже в ущерб тепловой экономичности) имеет свои границы. Так, по условиям прочности вращающегося ротора и допустимых напряжений в рабочих лопатках при высоких температурах пара (500 °С и более) располагаемый теплоперепад одной ступени ограничивают значениями $\Delta h_{a \text{ ст}} < 80 \text{ кДж/кг}$ для частоты вращения 50 с^{-1} . Это объясняется тем, что с увеличением теплоперепада возрастают дополнительные изгибающие усилия, действующие на рабочие лопатки со стороны пара.

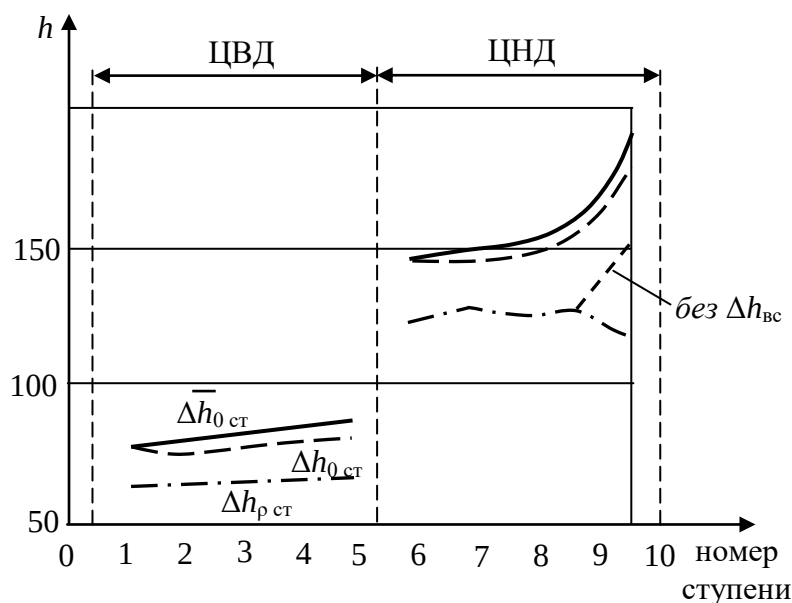


Рис. 4.2. Распределения располагаемых и рабочих тепловых перепадов по ступеням турбины К-1000-5,9/50

Оценку числа ступеней в цилиндре можно производить, ориентируясь на тепловые перепады в ступенях спроектированных и эксплуатируемых турбин (для частоты вращения 50 с^{-1}):

- для турбины перегретого пара $\Delta h_{a \text{ ст}} = 35 \dots 45 \text{ кДж/кг}$ (для ступеней ЦВД), $\Delta h_{a \text{ ст}} = 60 \dots 80 \text{ кДж/кг}$ (для ступеней ЦСД), $\Delta h_{a \text{ ст}} = 120 \dots 140 \text{ кДж/кг}$ (для ступеней ЦНД, кроме последней ступени);

- для турбины влажного пара $\Delta h_{a \text{ ст}} = 65 \dots 85 \text{ кДж/кг}$ (для ступеней ЦВД), $\Delta h_{a \text{ ст}} = 140 \dots 160 \text{ кДж/кг}$ (для ступеней ЦНД, кроме последней ступени); для последней ступени $\Delta h_{a \text{ ст}} = 180 \dots 200 \text{ кДж/кг}$.

В тихоходных турбинах (частота вращения 25 с^{-1}) скорость пара, как правило, ниже, и тепловые перепады в ступенях примерно в 1,5 раза меньше, за исключением последней ступени.

Оценив средний тепловой перепад одной ступени можно оценить количество ступеней турбины (или отдельного цилиндра)

$$Z_{\text{ст}} = \frac{H_a}{h_{a \text{ ст}}^{\text{ср}}}. \quad (4.1)$$

В практике проектирования паровых турбин обычно оценивают средний диаметр первой и последней ступеней турбины и строят плавную кривую, обеспечивающую плавность конфигурации проточной части турбины. Затем с учетом принятого отношения скоростей u/c_ϕ (обычно оптимальное отношение u/c_ϕ несколько возрастает вдоль проточной части тур-

бины) строят кривую изменения теплоперепадов. Для проточной части турбины в целом эта кривая имеет вид, показанный на рис. 4.3.

По характеру кривой видно, что на первых ступенях теплоперепад ступени возрастает незначительно, на последних ступенях в связи с более интенсивным увеличением удельного объема пара теплоперепад ступени увеличивается более интенсивно.

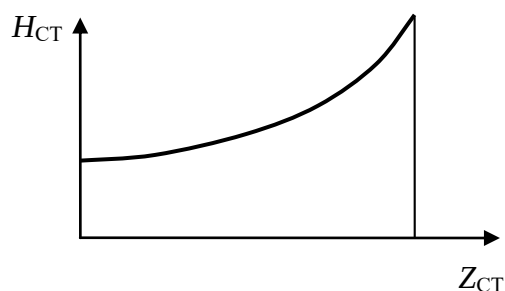


Рис. 4.3. Изменение теплоперепада ступени вдоль проточной части турбины

Распределение теплоперепада по ступеням для ЦВД и ЦНД целесообразно производить индивидуально. В этой связи для ЦВД можно принять постоянство теплоперепада (одинаковый теплоперепад для всех ступеней – равномерное распределение теплоперепада). Для ЦНД желательно некоторое увеличение теплоперепада ступени вдоль проточной части. Это позволит сохранить достаточно высокий внутренний КПД всех ступеней ЦНД.

Так как пар на регенеративные отборы может отбираться только дискретно, т.е. после соответствующих ступеней ЦВД и ЦНД, то разбивка теплоперепадов по ступеням должна производиться также и с учетом интересов оптимизации регенерации тепла в цикле. Как уже отмечалось, для турбин с невысокими параметрами пара рекомендуется достаточно близкая к оптимальному, простая и широко распространенная равномерная разбивка теплоперепадов. Правда, с учетом целесообразности заметного увеличения теплоперепадов в конце проточной части турбины (рис. 4.3) можно принять распределение теплоперепадов ступенчатое, но равномерное в пределах одного цилиндра проточной части турбины (рис. 4.4).

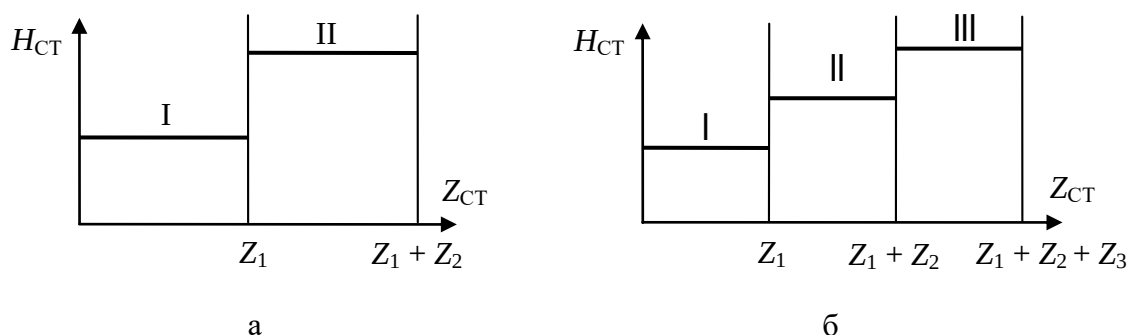


Рис. 4.4. Ступенчатое распределение теплоперепада по ступеням турбины:

а – для турбины в составе ЦВД (I) и ЦНД (II);
б – для турбины в составе ЦВД (I), ЦСД (II) и ЦНД (III)

Среднее значение теплоперепада для цилиндра можно принять по прототипным данным. Принятое равномерное распределение теплоперепадов следует рассматривать как предварительное. Для выполнения ряда до-

полнительных условий при компоновке системы регенерации может появиться необходимость внести коррективы в принятое равномерное распределение теплоперепадов. Одним из таких дополнительных условий, обеспечивающих эффективность системы регенерации, является соблюдение равномерности нагрева питательной воды в регенеративных подогревателях. Необходимость коррекции равномерного распределения теплоперепадов может появиться и в связи с тем, что обычно количество ступеней в проточной части турбины заметно больше количества необходимых отборов пара на регенерацию, и поэтому не после каждой ступени предусматривают отбор пара. Это также может нарушить равномерность подогрева воды в водоподогревателях.

В качестве примера приведем распределение теплоперепадов по ступеням турбины К-1000-60/3000:

ЦВД 1-2 ступени	—	$H_{ст} = 129,47$ кДж/кг (для двух ступеней)
3	—	71,00
4	—	60,97
5	—	67,79
ЦНД-1	—	141,25
2	—	105,95
3	—	126,20
4	—	91,37
5	—	143,86

4.3. Компоновка системы регенерации

Система регенерации позволяет увеличить КПД цикла Ренкина на 5...7 % за счет уменьшения потерь при конденсации отработанного пара в главном конденсаторе (скрытая теплота парообразования), т. к. отобранный пар на регенеративные подогреватели воды конденсируется в них, т.е. часть скрытой теплоты парообразования остается в контуре и используется на нагрев питательной воды. Кроме этого, система регенерации дает следующие положительные эффекты:

- снижаются массогабаритные показатели главной турбины, особенно ЦНД, т. к. уменьшается расход пара в проточной части турбины по мере его отбора на систему регенерации;
- снижаются массогабаритные показатели главного конденсатора;
- снижаются затраты электроэнергии на циркуляционные насосы технической воды;
- снижаются затраты на охлаждение технической воды при оборотной системе технического водоснабжения;
- снижаются тепловые напряжения в конструкциях ПГ в месте входа питательной воды;

- снижается количество растворенных газов в конденсатно-питательном тракте;

- снижается влажность пара в проточной части турбины, так как конструкция турбины позволяет вместе с отборным паром отправлять в регенеративные подогреватели воды значительную часть влаги.

Введение системы регенерации теплоты позволяет существенный прирост экономичности ПТУ и ее применение считается обязательным.

При рассмотрении процессов многоступенчатой регенерацию тепла в цикле, отмечено, что с увеличением количества отборов эффективность регенерации растет. Однако по мере увеличения количества отборов каждый дополнительный регенеративный подогреватель дает все меньший вклад в увеличение КПД цикла, в то же время сложность системы возрастает, поэтому растет ее стоимость, снижается надежность ПТУ. Детальный технико-экономический анализ ПТУ АЭС показывает, что количество регенеративных подогревателей целесообразно принимать не более 7-8 (до 9).

После выбора количества регенеративных подогревателей z можно оценить оптимальное значение температуры питательной воды $t_{пв}^{опт}$, которое должно быть получено после последнего подогревателя перед подачей питательной воды в парогенератор. Достаточно хороший результат дает формула

$$t_{пв}^{опт} = t_3 + (0,75...0,85) \cdot \frac{z}{z+1} \cdot (t_3 - t_4), \quad (4.2)$$

где t_3, t_4 – температура рабочего тела в соответствующих точках цикла (на выходе из главного конденсатора и на входе в испаритель ПГ, соответственно);

z – количество регенеративных подогревателей.

Заметим, что иногда в схеме рабочего контура предусматривают подачу в поток питательной воды после последнего подогревателя высокого давления (ПВД) конденсата греющего пара из пароперегревателя. Обычно это вода той же температуры что и температура греющего пара. В такой точке смешения температура питательной воды повышается (на 4...5 °C или даже несколько больше). Если принята такая схема рабочего контура, то этот дополнительный нагрев питательной воды перед ее подачей в ПГ можно учесть занижением значения $t_{пв}^{опт}$ на соответствующую величину. Однако допустимо и не учитывать этот фактор в виду его малости.

Принятое значение температуры питательной воды $t_{пв}$ определит место первого отбора пара на последний водоподогреватель. Т. к. на участке высокого давления подогреваемой воды должен быть применен подогреватель поверхностного типа, то температура греющей среды должна быть принята на несколько градусов больше температуры нагреваемой пита-

тельной воды на выходе из подогревателя. Для ПВД, в которых могут использоваться сравнительно дешевые простые углеродистые стали, температурный напор на «горячей» стороне подогревателя δt рекомендуется принимать весьма малым – около $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Правда, в практике ЯЭУ АЭС величина δt обычно несколько больше – $3...4\text{ }^{\circ}\text{C}$ (до $5...6\text{ }^{\circ}\text{C}$). Увеличение δt несколько снижает эффективность регенерации, но при этом существенно удешевляет ПВД, так как позволяет значительно уменьшить поверхность теплопередачи.

Приняв в расчет значение δt , можно уточнить температуру греющей среды $t_{\text{гс}}$, следовательно, место отбора пара

$$t_{\text{гс}} = t_{\text{пв}} + \delta t. \quad (4.3)$$

Так как в ЦВД в качестве греющей среды используется влажный пар, то температура греющей среды определяет ее давление. Следует при этом иметь в виду, что давление первого отбора должно быть принято с учетом потери давления в подводящем паропроводе (примерно в $3...5\%$). Следовательно,

$$p_{\text{от}} = (1,03...1,05) \cdot p_s, \quad (4.4)$$

где p_s – давление насыщения при температуре греющей среды.

Таким образом определяется место первого отбора пара для последнего ПВД.

Если необходимые параметры греющей среды для последнего водоподогревателя существенно отличаются от параметров, которые могут обеспечить отборы пара, обусловленные уже принятым распределением теплоперепада по ступеням, то это распределение нужно корректировать.

В перечень регенеративных подогревателей воды должен быть включен и деаэратор, который предназначен для удаления растворенных в воде газов, но в балансах регенеративного тепла он должен рассматриваться как регенеративный подогреватель смешивающего типа. Его место в ряду подогревателей определяется принятым в нем давлением.

С точки зрения качества удаления из воды растворенных газов величина давления в деаэраторе практического значения не имеет. Но деаэратор делит все подогреватели на подогреватели низкого давления (ПНД) – до деаэратора и подогреватели высокого давления – после деаэратора. Поэтому целесообразно давление деаэрации принять как можно больше. Это позволяет получить более развитую систему регенерации на низком давлении питательной воды и несколько сокращенную систему на высоком давлении, что заметно удешевляет ЯЭУ. Правда, при этом усложняется конструкция и растет стоимость деаэратора.

И еще одно обстоятельство следует иметь в виду при выборе давления в деаэраторе. Некоторые из примесей питательной воды, поступающие с присосами охлаждающей воды в конденсаторе, способны разлагаться в условиях повышенной температуры. К таким примесям можно отнести, например, бикарбонаты. Для более успешного удаления таких примесей также желательно повышение давления в деаэраторе (и, следовательно, температуры среды).

На АЭС часто применяются деаэраторы с давлением 0,7 МПа. Однако в некоторых проектируемых в настоящее время ЯЭУ АЭС предполагается принять более высокое давление в деаэраторе – порядка 1,2 МПа.

Для одноконтурных ЯЭУ АЭС, в которых систему регенерации обычно ограничивают только подогревателями низкого давления (для уменьшения выноса продуктов коррозии в ядерный реактор), от применения ПВД обычно отказываются. Тогда температура питательной воды определяется температурой и давлением в деаэраторе. Обычно эта температура заметно ниже оптимальной (например, в РБМК-1000 $t_{\text{пв}}$ составляет величину порядка 170 °С, в то время как $t_{\text{пв}}^{\text{опт}}$ несколько больше 200 °С). Поэтому давление в деаэраторе – последнем регенеративном подогревателе воды – несколько выше давления по сравнению с деаэраторами двухконтурных ЯЭУ и составляет 0,7...1,2 МПа.

Заметим, что в настоящее время для одноконтурных установок проявляется тенденция к повышению температуры питательной воды и развитию системы регенерации.

Отбор пара на деаэратор следует принимать в точке, имеющей давление на 40...45 % выше давления в деаэраторе. Причина такого завышения заключается в том, что при снижении мощности ЯЭУ давление пара перед соплами турбины будет скользить вниз примерно пропорционально мощности турбины. В результате будет соответственно скользить вниз и давление отбираемого пара. Для того чтобы и на этих режимах сохранить неизменное давление в деаэраторе (сохраняется устойчивость работы деаэратора – исключается набухание воды от возможного ее вскипания и заброса воды в деаэраторную колонку, а также сохраняется постоянным подпор питательной воды на входе в питательный насос) давление греющего пара принимается выше давления в деаэраторе с последующим дросселированием пара на соответствующем автоматическом устройстве. Расчеты показывают, что запас по давлению в 40...45 % обеспечит устойчивую работу деаэратора с постоянным давлением в диапазоне наиболее часто встречающихся мощностей ЯЭУ в 70...100 %. Разумеется, на экономичности работы установки это сказывается отрицательно. Если же требуется работа ЯЭУ на меньших мощностях, то деаэратор переключают на предыдущий более высокий отбор или же на питание от блочной редукционной установки собственных нужд (БРУ-СН).

Следует иметь в виду, что деаэратор – один из подогревателей системы регенерации. Поэтому принятый режим поддержания постоянного давления в деаэраторе нарушает оптимальное (обычно равномерное) распределение нагревов воды по ступеням регенерации с изменением мощности установки. Действительно, с изменением нагрузки установки во всех водоподогревателях системы регенерации изменяется температурный режим, т. к. изменяется давление греющего пара в точках отбора, а на выходе из деаэратора температура питательной воды остается неизменной. В этой связи в последнее время изучается вопрос внедрения деаэраторов со скользящим давлением пара. Такое решение может оказаться целесообразным для установки, работающей с мало изменяющейся нагрузкой. Однако в практике отечественной стационарной атомной энергетики, даже работающей в базовых режимах, скользящее давление пара в деаэраторе пока применения не получило.

Рекомендуется также один из регенеративных подогревателей подключить так, чтобы он обогревался частью пара, идущего на промежуточную сепарацию и перегрев, т.е. после последней ступени ЦВД. Реализация этой рекомендации позволит сократить количество отборных выводов из корпуса турбины и, следовательно, упростить ее конструкцию.

Все остальные регенеративные подогреватели распределяют между отборами пара так, чтобы сохранить по возможности равномерность подогрева воды.

Для оценки возможности реализации этого требования определяют значения температуры питательной воды на входе и выходе системы регенерации в целом, делят приращения температуры на количество подогревателей и получают рациональное значение повышения температуры питательной воды в одном подогревателе.

Следует также учесть, что обеспечить равномерность нагрева питательной воды в системе регенерации не всегда возможно. Это объясняется рядом решений, ранее принятых при выборе элементов расчетной схемы: точка разделения параметров пара между ЦВД и ЦНД и окончание расширения пара в ЦВД, подключение последнего ПВД, подключение деаэратора.

Если принято решение о подключении одного из подогревателей на выход из ЦВД, то это вносит дополнительные трудности в обеспечении равномерного нагрева питательной воды в системе регенерации. С учетом указанных особенностей принимают максимально возможную равномерность нагрева воды и для нее определяют требуемое распределение теплоперепада в турбине. Заметим, что если турбина имеет большее число ступеней, чем требуется точек отбора пара, то появляются так называемые «пропущенные ступени» (например, на тихоходных турбоагрегатах). Тогда теплоперепад на них принимают меньше теплоперепада на ступенях с отбором пара.

В результате можно построить распределение теплоперепадов по ступеням турбины, которое обеспечит наиболее возможный равномерный нагрев воды в системе регенерации. Полученное распределение теплоперепадов сравнивают с ранее принятым равномерным распределением. Сопоставляя эти два варианта целесообразно принять окончательный компромиссный вариант распределения теплоперепадов в проточной части турбины. Таким образом принимают окончательное решение о подключении подогревателей воды к отборам пара в турбине. Более детальные рекомендации по обеспечению нагрева питательной воды даны в примере расчета ЯЭУ АЭС.

При окончательном решении вопросов включения регенеративных подогревателей в схему рабочего контура необходимо выбрать тип подогревателей – смешивающий или поверхностный.

Подогреватели смешивающего типа позволяют более полно использовать тепловую энергию отбираемого пара. В реальных установках температура нагреваемой воды на выходе из такого подогревателя может достигать температуры насыщения при давлении смешения. Заметим, что к подогревателям смешивающего типа следует отнести и деаэратор, в котором теплообмен организован аналогичным образом.

Однако применение водоподогревателей смешивающего типа ставит проблему обеспечения направленного потока нагреваемой среды от точек меньшего давления (от более ранних водоподогревателей) к точкам большего давления (более поздние водоподогреватели). Чтобы решить эту задачу, для каждого подогревателя устанавливают прокачивающий насос, что заметно усложняет систему регенерации. Для первых подогревателей, которые подключены к последним отборам пара, проблема может быть решена значительно проще. Действительно, разность давлений в соседних отборах пара невелика. Поэтому для ее преодоления можно использовать установку водоподогревателей на разных уровнях возвышения.

В практике создания ЯЭУ АЭС смешивающие подогреватели широкого распространения не нашли (кроме термических деаэраторов). Первые два водоподогревателя смешивающего типа установлены в ПТУ с турбиной К-1000-60/3000. За счет разных возвышений этих водоподогревателей обеспечивается безнасосный направленный поток подогреваемой среды. Также в ПТУ с турбиной К-1200-6,8/50 установлен ПНД-2 смешивающего типа.

В технической литературе иногда высказывается мнение, что тенденция по внедрению смешивающих подогревателей себя изжила. Вместе с тем некоторые исследователи отмечают заметное повышение экономичности энергоустановки за счет замены поверхностных подогревателей на смешивающие. Так, например, исследования экономичности энергоустановки с турбоагрегатом К-1000-60/1500-2 (Балаковская АЭС) показывают,

что переход к подогревателям смешивающего типа в ПНД-1 и ПНД-2 повышает экономичность этой ЯЭУ соответственно на 0,8 и 0,115 %.

Подогреватели поверхностного типа по тепловой эффективности уступают подогревателям смешивающего типа. Это связано с тем, что при конечной (а иногда и существенно ограниченной) величине поверхности теплопередачи тепло греющей среды не может быть использовано так же эффективно, как в смешивающем подогревателе, так как температура нагреваемой среды на выходе из подогревателя не может быть поднята до температуры греющей среды. Температура нагреваемой среды должна быть ниже температуры греющей среды на несколько градусов (обычно на 3...4 °С). Таким образом, в поверхностном подогревателе с конечными размерами поверхности теплопередачи для достижения той же температуры питательной воды, что и в смешивающем подогревателе, потребуется более ранний отбор пара (с более высокой температурой греющей среды). Это приводит к некоторой недовыработке турбиной механической энергии и, следовательно, к снижению экономичности энергоблока.

Достоинством поверхностного подогревателя является то, что схема его включения не связана с давлением теплообменивающихся сред, находящихся в различных полостях и разделенных поверхностью теплопередачи.

Однако для поверхностных водоподогревателей возникает проблема обеспечения возврата конденсата греющего пара в рабочий контур.

Самый эффективный с термодинамической точки зрения способ сводится к тому, что конденсат греющего пара из каждого водоподогревателя дренажным насосом закачивается в рабочий контур в точку на выходе из подогревателя. Такая схема включения поверхностного подогревателя приближает его по тепловой эффективности к смешивающему подогревателю. Основным недостаток такой схемы – ее сложность, большое количество насосов, дополнительные затраты энергии на приводы насосов.

Для упрощения схемы может быть применен безнасосный каскадный слив дренажа с более позднего подогревателя, где давление греющей среды выше, на более ранний, где давление греющей среды ниже.

Если при этом каскадный слив дренажа направить в полость греющей среды нижерасположенного подогревателя, то тепловая энергия дренируемого слива может быть частично использована для нагрева питательной воды в ниже расположенном подогревателе. Правда, при этом тепловая энергия греющей среды используется уже на более низком энергетическом уровне и поэтому менее эффективно.

Если каскадными сливами охватить все поверхностные подогреватели, в том числе последний из них замкнуть на главный конденсатор, то необходимость в дренажных насосах полностью отпадет. Однако при этом значительная доля тепловой энергии переводится на более низкий энергетический уровень или же вообще сбрасывается в главный конденсатор и далее – в окружающую среду. Это существенно снижает экономичность рабочего контура.

Практически в установках для ПНД применяют каскадный слив дренажей, но с охватом небольшого количества водоподогревателей. Последний в такой группе водоподогреватель обслуживается общим групповым дренажным насосом. Такая компоновка сливов позволяет существенно упростить схему рабочего контура при незначительной потере экономичности. Количество групп со своими дренажными насосами обычно небольшое – две-три.

Для ПВД обычно применяют только каскадный слив. Это объясняется трудностями создания дренажных насосов относительно небольшой подачи при значительной температуре перекачиваемой среды и высоком ее давлении.

В качестве иллюстрации приведем компоновку сливов дренажей для некоторых ПТУ:

а) в ПТУ с турбиной К-1000-60/3000 семь подогревателей и деаэратор (два ПВД поверхностного типа, три ПНД поверхностного типа, два ПНД смешивающего типа – первые два). Сливы дренажей организованы:

- ПВД-7 – ПВД-6 – в деаэратор;
- ПНД-5 – насосом сепарата (параллельно откачке сепарата) на выход из ПНД-5 (в деаэратор);
- ПНД-4 – ПНД-3 – в ПНД-2 смешивающего типа;

б) в ПТУ с турбиной К-1200-6,8/50 шесть подогревателей и деаэратор (два ПВД поверхностного типа, три ПНД поверхностного типа, один ПНД смешивающего типа – второй). Сливы дренажей организованы:

- ПВД-6 – ПВД-5 – в деаэратор;
- ПНД-4 – насосом сепарата (параллельно откачке сепарата) на выход из ПНД-4 (в деаэратор);
- ПНД-3 – в ПНД-2 смешивающего типа;
- ПНД-1 – в главный конденсатор.

в) в ПТУ с турбиной К-1000-60/1500 шесть поверхностных подогревателей (два ПВД и четыре ПНД) и деаэратор. Сливы дренажей организованы:

- ПВД-7 – ПВД-6 – в деаэратор;
- ПНД-4 – ПНД-3 – дренажным насосом на выход из ПНД-3;
- ПНД-2 – ПНД-1 – дренажным насосом на выход из ПНД-1;

г) в ПТУ с турбиной К-220-44 восемь поверхностных подогревателей (три ПВД и пять ПНД) и деаэратор. Сливы дренажей организованы:

- ПВД-8 – ПВД-7 – ПВД-6 – в деаэратор;
- ПНД-5 – ПНД-4 – дренажным насосом на выход из ПНД-4;
- ПНД-3 – ПНД-2 – дренажным насосом на выход из ПНД-2;
- ПНД-1 – каскадно через гидрозатвор в главный конденсатор.

В поверхностных подогревателях может предусматриваться только конденсация греющего пара или же его конденсация с последующим охлаждением конденсата (в зоне охладителя дренажа – ОД). Если греющая среда – перегретый пар (например, в подогревателе, подключенном на первые отборы из ЦНД, работающих на перегретом паре), то перед конденсацией греющий пар должен пройти зону охлаждения пара (пароохладитель – ПО). Такие дополнительные теплообменники (охладитель дренажа и пароохладитель) для ПНД могут выделяться в отдельные конструкции (выносные ОД, ПО), а в ПВД чаще всего komponуют на общей теплопередающей поверхности в общей конструкции водоподогревателя (встроенный ОД). Правда, для АЭС пароохладитель дает столь незначительный вклад в общий тепловой баланс, что его обычно выполняют встроенным. Диаграммы $t-q$ таких подогревателей имеют вид, показанный на рис. 4.5.

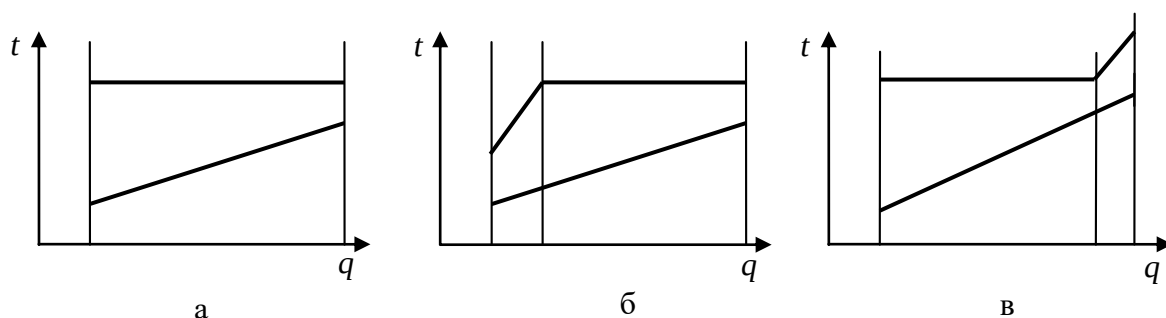


Рис. 4.5. Диаграммы $t-q$ поверхностных регенеративных подогревателей:

- а – водоподогреватель с конденсацией греющей среды;
- б – водоподогреватель с конденсацией греющей среды и охлаждением дренажа;
- в – водоподогреватель с пароохлаждением и конденсацией греющей среды

Зона пароохлаждения – неизбежный элемент водоподогревателя, если греющей средой является перегретый пар. Зона охлаждения дренажа может быть предусмотрена по решению конструктора ЯЭУ, но может и отсутствовать.

Применение охладителей дренажа несколько снижает потерю тепловой энергии с дренажными каскадными сливами и улучшает вклад системы регенерации в повышение экономичности рабочего контура. Правда, система регенерации при этом заметно усложняется, особенно если охладители дренажа выполнены в виде выносных конструкций.

Если в компоновке сливов дренажей воды применяется комбинация каскадных сливов и дренажных насосов, то охладители дренажа целесообразно предусмотреть только для тех подогревателей, у которых дренаж каскадно сливается в нижерасположенный подогреватель. Для водоподогревателей с дренажными насосами предусматривать охладители дренажа нецелесообразно.

Заметим, что некоторые исследователи отмечают сравнительно малый вклад охладителей дренажа в эффективность системы регенерации в целом. В связи с этим высказывается соображение, что в случае понижения надежности какого-либо выносного охладителя дренажа (например, трудноустраняемая течь) и, таким образом, понижения надежности энергоблока, такой охладитель дренажа целесообразно из схемы исключить. Так, например, поступили с охладителями дренажа всех ПНД (кроме ПНД-1) в схеме одноконтурной ЯЭУ.

В качестве примера на рис. 4.6 показана компоновка системы регенерации и сливов дренажей поверхностных водоподогревателей, принятая в отечественных паротурбинных установках. Наличие у некоторых поверхностных подогревателей охладителей дренажа (независимо от вида – выносных или встроенных) показано условным изображением дополнительного змеевика.

При анализе схем реальных энергоустановок АЭС следует иметь в виду, что на разработку системы регенерации наложили отпечаток не только соображения экономичности энергоустановок, но и ряд других факторов: сложность и надежность системы регенерации в целом, стоимость комплектующего оборудования, трудность поставок комплектующего оборудования заводами-изготовителями, трудности в обеспечении ремонта оборудования и др.

Иногда с учетом подобных факторов в систему регенерации вносились изменения в процессе модернизации ЯЭУ. Эти факторы сказались и на компоновке схемы возврата дренажных сливов в рабочий контур. Например, в системе регенерации ПТУ с турбиной К-500-65/3000 отказались от первоначально предусмотренных охладителей дренажа на всех подогревателях низкого давления, кроме первого, откуда дренаж греющей среды направляется непосредственно в главный конденсатор.

В общую схему возврата конденсата греющего пара поверхностных регенеративных водоподогревателей следует также включить возвраты сепарата сепаратора и конденсата греющего пара пароперегревателей. Выбор точки возврата сепарата и конденсата греющего пара – задача сложная и однозначного решения не имеет. Эти точки подбирают с учетом параметров сепарата и конденсата. Точки возврата целесообразно подобрать так, чтобы содержащаяся в них тепловая энергия частично использовалась в подогреве питательной воды.

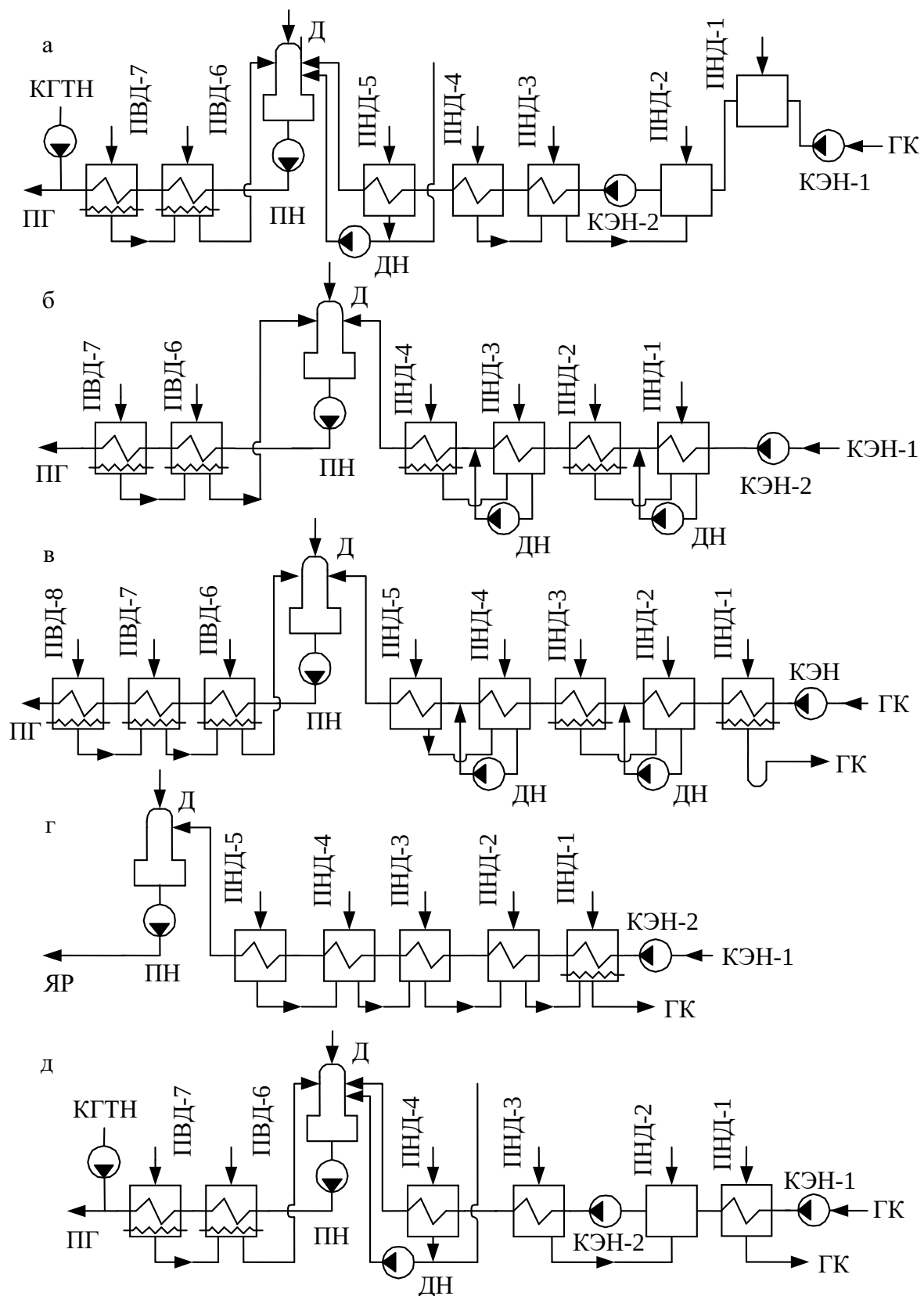


Рис. 4.6. Схемы сливов дренажей систем регенерации:
а – ПТУ К-1000-60/3000; б – ПТУ К-1000-60/1500-1 и К-1000-60/1500-2;
в – ПТУ К-220-44; г – ПТУ К-500-65/3000; д – ПТУ К-1200-6,8/50

При выборе схемных решений можно руководствоваться соображениями, детально рассмотренными при компоновке системы регенерации. Дополнительно можно привести следующие рекомендации. Если можно подобрать точку слива с давлением среды меньше давления слива, то при этом исключается насос, обеспечивающий слив. В этом случае схема системы упрощается, увеличивается ее надежность, не требуются дополнительные энергозатраты на насос слива.

Что касается температуры среды, в которую осуществляется слив, то здесь общие рекомендации сводятся к следующему. Нужно стремиться к тому, чтобы температура сливаемой среды и среды, в которую осуществляется слив, были близки. Если температура сливаемой среды заметно ниже, то это приведет к «захолаживанию» основного потока среды, что отрицательно скажется на общем энергетическом балансе рабочего контура. Однако нецелесообразно также принимать точку слива со значительно меньшей температурой основного потока, т. к. при этом тепло, содержащееся в сливаемом потоке, переводится на заметно меньший энергетический уровень (происходит значительное «захолаживание» сливаемого потока). Это также отрицательно скажется на общем энергетическом балансе рабочего контура.

В каждом конкретном случае при выборе места слива следует учитывать соображения как по соотношению давлений сред, так и по соотношению их температур. Заметим, что в реальных установках при решении этого вопроса иногда принимались во внимание и иные соображения: простота прокладки трассы сливаемой среды и простота ее подключения, простота подключения слива, соображения унификации оборудования и пр.

В качестве примера приведем некоторые схемные решения в различных ПТУ.

В установке с турбиной К-1000-60/3000 сепарат из сепаратора вместе с конденсатом ПНД-5 насосом сепарата подается на выход ПНД-5 (на деаэратор). Конденсат греющего пара пароперегревателя насосом подается на выход ПВД-7 в питательный трубопровод после последнего водоподогревателя. Можно конденсат греющего пара пароперегревателя безнасосно подавать на специально предусмотренный поверхностный теплообменник, установленный на выходе питательной воды из последнего ПВД. После этого конденсат каскадно сливают в полость греющей среды последнего ПВД.

В установке с турбиной К-1000-60/1500-2 сепарат насосом закачивается в деаэратор (хотя в расчетном режиме в насосе нет необходимости, сепарат может сливаться в деаэратор и самотеком). Конденсат греющего пара из первой ступени перегревателя каскадно сливается в греющую полость ПВД-6, а из второй ступени – каскадно в греющую полость ПВД-7.

В ПТУ К-220-44 сепарат через гидрозатвор каскадно сливается в греющую полость ПНД-3. Конденсат греющего пара первой ступени паропе-

регревателя сливается в полость деаэратора. Конденсат второй ступени пароперегревателя каскадно сливается в полость греющей среды ПВД-8.

4.4. Компоновка системы теплофикации. Отбор пара на собственные нужды

При разработке схемы рабочего контура в целом необходимо также разработать схему системы теплофикации и подключить ее к рабочему контуру.

В расчете в качестве исходных данных принимают тепловую нагрузку системы теплофикации (задается потребителем тепла) и температурный режим сетевой воды. Эти параметры могут быть оговорены в задании. Для двухконтурной установки обычно предусматривают несколько последовательно включенных подогревателей сетевой воды (два-три), при этом последний из них является пиковым (ПСВП), т.е. он работает только в холодное время года при полной тепловой нагрузке системы теплофикации.

Остальные подогреватели – основные первой и второй ступени (ПСВО1ст, ПСВО2ст). Для энергоблока с электрической мощностью 1000 МВт в расчет можно принять тепловую нагрузку системы теплофикации порядка 100 МВт. Если задана существенно иная мощность энергоблока, то тепловую нагрузку системы теплофикации можно принять пропорционально заданной мощности блока.

Температурный режим сетевой воды обычно составляет 70 °С на входе в систему теплофикации, 150 °С на выходе из нее. В некоторых случаях температуру сетевой воды на выходе принимают 130 °С.

Выбрав количество сетевых подогревателей, назначают температуру сетевой воды на выходе из каждого подогревателя. При этом целесообразно ориентироваться на прототипные данные. Структура и параметры систем теплофикации отечественных двухконтурных АЭС приведены на рис. 4.7. Параметры греющей среды на рисунке показаны по месту отбора пара, т.е. не приведены потери давления пара по подводящему тракту.

По принятому температурному режиму сетевой воды подбирают соответствующие отборы пара. При этом допускается работа подогревателей сетевой воды при неоптимальных температурных напорах, т.е. на выходе из подогревателя температурный напор может быть не 3...4 °С (как в регенеративных подогревателях), а значительно больше – до 20...30 °С. Иначе говоря, с учетом малой тепловой мощности системы теплофикации не требуется коррекция распределения теплоперепадов турбины в интересах повышения эффективности рабочего контура в целом.

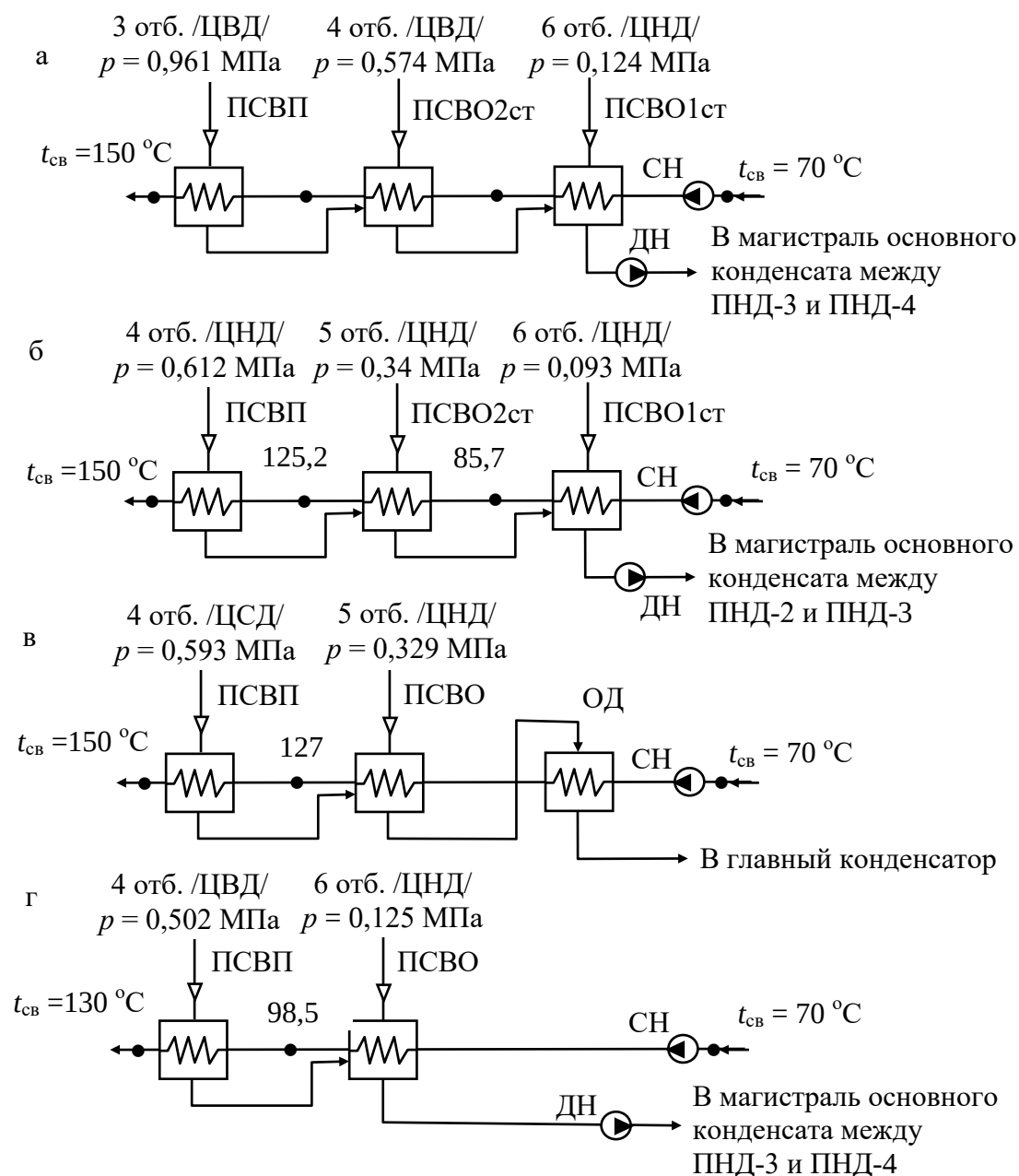


Рис. 4.7. Схемы систем теплофикации двухконтурных ЯЭУ АЭС:
а – К-1000-60/3000; б – К-1000-60/1500-2; в – К-1000-60/1500-1; г – К-220-44

Сливы конденсата греющего пара сетевых подогревателей обычно организуют каскадно с последующей закачкой дренажным насосом в основной поток рабочего тела. При этом точку возврата конденсата подбирают таким образом, чтобы температура дренажа была примерно равной температуре питательной воды или несколько ее превышала. Возможен также безнасосный возврат дренажа в полость греющей среды одного из водоподогревателей системы регенерации (см., например, схему рабочего контура одноконтурной ЯЭУ с ЯР РБМК-1000).

Охладителей дренажа в системе теплофикации, как правило, не предусматривают. В то же время в некоторых вариантах схемных решений они могут быть целесообразны. Например, в ЯЭУ с турбиной К-1000-60/1500-1 сброс конденсата греющего пара системы теплофикации предусмотрен каскадно с окончательным сбросом конденсата в главный конденсатор. Поэтому перед подачей на конденсатор конденсат греющего пара проходит через охладитель дренажа с тем, чтобы более полно использовать тепловую энергию греющей среды.

Для полного составления расчетной схемы рабочего контура необходимо также схемно решить вопрос отбора пара на собственные нужды (СН) и место возврата конденсата среды в контур.

Для двухконтурной установки отбор пара на СН обычно осуществляют непосредственно из рабочего контура – из соответствующего отбора пара на регенерацию. Точку отбора пара принимают такой, чтобы давление пара в системе СН составляло 1,0...1,2 МПа. Например, в ПТУ с К-1000-60/3000 это 3-й отбор с давлением 0,961 МПа, в ПТУ с К-1000-60/1500-2 – это 3-й отбор с давлением 1,206 МПа. Что касается БРУ-СН, то ее следует рассматривать как резервное средство питания потребителей. В расчетной схеме рабочего контура эту ветвь можно не показывать.

Возврат конденсата пара собственных нужд в рабочий контур организуют по-разному в зависимости от глубины использования энергии пара в соответствующих потребителях системы. Для упрощения расчетов можно принять, что одна треть конденсата с температурой около 130 °С и давлением 0,8...1,0 МПа (горячие сливы) направляется в деаэратор (СН1), а две трети конденсата (холодные сливы) – в главный конденсатор с параметрами конденсата конденсатора (СН2).

В расчетной схеме следует также учесть утечки пара, которые обычно относят к свежему пару (в количестве 0,003...0,005 от расхода пара на главную турбину). Восполнение утечек производится в таком же количестве в главный конденсатор (с параметрами конденсата конденсатора).

Все принятые схемные решения для рабочего контура следует зафиксировать на детально разработанной расчетной схеме. При этом можно ограничиться обобщенным изображением тех элементов схемы, которые в реальной установке представлены несколькими параллельно включенными элементами одинакового назначения: однопоточный ЦВД, обобщенный однопоточный ЦНД, главный конденсатор, сепаратор-пароперегреватель, деаэратор, регенеративные подогреватели, насосы и др.

На схеме должны быть представлены все отборы рабочего тела из рабочего контура и их возвраты, т.е. все ветви рабочего контура должны быть замкнуты.

5. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО КОНТУРА

5.1. Уравнения материальных балансов для теплообменных аппаратов

Уравнения материальных балансов позволяют выявить составляющие расходов сред для уравнений тепловых балансов, которые в последующем необходимо составить и решить относительно неизвестных величин. В результате решения уравнений тепловых балансов определяются расходы сред в различных ветвях рабочего контура.

В общем случае для смешивающих и поверхностных водоподогревателей входов среды в теплообменный аппарат может быть несколько, выход же, как правило, один. Схемы таких теплообменных аппаратов (для простоты показан вариант, когда входов два) можно представить, как показано на рис. 5.1.

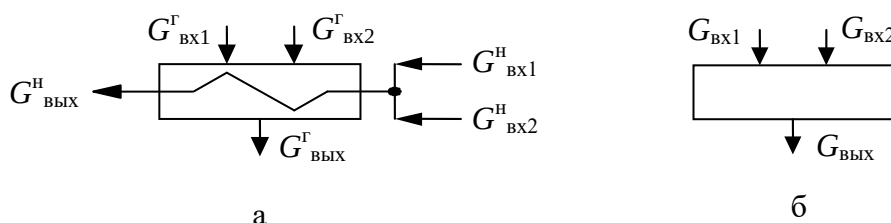


Рис. 5.1. Расчетная схема теплообменного аппарата:
а – поверхностного типа; б – смешивающего типа

Очевидно, что в общем случае уравнения материальных балансов для таких теплообменных аппаратов будут иметь вид:

- для поверхностного подогревателя

$$\sum G_{\text{вх},j}^{\Gamma} = G_{\text{вых}}^{\Gamma} ; \quad (5.1)$$

$$\sum G_{\text{вх},k}^{\text{Н}} = G_{\text{вых}}^{\text{Н}} ; \quad (5.2)$$

- для смешивающего подогревателя

$$\sum G_{\text{вх},j} = G_{\text{вых}} . \quad (5.3)$$

Если для каждого подогревателя записать все входящие в уравнения материальных балансов значения расходов сред (в соответствующее уравнение тепловых балансов входят эти же значения расходов сред), то это позволит выявить рациональную последовательность рассмотрения уравнений тепловых балансов. Правда, это актуально только при ручном (с помощью калькулятора) решении системы уравнений тепловых балансов. Если же предполагается использовать вычислительную технику, которая имеет стандартные программы решения системы алгебраических уравне-

ний практически любого порядка, то отпадает необходимость выявления последовательности решения уравнений тепловых балансов.

5.2. Уравнения тепловых балансов для теплообменных аппаратов и точек смешения сред

Уравнения тепловых балансов составляют на основе материальных балансов. Уравнение теплового баланса теплообменного аппарата реализует принцип: уменьшение тепловой энергии греющей среды равно увеличению тепловой энергии нагреваемой среды. При этом следует иметь в виду, что часть тепловой энергии сред теряется в окружающую среду. Интенсивность рассеяния тепла зависит от качества теплоизоляции, величины наружной поверхности теплообменника и температуры его стенки. Очевидно, что по ходу нагреваемой среды от одного подогревателя воды к другому увеличивается ее температура, и рассеяние тепла нарастает. В справочной литературе рекомендуется достаточно простая оценочная эмпирическая формула для определения коэффициента удержания тепла η для каждого водоподогревателя

$$\eta = 1 - r \cdot 10^{-3}, \quad (5.4)$$

где r – номер подогревателя по ходу нагреваемой воды.

Тогда уравнения теплового баланса можно записать так:

- для смешивающего подогревателя

$$\eta \cdot (\sum G_{\text{вх},j} \cdot i_{\text{вх},j}) = G_{\text{вых}} \cdot i_{\text{вых}}; \quad (5.5)$$

- для поверхностного подогревателя

$$\eta \cdot (\sum G_{\text{вх},j}^{\Gamma} \cdot i_{\text{вх},j}^{\Gamma} - G_{\text{вых}}^{\Gamma} \cdot i_{\text{вых}}^{\Gamma}) = G_{\text{вых}}^{\text{H}} \cdot i_{\text{вых}}^{\text{H}} - \sum G_{\text{вх},k}^{\text{H}} \cdot i_{\text{вх},k}^{\text{H}}. \quad (5.6)$$

Из рассмотрения уравнений тепловых балансов (5.5) и (5.6) следует, что каждый расход потока теплообменивающихся сред должен умножаться на соответствующее значение энтальпии этой среды. По физической сути работы водоподогревателей теплообменивающиеся среды могут выступать в виде воды (переохлажденной или насыщенной) или в виде пара (насыщенного, влажного или перегретого), однако на всей протяженности теплообменного аппарата температура греющей среды должна оставаться выше температуры нагреваемой среды.

Для переохлажденной воды или перегретого пара энтальпия определяется как функция давления и температуры среды

$$i = i(p, t). \quad (5.7)$$

Для насыщенной воды и пара энтальпия определяется как функция либо давления, либо температуры

$$i = i(p) \text{ или } i = i(t). \quad (5.8)$$

Для влажного пара энтальпию можно определить по зависимости

$$i = i' \cdot (1 - x) + i'' \cdot x, \quad (5.9)$$

где i' и i'' – энтальпии воды и пара на линии насыщения;

x – сухость пара;

$(1 - x)$ – влажность пара.

При определении значений энтальпии греющей среды на входе в теплообменный аппарат можно руководствоваться следующим соображением. Обычно достаточно просто определить энтальпию в точке начала движения среды в ветви (отбор пара из проточной части турбины, точка выхода среды из предыдущего теплообменного аппарата). Т. к. трубопроводы подвода греющей среды имеют качественную теплоизоляцию, то дросселирование среды от точки отбора до ее входа в теплообменный аппарат можно считать адиабатическим. Термодинамика показывает, что в этом случае процесс дросселирования является изоэнтальпийным

$$i_{\text{вх}}^{\Gamma} = i_{\text{от}}. \quad (5.10)$$

Заметим, что в действительности энтальпия отбираемого пара может быть несколько меньше энтальпии пара за соответствующей ступенью турбины. Это вызвано тем, что в проточной части турбины предусматривают внутрикорпусную сепарацию пара. Она способствует некоторому (обычно незначительному) уменьшению влажности основного потока пара. Удаляемая влага может отводиться в поток отбираемого пара и таким образом несколько уменьшать его энтальпию. При детальном расчете турбины этот фактор учитывают. Однако в нашем расчете энергоустановки в целом, который выполняется на стадии, когда турбина еще детально не проработана, этим фактором можно пренебречь.

Энтальпия греющей среды на выходе из поверхностного водоподогревателя принимается в зависимости от того, на каком принципе работает этот водоподогреватель.

Если это поверхностный водоподогреватель, работающий только за счет конденсации греющего пара без переохлаждения конденсата, то энтальпия среды на выходе определяется как энтальпия воды на линии насыщения, т.е.

$$i_{\text{вых}}^{\Gamma} = i'(p_{\text{вп}}). \quad (5.11)$$

Здесь давление среды в водоподогревателе $p_{\text{ВП}}$ равно давлению отбора за вычетом гидравлических сопротивлений подводящего тракта Δp . При этом для первых по тракту нагрева воды водоподогревателей (ВП), работающих при меньших давлениях греющего пара, объемные расходы пара большие, поперечное сечение трубопроводов большое (поэтому размер сечения стремятся ограничить), в результате значения Δp принимаются больше. С ростом давления греющего пара (для последующих водоподогревателей) величина Δp может быть принята меньшей. Значение Δp можно принять по прототипным данным. Можно воспользоваться также оценочной эмпирической зависимостью

$$\Delta p_r \approx 11 - r, \%, \quad (5.12)$$

где r – номер регенеративного водоподогревателя по ходу подогреваемой воды, включая и деаэратор.

Тогда давление в полости греющей среды водоподогревателя будет

$$p_{\text{ВП}} = p_{\text{от}} \cdot \left(1 - \frac{\Delta p_r}{100} \right). \quad (5.13)$$

Если же речь идет о поверхностном водоподогревателе с зоной охлаждения дренажа, т.е. с переохлажденной водой на выходе, то ее энтальпия определяется как функция давления и температуры переохлажденной воды. Давление среды определяется по той же методике. Температура греющей среды на выходе принимается на $3...10^\circ\text{C}$ выше температуры нагреваемой среды на входе в аппарат (значение температуры нагреваемой среды рассматривается ниже). Распределение температур теплообменивающихся сред в таком водоподогревателе показано на рис. 5.2.

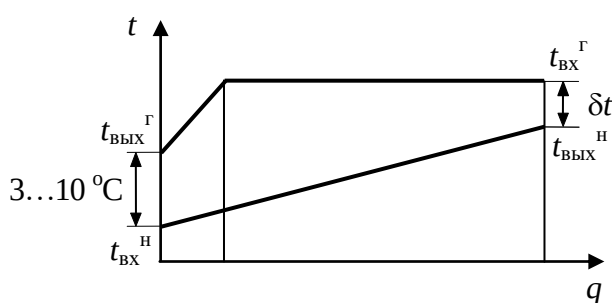


Рис. 5.2. Диаграмма t - q поверхностного ВП с охладителем дренажа

Энтальпия нагреваемой воды в поверхностном водоподогревателе всегда определяется как энтальпия недогретой до кипения воды, поэтому она определяется как функция давления и температуры.

Температура нагреваемой воды на выходе из водоподогревателя определяется как температура греющей среды за вычетом температурного напора на «горячей» стороне ВП δt (рис. 5.2).

Тогда

$$t_{\text{ВЫХ}}^{\text{Н}} = t_{\text{ВХ}}^{\text{Г}} - \delta t. \quad (5.14)$$

Эта зависимость одинаково справедлива для водоподогревателей как с зоной охлаждения дренажа, так и без такой зоны.

Как уже отмечалось, величина δt зависит от того, насколько ограничена поверхность теплопередачи поверхностного водоподогревателя и каковы теплопроводящие свойства материала трубной системы. Для ПВД, в которых используется простая углеродистая сталь (сравнительно дешевая и с достаточно хорошими теплопроводящими свойствами) значение δt может быть принято достаточно низким – около $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для ПНД с латунной поверхностью теплопередачи δt также может быть принято порядка $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Если в ПНД применена аустенитная нержавеющая сталь, то $\delta t = 3,5...5\text{ }^{\circ}\text{C}$. В реальных ЯЭУ АЭС значение δt обычно больше – от $3...4$ до $5...6\text{ }^{\circ}\text{C}$, что способствует уменьшению поверхности теплопередачи ВП.

Заметим, что для поверхностных водоподогревателей, у которых греющая среда - перегретый пар, в выражении (5.14) под $t_{\text{вх}}$ следует понимать температуру насыщения при давлении греющей среды (рис. 5.3). Это объясняется тем, что количество тепловой энергии, полученной от охлаждения пара, обычно очень небольшое (т. к. теплоемкость пара – небольшая величина, она в несколько сот раз меньше скрытой теплоты парообразования), поэтому эффективность теплопередачи в таком водоподогревателе в основном определяется температурным напором в точке начала конденсации греющего пара. Температура нагреваемой среды на выходе из водоподогревателя практически мало отличается от ее температуры в точке начала конденсации греющей среды.

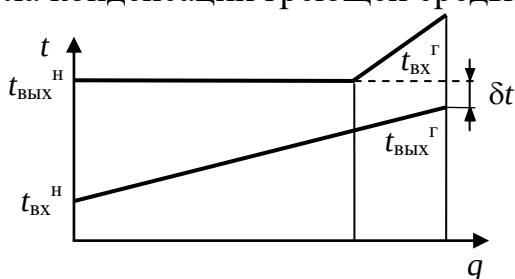


Рис. 5.3. Диаграмма t - q поверхностного ВП с пароохладителем

Температура нагреваемой среды на входе в поверхностный ВП принимается равной температуре среды на выходе из предыдущего водоподогревателя. При одновременном рассмотрении всех поверхностных водоподогревателей можно таким образом оценить значения принимаемых в расчет температур нагреваемой среды для всех ВП и на входе, и на выходе из них.

На вход первого водоподогревателя направляется среда, имеющая энтальпию несколько выше энтальпии конденсата главного конденсатора. Это обусловлено тем, что в конденсатном трубопроводе, на напорном трубопроводе конденсатного насоса первого подъема обычно устанавливают охладитель пара концевых уплотнений быстроходной турбины или конденсатор пара концевых уплотнений турбины (ОПУ или КПУ). Нагрев конденсата в таких пароохладителях небольшой. У тихоходных турбин на напорном трубопроводе конденсатного насоса первого подъема устанавливают охладители основных и вспомогательных эжекторов. В тепловых

расчетах рабочего контура его можно оценить приближенно, приняв температуру конденсата на входе в первый водоподогреватель на 3...5 °С выше температуры конденсата в главном конденсаторе.

Кроме значений температур нагреваемой среды на входе и выходе каждого водоподогревателя необходимо также определить значения давления среды в этих точках. Тогда значения энтальпий нагреваемой среды в каждой точке конденсатно-питательной системы можно определить по сочетанию давления и температуры.

Для определения давления в каждой точке конденсатно-питательной системы необходимо оценить напоры (давления) соответствующих насосов (конденсатных и питательного), с учетом гидравлических сопротивлений элементов системы.

Напор (давление) каждого насоса определяется разностью давления в точке, куда подается перекачивается жидкость, и давления в точке забора жидкости, гидравлическими сопротивлениями тракта а также геодезической составляющей – разностью давлений на концевых участках тракта, вызванной разностью высот их расположения. Гидравлические сопротивления конденсатной системы от главного конденсатора до деаэратора преодолеваются конденсатными насосами, после деаэратора – питательным насосом.

Конденсатных насосов может быть два: первого подъема (преодолевают гидравлические сопротивления от главного конденсатора до выхода из блочной обессоливающей установки) и второго подъема (преодолевают гидравлические сопротивления участка конденсатного трубопровода, охватывающего все подогреватели низкого давления поверхностного типа). Питательная система для АЭС обычно komponуется по одноподъемной схеме включения питательных насосов в отличие от ЯЭУ с реакторами типа БН, где давление пара значительно больше и поэтому возможна двухподъемная схема включения насосов. Питательный насос АЭС преодолевает гидравлические сопротивления всех подогревателей высокого давления, питательного трубопровода, питательного регулирующего клапана, парогенератора.

Вид приведенных ниже зависимостей для определения давлений конденсатных насосов первого и второго подъема $p_{\text{КЭН-1}}$ и $p_{\text{КЭН-2}}$ и питательного насоса $p_{\text{ПН}}$ определяется компоновкой и составом конденсатной и питательной систем. В качестве примера приведены расчетные зависимости для случая, когда между КЭН-1 и КЭН-2 установлены подогреватели низкого давления ПНД-1 и ПНД-2 смешивающего типа, проток воды через которые обеспечивается за счет установки подогревателей на разной высоте.

Рассмотрим структуру этих выражений применительно к варианту ПТУ с турбиной К-1000-60/3000. В этом случае выражение для определения давления КЭН-1 может быть записано в виде

$$P_{\text{КЭН-1}} = P_{\text{ПНД-1}} - P_{\text{ГК}} + \Delta p_{\text{БОУ}} + \Delta p_{\text{ОПУ}} + \Delta p_{\text{к.тр}} + \Delta p_{\text{РКУ ГК}} + \Delta p_{\text{геод}}, \quad (5.15)$$

где $P_{\text{ПНД-1}}$ – давление в смешивающем ПНД-1 (определяется давлением отбора пара на ПНД-1 за вычетом гидравлических сопротивлений трубопровода греющего пара);

$P_{\text{ГК}}$ – давление в главном конденсаторе;

$\Delta p_{\text{БОУ}}$ – гидравлическое сопротивление блочной обессоливающей установки (БОУ). В расчет можно принять $\Delta p_{\text{БОУ}} = 0,3...0,5$ МПа;

$\Delta p_{\text{ОПУ}}$ – гидравлическое сопротивление охладителя пара уплотнений, $\Delta p_{\text{ОПУ}} = 0,05...0,07$ МПа;

$\Delta p_{\text{к.тр}}$ – гидравлическое сопротивление участков конденсатного трубопровода, $\Delta p_{\text{к.тр}} = 0,1...0,2$ МПа;

$\Delta p_{\text{РКУ ГК}}$ – гидравлическое сопротивление регулирующего клапана уровня ГК, $\Delta p_{\text{РКУ ГК}} = 0,2...0,4$ МПа;

$\Delta p_{\text{геод}}$ – противодействие подъема воды на ПНД-1 от уровня воды в конденсатосборнике главного конденсатора. Уровень расположения ПНД-1 должен быть достаточным для обеспечения каскадного слива воды из ПНД-1 в ПНД-2. Обычно разность высот расположения конденсатосборника и ПНД-1 составляет 12...17 м.

Выражение для определения давления конденсатного насоса второго подъема может быть записано в виде

$$P_{\text{КЭН-2}} = P_{\text{Д}} - P_{\text{ПНД-2}} + \Delta p_{\text{к.тр}} + \sum \Delta p_{\text{ПНД}} + \Delta p_{\text{РКУ ПНД-2}} + \Delta p_{\text{геод}}, \quad (5.16)$$

где $P_{\text{Д}}$ – давление в деаэраторе;

$P_{\text{ПНД-2}}$ – давление в смешивающем подогревателе ПНД-2 (определяется давлением отбора пара на ПНД-2 за вычетом гидравлических сопротивлений трубопровода греющего пара);

$\Delta p_{\text{к.тр}}$ – гидравлическое сопротивление участков конденсатного трубопровода, $\Delta p_{\text{к.тр}} = 0,1...0,2$ МПа;

$\sum \Delta p_{\text{ПНД}}$ – суммарные гидравлические сопротивления ПНД поверхностного типа. В расчет можно принять сопротивление одного ПНД порядка 0,07...0,10 МПа;

$\Delta p_{\text{РКУ ПНД-2}}$ – гидравлическое сопротивление регулирующего клапана уровня ПНД-2, $\Delta p_{\text{РКУ ПНД-2}} = 0,2...0,4$ МПа;

$\Delta p_{\text{геод}}$ – противодействие подъема воды в деаэратор от уровня воды в ПНД-2. Уровень расположения деаэратора должен быть достаточным для обеспечения подпора на всасывании питательного насоса. Обычно разность высот деаэратора и ПНД-2 составляет 25...30 м.

Если конденсатная система, охватывающая элементы системы регенерации, скомпонована иначе, то рассмотренные зависимости могут принять несколько иной вид, но принцип их составления остается тем же. Например, если в составе конденсатной системы предусмотрено два конденсатных насоса (первого и второго подъема), между которыми нет развязывающего участка со смешивающими подогревателями, то в расчет принимают условную развязывающую точку – точку на входе в КЭН-2. Давление в этой точке можно принять в диапазоне от 0,2...0,3 МПа до 1...1,5 МПа. При этом для КЭН-1 $\Delta p_{\text{геод}}$ составляет 2...3 м, а для КЭН-2 – 20...30 м.

Аналогично можно составить расчетную зависимость для определения давления питательного насоса

$$p_{\text{ПН}} = p_{\text{ПГ}} - p_{\text{Д}} + \Delta p_{\text{ПГ}} + \Delta p_{\text{п.тр}} + \Delta p_{\text{ПК}} + \sum \Delta p_{\text{ПВД}} + \Delta p_{\text{РКУ Д}} + \Delta p_{\text{геод}}, \quad (5.17)$$

где $p_{\text{ПГ}}$ – давление генерируемого пара;

$p_{\text{Д}}$ – давление в деаэраторе;

$\Delta p_{\text{ПГ}}$ – гидравлическое сопротивление парогенератора. В расчет можно принять $\Delta p_{\text{ПГ}} \approx 0,3$;

$\Delta p_{\text{п.тр}}$ – гидравлическое сопротивление участков питательного трубопровода, $\Delta p_{\text{п.тр}} = 0,2...0,3$ МПа;

$\Delta p_{\text{ПК}}$ – гидравлическое сопротивление питательного клапана, регулирующего подачу питательной воды в парогенератор. В расчет можно принять величину, примерно равную 1 МПа;

$\sum \Delta p_{\text{ПВД}}$ – суммарные гидравлические сопротивления ПВД. В расчет можно принять сопротивление одного ПВД порядка 0,5 МПа;

$\Delta p_{\text{РКУ Д}}$ – гидравлическое сопротивление клапана, регулирующего уровень воды в деаэраторе. Его значения можно принять 0,2...0,4 МПа;

$\Delta p_{\text{геод}}$ – противодействие подъема воды в парогенератор. Эта величина составляет разность между возвышением ПГ и деаэратора над питательным насосом. Для двухконтурных ЯЭУ $\Delta p_{\text{геод}}$ может составлять величину от 7...8 м (деаэратор расположен выше парогенератора) до 0...1 м (деаэратор и парогенератор практически на одном уровне).

Во всех трех выражениях для расчета давления насосов в качестве одной из составляющих гидравлических сопротивлений контура учитывается

величина $\Delta p_{\text{РКУ}}$ – сопротивление автоматического регулирующего клапана уровня (РКУ). Это означает, что на напоре каждого из насосов установлен клапан, который за счет частичного прикрытия регулирует уровень воды в емкости, из которой происходит откачка воды: для КЭН-1 – РКУ конденсатосборника ГК, для КЭН-2 – РКУ ПНД-2, для ПН – РКУ Д. Могут быть и иные схемные решения, обеспечивающие поддержание уровня воды в указанных емкостях. Тогда такие схемные решения должны найти соответствующее отражение в расчетных зависимостях для давления насосов.

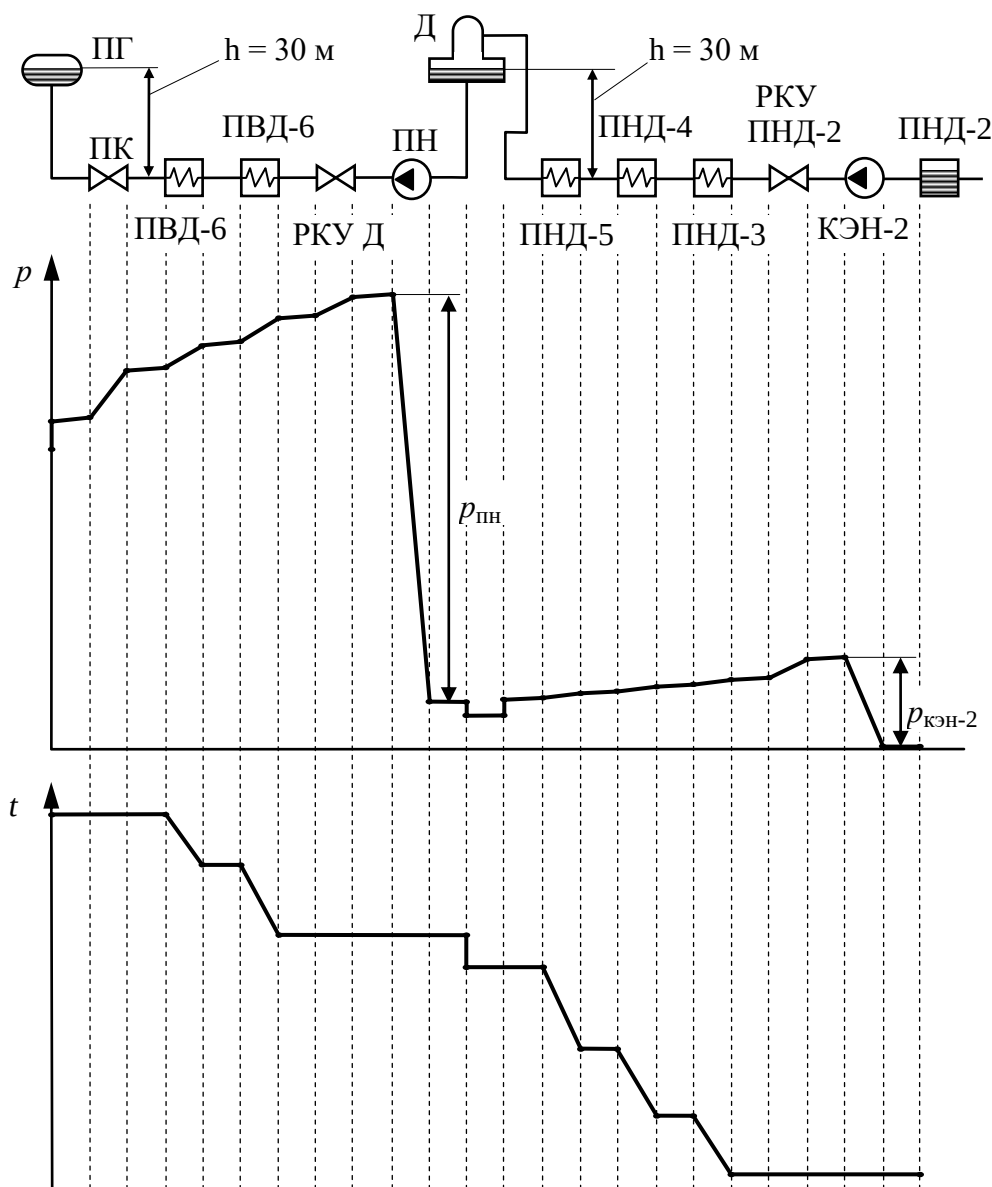


Рис. 5.4. График изменения давления и температуры нагреваемой среды в поверхностных водоподогревателях системы регенерации

Определив значения давлений насосов конденсатно-питательной системы и зная составляющие выражений 5.15-5.17, можно оценить давления

нагреваемой среды на входе и выходе каждого поверхностного подогревателя. Полученные значения давления температуры нагреваемой среды вдоль тракта конденсатно-питательной системы для наглядности и удобства использования целесообразно представить графически, как это показано на рис. 5.4.

Зная давление и температуру среды в каждой точке тракта, можно определить энтальпию нагреваемой среды на входе и выходе каждого теплообменного аппарата. Полученные значения энтальпий теплообменивающихся сред используют для составления уравнений тепловых балансов.

При этом следует иметь в виду, что среда, проходя через перекачивающий насос, несколько повышает свою энтальпию. Однако, с учетом малой сжимаемости воды такое повышение энтальпии весьма незначительно, и им в тепловых расчетах рабочего контура можно пренебречь. Исключение составляет питательный насос, у которого давление выражается большей величиной – до 8,0...10,0 МПа, поэтому приращение энтальпии питательной воды в питательном насосе обычно учитывают в тепловых расчетах рабочего контура. Тогда энтальпия питательной воды на входе в первый подогреватель высокого давления может быть принята равной энтальпии воды на входе в питательный насос (т.е. в деаэраторе) с увеличением на приращение энтальпии воды в питательном насосе.

Приращение энтальпии питательной воды в питательном насосе составляет

$$\Delta i_{\text{ПН}} = \frac{\Delta p_{\text{ПН}} \cdot v_{\text{ПН}}}{\eta_{\text{ПН}} \cdot 10^3}, \quad (5.18)$$

где $\Delta p_{\text{ПН}}$ – повышение давления воды в питательном насосе (равно давлению питательного насоса $p_{\text{ПН}}$), Па;

$v_{\text{ПН}}$ – удельный объем перекачиваемой воды (определяется давлением и температурой перекачиваемой воды), м³/кг;

$\eta_{\text{ПН}}$ – КПД питательного насоса (принимается в расчет по прототипным данным).

Если энтальпию воды на выходе из питательного насоса определять по давлению и температуре воды в его напорном патрубке, то отпадает необходимость в оценке приращения энтальпии по выражению 5.18.

5.3. Определение расхода пара на главную турбину, паропроизводительности парогенератора и мощности ядерного реактора. КПД ЯЭУ брутто

Значения расходов рабочего тела в различных ветвях рабочего контура определяются при решении системы уравнений тепловых балансов, составленных для теплообменных аппаратов контура. При этом следует иметь ввиду одно важное обстоятельство.

Количество теплообменных аппаратов в рабочем контуре и количество отборов греющего пара на них совпадает (обычно 8...10). Однако, количество неизвестных расходов пара на одно больше. Это расход пара на входе в турбину G_T (на входе в ЦВД). Для его определения требуется дополнительное уравнение – уравнение мощности турбины.

Внутренняя мощность турбины может быть выражена как сумма мощностей всех ступеней турбины. Мощность же каждой ступени равна произведению теплоперепада, срабатываемого на ступени, и расхода пара через ступень

$$N_{iT} = \sum_{j=1}^m G_{ст,j} \cdot H_{i\text{ст},j}, \quad (5.19)$$

где $G_{ст,j}$ – расход пара через j -ю ступень турбины;

$H_{i\text{ст},j}$ – внутренний теплоперепад j -й ступени турбины;

m – количество ступеней турбины.

Значения теплоперепадов на ступенях $H_{i\text{ст},j}$ уже были определены ранее, а для получения расходов пара через ступени турбины необходимо из общего расхода пара на турбину G_T в соответствии с расчетной схемой вычитать значение расходов пара в соответствующих отборах.

Например, если первый отбор пара из проточной части турбины предусмотрен после второй ступени, второй отбор – после третьей ступени турбины и т.д., то расходы пара через ступени турбины можно записать так

$$\left. \begin{aligned} G_{ст1} &= G_T; \\ G_{ст2} &= G_T; \\ G_{ст3} &= G_{ст2} - G_{от1} = G_T - G_{от1}; \\ G_{ст4} &= G_{ст3} - G_{от2} = G_T - G_{от1} - G_{от2} \dots \end{aligned} \right\} \quad (5.20)$$

Значение внутренней мощности турбины можно связать с заданной в расчет мощностью генератора

$$N_{iT} = \frac{P_{\Gamma}}{\eta_{\text{ген}} \cdot \eta_{\text{мех. Т}}}, \quad (5.21)$$

где P_{Γ} – заданная в расчет мощность генератора;

$\eta_{\text{ген}}$ – КПД генератора электроэнергии. В расчет можно принять $\eta_{\text{ген}} = 0,98 \dots 0,99$;

$\eta_{\text{мех.т}}$ – механический КПД турбоагрегата. В расчет можно принять $\eta_{\text{мех.т}} = 0,98 \dots 0,985$. В расчет могут быть приняты также и прототипные данные (при наличии).

Если для расчета значений расходов рабочего тела в ветвях контура используется вычислительная компьютерная техника, которая имеет в своем арсенале стандартные программы решения системы алгебраических уравнений практически любого порядка, то к системе уравнений тепловых балансов следует добавить рассмотренное здесь выражение мощности турбины. В результате решения такой системы уравнений мы получим значения расходов рабочего тела в численном виде во всех ветвях контура.

Если же предполагается решать систему уравнений «вручную» (с помощью калькулятора), то можно предложить следующий подход к определению расходов рабочего тела.

Рассматривается только система уравнений тепловых балансов (ТБ). Для того, чтобы количество уравнений ТБ соответствовало количеству неизвестных величин, предлагается временно считать, что расход пара на турбину $G_{\text{т}}$ – величина известная. Тогда в результате решения такой системы уравнений ТБ получаются значения расходов пара в ветвях контура в виде выражений через $G_{\text{т}}$. Затем, используя выражения 5.19 и 5.21, определяется численное значение $G_{\text{т}}$, через которое затем можно определить численные значения расходов пара во всех ветвях контура.

Однако следует отметить, что система уравнения тепловых балансов довольно громоздка и сложна для совместного решения. Поэтому вначале анализируют уравнения системы по виду и количеству входящих в них неизвестных величин (это проще выполнить, рассматривая соответствующие уравнения материальных балансов). Если можно выявить уравнение теплового баланса, которое включает только одну неизвестную величину, то такое уравнение может быть решено относительно этой неизвестной величины отдельно (автономно) от системы уравнений. Если же удастся выявить второе уравнение теплового баланса, которое охватывает только две неизвестные величины, одна из которых уже определена, то это уравнение также можно решить отдельно от системы. Иногда таким образом удастся последовательно решить все уравнения. Это значительно упрощает решение системы уравнений. Если же такое последовательное решение уравнений ТБ и невозможно (это определяется видом расчетной схемы), то все же удастся из общей системы уравнений выделить группу из 2...3 уравнений, которые должны быть решены совместно. Подобная подсистема уравнений меньшего порядка решается значительно проще, чем общая система уравнений.

В заключение теплового расчета рабочего контура можно оценить паропроизводительность парогенератора

$$G_{\text{ПГ}} = G_{\text{T}} + \sum G_{\text{Пi}}, \quad (5.22)$$

где $\sum G_{\text{Пi}}$ – суммарный расход отборов пара от главного паропровода свежего пара. Обычно это отбор пара только на промежуточный пароперегреватель и расход пара на протечки.

Значение тепловой мощности ЯР может быть выражено так

$$Q_{\text{ЯР}} = \frac{G_{\text{ПГ}} \cdot (i_{\text{ПГ}} - i_{\text{ПВ}})}{\eta_{\text{ТПК}}}, \quad (5.23)$$

где $G_{\text{ПГ}}$ – паропроизводительность установки, определяемая по формуле (5.22), кг/с;

$i_{\text{ПГ}}$ – принятая в расчет энтальпия пара на выходе из ПГ, кДж/кг;

$i_{\text{ПВ}}$ – энтальпия питательной воды на входе в ПГ, кДж/кг;

$\eta_{\text{ТПК}}$ – коэффициент удержания тепла в теплопередающем контуре. В расчет можно принять $\eta_{\text{ТПК}} = 0,98...0,99$.

Заметим, что в некоторых случаях схема рабочего контура может быть построена таким образом, что энтальпия питательной воды на выходе из последнего ВП (она определяется при выполнении расчета рабочего контура) не равна энтальпии питательной воды на входе в ПГ (именно эта величина входит в уравнение 5.23). Это может быть, например, в том случае, когда на выход из последнего ПВД насосом подается вода из какой-либо ветви рабочего контура. Например, в ПТУ с К-1000-60/3000 на выход из последнего ПВД с помощью КГТН подается конденсат греющего пара из пароперегревателя. В этом случае для уравнения 5.23 необходимо дополнительно определить значение $i_{\text{ПВ}}$. Для этого составляется дополнительное уравнение теплового баланса для точки смешения сред на выходе из последнего ПВД.

В итоге выполненных тепловых расчетов можно оценить значение КПД ЯЭУ брутто

$$\eta_{\text{ЯЭУ}}^{\text{брутто}} = \frac{P_{\text{Г}}}{Q_{\text{ЯР}}}, \quad (5.24)$$

где $P_{\text{Г}}$ – заданная в расчет мощность генератора электроэнергии, кВт;

$Q_{\text{ЯР}}$ – требующаяся для выработки электроэнергии тепловая мощность ядерного реактора, кВт (определяется по формуле (5.23)).

В реальных ЯЭУ АЭС имеется ряд дополнительных потребителей энергии, которые включены в состав рабочего контура, поэтому их необ-

ходимо также включить в расчет рабочего контура. К этим дополнительным потребителям следует отнести:

- турбоприводы насосов, если они предусмотрены;
- систему теплофикации, обеспечивающую нужды зданий АЭС и близрасположенного жилого городка;
- устройства собственных нужд АЭС;
- утечки пара из рабочего контура.

Ниже рассмотрены рекомендации по определению расхода пара на указанные дополнительные потребители тепловой энергии.

5.4. Определение расхода пара на турбопривод питательного насоса

Расход пара на турбопривод питательного насоса определяется мощностью насоса, которая составляет

$$N_{\text{ПН}} \frac{p_{\text{ПН}} \cdot Q_{\text{ПН}}}{\eta_{\text{ПН}} \cdot 10^3}, \quad (5.25)$$

где $p_{\text{ПН}}$ – давление питательного насоса, Па. Эта величина рассматривалась ранее;

$Q_{\text{ПН}}$ – объемная подача питательного насоса, м³/с;

$\eta_{\text{ПН}}$ – КПД насоса. В последующем будут более детально рассмотрены факторы, влияющие на величину $\eta_{\text{ПН}}$. На настоящем этапе расчета можно приближенно принять $\eta_{\text{ПН}} = 0,8...0,85$.

Значение $Q_{\text{ПН}}$ определяется составляющими расходов рабочего тела в ветвях рабочего контура в соответствии с уравнениями материальных балансов. Заметим, что уравнения материальных балансов обычно составляют в массовых расходах G . Тогда объемная подача насоса может быть определена следующим образом

$$Q_{\text{ПН}} = G_{\text{ПН}} \cdot v_{\text{ПН}}, \quad (5.26)$$

где $G_{\text{ПН}}$ – массовая подача насоса, кг/с;

$v_{\text{ПН}}$ – удельный объем перекачиваемой жидкости, м³/кг. Эта величина определяется как функция давления и температуры перекачиваемой воды.

Можно принять, что мощность, потребляемая насосом, равна мощности турбопривода. Это справедливо для прямодействующего привода. Правда, в приводе питательного насоса обычно предусматривают механический редуктор на предвключенной части насоса. Но т. к. мощность предвключенной части насоса сравнительно невелика, то механическими потерями энергии на редукторе можно пренебречь. Тогда расход пара на привод питательного насоса можно определить следующим образом

$$G_{\text{ПН}} = \frac{N_{\text{ПН}}}{H_{\text{и ПН}} \cdot \eta_{\text{м ПН}}}, \quad (5.27)$$

где $N_{\text{ПН}}$ – мощность питательного насоса, кВт (зависимость 5.25);

$H_{\text{и ПН}}$ – внутренний теплоперепад турбопривода, кДж/кг. Эта величина определена при выборе параметров рабочего тела;

$\eta_{\text{м.ПН}}$ – механический КПД турбопривода. В расчет можно принять $\eta_{\text{м ПН}} = 0,98$.

Иногда в составе рабочего контура предусматривают насосы с гидротурбинным приводом, получающим рабочую среду из напорного турбопривода питательного насоса. Например, в установке с турбоагрегатом К-1000-60/3000 в качестве конденсатного насоса СПП применен насосный агрегат КГТН-850-400 (центробежный одноступенчатый насос и радиально-осевая одноступенчатая гидротурбина). Отрабатывавшая в гидротурбине силовая вода сбрасывается в деаэратор. Основные параметры агрегата:

- подача насоса 850 м³/ч;
- напор насоса 400 м вод. ст.;
- расход воды на гидротурбину 700 м³/ч;
- напор, срабатываемый на гидротурбине, 730 м вод. ст.;
- частота вращения 5200 об/мин.

Если в схеме расчетного рабочего контура предусмотрен насос подобного типа, то необходимо оценить расход силовой воды на его привод, так как подача питательного насоса должна приниматься с учетом как основного потребителя питательной воды – парогенератора, так и дополнительного потребителя – гидропривода насоса.

Для определения расхода силовой воды на гидропривод необходимо оценить его мощность.

Мощность, развиваемая гидроприводом, может быть выражена так

$$N_{\text{ГП}} = Q_{\text{ГП}} \cdot \Delta p_{\text{ГП}} \cdot \eta_{\text{ГП}} \cdot 10^{-3}, \quad (5.28)$$

где $Q_{\text{ГП}}$ – объемный расход силовой воды на гидропривод, м³/с;

$\Delta p_{\text{ГП}}$ – перепад давлений на гидроприводе (напор гидротурбины), Па;

$\eta_{\text{ГП}}$ – КПД гидропривода.

Если принять, что мощность гидропривода равна мощности обслуживаемого им насоса, то объемный расход воды на гидропривод можно получить из формулы 5.28 в следующем виде

$$Q_{\text{ГП}} = \frac{N_{\text{ЦН}} \cdot 10^3}{\Delta p_{\text{ГП}} \cdot \eta_{\text{ГП}}}. \quad (5.29)$$

Массовый расход воды на гидропривод

$$G_{\text{ГП}} = \frac{Q_{\text{ГП}}}{v}, \quad (5.30)$$

где v – удельный объем силовой воды в точке ее отбора из напорного патрубка ПН (функция давления и температуры воды на напоре ПН), $\text{м}^3/\text{кг}$.

Мощность приводимого в действие насоса определяется по общей методике расчета параметров насоса – в зависимости от подачи, давления и КПД насоса.

Значение $\Delta p_{\text{ГП}}$ можно принять по прототипным данным. Если близких прототипных данных нет, то напор турбины можно оценить как разность давлений в напорном патрубке ПН и в точке сброса отработавшей силовой воды (обычно это деаэратор) за вычетом геодезической составляющей (разность высот точки сброса силовой воды и точки отбора воды от напорного патрубка ПН), а также за вычетом гидравлических сопротивлений трубопроводов силовой воды. Для указанного выше агрегата КГТН, находящегося в составе ПТУ К-1000-60/3000, геодезическая составляющая потери давления равна 25 м, гидравлические сопротивления трубопроводов воды – 270 м вод. ст. Значение КПД гидропривода можно принять в пределах 0,75...0,80.

5.5. Расчет параметров системы теплофикации

Для определения вклада теплофикации в тепловую нагрузку рабочего контура необходимо задать отопительную нагрузку, принять температурный режим системы, а также составить расчетную схему системы теплофикации с указанием ее подключения к рабочему контуру.

Системы теплофикации в двухконтурной и одноконтурной ЯЭУ имеют некоторые отличия. Рассмотрим систему теплофикации двухконтурной ЯЭУ.

Тепловую нагрузку системы теплофикации задают с учетом решаемых ею задач (теплоснабжение только АЭС или АЭС и ее населенного пункта), а также климатических условий региона, в котором расположена АЭС. Задаваемая тепловая нагрузка зависит также от количества блоков, входящих в состав АЭС, и от предполагаемого порядка их использования для нужд теплофикации. Для блоков АЭС с электрической мощностью 1000 МВт тепловая нагрузка может задаваться в пределах от 80...100 Гкал/ч (93...116 МВт) до 200 Гкал/ч (232 МВт).

Температурный режим системы теплофикации стандартизован. Температура сетевой воды на входе в подогреватель (возвращающаяся из отопительной сети вода) принята равной 70 °С.

Температура воды на выходе из нагревателя (вода, направляющаяся в отопительную сеть) принимается в расчет в двух вариантах: для сетей, обслуживающих только АЭС и небольшие близко расположенные поселки –

130 °С; для сетей, обслуживающих АЭС и более крупные поселки, особенно поселки более удаленные от АЭС – 150 °С.

Схемно система теплофикации включает в себя несколько (два-три) последовательно включенных подогревателей, через которые прокачивается сетевая вода с помощью так называемого сетевого насоса (обычно это несколько параллельно включенных насосов). Подогреватели сетевой воды – поверхностные теплообменные аппараты, в которых в качестве греющей среды используется пар, отбираемый из некоторых промотборов системы регенерации. Заметим, что в технической литературе подогреватели сетевой воды иногда не совсем обоснованно называют бойлерами.

Отводы конденсата греющего пара (дренаж подогревателей) обычно каскадно сливаются в полости греющей среды нижерасположенных подогревателей и, в конечном итоге, общим потоком могут отводиться безнасосным образом в главный конденсатор. При этом для уменьшения потерь тепловой энергии на последнем дренаже целесообразно устанавливать охладитель дренажа (обычно в виде отдельного теплообменного аппарата).

Однако даже при наличии охладителя дренажа потери тепловой энергии значительны. Поэтому вместо ОД может оказаться целесообразной установка специального дренажного насоса, который закачивает общий поток дренажных сливов в линию основного конденсата – в такую его точку, в которой температура конденсата примерно равна или несколько ниже температуры дренажной воды. Возможен также безнасосный слив в полость греющей среды поверхностного регенеративного подогревателя, в котором давление греющей среды меньше давления дренажа.

Принципы подключения отборов греющего пара и возврата конденсата термодинамически аналогичны принципам включения в цикл регенеративных подогревателей. Поэтому с точки зрения термодинамического совершенствования использования тепла в цикле ПТУ весьма актуальным является поиск более рациональных способов подключения системы теплофикации к рабочему контуру. При этом все рекомендации по более рациональному использованию регенеративных подогревателей применимы и к сетевым подогревателям системы теплофикации.

Первые по сетевой воде подогреватели являются основными, последний называют пиковым. Основных подогревателей может быть несколько – ПСВО I и ПСВО II (первой и второй ступени). Пиковый – обычно один. Он включается в работу только при полной тепловой нагрузке – при температуре наружного воздуха порядка -30 °С).

Пиковый подогреватель подключают к такому отбору пара из турбины, в котором параметры греющей среды (давление и температура насыщения) могут обеспечить принятую в расчет температуру сетевой воды (150 °С или 130 °С).

Место подключения к греющей среде основных подогревателей обычно подбирают таким, чтобы температура сетевой воды при неработающем пиковом подогревателе составляла 120...125 °С если максимальная температура на выходе из ПСВП принята 150 °С, и 100...105 °С если температура на выходе из ПСВП принята 130 °С. Такие значения температур вполне достаточны для нормальной работы системы теплофикации в обычных условиях, когда температура окружающей среды умеренная, и поэтому пиковый подогреватель отключен.

При подборе мест подключения системы теплофикации к промотборам турбоагрегата не следует корректировать теплоперепады по ступеням турбины (как это делалось при компоновке системы регенерации).

В расчет могут быть приняты значительно увеличенные температурные напоры теплопередачи в теплообменных аппаратах системы теплофикации. Например, в ПТУ К-1000-60/3000 они составляют 20...25 °С. Т. к. тепловая мощность системы теплофикации сравнительно небольшая, то можно допустить заметно неоптимальные значения температурных напоров. Это не приведет к значительному снижению тепловой экономичности рабочего контура в целом.

Давление сетевой воды можно принять в диапазоне от 1,5...2,0 МПа до 2,5...3,0 МПа. Давление сетевой воды должно быть выше давления греющего пара. Благодаря этому, даже в случае течи парогенератора, когда во второй контур может попадать радиоактивный теплоноситель, радиоактивное загрязнение сетевой воды исключено.

Для упрощения расчетных схем систему теплофикации представляют одной ветвью, хотя в действительности она может быть представлена несколькими параллельными ветвями в пределах одной ПТУ.

Расход сетевой воды в системе теплофикации можно определить из уравнения теплового баланса для системы в целом

$$Q_{\text{СТ}} = \eta_{\text{СТ}} \cdot G_{\text{СВ}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{СВ}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{СВ}}^{\text{ВХ}}). \quad (5.31)$$

Отсюда расход сетевой воды

$$G_{\text{СВ}} = \frac{Q_{\text{СТ}}}{\eta_{\text{СТ}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{СВ}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{СВ}}^{\text{ВХ}})}, \quad (5.32)$$

где $Q_{\text{СТ}}$ – принятая в расчет тепловая нагрузка системы теплофикации, кВт;

$\eta_{\text{СТ}}$ – коэффициент удержания тепла в системе теплофикации в целом.

В расчет можно принять $\eta_{\text{СТ}} = 0,90...0,95$;

c_p – теплоемкость сетевой воды ($c_p = 4,25$ кДж/кг);

$t_{\text{СВ}}^{\text{ВХ}}, t_{\text{СВ}}^{\text{ВЫХ}}$ – принятая в расчет температура сетевой воды, °С.

Для определения расходов греющего пара необходимо составить уравнения теплового баланса для каждого элемента системы теплофикации. Первым целесообразно рассмотреть уравнение теплового баланса для пикового подогревателя – первого по каскадному сливу дренажа

$$\eta_{\text{ПСВП}} \cdot G^{\Gamma} \cdot (i_{\text{ВХ}}^{\Gamma} - i_{\text{ВЫХ}}^{\Gamma}) = G^{\text{Н}} \cdot (i_{\text{ВЫХ}}^{\text{Н}} - i_{\text{ВХ}}^{\text{Н}}). \quad (5.33)$$

Отсюда

$$G^{\Gamma} = \frac{G^{\text{Н}} \cdot (i_{\text{ВЫХ}}^{\text{Н}} - i_{\text{ВХ}}^{\text{Н}})}{\eta_{\text{ПСВП}} \cdot (i_{\text{ВХ}}^{\Gamma} - i_{\text{ВЫХ}}^{\Gamma})}, \quad (5.34)$$

где $G^{\text{Н}}$ – расход сетевой воды, определяемый по формуле 5.32;

$\eta_{\text{ПСВП}}$ – коэффициент удержания тепла ПСВП. Его значение можно принять таким же, что и для регенеративного водоподогревателя, питающегося паром того же отбора;

$i_{\text{ВЫХ}}^{\text{Н}}$ – энтальпия сетевой воды на выходе из ПСВП, кДж/кг. Определяется как функция давления сетевой воды и ее температуры на выходе из ПСВП;

$i_{\text{ВХ}}^{\text{Н}}$ – энтальпия сетевой воды на входе в ПСВП, кДж/кг. Значение $i_{\text{ВХ}}^{\text{Н}}$ определяется по температуре сетевой воды на выходе из предыдущего подогревателя (ПСВО) и давлению сетевой воды;

$i_{\text{ВХ}}^{\Gamma}$ – энтальпия греющей среды на входе, кДж/кг. Принимается в расчет как энтальпия пара в соответствующем отборе турбины;

$i_{\text{ВЫХ}}^{\Gamma}$ – энтальпия греющей среды на выходе, кДж/кг. Принимается как энтальпия воды на линии насыщения при давлении греющей среды в ПСВП (равно давлению отбора за вычетом гидравлических сопротивлений подводящего трубопровода);

Для основного сетевого подогревателя совместно с его охладителем дренажа ОД, если он предусмотрен, диаграмма t - q показана на рис. 5.5.

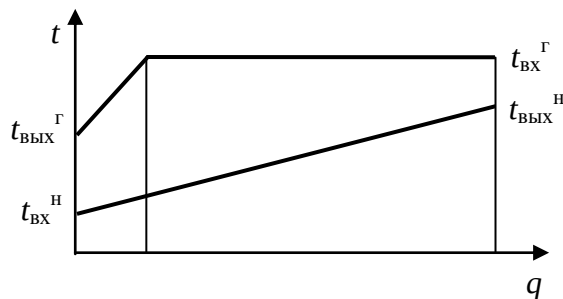


Рис. 5.5. Диаграмма t - q основного ПСВ и ОД

Уравнение теплового баланса такого подогревателя может быть записано следующим образом

$$\eta_{\text{ПСВО}} \cdot (G_{\text{ВХ}}^{\text{г}1} \cdot i_{\text{ВХ}}^{\text{г}1} + G_{\text{ВХ}}^{\text{г}2} \cdot i_{\text{ВХ}}^{\text{г}2} - G_{\text{ВЫХ}}^{\text{г}} \cdot i_{\text{ВЫХ}}^{\text{г}}) = G^{\text{н}} (i_{\text{ВЫХ}}^{\text{н}} - i_{\text{ВХ}}^{\text{н}}), \quad (5.35)$$

где $\eta_{\text{ПСВО}}$ – коэффициент удержания тепла ПСВО;

$G_{\text{ВХ}}^{\text{г}1}$ – определяемое из настоящего уравнения значение расхода греющего пара на ПСВО;

$G_{\text{ВХ}}^{\text{г}2}$ – величина расхода дренажа из ПСВП, равная расходу греющей среды на ПСВП;

$$G_{\text{ВЫХ}}^{\text{г}} = G_{\text{ВХ}}^{\text{г}1} + G_{\text{ВХ}}^{\text{г}2};$$

$i_{\text{ВХ}}^{\text{г}1}, i_{\text{ВХ}}^{\text{г}2}$ – значения энтальпий потоков греющей среды, определяемые аналогично тому, как это рассматривалось в уравнении 5.34;

$i_{\text{ВЫХ}}^{\text{г}}$ – энтальпия греющей среды на выходе из ОД. Определяется как функция давления и температуры греющей среды на выходе из ОД. При этом давление среды принимается равным давлению в ПСВО за вычетом гидравлических сопротивлений тракта слива дренажа (5...8 % от давления в ПСВО); температура среды принимается больше температуры сетевой воды на входе (обычно 70 °С) на величину температурного напора δt (в расчет можно принять величину порядка 15...20 °С);

$G^{\text{н}}$ – расход сетевой воды (определяемый по формуле 5.32;

$i_{\text{ВЫХ}}^{\text{н}}$ – энтальпия сетевой воды на выходе из ПСВО. Ее значение определялось при рассмотрении уравнения 5.34;

$i_{\text{ВХ}}^{\text{н}}$ – энтальпия сетевой воды на входе в ПСВО (точнее говоря – на входе в охладитель дренажа). Определяется по принятой в расчет температуре сетевой воды и ее давлению.

В этом уравнении одна неизвестная величина – $G_{\text{ВХ}}^{\text{г}1}$ (расход греющего пара на ПСВО).

В качестве примера приведем параметры системы теплофикации ПТУ К-1000-60/1500-2:

- тепловая мощность – 200 Гкал/ч;
- температура сетевой воды $t_{\text{СВ}}^{\text{ВХ}} / t_{\text{СВ}}^{\text{ВЫХ}} = 70 / 150$ °С;
- расход греющей среды на ПСВП – 121,6 т/ч ($p = 0,579$ МПа);
на ПСВО 2-й ст. – 184,9 т/ч ($p = 0,294$ МПа);
на ПСВО 1-й ст. – 52,1 т/ч ($p = 0,079$ МПа).

Особенностью системы теплофикации одноконтурных ЯЭУ является то, что сетевая вода получает тепло через промежуточный контур. Принципиально расчет такой системы теплофикации остается таким же, однако в практической реализации он несколько сложнее.

5.6. Расчет параметров системы пара собственных нужд. Учет расхода пара на протечки

Количество пара, отбираемого на технологические нужды двухконтурных ЯЭУ (расход пара на собственные нужды), определяется мощностью ЯЭУ, особенностями принципа действия принятой в расчет ЯЭУ и АЭС в целом. Анализ данных различных двухконтурных блоков АЭС показывает, что можно приближенно принять расход пара на собственные нужды примерно в 100...150 т/ч (27,8...41,7 кг/с) для АЭС с электрической мощностью 1000 МВт.

Если мощность станции иная, то расход пара на собственные нужды можно принять пропорционально ее мощности. Как уже отмечалось выше возврат конденсата пара собственных нужд можно принять в следующем виде: одна треть конденсата с температурой около 130 °С и давлением 0,8...1,0 МПа (горячие сливы) можно направить в деаэратор (СН-1), а две трети (холодные сливы) – в ГК с параметрами конденсата ГК (СН-2).

Расход пара в протечках паропроводов и паровых устройств по опытным данным можно принять

$$G_{\text{прот}} = (0,003...0,005) \cdot G_{\text{Т}}, \quad (5.36)$$

где $G_{\text{Т}}$ – расход пара на турбину (на вход в ЦВД).

Потери пара с протечками обычно относят к свежему пару, возврат потерь – в главный конденсатор с параметрами конденсата. Такой подход несколько занижает расчетные показатели экономичности установки, но весьма незначительно.

Для одноконтурной ЯЭУ пар на собственные нужды обычно делят на две составляющие:

- условно чистый пар, которым обеспечиваются концевые уплотнения турбины, эжекторные установки (если для них принята рабочая среда – пар) и некоторые другие потребители турбинного цеха. Этот пар генерируется из воды рабочего контура, предварительно очищенной от радиоактивных примесей;

- чистый пар, которым обеспечивается химический цех, горячее водоснабжение станции, пускорезервная котельная и другие внешние потребители. Этот пар генерируется из воды, поступающей от внешних источников и поэтому полностью свободной от радиоактивных примесей.

В расчет можно принять, что примерно две трети от потребностей в паре собственных нужд составляет условно чистый пар и одну треть – чистый пар.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ ЯЭУ АЭС И ЭНЕРГОЗАТРАТ НА ИХ РАБОТУ

6.1. Общая характеристика метода определения параметров циркуляционных насосов ЯЭУ АЭС

ЯЭУ АЭС содержит в своем составе различные замкнутые и разомкнутые системы и контуры, в которых циркулируют соответствующие рабочие среды – техническая вода, питательная вода, теплоноситель, масло и т. д. В большинстве таких систем устройствами, обеспечивающими циркуляцию, являются насосы, которые для своей работы требуют затрат энергии. Чаще всего это электроэнергия, но иногда используется энергия пара, гидроэнергия. При выполнении эскизного проекта ЯЭУ АЭС определяют состав ЯЭУ, в том числе, перечень и состав тех систем и контуров, которые обеспечивают функционирование ЯЭУ выбранного типа. При определении параметров ЯЭУ в целом и отдельных ее элементов необходимо определить также параметры циркуляционных насосов, работающих в составе принятых систем и контуров установки.

С учетом ограниченного бюджета времени, выделенного для выполнения эскизного проекта ЯЭУ в учебных целях, для рассмотрения можно принять только те системы и их насосы, работа которых определяет принцип действия и существенные особенности разрабатываемой ЯЭУ. При отборе систем к рассмотрению следует также принимать во внимание предполагаемую величину мощности насоса. Мощные насосы вносят заметный вклад в величину затрат энергии на собственные нужды и, следовательно, существенно влияют на значение КПД ЯЭУ нетто. Примерный перечень насосов, подлежащих рассмотрению при выполнении курсовых и дипломных проектов, сводится к следующему:

- РУ – главные циркуляционные насосы первого контура;
- ПТУ – конденсатные насосы первого и второго подъема, питательные насосы (основной и вспомогательный), конденсатный насос конденсатора турбопривода питательного насоса, насосы откачки сепарата и конденсата греющего пара пароперегревателя, дренажные насосы водоподогревателей, главные насосы технического водоснабжения.

Если нет особых требований к курсовому проекту, то в эскизном проекте ЯЭУ АЭС, выполняемому в учебных целях, можно ограничиться рассмотрением следующих наиболее мощных насосов: ЦНПК, КЭН-1, КЭН-2, ПН (основной), насосы технического водоснабжения. Эти насосы перекачивают среды, несущие основной поток тепловой энергии энергоустановки.

Каждая насосная установка характеризуется типом насоса и типом его приводного двигателя, подачей насоса (количество перекачиваемой среды в единицу времени), мощностью (мощность, потребляемая насосом от приводного двигателя, и мощность, потребляемая приводным двигателем), экономичностью (КПД насоса и КПД двигателя). При расчете насоса его параметры должны быть подобраны или определены такими, чтобы они удовлетворяли потребностям системы, в составе которой насос находится и функционирование которой он обеспечивает. Поэтому перед определением параметров насоса следует определить потребности системы – необходимый расход среды в системе и ее гидравлические сопротивления при этом расходе. Необходимый расход среды в системе определяется ее назначением, мощностными параметрами обслуживаемого системой оборудования, температурным режимом системы.

На эскизной стадии проектирования ЯЭУ некоторые параметры систем и параметры входящих в их состав насосов могут быть определены достаточно полно. Например, расход теплоносителя в активной зоне ЯР и принимаемая в соответствии с этим подача ЦНПК; расход рабочего тела в ветвях рабочего контура и принимаемые значения подачи конденсатных и питательных насосов; расход охлаждающей воды в главном конденсаторе и подача насоса технического водоснабжения. В то же время ряд параметров систем может быть лишь приближенно оценен по прототипным данным – тепловые нагрузки систем охлаждения вспомогательного оборудования, расход среды в системе подпитки, гидравлические сопротивления систем и др. В некоторых случаях приходится принимать в состав разрабатываемой ЯЭУ из прототипной установки насос в целом, т. к. степень проработки ЯЭУ на настоящей стадии еще не дает достаточного количества исходных данных для расчета параметров системы и насоса.

Как правило, насос в составе системы работает с параметрами, несколько отличными от номинальных. Это вызвано тем, что номинальные параметры принимаются с некоторым завышением над потребностями обслуживаемой системы даже в самом нагруженном ее режиме. Например, превышение подачи насоса на его износ, на взаимное резервирование двух параллельно работающих насосов, если оно предусмотрено. Иногда запас по некоторым параметрам вызван дискретными значениями стандартизированных параметров, например, мощности приводных двигателей. В связи с этим эксплуатационные параметры насоса и его приводного двигателя, в том числе, потребляемая двигателем мощность, могут существенно отличаться в меньшую сторону от номинальных значений. Эти параметры также необходимо определить, т.к. именно они должны быть положены в основу баланса энергии на обеспечение расчетного режима работы ЯЭУ в целом, т.е. для определения расхода энергии на собственные нужды.

6.2. Определение номинальных параметров насосов

Номинальные параметры циркуляционных насосов рекомендуется определять в такой последовательности:

- исходя из потребностей системы, определяется номинальная подача и номинальное давление насоса;
- выбирается тип и определяется номинальная мощность насоса;
- выбирается тип и определяется номинальная мощность приводного двигателя.

Подача насоса определяется как объемную подачу $Q_{\text{цн}}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) или как массовую подачу $G_{\text{цн}}$ ($\text{кг}/\text{с}$). На практике чаще используется объемная подача. Очевидно, что

$$Q_{\text{цн}} = G_{\text{цн}} \cdot v, \quad (6.1)$$

где v – удельный объем перекачиваемой жидкости, определяемый в функции давления и температуры жидкости, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Номинальная объемная подача насоса $Q_{\text{цн}}^{\text{ном}}$ должна быть равна суммарному расходу среды в системе (деленному на количество параллельно работающих насосов), увеличенному на коэффициент запаса на износ насоса. Количество параллельно включенных насосов принимается предварительно по прототипу и в последующем может быть уточнено при определении типа насоса. Для каждого из рассматриваемых насосов расход среды в системе следует взять из выполненного ранее расчета рабочего контура.

Если схема не предусматривает особых вариантов подключения насоса (например, взаимное полное или частичное резервирование двух параллельно включенных насосов), то обычно

$$Q_{\text{цн}}^{\text{ном}} = \frac{K_3 \cdot G_{\text{сист}} \cdot v}{z_{\text{цн}}}, \quad (6.2)$$

где $z_{\text{цн}}$ – количество параллельно работающих насосов;

K_3 – коэффициент запаса на износ насоса. Для водяных насосов можно принять $K_3 = 1,15$, для масляных насосов $K_3 = 1,20$;

$G_{\text{сист}}$ – массовый расход среды в системе на наиболее нагруженном ее режиме, $\text{кг}/\text{с}$;

v – удельный объем перекачиваемой жидкости, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Номинальное давление насоса $p_{\text{цн}}^{\text{ном}}$ – это разность давлений среды в выходном и входном патрубках насоса, если пренебречь скоростной составляющей $\rho(w_{\text{вых}}^2 - w_{\text{вх}}^2)/2$. Оно также определяется потребностями системы. Если речь идет о циркуляции среды в замкнутой системе, то давление насоса определяется только гидравлическими сопротивлениями $\Delta p_{\text{сист}}$,

которые, в свою очередь, определяются проходными сечениями и длиной трубопроводов, шероховатостью поверхности труб, вязкостью жидкости и местными сопротивлениями по трассе потока среды. Геодезическая составляющая в этом случае отсутствует. Тогда

$$p_{\text{ЦН}}^{\text{НОМ}} = \Delta p_{\text{сист}}. \quad (6.3)$$

В этом случае рассматривают гидравлические сопротивления системы в целом или по отдельным ее участкам. Например, для первого контура сопротивления можно представить

$$\Delta p_{1к} = \Delta p_{\text{яр}} + \Delta p_{\text{ПГ}} + \Delta p_{\text{труб}}. \quad (6.4)$$

Для таких замкнутых систем гидравлические сопротивления можно принять по прототипной системе, имея в виду, что в последующем детальном проектировании системы (при необходимости), варьируя ее параметрами, можно будет обеспечить назначенное здесь давление насоса.

Если же речь идет о разомкнутой системе (например, система технического водоснабжения) или об отдельном участке замкнутой системы, обслуживаемом своим насосом (например, конденсатный трубопровод), то давление такого насоса определяется гидравлическими сопротивлениями системы, значениями давления на концах участка, а также геодезической составляющей в случае, если концевые участки системы расположены на разных отметках по высоте. Тогда

$$p_{\text{ЦН}}^{\text{НОМ}} = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{сист}} + \Delta p_{\text{геод}}, \quad (6.5)$$

где $p_{\text{вых}}$ – давление в выходном сечении системы;

$p_{\text{вх}}$ – давление во входном сечении системы;

$\Delta p_{\text{сист}}$ – гидравлические сопротивления системы;

$\Delta p_{\text{геод}}$ – разность давлений в концевых сечениях системы, обусловленная разностью высот расположения сечений.

Иногда давление насоса в целом определяют в метрах столба жидкости (перекачиваемой жидкости или воды при температуре 20 °С). Эту величину принято называть напором. Соотношение между напором и давлением выражается известной зависимостью

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}, \quad (6.6)$$

где Δp – перепад давления, Па;

ρ – плотность воды, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Заметим, что номинальную подачу и номинальное давление насоса следует принимать по дискретным значениям соответствующих параметрических рядов. Если таких специализированных параметрических рядов нет, то следует воспользоваться рядом предпочтительных чисел (ГОСТ 8032-84), некоторые сведения из которого приведены в приложении В.

Номинальная частота вращения рабочих органов насоса n принимается в зависимости от принятого типа насоса, условий его работы и типа приводного двигателя.

В интересах экономичности и снижения массогабаритных показателей частота вращения должна быть возможно большей. Однако с увеличением частоты вращения несколько ухудшаются всасывающие свойства насоса, поэтому для насосов со сложными условиями всасывания (например, конденсатный насос, предвключенный питательный насос) обычно принимают пониженную частоту вращения рабочих органов. Для насосов большой подачи также может оказаться целесообразным снижение частоты вращения (например, ЦНПК, ЦНГК). Это способствует получению приемлемой конфигурации рабочих органов насоса, т.е. типа насоса.

Для прямодействующего привода насоса на выбор частоты вращения насоса влияет также тип привода. Если принят прямодействующий турбинный привод (паротурбинный или гидротурбинный), то частота вращения насоса может быть принята любой, но такой, чтобы она была приемлемой как для привода, так и для насоса. Если же принят электропривод (обычно асинхронный электродвигатель переменного тока), то частота вращения привода определяется зависимостью

$$n_{\text{ЦН}}^{\text{ном}} = 60 \cdot \frac{f}{P}, \quad (6.7)$$

где f – частота тока, Гц. Промышленная частота тока в силовых сетях $f = 50$ Гц;

P – количество пар полюсов электродвигателя, которое может принимать дискретные значения 1, 2, 3, 4 и т.д. Тогда частота вращения насоса может быть $n_{\text{ЦН}}^{\text{ном}} = 3000, 1500, 1000, 750$ об/мин и т.д.

По выражению 6.7 вычисляется синхронная частота вращения. С такой частотой вращается магнитное поле в асинхронном двигателе. Фактическая частота вращения ротора двигателя и рабочих органов насоса несколько меньше за счет скольжения ротора двигателя. Скольжение обычно небольшое – порядка 1...2 %. Поэтому на практике одинаково часто в перечне параметров двигателя и насоса встречается как синхронная, так и асинхронная частота вращения.

Тип насоса принимают, исходя из его назначения и условий работы. Если позволяет вязкость перекачиваемой жидкости, то следует принимать динамические лопастные насосы (центробежные, диагональные или осевые) как наиболее простые и надежные. Если же вязкость жидкости может быть значительной (например, масло в системе смазки при низкой температуре в пусковом режиме установки), то применяют насосы объемного типа – винтовые или шестеренные. Могут применяться насосы объемного типа при необходимости получения большого напора при малой подаче насоса или для точного регулирования расхода (насосы химреагентов). В этих случаях могут применяться поршневые насосы. В нашем случае рассматриваемые насосы – динамические лопастные водяные насосы.

Заметим, что здесь тип насоса принимается предварительно. С учетом соотношения подачи и давления насоса, а также частоты его вращения тип насоса может быть уточнен. Уточнение происходит за счет изменения количества ступеней насоса для многоступенчатого насоса и количества параллельно включенных насосов, если их несколько, или количества потоков во многопоточном насосе.

Для динамических лопастных водяных насосов в целях уточнения типа насоса следует определить коэффициент быстроходности рабочего колеса

$$n_s = \frac{20,1 \cdot n_{\text{ЦН}}^{\text{НОМ}} \cdot (Q_{\text{ЦН}}^{\text{НОМ}})^{0,5}}{(p_{\text{ЦН}}^{\text{НОМ}} \cdot 10^3)^{0,75}}, \quad (6.8)$$

где $n_{\text{ЦН}}^{\text{НОМ}}$ – номинальная частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин;

$Q_{\text{ЦН}}^{\text{НОМ}}$ – номинальная подача насоса, м³/с;

$p_{\text{ЦН}}^{\text{НОМ}}$ – напор насоса, Па.

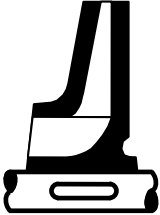
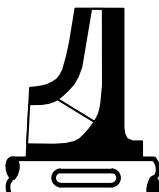
Значение n_s характеризует конфигурацию рабочего колеса и его тип. Типы рабочих колес динамических лопастных водяных насосов показаны в табл. 6.1.

Заметим, что указанные пределы значений n_s следует понимать как ориентировочные. Например, в практике насосостроения можно встретить насосы с большим значением коэффициента быстроходности n_s (порядка 400), но конструктивно выполненные как быстроходные центробежные насосы (ЦН).

Если насос одноступенчатый, т.е. рабочий орган насоса состоит из одного рабочего колеса, то тип насоса в целом соответствует типу рабочего колеса, определяемому по табл. 6.1. Однако зачастую по зависимости 6.8 получается такое значение n_s , которое не укладывается в диапазоны, показанные в таблице 6.1. Это означает, что насос не может быть выполнен с рабочим органом в виде одного колеса.

Т а б л и ц а 6.1

**Типы рабочих колес динамических лопастных водяных насосов
и их коэффициенты быстроходности**

Колеса центробежных насосов			Колеса диагональных насосов	Колеса осевых насосов
Тихоходные	Нормальные	Быстроходные		
$n_s = 35 \dots 80$	$n_s = 80 \dots 150$	$n_s = 150 \dots 350$	$n_s = 350 \dots 500$	$n_s = 500 \dots 1500$
				

Если полученное значение n_s очень низкое (например, 20...30 и ниже), то это означает, что рабочее колесо имеет неприемлемые конструктивные параметры: очень большой диаметр, малое междисковое расстояние. Экономичность такого колеса также очень низка. Для получения приемлемого значения n_s насос выполняют с несколькими последовательно включенными колесами (многоступенчатый насос). Тогда в зависимость 6.8 подставляют давление, развиваемое одним колесом, которое в общем случае при равномерной разбивке давления по ступеням составляет

$$p_k = \frac{p_{цн}}{z}, \quad (6.9)$$

где z – количество последовательно включенных ступеней. Подбором соответствующего значения z можно получить приемлемое значение n_s колеса насоса.

В некоторых случаях по зависимости 6.8 получается слишком большое значение n_s . Тогда за счет установки нескольких параллельно включенных колес (или насосов) уменьшают значение подачи одного колеса $Q_{цн}$ и добиваются снижения n_s . Иногда такая задача может быть решена за счет установки рабочего колеса двухстороннего входа, что равноценно установке двух параллельно работающих насосов. Снижения величины n_s можно достичь также снижением номинальной частоты вращения.

При подборе типа рабочего колеса насоса и определении значения n_s следует иметь в виду, что при низких значениях n_s гидравлическая характеристика насоса $p-Q$ (или $H-Q$) пологая, что позволяет подачу такого насоса достаточно экономично регулировать клапаном в системе (рис. 6.1).

Действительно, как следует из рис. 6.1, при пологой характеристике p - Q с уменьшением подачи насоса за счет частичного прикрытия регулирующего клапана растет незначительно сопротивление системы и давление насоса, поэтому мощность насоса даже несколько уменьшается. В связи с этим для насосов, регулируемых клапаном системы, следует стремиться к малым значениям n_s – не выше 100...120 (до 200). Однако при этом следует помнить, что насосы с малым n_s обычно имеют более низкую общую экономичность.

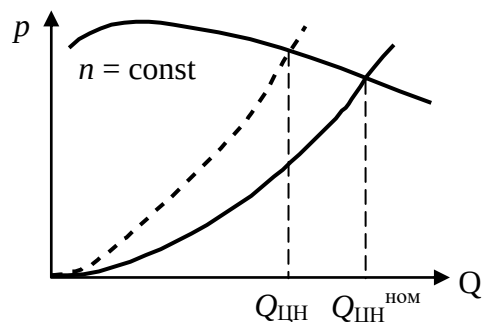


Рис. 6.1. Регулирование подачи насоса клапаном системы

Если же не предполагается регулирование подачи насоса или предусмотрено регулирование подачи изменением частоты вращения насоса, то целесообразно стремиться к получению высоких значений n_s . Это позволяет повысить общую экономичность насоса.

Мощность насоса (мощность, потребляемая насосом) на номинальном режиме определяется по зависимости

$$N_{\text{ЦН}}^{\text{ном}} = \frac{Q_{\text{ЦН}}^{\text{ном}} \cdot p_{\text{ЦН}}^{\text{ном}}}{\eta_{\text{ЦН}}^{\text{ном}} \cdot 10^3}, \text{ кВт}, \quad (6.10)$$

где $Q_{\text{ЦН}}^{\text{ном}}$ – объемная подача насоса, м³/с;

$p_{\text{ЦН}}^{\text{ном}}$ – давление насоса, Па;

$\eta_{\text{ЦН}}^{\text{ном}}$ – КПД насоса.

Номинальную мощность насоса как один из паспортизируемых параметров следует принять по ряду предпочтительных чисел (ГОСТ 8032-84) (приложение В).

Заметим, что в выражении 6.10 произведение $Q_{\text{ЦН}}^{\text{ном}} \cdot p_{\text{ЦН}}^{\text{ном}}$ представляет собою полезную мощность насоса, т.е. мощность, сообщаемую потоку перекачиваемой жидкости.

Значение коэффициента полезного действия насоса (отношение полезной мощности насоса к его потребляемой мощности) на номинальном режиме $\eta_{\text{ЦН}}^{\text{ном}}$ зависит от типа насоса, его конструктивного исполнения, рода перекачиваемой жидкости, подачи насоса. Сложное влияние указанных факторов на коэффициент полезного действия можно учесть, принимая его значение по прототипному насосу. Для динамических лопастных водяных насосов величину $\eta_{\text{ЦН}}^{\text{ном}}$ можно также оценить по обобщенным данным, представленным на рис. 6.2.

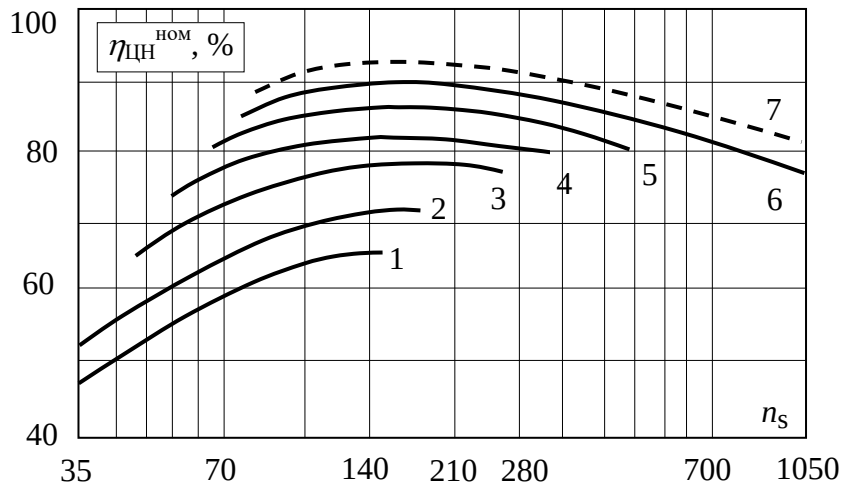


Рис. 6.2. Зависимость номинального КПД динамических лопастных водяных насосов от коэффициента быстроходности n_s и объемной подачи $Q_{цн}$:

- 1 – $Q_{цн}^{ном} = 0,0064 \text{ м}^3/\text{с}$ ($23 \text{ м}^3/\text{ч}$); 2 – $Q_{цн}^{ном} = 0,0125 \text{ м}^3/\text{с}$ ($45 \text{ м}^3/\text{ч}$);
 3 – $Q_{цн}^{ном} = 0,032 \text{ м}^3/\text{с}$ ($115 \text{ м}^3/\text{ч}$); 4 – $Q_{цн}^{ном} = 0,064 \text{ м}^3/\text{с}$ ($230 \text{ м}^3/\text{ч}$);
 5 – $Q_{цн}^{ном} = 0,192 \text{ м}^3/\text{с}$ ($690 \text{ м}^3/\text{ч}$); 6 – $Q_{цн}^{ном} = 0,64 \text{ м}^3/\text{с}$ ($2300 \text{ м}^3/\text{ч}$);
 7 – $Q_{цн}^{ном} = \text{более } 0,64 \text{ м}^3/\text{с}$ (более $2300 \text{ м}^3/\text{ч}$)

Тип привода насоса выбирают, исходя из назначения, мощности, конструктивных особенностей насоса и условий его работы. Некоторые насосы могут быть навешены на главный двигатель (например, масляный насос главной турбины).

В качестве приводного двигателя, как правило, применяют электродвигатель переменного тока – асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором. Это достаточно простой и надежный в эксплуатации агрегат. Основные его недостатки – ограничение частоты вращения величиной в 3000 об/мин и невозможность плавного регулирования частоты вращения. Для таких электродвигателей при необходимости может быть предусмотрено двухступенчатое регулирования частоты вращения, для чего в нем предусматривают два комплекта обмоток статора, каждая из которых выполнена с соответствующим количеством пар полюсов.

Для насосов большой мощности может быть применен паротурбинный привод. Если насос расположен в непосредственной близости к паротурбинной установке, то системы, его обслуживающие (паропровод, система охлаждающей воды, конденсатная система и др.), komponуются достаточно просто. Паротурбинный привод, исключая многоступенчатое преобразование тепловой энергии (тепловая энергия – электроэнергия – механическая энергия насоса), может дать некоторый энергетический выигрыш, если приводная турбина имеет достаточно развитую проточную часть и высокий КПД. Частота вращения такого насоса может быть принята больше 3000 об/мин. Кроме того, паротурбинный привод позволяет

плавно регулировать частоту вращения насоса, что в некоторых случаях является важным, например, для питательного насоса, подача которого должна регулироваться плавно в соответствии с мощностью и паропроизводительностью РУ.

В некоторых случаях может оказаться целесообразным гидротурбинный привод насоса. Например, в ПТУ с паровой турбиной К-1000-60/3000 для насоса конденсата греющего пара пароперегревателя применен гидротурбинный привод. Такие приводы применяются, как правило, у насосов умеренной мощности. Энергетического выигрыша такие приводы обычно не дают. Их применение обусловлено удобством компоновки системы, в составе которой работает насос.

Привод насоса, как правило, прямодействующий. В этом случае $n_{\text{дв}} = n_{\text{цн}}$. Однако в некоторых случаях в приводе насоса применяют понижающую передачу. Например, в серийных установках с реактором ВВЭР-1000 применен турбопитательный насос, который разделен на два последовательно включенных насоса: предвключенный насос и основной насос. Предвключенный насос развивает сравнительно небольшой напор ($H_{\text{пр.пн}} = 215$ м при общем напоре $H_{\text{пн}} = 1025$ м). С учетом более тяжелых условий всасывания предвключенного насоса его частота вращения принята примерно в два раза ниже частоты вращения основного насоса ($n_{\text{пр.пн}} = 1800$ об/мин; $n_{\text{осн.пн}} = 3500$ об/мин), для чего он подключен к общему паротурбинному приводу через понижающую зубчатую передачу с передаточным отношением $i \sim 2$. В связи с небольшой долей мощности, идущей на предвключенный насос, потери в редукторе сравнительно невелики. Для одноступенчатых редукторов насосных агрегатов КПД можно принять $\eta_{\text{ред}} = 0,96 \dots 0,98$.

Если в приводе насоса не предусмотрен редуктор или иное преобразующее устройство, то мощность приводного двигателя равна мощности, потребляемой насосом. Однако, т. к. приводные двигатели применяются дискретных стандартизированных значений мощности, то

$$N_{\text{дв}}^{\text{ном}} \geq N_{\text{цн}}^{\text{ном}}, \quad (6.11)$$

где $N_{\text{дв}}^{\text{ном}}$ – ближайшая большая мощность из стандартизированного ряда мощностей двигателей.

Если в качестве привода принят электродвигатель, то при определении его мощности $N_{\text{дв ном}}$ можно воспользоваться нормами ГОСТ 12139-84 (Машины электрические вращающиеся. Ряды номинальных мощностей, напряжений и частот), некоторые сведения из которого приведены в приложении Г.

Если специализированного стандартизированного ряда мощностей для двигателей принятого типа нет, то можно воспользоваться рядом предпочтительных чисел (ГОСТ 8032-84).

Заметим, что в некоторых случаях мощность насоса существенно меняется с изменением температуры перекачиваемой воды. Это особенно хорошо видно на примере ЦНПК. Номинальные параметры насоса определяют на основе параметров, присущих насосу при его работе на горячей воде (основной режим использования насоса). В то же время насос должен обеспечить и пусковой режим установки, когда вода в контуре холодная. В режиме холодной воды существенно меняется характеристика насоса, возрастают гидравлические сопротивления контура, в результате чего потребляемая насосом мощность существенно больше. Мощность приводного двигателя следует принимать, ориентируясь на эту увеличенную мощность насоса. В нашем же случае, когда с учетом ограниченного бюджета времени мы производим расчет параметров насоса только в «горячем» режиме, мощность двигателя следует принимать с завышением, заметно большим, чем этого требует только дискретный стандартизированный ряд мощностей двигателей. Мэру завышения мощности можно оценить примерно, ориентируясь на параметры прототипного насоса.

Номинальный КПД приводного двигателя существенно зависит от типа двигателя и его мощности. В этой связи при выборе значений КПД двигателя целесообразно ориентироваться на прототипный двигатель. Если такими данными проектант не располагает, то можно для оценочных расчетов принять:

- для асинхронных электродвигателей переменного тока $\eta_{\text{дв}}^{\text{ном}} = 0,95 \dots 0,96$. Столь высокие значения КПД электродвигателей в основном достигаются повышением напряжения в сети собственных нужд (6 кВ) и соответствующим снижением силы тока в мощных электродвигателях. Это способствует значительному снижению нагрева двигателя, т.е. потерь в двигателе;

- для паротурбинного привода в расчет можно принять $\eta_i \sim 0,8$; $\eta_{\text{мех.тп}} \sim 0,98$.

6.3. Определение параметров насосов и энергозатрат на их функционирование в эксплуатационных режимах ЯЭУ

Как уже отмечалось, номинальная подача каждого насоса принимается с некоторым завышением по отношению к потребностям системы на наиболее нагруженном ее режиме (на износ насоса, на взаимное резервирование насосов и пр.). В эксплуатационных режимах работы ЯЭУ подачу насоса, как правило, снижают и приводят в соответствие с потребностями системы. Снижение подачи производится либо прикрытием регулирующего клапана системы, либо соответствующим снижением частоты вращения насоса. При этом происходит изменение мощности насоса и равной ему мощности приводного двигателя. Изменение мощности по отношению к

номинальному значению может быть весьма значительным и должно быть учтено при определении энергозатрат на функционирование системы.

Очевидно, что на эксплуатационном режиме мощность насоса определяется по зависимости того же вида, что и для номинальной мощности, но при иных значениях входящих в нее величин

$$N_{\text{цн}} = \frac{Q_{\text{цн}} \cdot p_{\text{цн}}}{\eta_{\text{цн}} \cdot 10^3}. \quad (6.12)$$

Подача насоса на эксплуатационном режиме, как уже отмечалось, за счет регулирования подачи приводится в соответствие с потребностями системы на режиме. Но при этом изменяется и давление насоса $p_{\text{цн}}$ и его КПД $\eta_{\text{цн}}$. Характер изменения этих величин для каждого конкретного насоса определяется мерой снижения подачи $Q_{\text{цн}}$, способом регулирования подачи и типом насоса, т.е. характер изменения величин индивидуален для каждого насоса. Для динамического лопастного водяного насоса конкретного типа иногда строят универсальную характеристику, которая показывает соотношение $Q_{\text{цн}}$, $p_{\text{цн}}$, $\eta_{\text{цн}}$. Пример такой универсальной характеристики показан на рис. 6.3.

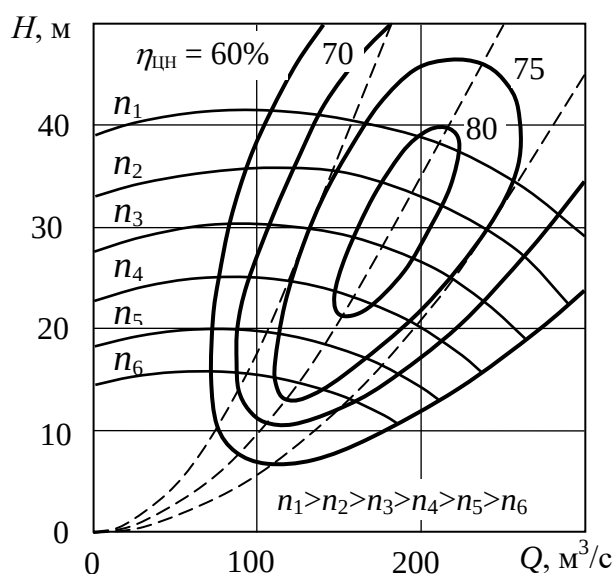


Рис. 6.3. Универсальная характеристика динамического лопастного водяного насоса

Если регулирование подачи осуществляется арматурой системы (или подбором соответствующей дроссельной шайбы), то при этом возрастает давление насоса в соответствии с его характеристикой p - Q (см. рис. 6.1).

Как уже отмечалось, мера роста давления (крутизна характеристики p - Q) зависит от типа насоса. Для динамического лопастного водяного насоса она однозначно определяется коэффициентом быстроходности

насоса n_s . В относительных величинах характеристики водяных насосов показаны на рис. 6.4.

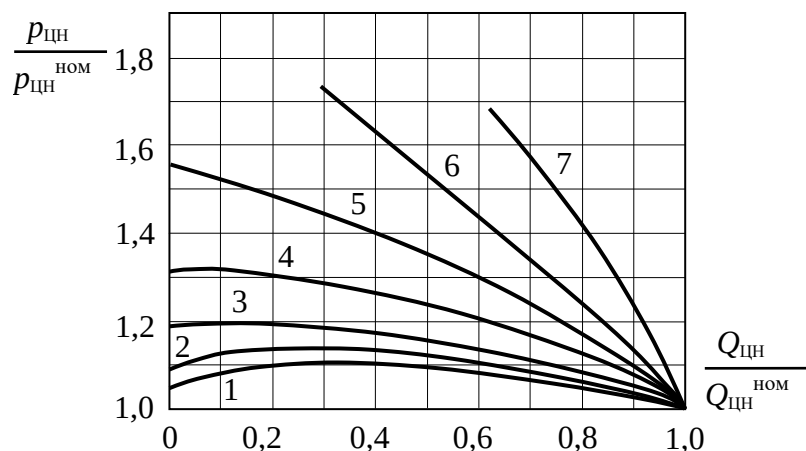


Рис. 6.4. Относительные характеристики динамических лопастных водяных насосов:

1 – $n_s = 64$; 2 – $n_s = 106$; 3 – $n_s = 155$; 4 – $n_s = 212$;

5 – $n_s = 282$; 6 – $n_s = 402$; 7 – $n_s = 606$

Как следует из универсальной характеристики динамического лопастного насоса (рис. 6.3), с изменением подачи насоса изменяется и его коэффициент полезного действия. Это объясняется тем, что при изменении подачи деформируются треугольники скоростей в проточной части, что приводит к ударному обтеканию рабочих лопаток. В результате возрастают потери мощности в насосе, КПД снижается. Мера снижения КПД насоса может быть однозначно определена его коэффициентом быстроходности n_s . В относительных величинах изменение коэффициента полезного действия насосов показано на рис. 6.5.

Если данные, представленные на рис. 6.4 и 6.5, обработать по расчетной зависимости 6.12, то можно получить изменение мощности насоса с изменением его подачи. Результаты такой обработки в относительных величинах представлены в виде номограммы на рис. 6.6.

Если подача насоса регулируется изменением частоты вращения рабочих органов насоса, то для замкнутых систем, как показывает теория динамических лопастных насосов, с достаточной степенью точности в расчетах можно принять, что подача насоса на нерегулируемую систему меняется прямо пропорционально изменению частоты вращения насоса

$$\frac{Q_{\text{цн}}}{Q_{\text{цн}}^{\text{ном}}} = \frac{n_{\text{цн}}}{n_{\text{цн}}^{\text{ном}}}. \quad (6.13)$$

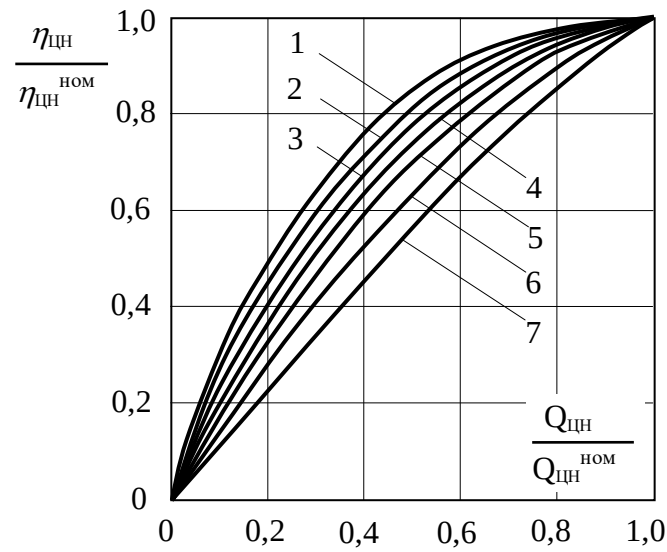


Рис. 6.5. КПД динамических лопастных водяных насосов:
 1 – $n_s = 64$ (двухсторонний вход); 2 – $n_s = 106$; 3 – $n_s = 155$;
 4 – $n_s = 212$; 5 – $n_s = 282$; 6 – $n_s = 402$ (односторонний вход); 7 – $n_s = 650$

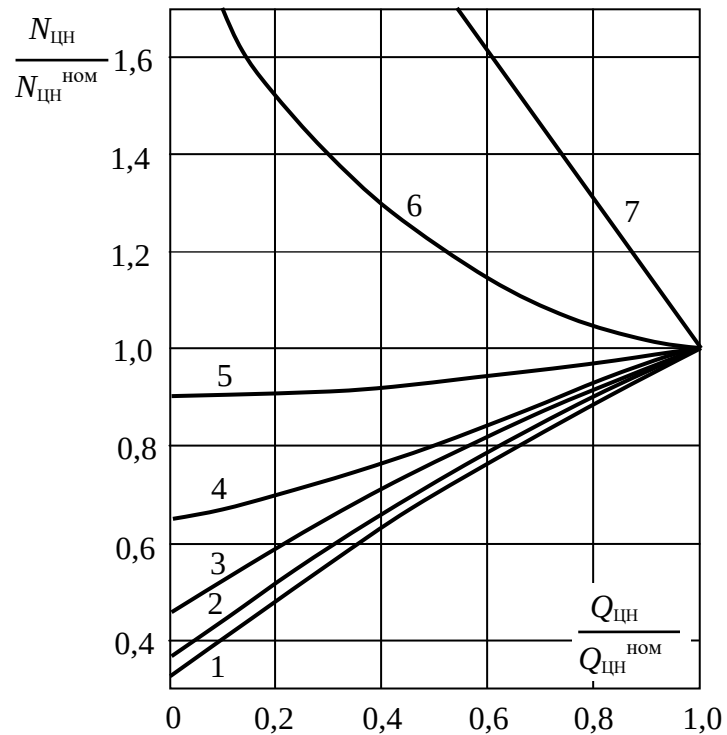
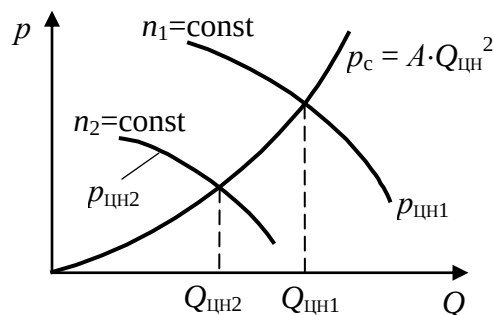


Рис. 6.6. Изменение мощности динамических лопастных водяных насосов
 при регулировании подачи насоса регулирующим клапаном системы:
 1 – $n_s = 64$ (двухсторонний вход); 2 – $n_s = 106$; 3 – $n_s = 155$;
 4 – $n_s = 212$; 5 – $n_s = 282$; 6 – $n_s = 402$ (односторонний вход); 7 – $n_s = 650$

Графически регулирование подачи насоса частотой вращения показано на рис. 6.7.



Так как гидравлическая характеристика системы (p_c) – квадратная парабола, то

$$\frac{p_{\text{цн}}}{p_{\text{цн}}^{\text{ном}}} = \left(\frac{Q_{\text{цн}}}{Q_{\text{цн}}^{\text{ном}}} \right)^2. \quad (6.14)$$

Рис. 6.7. Регулирование подачи насоса частотой вращения рабочих органов

Как следует из рассмотрения универсальной характеристики насоса (рис. 6.3) при уменьшении частоты вращения насоса его КПД снижается. Однако при снижении частоты вращения и подачи насоса его давление не только не увеличивается, как это имело место в случае прикрытия регулирующего клапана системы, но даже снижается, причем достаточно резко, пропорционально квадрату подачи. Поэтому снижение мощности насоса по зависимости 6.12 будет значительно интенсивнее, чем при регулировании подачи прикрытием клапана. Но все же за счет ухудшения КПД насоса снижение мощности происходит менее интенсивно, чем по кубической зависимости, по которой снижается полезная мощность насоса. Результаты совместного рассмотрения зависимостей 6.13 и 6.14 с учетом изменения КПД насоса графически представлены на рис. 6.8.

По мощности насоса, определенной из графических зависимостей, показанных на рис. 6.6 и 6.8, определяют мощность приводного двигателя, т.е. его загрузку (если между насосом и двигателем нет каких-либо передач).

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{цн}}. \quad (6.15)$$

Очевидно, что эта мощность заметно ниже номинальной мощности двигателя. Коэффициент загрузки двигателя при работе насоса на эксплуатационном режиме составляет

$$K_{\text{з дв}} = \frac{N_{\text{дв}}}{N_{\text{дв}}^{\text{ном}}}. \quad (6.16)$$

С учетом значительной недогрузки двигателя его КПД $\eta_{\text{дв}}$ может заметно отличаться от номинального КПД $\eta_{\text{дв}}^{\text{ном}}$.

Если это электродвигатель, то для оценки характера изменения его КПД в зависимости от загрузки необходимо знать особенности серии электродвигателей, к которой принадлежит рассматриваемый двигатель. Однако на данной стадии проектирования ЯЭУ выбор приводных электродвигателей еще не конкретизирован до выбора двигателей определенного типа.

Поэтому следует воспользоваться обобщенными данными по поведению КПД двигателей различных серий, которые сводятся к графической зависимости, представленной на рис. 6.9.

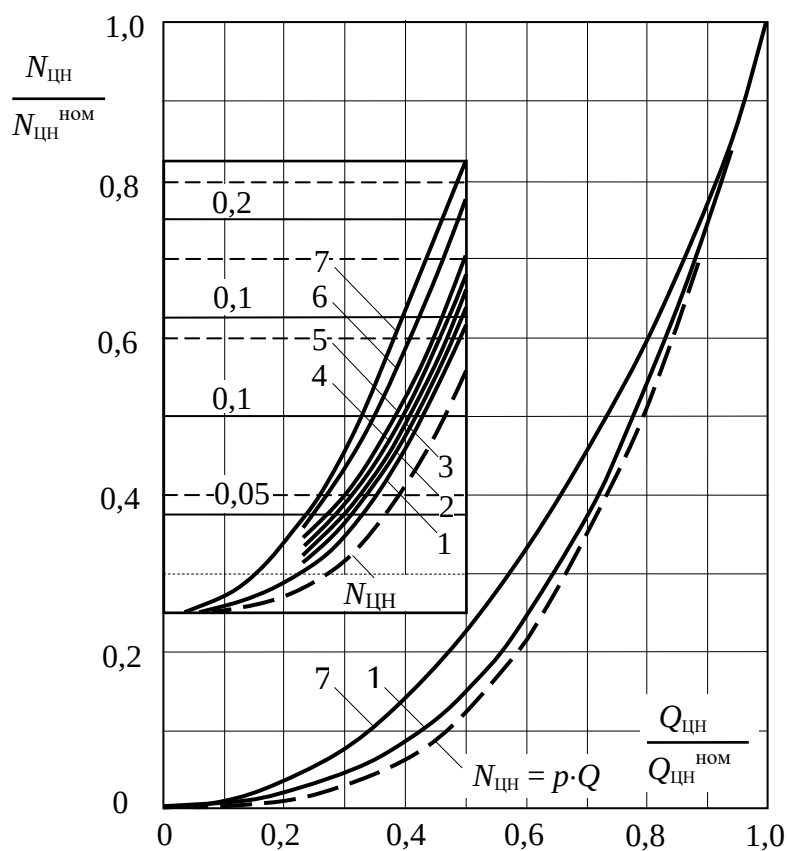


Рис. 6.8. Изменение мощности динамических лопастных водяных насосов при регулировании подачи изменением частоты вращения:

1 – $n_s = 64$; 2 – $n_s = 106$; 3 – $n_s = 155$; 4 – $n_s = 212$;
5 – $n_s = 282$; 6 – $n_s = 402$; 7 – $n_s = 650$

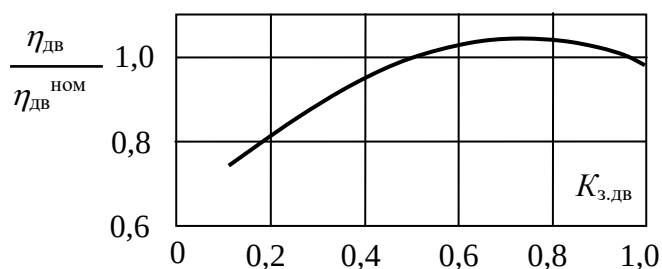


Рис. 6.9. Обобщенные данные по изменению КПД электродвигателей в зависимости от загрузки

Характер такого изменения КПД электродвигателя объясняется следующим. Так как электродвигатели, принятые по номинальным параметрам,

рам насосов с заметным превышением мощности, всегда работают в эксплуатационных режимах с большой недогрузкой, то их целесообразно проектировать таким образом, чтобы они имели максимальный КПД не на полной мощности, а при заметной недогрузке. Это позволит в довольно широком диапазоне нагрузок (примерно $K_{з.дв} = 0,5...1,0$) иметь достаточно высокий КПД электродвигателя. В наших оценочных расчетах можно принять, что при $K_{з.дв} = 0,5...1,0$ $\eta_{дв} \sim \eta_{дв}^{ном}$.

Обобщенные данные по изменению КПД паротурбинных приводов представлены на рис. 6.10.

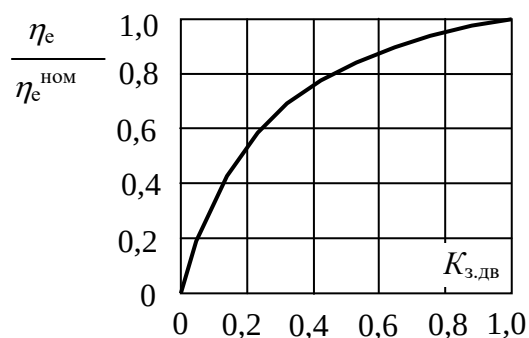


Рис. 6.10. Обобщенные данные по изменению КПД паротурбинных приводов в зависимости от загрузки

Если предусмотрен электропривод, то энергопотребление на функционирование насоса можно определить по зависимости

$$P_c = \frac{N_{дв}}{\eta_{дв}}, \text{ кВт}, \quad (6.17)$$

где $N_{дв}$ – мощность двигателя насоса на режиме, кВт;

$\eta_{дв}$ – КПД двигателя на режиме.

Но из выражения (6.16) следует

$$N_{дв} = K_{з.дв} \cdot N_{дв.ном}. \quad (6.18)$$

Тогда выражение для определения мощности, потребляемой из сети, можно записать в форме, широко используемой в практических расчетах

$$P_c = \frac{K_{з.дв} \cdot N_{дв.ном}}{\eta_{дв}}, \text{ кВт}. \quad (6.19)$$

Ниже представлены некоторые более детализированные рекомендации по определению параметров насосов контуров и систем, непосредственно обеспечивающих реализацию цикла теплового двигателя: циркуляционного насоса первого контура, главных конденсатных и питательных насосов, насосов охлаждающей технической воды, подаваемой на главные конденсаторы и на устройства охлаждения технической воды – градирни (Гр) или брызгальные бассейны (Бр).

6.4. Циркуляционные насосы первого контура

В качестве ЦНПК в двухконтурной ЯЭУ обычно применяют одноступенчатые центробежные насосы. В каждой из параллельно включенных петель первого контура предусматривают один ЦНПК.

На ранней стадии развития стационарной атомной энергетики в качестве ЦНПК применяли герметичные бессальниковые моноблочные электронасосы. Они обеспечивают абсолютную герметичность первого контура, что очень важно с учетом заметной радиоактивности перекачиваемой среды. Однако, такие насосы сложны по конструкции, имеют ограниченный ресурс, у них заметно ниже экономичность (КПД насоса 60...65 % по сравнению с 75...80 % для насосов с гидромеханическим уплотнением вала). Важный недостаток бессальникового электронасоса – малый диаметр ротора и невозможность в связи с этим увеличить его маховую массу. Поэтому в аварийной ситуации обесточивания насоса его выбег очень мал – 2...4 с. Внедрение же ЦНПК с уплотняемым валом позволило значительно увеличить его маховую массу, что увеличило выбег насоса до 120...130 с и больше. В настоящее время на отечественных стационарных ЯЭУ устанавливают именно такие насосы – с гидромеханическим уплотнением вала:

- ЯЭУ с ВВЭР-440 – 6 петель с ГЦН-315;
- ЯЭУ с ВВЭР-1000 – 4 петли с ГЦН-195М;
- ЯЭУ с ВВЭР-1200 – 4 петли с ГЦНА-1391;
- ЯЭУ с ВЭР-1300 (проект) – 4 петли с ГЦНА-1732.

На реакторах ВВЭР-440 ранее применялись герметичные бессальниковые моноблочные электронасосы ГЦЭН-310.

В двухконтурной ЯЭУ расход теплоносителя в ЯР (в его активной зоне) определяется зависимостью

$$G_T = \frac{Q_{ЯР}}{(i_{T1} - i_{T2})}, \quad (6.20)$$

где $Q_{ЯР}$ – номинальная тепловая мощность ЯР, кВт;

i_{T1} , i_{T2} – энтальпии теплоносителя на выходе из ЯР и на входе в него, кДж/кг.

Если ЯР обслуживается с помощью z параллельно включенных петель, в каждой из которых имеется свой ЦНПК, то объемная подача такого насоса будет

$$Q_{ЦНПК}^{ном} = \frac{G_T \cdot v}{z}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6.21)$$

где v – удельный объем теплоносителя при давлении и температуре в том участке первого контура, в котором установлен ЦНПК, м³/кг.

Давление ЦНПК, которое равно гидравлическим сопротивлениям контура, может быть принято по прототипным данным. Определение остальных параметров ЦНПК выполняют в соответствии с ранее рассмотренными общими рекомендациями. Ниже приведены параметры ЦНПК различных отечественных АЭС (табл. 6.2).

Т а б л и ц а 6.2

Циркуляционные насосы первого контура

Наименование ЦНПК	ЦВН-8	ГЦН -317	ГЦН-195М	ГЦНА-1391	ГЦНА-1732 (проект)	ГЦН-1
Область применения	РБМК-1000	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	ВВЭР-1200	ВВЭР-1300	БН-800
Количество ЦНПК	8	6	4	4	4	3
Тип ЦНПК	Центробежный одноступенчатый вертикальный					
Подача, м³/ч	8000	7100	20000	22600	21900	12300
Напор, МПа	1,96	0,39	0,66	0,62	0,65	0,99
Частота вращения синхронная, об/мин	1000	1500	1000	1000	1000	1000
Коэффициент быстроходности	102	484	365	406	387	212
КПД насоса, %	80	76	78	91	91	90
Параметры перекачиваемой среды: - давление, МПа - температура, °С	7,1 270	12,26 270	15,7 300	15,98 300	15,98 300	0,03 354
Протечки, м³/ч, не более	0,5	2	1,2	1,2	1,2	–
Мощность насоса на горячей воде, кВт	4300	1400	5300	5400	5250	–
Мощность насоса на холодной воде, кВт	5500	1600	7000	7100	7100	–
Мощность двигателя, кВт	5500	1600	8000	7100	7100	5000
Время выбега ротора, мин	2...5	2...3	3...4	3...4	3...4	–

6.5. Главные конденсатные насосы

В зависимости от особенностей разработанной схемы рабочего контура в ней может быть предусмотрен один конденсатный или два последовательно включенных насоса – КЭН первого подъема и КЭН второго подъема. Обычно каждый узел конденсатных насосов представляют несколькими параллельно включенными насосами, что позволяет получить умеренную мощность одного насосного агрегата. Кроме того, дробление

насосной установки позволяет более рационально решать вопрос резервирования насосов. Обычно при нескольких параллельно работающих насосах (2...4) устанавливают дополнительно параллельно включенный резервный насос, однотипный с основными.

Суммарная подача работающих насосов должна соответствовать расходу среды в той ветви рабочего контура, в которой устанавливается насос. Тогда

$$Q_{\text{КЭН}} = \frac{G_{\text{рк}} \cdot v}{Z_{\text{КЭН}}}, \quad (6.22)$$

где $G_{\text{рк}}$ – массовый расход среды в соответствующей ветви рабочего контура, кг/с;

v – удельный объем перекачиваемой среды, определяемый по ее параметрам (t и p), м³/кг;

$Z_{\text{КЭН}}$ – количество параллельно включенных насосов (без учета резервного насоса).

Давление насоса также определяется местом его установки в рабочем контуре. Порядок определения давления конденсатного насоса был рассмотрен ранее (зависимости 6.15 и 6.16).

Частоту вращения рабочих органов обычно принимают умеренной – 750...1500 об/мин. Это позволяет при детальном проектировании рабочих органов насоса обеспечить его более высокие антикавитационные качества. Хотя известны случаи, когда КЭН второго подъема, у которого условия всасывания менее тяжелые, принимают с частотой вращения $n = 3000$ об/мин (например, в ПТУ с турбиной К-1000-60/1500).

Определяя коэффициент быстроходности насоса n_s , уточняют количество ступеней насоса. С учетом регулирования подачи КЭН регулирующей арматурой (обычно подача насоса регулируется автоматически по поддержанию уровня воды в аппаратах, обслуживаемых насосами) следует стремиться к получению умеренных значений n_s . Это позволит получить достаточно пологую гидравлическую характеристику насоса p - Q и обеспечит некоторое снижение мощности насоса при уменьшении его подачи в процессе регулирования. При выборе сочетания указанных параметров целесообразно ориентироваться на прототипные данные.

Определение остальных параметров КЭН выполняют в соответствии с ранее рассмотренными общими рекомендациями.

В табл. 6.3 приведены параметры конденсатных насосов, применяемых в составе различных отечественных АЭС.

Т а б л и ц а 6.3

Главные конденсатные насосы

Наименование КЭН	КсВА-1500-120	КсА-1500-240-2	КсВ-500-220	КсВА-1500-120	КсА-1500-240-2а
Область применения, количество насосов	КЭН 1-го подъема К-500-65/3000 (ЯЭУ с РБМК-1000) z = 3 шт., 1 резервный на 1 ПТУ	КЭН 2-го подъема К-500-65/3000 (ЯЭУ с РБМК-1000) z = 3 шт., 1 резервный на 1 ПТУ	КЭН К-220-44 (ЯЭУ с ВВЭР-440) z = 3 шт., 1 резервный на 1 ПТУ	КЭН I подъема К-1000-60/1500 и К-1000-60/3000 (ЯЭУ с ВВЭР-1000) z = 3 шт., 1 резервный	КЭН 2-го подъема К-1000-60/1500 (ЯЭУ с ВВЭР-1000) z = 3 шт., 1 резервный
Тип насоса	Центробежный, четырехступенчатый, вертикальный с предвключенным колесом	Центробежный, одноступенчатый горизонтальный с рабочим колесом двухстороннего входа	Центробежный, трехступенчатый, вертикальный с предвключенным колесом	Унифицирован с КЭН 1-го подъема К-500-65/3000 с уменьшенным диаметром колес	Унифицирован с КЭН 2-го подъема К-500-65/3000 с уменьшенным диаметром колес
Подача, м ³ /ч	1500	1500	500	1850	1850
Напор, МПа	1,18	2,35	2,157	0,93	1,67
Давление на входе в насос, МПа	0,196	1,47	0,98		0,245
Частота вращения синхронная, об/мин	750	3000	1500	750	3000
Коэффициент быстроходности	138	82	82	182	118
КПД насоса, %	84	80	75	84	80
Мощность насоса, кВт	599	1141	400	585	998
Мощность двигателя, кВт	1000	1600	500	1000	1600

Наименование КЭН	КсВА-1000-190	КЭНА-2000-100	КЭНА-2245-220	Проект
Область применения, количество насосов	КЭН 2-го подъема К-1000-60/3000 (ЯЭУ с ВВЭР- 1000) z = 5 шт., 1 резервный	КЭН 1-го подъема К-1200-6,8/50 (ЯЭУ с ВВЭР- 1200) z = 3 шт., 1 резервный	КЭН 2-го подъема К-1200-6,8/50 (ЯЭУ с ВВЭР- 1200) z = 3 шт., 1 резервный	КЭН К-1250-6,9/25 (ЯЭУ с ВВЭР- 1300)
Тип насоса	Центробежный, четырёхступен- чатый, верти- кальный с пред- включенным колесом	Центробежный, четырёхступен- чатый, верти- кальный с пред- включенным колесом	Центробежный, четырёхступен- чатый, верти- кальный с пред- включенным колесом	Центробежный, четырёхступен- чатый верти- кальный
Подача, м³/ч	1040	2000	2200	2440
Напор, МПа	1,86	1,226	2,157	2,21
Давление на входе в насос, (min/max), МПа	0,29	0,064/0,2	0,064/0,2	1
Частота вращения синхронная, об/мин	1500	1000	1500	1500
Коэффициент быстроходности	163	146	150	155
КПД насоса, %	80	95	95,6	95
Мощность насоса, кВт	673	800	2000	2000
Мощность двигателя, кВт	1000	800	2000	2000

6.6. Главные питательные насосы

В качестве главных ПН, как правило, используются многоступенчатые центробежные насосы с сальниковым уплотнением вала.

Насосы могут быть включены в конденсатно-питательную систему по одноподъемной схеме (питательная вода подается насосом из деаэратора через все водоподогреватели высокого давления ПВД в парогенератор) или по двухподъемной схеме. В последнем случае после деаэратора устанавливают питательный насос первого подъема, основная задача которого – преодолеть гидравлические сопротивления только ПВД. После ПВД установ-

ливают питательный насос второго подъема, задача которого – поднять давление питательной воды до давления пара в парогенераторе. Двухподъемная схема рациональна для ЯЭУ с весьма высоким давлением пара. Такая схема включения питательных насосов позволяет упростить конструкцию ПВД и снизить их стоимость. В качестве приводного двигателя ПН могут применяться электродвигатели или паровые турбины.

Если в качестве приводного двигателя применен электродвигатель (как правило, электродвигатель переменного тока), то обычно питательный насос представляют несколькими параллельно включенными насосами. Это объясняется тем, что установка электродвигателей большой мощности связана со значительными трудностями (тяжелые пусковые режимы и др.). С учетом дробления мощности насоса обычно параллельно основным насосам подключают один дополнительный насос, однотипный с основным. Этот насос выполняет функции резервного насоса. Достоинства электропривода переменного тока – простота устройства и эксплуатации, высокая экономичность, приемлемые стоимостные показатели. В качестве недостатка можно отметить ограниченность максимальной частоты вращения (не выше 3000 об/мин). Недостатком такого электропривода является также невозможность регулирования частоты вращения насоса, что отрицательно сказывается на работе насоса при сниженной мощности энергоблока (повышается давление насоса, что обуславливает повышение износа насоса и регулирующей арматуры, а также снижение экономичности насосного агрегата). Для снижения влияния этого фактора можно предусмотреть в приводе насоса регулируемую гидромuftу. Однако для АЭС, для которых режимы работы на сниженной мощности нехарактерны, применение гидромuftы распространения не получило.

Заметным недостатком применения электропривода для ПН является значительное увеличение мощности электросети собственных нужд (суммарная потребляемая мощность электроприводами ПН составит несколько десятков тысяч киловатт), усложнение и утяжеление ее в целом, в том числе и трансформатора собственных нужд. В то же время в одном из вариантов эволюционного совершенствования ЯЭУ АЭС (в ЯЭУ с ВВЭР-1200) принят вариант четырех параллельно включенных ПН с электроприводом.

Для энергоблоков с ВВЭР-1000 широкое распространение получило применение паротурбинного привода ПН. Паровые турбины обычно имеют автономную конденсационную установку. Хотя, как уже отмечалось, есть заметное достоинство в варианте, когда отработавший пар отводится на главный конденсатор. Резервирование таких насосов целесообразно обеспечить только дроблением мощности – обычно не более двух параллельно включенных насосов (при выходе из строя одного из насосов мощность ЯЭУ ограничивается 50 %). Резервных ПН с паротурбинным приво-

дом не предусматривают, т. к. они не могут быть введены в работу за короткое время.

Как уже отмечалось, достоинства ПН с паротурбинным приводом – возможность создания насосных агрегатов большой мощности, возможность предусмотреть повышенную частоту вращения, возможность плавного регулирования частоты вращения насоса при снижении мощности энергоблока. Недостатки таких насосных агрегатов – сложность и громоздкость конструкции, сложность и длительность ввода в действие и вывода из действия.

Особенностью таких ПН является сложность обеспечения бескавитационной работы насоса, т. к. из-за повышенной частоты вращения насоса трудно обеспечить необходимый подпор насоса только за счет соответствующей высоты подъема деаэратора над всасывающим патрубком ПН. Поэтому обычно ПН с турбоприводом делится на два последовательно включенных насоса – предвключенный и основной. Предвключенный насос выполняется со сниженной частотой. Привод его может быть от общего паротурбинного привода через понижающий редуктор с передаточным числом порядка двух. Основной насос – с полной частотой вращения. Давление предвключенного насоса обычно небольшое – порядка 1,2...2 МПа, поэтому и мощность его умеренная.

Заметим, что некоторые исследователи предлагают рассмотреть возможность применения ПН с паротурбинным приводом существенно большей частоты вращения – до 8000...10 000 об/мин. Это позволит значительно улучшить показатели насосов – уменьшить количество ступеней, уменьшить массогабаритные показатели насоса, увеличить экономичность насосной установки. Но для реализации этих решений требуется внедрение ряда мер по борьбе с опасностью кавитации насоса, которые еще не нашли окончательных решений.

Подача питательного насоса определяется зависимостью, аналогичной по структуре зависимости для конденсатного насоса

$$Q_{\text{ПН}} = \frac{G_{\text{рк}} \cdot v}{Z_{\text{ПН}}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (6.23)$$

При этом параметры насоса должны соответствовать месту и способу включения ПН в рабочий контур.

Частота вращения и другие параметры питательного насоса определяются по общим зависимостям, а также с учетом параметров прототипного насоса. Коэффициент быстроходности и тип насоса подбирают с учетом его способа регулирования, т.е. необходимо учесть, что подача насоса, как и подача конденсатного насоса, регулируется арматурой системы.

В табл. 6.4 приведены параметры главных питательных насосов отечественных АЭС.

Т а б л и ц а 6.4

Главные питательные насосы

Наименование ПН	ПЭА 1650-75	ПЭА 850-65	ПТА 3800-20	ПТА 3750-75
Область применения, количество насосов	ПН ЯЭУ с РБМК-1000 z = 5 шт., 1 резервный	ПН ЯЭУ с ВВЭР-440 z = 5 шт., 1 резервный	Предвключенный ПН ЯЭУ с ВВЭР-1000 z = 2 шт.	Основной ПН ЯЭУ с ВВЭР-1000 z = 2 шт.
Тип насоса	Центробежный, горизонтальный трехступенчатый с предвключенным колесом	Центробежный, горизонтальный четырехступенчатый с предвключенным колесом	Центробежный, горизонтальный одноступенчатый с колесом двухстороннего входа	Центробежный, горизонтальный трехступенчатый
Тип привода	Асинхронный электродвиг. напряжением 6000 В	Асинхронный электродвиг. напряжением 6000 В	Конденсационная турбина ОК-12А через понижающий редуктор	Конденсационная турбина ОК-12А
Подача, м ³ /ч	1650	850	3800	3750
Напор, МПа	8,14	7	2,1	7,94
Частота вращения синхронная, об/мин	3000	3000	1800	3500
Коэффициент быстроходности	109	109	85	196
КПД насоса, %	82	80	82	82
Мощность насоса, кВт	4100	2500	2450	9130
Мощность двигателя, кВт	5000	2500	11825	11825

Наименование ПН	ПЭА-1840-80	Проект	Проект
Область применения, количество насосов	ПН ЯЭУ с ВВЭР-1200 z = 5 шт., 1 резервный	Предвключенный ПН ЯЭУ с ВВЭР-1300 z = 4 шт., 1 резервный	ПН ЯЭУ с ВВЭР-1300 z = 4 шт., 1 резервный
Тип насоса	Центробежный, горизонтальный, четырехступенчатый с предвключенным колесом	Центробежный	Центробежный с мультипликатором
Тип привода	Асинхронный электродвигатель напряжением 10000 В	Асинхронный электродвигатель напряжением 10000 В	Асинхронный электродвигатель напряжением 10000 В
Подача, м³/ч	2050	2524	2524
Напор, МПа	8,34	2,4	6,57
Частота вращения синхронная, об/мин	3000	1500	4500...6500
Коэффициент быстроходности	149	74	104...151
КПД насоса, %	84	85	85
Мощность насоса, кВт	6300	—	4800
Мощность двигателя, кВт	6300	—	4800

6.7. Главные циркуляционные насосы технического водоснабжения

Компоновка насосной установки системы технического водоснабжения зависит от типа системы.

Если принята разомкнутая система, в которой используется вода пруда-охладителя, то подача воды обычно обеспечивается одной насосной установкой, состоящей из нескольких параллельно включенных насосов. Напор должен быть достаточным для преодоления гидравлических сопротивлений всей трассы воды и геодезической составляющей. При оценке последней следует учесть сифонный эффект на сливном участке системы, если он предусмотрен.

Сифонный эффект вносит заметный вклад в снижение требуемого напора циркуляционных насосов. В связи с этим пуск насоса предусматривают только при предварительно заполненной трассе. И только в особых случаях допускается пуск насоса на незаполненную трассу. При этом насос работает с перегрузкой по напору (и, следовательно, по мощности), поэтому продолжительность его работы в этом режиме ограничивают.

Если принята обратная система технического водоснабжения, в которой для охлаждения воды используются градирни, то систему обычно разбивают на две последовательно включенные разомкнутые системы. Вода из подводящего канала, идущего от водосборного бассейна градирни, забирается несколькими параллельно включенными насосами и по соответствующей трассе подается к главным конденсаторам ПТУ. После главных конденсаторов вода поступает в отводной канал. По отводному каналу она подводится к насосной станции градирни. Несколькими параллельно включенными насосами вода поднимается до соответствующего уровня установки оросительных устройств. Стекающая вниз охлажденная вода самотеком поступает в водосборный бассейн, затем в подводящий канал для последующего использования в главных конденсаторах. Аналогичным образом комплектуется система обратного технического водоснабжения и в том случае, когда для охлаждения технической воды используются не градирни, а брызгальные бассейны.

Для обеспечения направленного движения воды в открытых подводном и отводном каналах должны быть предусмотрены соответствующие геодезические составляющие в напорах насосов – как насосов главного конденсатора, так и насосов градирни или брызгальных бассейнов. Напоры насосов насосных станций на эскизной стадии проектирования ЯЭУ АЭС, если не оговорены какие-либо особенности системы технического водоснабжения, можно принять по прототипным данным.

Суммарный расход охлаждающей воды на главные конденсаторы ПТУ определяется расходом конденсирующегося пара и принятой в расчет кратностью циркуляции

$$G_{\text{ов}} = G_{\text{п}} \cdot m, \text{ кг/с}, \quad (6.24)$$

где $G_{\text{п}}$ – расход конденсирующегося пара, кг/с. Эта величина определена в результате теплового расчета рабочего контура;

m – кратность циркуляции. Значение m выбирается ранее с учетом температурного режима окружающей среды, типа циркуляционной трассы (разомкнутая или обратная система технического водоснабжения) и выбранного давления в главном конденсаторе.

В связи с тем, что из циркуляционной трассы часть воды отводится на вспомогательное оборудование (конденсаторы турбоприводов питательных

насосов, технологические конденсаторы, маслоохладители, газоохладители системы охлаждения генератора электроэнергии, подпитка автономной системы охлаждения оборудования РУ и др.), расход воды в циркуляционной трассе должен быть принят несколько большим, чем потребности главных конденсаторов. С учетом особенностей разработанной схемы в расчет можно принять

$$G_{\text{цт}} = (1,03...1,10) \cdot G_{\text{п}} \cdot m, \text{ кг/с}. \quad (6.25)$$

Для оборотной системы водоснабжения расход воды по формуле (6.25) может быть принят как для трассы главного конденсатора, так и для контура градирен (или брызгальных устройств).

Количество параллельно работающих насосов в насосной станции подбирают таким, чтобы тип насоса сводился к диагональному или осевому насосу с умеренным коэффициентом быстроходности – не выше 800...900 (до 1000).

В этом случае

$$Q_{\text{цн}} = \frac{G_{\text{цт}} \cdot v}{z_{\text{цн}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6.26)$$

где v – удельный объем перекачиваемой жидкости, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$z_{\text{цн}}$ – количество параллельно включенных насосов.

Т. к. на напоре параллельно включенных насосов обычно не предусматривают общего напорного коллектора (из-за громоздкости и сложности его выполнения), то количество насосов необходимо увязывать с компоновкой трассы технической воды (количество обслуживаемых корпусов ГК и способ их включения в трассу технической воды). Правда, на практике создания АЭС известен вариант, когда на напоре насосов установлен общий напорный бассейн, который выполняет роль общего напорного коллектора.

По такой схеме компоновалась трасса технической воды на Чернобыльской АЭС. В этом случае выбор количества параллельно включенных насосов можно и не увязывать с компоновкой трассы подачи воды на главный конденсатор. Остальные параметры насосов принимают в соответствии с ранее изложенными общими рекомендациями. Если принят двухскоростной насос, то его номинальные параметры принимают при работе насоса на большой частоте вращения.

В табл. 6.5 приведены параметры главных циркуляционных насосов технического водоснабжения, применяемых на отечественных АЭС.

Т а б л и ц а 6.5

Циркуляционные насосы технического водоснабжения

Наименование насоса	ОПВ6-145Э	ОПВ10-185ЭГ	170ДПВ-12/22ЭГ	180ВДП-12/26ЭГ-П	ВvDM2500 (проект)
Область применения, количество насосов на 1 энергоблок	ЦНГК К-220-44 (ВВЭР-440) z = 8 шт.	ЦНГК К-1000-60/1500-2 (ВВЭР-1000) z = 3 шт.	ЦНГК К-1000-60/1500-1 и К-1000-60/3000 (ВВЭР-1000) z = 4 шт.	НСООВ К-1200-6,8/50 (ВВЭР-1200) z = 4 шт.	НСООВ К-1250-6,9/25 (ВВЭР-1300) z = 2 шт.
Тип насоса	Осевой вертикальный одноступенчатый	Осевой вертикальный одноступенчатый	Диагональный вертикальный одноступенчатый	Диагональный вертикальный одноступенчатый	Центробежный вертикальный
Частота вращения, об/мин	375	290	300	300	300
Подача, м ³ /ч	29800	57500	43200	43200	69300
Напор, МПа	0,074	0,182	0,216	0,255	0,353
Коэффициент быстроходности	870	467	373	330	327
Мощность насоса, кВт	600	4000	3620	4000	8500
Мощность двигателя, кВт	800	4000	4000	4000	8500

6.8. Определение расхода электроэнергии на собственные нужды. КПД ЯЭУ нетто

Часть электроэнергии, выработанной на АЭС, расходуются на собственные нужды. Причем, энергия расходуется не только на функционирование механизмов, обслуживающих ЯЭУ, но и на механизмы, не связанные непосредственно с энергоустановкой, например, спецпрачечные, бытовые комплексы, освещение и др. Однако большая часть затрат электроэнергии связана с обеспечением работы энергоустановки.

Весь расход электроэнергии на собственные нужды независимо от назначения электропотребляющих механизмов относят к затратам, снижа-

ющим экономичность ЯЭУ. Как уже отмечалось, расход электроэнергии на собственные нужды принято оценивать в относительных величинах

$$\eta_{\text{сн}} = \frac{P_{\Gamma} - P_{\text{сн}}}{P_{\Gamma}}, \quad (6.27)$$

где P_{Γ} – мощность на клеммах генератора, кВт;

$P_{\text{сн}}$ – суммарная мощность, расходуемая на собственные нужды, кВт.

КПД ЯЭУ с учетом затрат электроэнергии на собственные нужды и без учета этих затрат составляет КПД ЯЭУ нетто и КПД ЯЭУ брутто соответственно. Очевидно, что

$$\eta_{\text{ЯЭУ}}^{\text{нетто}} = \eta_{\text{ЯЭУ}}^{\text{брутто}} \cdot \eta_{\text{сн}}. \quad (6.28)$$

Для двухконтурных ЯЭУ с ВВЭР значение $(1 - \eta_{\text{сн}})$ составляет 4,5...6,5 %, для одноконтурных ЯЭУ с РБМК – 7...8 %.

Расход электроэнергии на собственные нужды, в основном, определяется мощностью наиболее крупных потребителей, непосредственно связанных с ЯЭУ. Это циркуляционные насосы первого контура, конденсатные и питательные насосы (если они с электроприводом), главные насосы технического водоснабжения. Примерные значения расхода электроэнергии на эти потребители показаны в табл. 6.6.

Т а б л и ц а 6.6

Затраты электроэнергии на собственные нужды ($1 - \eta_{\text{сн}}$, %)

Тип АЭС	ЯЭУ с ВВЭР	ЯЭУ с РБМК
Главные циркуляционные насосы первого контура	1,25	3,0
Конденсатные насосы	0,2	1,6
Питательные насосы	1,5...2,0	2,0...2,2
Циркуляционные насосы главных конденсаторов	0,75	0,8
Электропотребители АЭС в целом	4,5...6,5	7...8

В процессе эскизного проектирования ЯЭУ АЭС определены количество, мощность двигателя и коэффициент его загрузки для основных насосных агрегатов ЯЭУ – циркуляционных насосов первого контура, конденсатных насосов 1-го и 2-го подъемов, питательных насосов и циркуляционных насосов главного конденсатора. Для каждого из этих насосов можно определить мощность, потребляемую из сети

$$P_c = \frac{N_{\text{ДВ}}^{\text{НОМ}} \cdot K_{\text{з ДВ}}}{\eta_{\text{ДВ}}}, \text{ кВт.} \quad (6.29)$$

Общая мощность, потребляемая из сети на указанные насосы, определяется суммой полученных значений

$$P_c^{\text{сум}} = \sum_{j=1}^n P_{c j}. \quad (6.30)$$

Заметим, что если в составе ЯЭУ предусмотрены питательные насосы с паротурбинным приводом, то значение расхода электроэнергии на собственные нужды $P_{\text{сн}}$ существенно снизится, а значение $\eta_{\text{сн}}$ увеличится соответственно. Однако за счет примерно равноценного увеличения расхода пара в рабочем контуре на турбопривод питательного насоса снизится $\eta_{\text{ЯЭУ}}^{\text{брутто}}$. В результате увеличение $\eta_{\text{сн}}$ не приведет к равноценному увеличению экономичности установки.

Следует особо обратить внимание на способ охлаждения технической воды для принятой в расчет установки. Если принята обратная система технического водоснабжения с градирнями или брызгальными бассейнами, то техническая вода в каждом цикле использования прокачивается насосами дважды – через главный конденсатор и через водоохлаждающие устройства. Это требует увеличения затрат электроэнергии на функционирование системы технического водоснабжения.

Расход прокачиваемой воды в обеих насосных станциях (станция подачи воды на ГК и станция подачи воды на водоохлаждающие устройства) практически одинаков. Анализ различных схем водоснабжения показывает, что и значения давлений насосов этих насосных станций можно считать одинаковыми. Поэтому приближенно, без существенных потерь точности оценочных расчетов, затраты электроэнергии на собственные нужды по статье технического водоснабжения можно оценить только по насосной станции главных конденсаторов, но в итоговой сумме общих затрат эту величину следует удвоить.

Затраты электроэнергии на другие потребители, которые не рассматривались детально, могут быть оценены приближенно с использованием ориентировочных данных, приведенных в табл. 9.6. Итоговая сумма затрат дает значение $P_{\text{сн}}$. По зависимости 6.27 можно оценить значение $\eta_{\text{сн}}$, а по зависимости 6.28 – значение $\eta_{\text{ЯЭУ}}^{\text{нетто}}$.

7. ОЦЕНКА МАССОГАБАРИТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЯЭУ

7.1. Параметры ядерного реактора

Двухконтурные ЯЭУ.

В процессе выбора параметров теплоносителя первого контура и расчета расходов сред в контурах двухконтурной ЯЭУ определены некоторые параметры ядерного реактора: давление теплоносителя, температура на входе и выходе из ядерного реактора, расход теплоносителя через активную зону и тепловая мощность реактора.

Для полной характеристики ЯР необходимо определить также загрузку ядерного топлива в а.з. и массогабаритные показатели реактора.

Для ядерного реактора корпусного типа, работающего в составе двухконтурной установки, загрузка ядерного топлива определяется его мощностью и заданной кампанией, а также реально достижимой в настоящее время глубиной выгорания ядерного топлива.

Активную зону ЯР следует проектировать так, чтобы можно было увеличить ее кампанию. Этого можно достичь увеличением загрузки топлива за счет использования твердых выгорающих поглотителей (например, гадолиния, который хорошо профилируется по активной зоне; интенсивность его выгорания соответствует интенсивности выгорания топлива) и увеличением глубины выгорания топлива. Кроме того, принимают меры для увеличения вклада вторичного топлива, образующегося в результате участия в нейтронно-физических процессах неделящегося материала U-238.

В таких реакторах для обеспечения более глубокого выгорания топлива первоначально в активную зону можно загрузить каналы с топливом различного обогащения изотопом U-235. Кампанию реактора делят на несколько периодов – обычно три периода. В конце каждого периода из центральной части активной зоны, где топливо выгорает наиболее интенсивно, выгружают ТВС с предельно использованным топливом. На их место перегружают сборки из средней части активной зоны, где из-за менее интенсивного использования топлива остается значительная часть работоспособного урана. Аналогично перегружаются ТВС из периферийной части в среднюю часть. ТВС со свежим топливом загружают в периферийную часть активной зоны. В процессе такой перегрузки ТВС достигается достаточно глубокая степень использования ядерного топлива. Например, в современных ядерных реакторах большой мощности (порядка 3000 и более МВт) при исходном обогащении топлива подпитки в 4...5 % изотопом U-235 и кампании реактора в 1500 эффективных суток (3 периода по 500 эффективных суток) достигнута средняя глубина выгорания около

50 МВт-сут/кг (на 1 кг загружаемого урана – смеси U-235 и U-238). Энергия, выработанная за время кампании, составит

$$E = Q_{\text{ЯР}}^{\text{НОМ}} \cdot \tau, \text{ МВт}, \quad (7.1)$$

где $Q_{\text{ЯР}}^{\text{НОМ}}$ – номинальная мощность ЯР, МВт;

τ – кампания, ч. В нашем случае $\tau = 3 \cdot 500 = 1500$ эффективных суток. Она задается или принимается по прототипу.

Загрузка урана в активной зоне реактора составит

$$M_U = \frac{E}{\bar{B}}, \quad (7.2)$$

где E – энергия, выработанная за время нахождения каждого килограмма топлива в работающем реакторе, МВт·сут.;

$\bar{B}$ – средняя глубина выгорания топлива, МВт·сут/кг.

Энергетической характеристикой ядерного топлива является удельная энерговыработка, т.е. тепловая энергия, которая может быть выделена единицей массы ядерного топлива при данном его изотопном состоянии за весь период использования в реакторе в МВт·сут/т или КВт·сут/кг. Величина $\bar{B}$ характеризует среднюю глубину выгорания топлива, выраженную в энергетических единицах.

Исследования этого вопроса показывают, что в перспективе глубина выгорания $\bar{B}$ может быть доведена до значения порядка 70 МВт-сут/кг.

Габариты активной зоны определяют, исходя из мощности ядерного реактора и принятой в расчет энергонапряженности активной зоны (мощность, генерируемая в единичном объеме активной зоны) q . Величина q определяется компоновкой активной зоны и ее поверхности теплоотдачи, допустимой тепловой нагрузкой, степенью неравномерности тепловыделений в активной зоне, гидродинамикой потока теплоносителя и др. На начальной стадии проектирования ЯЭУ значение q можно принять по прототипному ядерному реактору. Тогда объем активной зоны

$$V_{\text{аз}} = \frac{Q_{\text{ЯР}}^{\text{НОМ}}}{q}, \text{ м}^3. \quad (7.3)$$

Для определения размеров активной зоны можно задаться соотношением высоты и диаметра активной зоны $H_{\text{аз}}/D_{\text{аз}}$, тогда полученное значение объема активной зоны $V_{\text{аз}}$ можно раскрыть и получить численные значения $H_{\text{аз}}$ и $D_{\text{аз}}$. При этом можно принять оптимальное соотношение $H_{\text{аз}}$ и $D_{\text{аз}}$, которое обеспечивает наибольшую компактность активной зоны

(наименьшая поверхность цилиндра, в который вписана активная зона), а также влияет на непроизводительную утечку нейтронов из активной зоны

$$H_{аз} \sim 0,9 \cdot D_{аз}. \quad (7.4)$$

На практике от оптимального соотношения заметно отступают. Основные причины этого сводятся к следующему:

- для корпусных реакторов с водой под давлением при большой тепловой мощности выходят на большие диаметры активной зоны – до 3 м и более. Это приводит к значительному диаметру корпуса реактора. Увеличение диаметра корпуса реактора, находящегося под большим давлением теплоносителя, резко увеличивает требуемую толщину стенки корпуса. Это приводит к утяжелению и усложнению конструкции корпуса, а также снижению его надежности. Также увеличение необходимой толщины стенки корпуса приводит к значительному увеличению температурных напряжений при переходных режимах, что негативно сказывается на маневренных характеристиках. Кроме того, увеличение габаритного диаметра корпуса реактора до некоторых значений (4...4,5 м) может выступить ограничительным фактором в транспортировке корпуса ЯР по железной дороге и затруднить постройку АЭС;

- некоторые детали конструкции ЯР могут быть унифицированы для реакторов различной мощности. Такими деталями могут быть тепловыделяющие элементы, ТВС, размеры по высоте для некоторых деталей – цилиндра корпуса реактора, заготовок для экранов ЯР и др.

С учетом изложенного в каждом конкретном случае принимается решение: либо принять значение одного из размеров активной зоны, либо принять оптимальное соотношение $H_{аз}$ и $D_{аз}$, после чего определить их через известное значение $V_{аз}$.

При решении этих вопросов целесообразно ориентироваться на прототипные данные.

Габаритные размеры ядерного реактора можно оценить по соотношениям габаритных размеров реактора и размеров активной зоны, принимая значения соотношений по прототипным данным

$$D_{яр} = d_{яр} \cdot D_{аз}; \quad d_{яр} = D_{яр}^{пр} / D_{аз}^{пр}; \quad H_{яр} = h_{яр} \cdot H_{аз}; \quad h_{яр} = H_{яр}^{пр} / H_{аз}^{пр}. \quad (7.5)$$

Аналогичным образом можно оценить массу ЯР

$$M_{яр} = m_{яр} \cdot V_{аз}; \quad m_{яр} = M_{яр}^{пр} / V_{аз}^{пр}. \quad (7.6)$$

Заметим, что в последнее время наметилась тенденция к увеличению диаметра корпуса реактора больше ограничений, накладываемых предельными габаритами грузов, перевозимых железнодорожным транспортом.

Это позволяет увеличить зазор между активной зоной и корпусом ЯР, уменьшить интенсивность облучения металла корпуса нейтронами. Благодаря этому можно увеличить срок службы корпуса ЯР до 50...60 лет. Эти меры реализованы в ВВЭР-1200 (расстояние между активной зоной и корпусом увеличено на 60 мм). Правда, подобные решения можно внедрять в практику реакторостроения, если возможно основную часть пути транспортировки корпуса ЯР к месту строительства АЭС осуществить водным путем.

В табл. 7.1 приведены данные некоторых ЯР, которые могут быть приняты прототипными при эскизном проектировании ЯЭУ в целом.

Т а б л и ц а 7.1

Основные параметры реакторов типа ВВЭР

Параметр ЯР	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	ВВЭР-1200	PWR
Тепловая мощность, МВт	1375	3000	3200	3780
Давление теплоносителя, МПа	12,26	15,7	16,18	15,49
Температура теплоносителя: - на выходе из ЯР, °С - на входе в ЯР, °С	300 269	322 290	328,8 297,2	326 292
Расход теплоносителя через а.з., м ³ /ч	42000	80000	85600	67680 т/ч
Размеры АЗ: - высота, м - диаметр, м	2,5 2,88	3,56 3,16	3,73 3,16	3,9 3,6
Количество ТВС	349	163	163	193
Топливо	UO ₂	UO ₂	UO ₂	UO ₂
Материал оболочки ТВЭЛ	Zr + 1% Nb	Zr + 1% Nb	Zr + 1% Nb	Циркалой
Площадь пов-ти теплоотдачи, м ²	3150	4850		
Коэффициент неравномерности тепловыделений: - по радиусу а. з. - по высоте а. з. - по объему а. з.	1,41 1,84 2,4	2,35		
Средняя энергонапря-ть а.з., МВт/м ³	83	111	117	95
Загрузка урана, т	42	66	87,065	103,5
Среднее начальное обогащение, %	3,5	4,4	4,93	3,4
Кампания, ч	3x7000	3x7000	3x12000	
Средняя глубина выгорания топлива, МВт·сут/кг	28	30 (40)	55	35
Корпус ЯР: - высота, м - диаметр макс., м - диаметр внутр., м - масса, т	11,8 4,27 3,56 201	10,88 4,535 4,07 323	10,89 4,525 4,15 333	13,2 $\delta_{ст} = 250$ мм 5,00
Масса сухого ЯР в сборе, т		824		

Одноконтурные ЯЭУ.

Как известно, принципиальной особенностью конструкции канального реактора является отсутствие специального прочного корпуса, свойственного реакторам типа ВВЭР. Основу активной зоны РБМК составляет графитовый цилиндр, сложенный из блоков меньшего размера, который выполняет роль замедлителя. Графит пронизан большим количеством вертикальных отверстий, через каждое из которых проходит труба давления, также называемая технологическим каналом.

Каналы представляют собой трубчатую конструкцию, состоящую из центральной части, выполненной из циркалоя, а также нижней и верхней концевых частей, выполненных из нержавеющей стали. Концевые части присоединяются к центральной трубе переходники (муфты) сталь-циркалой. Циркониевая часть топливного канала изготовлена из трубы внутренним диаметром 8 см и толщиной стенки 4 мм. Каналы приварены к внутренней поверхности стояков верхней плиты, а со стояками нижней плиты соединены через сильфонные узлы, обеспечивающие компенсацию линейных удлинений канала при разогреве и в результате осевой ползучести циркониевого сплава. Тем самым в пределах реактора формируется тракт для теплоносителя, образуемый собственно технологическим каналом и частью стояков верхней плиты выше шва приварки каналов к этим стоякам. На циркониевую часть канала надеты разрезные графитовые кольца. Эти кольца через одно плотно облегают трубу канала или прижаты к поверхности отверстия графитовой кладки. По торцам кольца имеют плотный контакт. Разрезные кольца обеспечивают теплопередачу от графитовой кладки к теплоносителю, протекающему в канале, а также обеспечивают возможность изменения размеров каналов за счет ползучести и отверстий в графите за счет усадки.

Эффективность канальных реакторов типа РБМК в значительной степени зависит от мощности, снимаемой с каждого канала. Распределение мощности между каналами зависит от плотности потока нейтронов в активной зоне и выгорания топлива в каналах. При этом существует предельная мощность, которую нельзя превышать ни в одном канале. Это значение мощности определяется условиями теплосъема.

Первоначально проект РБМК был разработан на электрическую мощность 1000 МВт, чему при выбранных параметрах соответствовала тепловая мощность реактора 3200 МВт. При имеющемся в реакторе количестве рабочих каналов (1693) и полученном коэффициенте неравномерности тепловыделения в активной зоне реактора максимальная мощность канала составляла около 3000 кВт. В результате экспериментальных и расчетных исследований было установлено, что при максимальном массовом паросодержании на выходе из каналов около 20 % и указанной мощности

обеспечивается необходимый запас до кризиса теплосъема. Среднее паросодержание по реактору составляло 14,5 %.

Энергоблоки с РБМК электрической мощностью 1000 МВт (РБМК-1000) находятся в эксплуатации на Ленинградской, Курской и Смоленской АЭС. Они зарекомендовали себя как надежные и безопасные установки с высокими технико-экономическими показателями.

Для повышения эффективности РБМК были изучены возможности увеличения предельной мощности каналов. В результате конструкторских разработок и экспериментальных исследований оказалось возможным путем интенсификации теплообмена увеличить предельно допустимую мощность канала в 1,5 раза до 4500 кВт при одновременном повышении допустимого паросодержания до нескольких десятков процентов. Необходимая интенсификация теплообмена достигнута благодаря разработке ТВС, в конструкции которой предусмотрены интенсификаторы теплообмена.

При увеличении допустимой мощности канала до 4500 кВт тепловая мощность ЯР РБМК повышена до 4800 МВт, чему соответствует электрическая мощность 1500 МВт. Такие реакторы РБМК-1500 эксплуатировались на Игналинской АЭС. Увеличение мощности в 1,5 раза при относительно небольших изменениях конструкции с сохранением размеров реактора является примером технического решения, дающего большой эффект.

Оценку массогабаритных показателей реактора типа РБМК по рассчитанной тепловой мощности реактора в разделе 5 можно определить, ориентируясь на прототипные данные, приведенные в табл. 7.2.

Т а б л и ц а 7.2

Основные параметры некоторых реакторов типа РБМК

Параметр ЯР	РБМК-1000	РБМК-1500
Мощность максимально напряженного канала, кВт	3000...3200	до 4500
Число каналов	1693...1661	1661
Размеры активной зоны, м		
- высота	7	7
- диаметр	11,8	11,8
Объем активной зоны, м ³	760	760
Площадь поверхности теплоотдачи, м ²	9070	8850
Максимальный коэффициент неравномерности	1,2-1,33	1,4
Загрузка урана, т	192	189
Среднее начальное обогащение, %	2,6...3,0	2,6...2,8
Средняя глубина выгорания топлива МВт·сут/кг	22,5	25,4
Продолжительность кампании, сут.	1080	690
Количество ТВС в канале	2	2

Трехконтурные ЯЭУ.

Конструктивные особенности активных зон быстрых натриевых реакторов определяются как компоновкой таких реакторов в целом, так и их физическими, теплофизическими и теплогидравлическими свойствами, используемым ядерным топливом и теплоносителем.

Активная зона и другие конструкции, образующие реактор, располагаются в корпусе (баке) из нержавеющей стали, заполненном натрием. В нижней части корпуса находятся напорная камера, к которой подводится натрий, и коллектор (распределитель расходов теплоносителя по радиусу реактора), на котором непосредственно располагаются активная зона, боковой экран и сборки внутриреакторной защиты. Верхняя часть корпуса реактора закрывается большой поворотной пробкой, которая, выполняя защитные функции в аксиальном направлении, используется для организации перегрузки тепловыделяющих сборок. Механизм перегрузки ТВС располагается в малой поворотной пробке, которая, в свою очередь, эксцентрично размещается в большой поворотной пробке. Вращением двух пробок достигается наведение механизма перегрузки на любое гнездо активной зоны и прилегающих областей реактора, а также на гнездо элеватора загрузки-выгрузки. В малой пробке располагается также центральная колонна, представляющая собой стальной цилиндр, опущенный в реактор почти до уровня головок ТВС активной зоны. Эта колонна служит направляющей для штанг исполнительных механизмов системы управления и защиты (СУЗ). Колонна уплотнена на малой пробке специальной прокладкой и вращается вместе с ней. Поэтому перед проведением перегрузочных работ исполнительные органы СУЗ расцепляются от своих приводов, освобождая приводы от исполнительных органов, которые остаются в активной зоне.

Теплоотвод в реализованных и разрабатываемых проектах быстрых натриевых реакторах осуществляется по трехконтурной схеме. Первый контур, в котором циркулирует натрий, снимающий тепловую энергию активной зоны, включает также главный циркуляционный насос и промежуточные теплообменники (ПТО). Второй промежуточный натриевый контур необходим для исключения контакта радиоактивного натрия с водой или паром третьего контура в случае разгерметизации труб с водой и паром в парогенераторе. Второй контур включает также ПТО и ГЦН. Третий контур (пароводяной) состоит из парогенератора и турбогенератора. Конструктивно теплоотвод в реакторах БН осуществляется с помощью трех (или четырех) независимых петель, и при отказе любой из них реактор может работать на пониженной мощности.

Существует две компоновки быстрых натриевых реакторов: петлевая и интегральная (баковая). Петлевая компоновка предполагает размещение петель первого контура вне реактора в специальном помещении. Такая

компоновка была принята в проекте первого советского быстрого натриевого реактора большой мощности – БН-350. В интегральном варианте весь первый контур со своим оборудованием располагается в баке реактора. Здесь ГЦН каждой петли подает натрий в напорную камеру реактора и далее в тепловыделяющие сборки активной зоны и зоны воспроизводства, а также на охлаждение корпуса реактора и внутрибаковой нейтронной защиты. Натрий, нагретый в активной зоне до температуры приблизительно 550 °С, поступает в ПТО каждой петли, где передает теплоту натрию второго контура и возвращается на вход ГЦН.

Интегральная компоновка быстрого реактора большинством разработчиков оценивается как более безопасная по сравнению с петлевой. При каких-либо нарушениях в работе первого контура и возникновении аварийных ситуаций выход радиоактивного натрия за пределы корпуса реактора маловероятен. Поэтому во всех дальнейших проектах российских реакторов БН после реактора БН-350 (БН-600, БН-800), а также в проектах более мощных, перспективных быстрых натриевых реакторов БН-1200, БН-1600, БН-1800 принята интегральная компоновка. Следует отметить, что в известных зарубежных проектах энергетических быстрых натриевых реакторов «Феникс» и «Суперфеникс» (Франция), «Монжу» (Япония) использовалась также интегральная компоновка.

Компоновка реактора (петлевая или интегральная) практически не влияет на выбор структуры активной зоны. Отличия могут возникнуть в организации верхней защиты. Расположение промежуточного теплообменника в корпусе реактора приводит к необходимости защиты циркулирующего в нем натрия второго контура для обеспечения непревышения его активации сверх установленных пределов.

Активная зона в традиционном варианте состоит из шестигранных тепловыделяющих сборок, в которых находятся цилиндрические тепловыделяющие элементы. Такая компоновка обеспечивает наиболее полное заполнение пространства активной зоны ТВЭЛ. При формировании активной зоны одно из основных требований состоит в обеспечении максимальной объемной доли топлива. Под объемной долей топлива понимается его относительное содержание (в долях или процентах) в гомогенизированной среде активной зоны. Увеличение объемной доли топлива позволяет повысить воспроизводство, особенно воспроизводство в активной зоне, что в свою очередь уменьшает потерю реактивности, связанную с выгоранием топлива. С другой стороны, увеличение объемной доли топлива приводит к снижению объемной доли теплоносителя и, следовательно, уменьшает эффективность теплоотвода. Поэтому выбор компоновки активной зоны производится на основе соответствующих оптимизационных исследований. Значения объемных долей, входящих в состав активной зоны, варьируются в различных проектах реакторах БН.

Оптимальные значения близки к следующим: топливо – 40...47 %, натрий – 30...35 %, конструкционные материалы (сталь) – в среднем 25 %.

Активная зона состоит из шестигранных тепловыделяющих сборок, в которых находятся цилиндрические ТВЭЛ. Такая компоновка обеспечивает наиболее полное заполнение пространства активной зоны топливными элементами. Тепловыделяющая сборка состоит из шестигранного чехла, внутри которого располагается пучок ТВЭЛ.

Топливный элемент представляет собой герметичную цилиндрическую стальную трубку, внутри которой находится топливная таблетка из горячей прессованной смеси диоксида урана и плутония. В нижней и верхней части ТВЭЛ содержится топливо из диоксида урана, которое образует верхнюю и нижнюю торцевую зону воспроизводства. Нижние части ТВЭЛ не заполнены топливом и являются сборниками газообразных продуктов деления. Они заканчиваются хвостовиком цилиндрической формы, с помощью которого ТВС крепятся в нижнем коллекторе. В хвостовике имеются отверстия, которые обеспечивают требуемый расход натрия. Верхняя часть ТВС заканчивается головкой, имеющей отверстия для выхода натрия и обеспечивающей сцепление захватного механизма для загрузки и выгрузки ТВС.

В российских проектах БН появилась новая компоновка активной зоны. Для подавления положительного натриевого пустотного эффекта реактивности (НПЭР) в проекте БН-800 над активной зоной введена натриевая полость, исчезновение натрия из которой приводит к появлению отрицательной реактивности. Конструктивно ТВС с натриевой полостью выглядит следующим образом. Над пучком ТВЭЛ в ТВС образована полость толщиной порядка 30 см, заполненная натрием. Выше располагается борная защита вплоть до головок ТВС, образованная поглощающими элементами (ПЭЛ) с естественным карбидом бора. В проектах перспективных быстрых реакторов (БН-1200, БН-1800) также пока рассматривается конструкция активной зоны с натриевой полостью (т.е. обеспечивается отрицательный коэффициент реактивности, зависящий от объемной доли натрия), хотя в последней редакции правил ядерной безопасности требования об обеспечении отрицательного коэффициента реактивности от объемной доли натрия отсутствуют.

Активная зона обычно состоит из нескольких (двух-трех) концентрических подзон, в которых используется топливо разного обогащения для выравнивания поля энерговыделения. Активные зоны быстрых реакторов большой мощности могут иметь и одно обогащение из-за высокой чувствительности поля энерговыделения к неоднородностям в активных зонах с низкой радиальной утечкой нейтронов.

Часть ячеек активной зоны (обычно в количестве 5...7 % их общего числа) занимают органы регулирования. В этих ячейках находятся стальные гильзы шестигранной формы, внутри которых располагаются органы

регулирования, как правило, цилиндрической формы. Орган регулирования, так же, как и ТВС, состоит из чехловой трубы, внутри которой располагается пучок ПЭЛ.

Активная зона окружается несколькими рядами ТВС с ТВЭЛ на основе диоксида обедненного урана, образующими боковую зону воспроизводства. Далее идет кольцевой слой защитных сборок из стали или естественного карбида бора, затем один или два ряда выгоревших сборок внутриреакторного хранилища и, наконец, внутрикорпусная защита, состоящая обычно из стали или естественного карбида бора. Биологическая защита выполняется из бетона и располагается за корпусом ЯР.

В процессе проектирования реакторов БН рассматривались и другие конструкции активной зоны и ТВС, например ТВС круглой и квадратной формы, бесчехловые ТВС, активные зоны гетерогенного типа, в которых воспроизводящие ТВС размещаются внутри а.з., а.з. с внутрикассетной гетерогенностью, активные зоны с аксиальной гетерогенностью и т.д.

Т а б л и ц а 7.3

Основные параметры некоторых реакторов типа БН

Параметр ЯР	БН-350	БН-600	БН-800
Тепловая мощность, МВт	1000	1470	2100
Максимальная температура теплоносителя, °С	500	550	547
Средний подогрев в реакторе, °С	200	170	193
Расход натрия, т/ч	14100	21800	31000
Число зон обогащения	2	2	3
Количество ТВС (внутренняя зона/внешняя зона/боковой экран).	109/117/412	209/162/380	516
Размеры активной зоны D/H , м	1,58/1,06	2,06/0,75	2,45/0,95
Линейная мощность ТВЭЛ (макс/сред), кВт/м	44/21	53/36	
Загрузка топлива, т (UO_2)	7,3	8,5	
Наружный диаметр ТВЭЛ, мм	6,9	6,9	6,6
Число ТВЭЛ в ТВС, шт.	169	127	127
Размер «под ключ», мм	96	96	94,5
Органы СУЗ: АЗ/компенсирующие/регулирующие, шт.	3/7/2	6/18/2	10/18/2

Параметр ЯР	БН-350	БН-600	БН-800
Шаг решетки ТВС, мм	98	98	98
Зазор между ТВС, мм	2-3	2-3	2-3
Толщина стенки шестигранного чехла, мм	2	2	2
Толщина оболочки ТВЭЛ, мм	0,4	0,4	0,4
Относительный шаг	1,17	1Д7	1,17
Наличие вытеснителей	нет	есть	есть
Коэффициент неравномерности тепловыделений по радиусу а. з.	1,30	1,23	1,23

7.2. Параметры парогенератора

Двухконтурные ЯЭУ.

При выборе параметров теплоносителя и рабочего тела определены параметры теплообменивающихся сред в парогенераторе на входе и выходе из него (давление, температура, энтальпия), а также расходы сред. С учетом принятого в расчет количества автономных петель первого контура z можно определить расходы сред для одной камеры парогенератора (КПГ)

$$G_{\Pi}^{\text{КПГ}} = \frac{\sum G_{\Pi}}{z}; \quad G_{\text{Т}}^{\text{КПГ}} = \frac{\sum G_{\text{Т}}}{z}, \text{ кг/с.} \quad (7.7)$$

Для оценки массогабаритных показателей камеры ПГ необходимо оценить ее поверхность теплопередачи $F^{\text{КПГ}}$. Величина $F^{\text{КПГ}}$ является определяющей при оценке габаритных размеров камеры и ее массы.

Тепловая нагрузка КПГ может быть определена следующим образом

$$Q^{\text{КПГ}} = G_{\Pi}^{\text{КПГ}} \cdot (i_{\Pi\Gamma} - i_{\Pi\text{В}}), \text{ кВт,} \quad (7.8)$$

где $G_{\Pi}^{\text{КПГ}}$ – паропроизводительность камеры ПГ, кг/с;

$i_{\Pi\Gamma}$ – энтальпия пара на выходе из ПГ, кДж/кг;

$i_{\Pi\text{В}}$ – энтальпия питательной воды на входе в ПГ, кДж/кг.

Заметим, что значение $Q^{\text{КПГ}}$ может быть определено и другим способом

$$Q^{\text{КПГ}} = \frac{Q_{\text{ЯР}}^{\text{НОМ}} \cdot \eta_{\text{ТПК}}}{z^{\text{КПГ}}}, \text{ кВт,} \quad (7.9)$$

где $Q_{\text{ЯР}}^{\text{НОМ}}$ – номинальная тепловая мощность ЯР, кВт;

$\eta_{\text{ТПК}}$ – принятый в расчет коэффициент удержания тепла в теплопередающем контуре (обычно $\eta_{\text{ТПК}} = 0,98...0,99$);
 $z^{\text{КПГ}}$ – количество параллельно включенных камер ПГ.

Поверхность теплопередачи камеры ПГ определяется через уравнение теплопередачи

$$Q = K \cdot F \cdot \delta t. \quad (7.10)$$

Тогда

$$F^{\text{КПГ}} = \frac{Q^{\text{КПГ}}}{K^{\text{ПГ}} \cdot \delta t^{\text{ПГ}}}, \text{ м}^2. \quad (7.11)$$

Коэффициент теплопередачи $K^{\text{ПГ}}$ сложным образом зависит от ряда факторов: скорости сред, тепловой нагрузки, давления сред, компоновки поверхности и пр. Для оценочных расчетов поверхности теплопередачи значение коэффициента $K^{\text{ПГ}}$ можно принять, ориентируясь на прототипные данные.

Величину среднего температурного напора в парогенераторе (осреднение температурного напора, как это принято в большинстве случаев при расчете теплообменных аппаратов, целесообразно принять по логарифмическому закону) можно определить, используя диаграмму t - q .

Обычно в отечественных ЯЭУ АЭС используются горизонтальные ПГ насыщенного пара с неявно выраженной экономайзерной зоной. Это означает, что поступающая в ПГ питательная вода подогревается до состояния насыщения за счет конденсации части генерируемого пара. В результате на поверхности трубной системы происходит только испарение питательной воды. Тогда диаграмма t - q будет иметь вид, показанный на рис. 7.1.

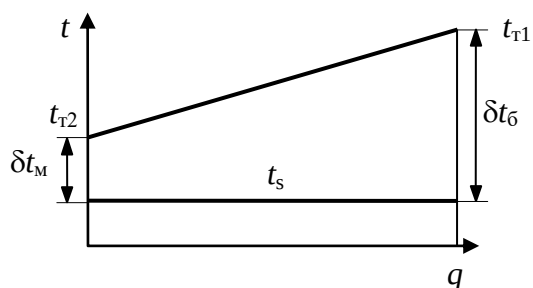


Рис. 7.1. Диаграмма t - q парогенератора

Среднелогарифмический температурный напор в парогенераторе

$$\delta t_{\text{ср}}^{\text{ПГ}} = \frac{\delta t_6 - \delta t_m}{\ln(\delta t_6 / \delta t_m)}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (7.12)$$

С учетом принятого в расчет значения коэффициента теплопередачи $K^{\text{ПГ}}$ и полученного по зависимости (7.12) среднелогарифмического температурного напора можно определить расчетное значение поверхности теплопередачи $F^{\text{КПГ}}$ (по зависимости (7.11)).

Обычно фактическую поверхность теплопередачи принимают с превышением на 10...15 %. Это позволит компенсировать возможное ухудшение условий теплопередачи (появление слоя окислов, накипеобразование и

пр.), а также уменьшение поверхности теплопередачи за счет глушения части трубок при выходе их из строя в процессе эксплуатации. Тогда

$$F^{\text{КПГ}} = (1,1 \dots 1,15) \cdot F_{\text{расч}}^{\text{КПГ}}. \quad (7.13)$$

Массогабаритные показатели камеры ПГ находятся в прямой зависимости от ее паропроизводительности, поверхности теплопередачи, компоновочной схемы и свойств конструкционных материалов. Из-за сложной взаимосвязи указанных факторов трудно дать простые расчетные зависимости для определения массогабаритных показателей камеры ПГ. Ограничимся оценочными расчетными зависимостями, построенными на использовании удельных параметров прототипных парогенераторов.

Объем камеры ПГ

$$V^{\text{КПГ}} = v^{\text{КПГ}} \cdot F^{\text{КПГ}}, \quad (7.14)$$

где $v^{\text{КПГ}}$ – удельный объем прототипной камеры ПГ, отнесенный к единичной поверхности теплопередачи

$$v^{\text{КПГ}} = \frac{V_{\text{прот}}^{\text{КПГ}}}{F_{\text{прот}}^{\text{КПГ}}}. \quad (7.15)$$

Габаритные размеры камеры (диаметр и длины) определяют следующим образом

$$V^{\text{КПГ}} = \frac{\pi (D^{\text{КПГ}})^2 \cdot L^{\text{КПГ}}}{4}, \text{ м}^3. \quad (7.16)$$

Для раскрытия этого выражения необходимо задаться соотношением габаритных размеров $D^{\text{КПГ}}$ и $L^{\text{КПГ}}$. При этом, как и в случае ядерного реактора, необходимо обратить внимание на габаритный диаметр. Он не должен превысить значение габарита груза, недопустимого к перевозке по железной дороге.

Как уже отмечалось, наметилась тенденция к уходу от ограничений, накладываемых предельными габаритами железнодорожного транспорта. Это позволяет несколько увеличить внутренний диаметр корпуса ПГ, увеличить объем котловой воды в ПГ и, таким образом, увеличить безопасность энергоблока в ситуации полного его обесточивания.

Масса камеры парогенератора может быть оценена через удельную массу прототипной камеры

$$M^{\text{КПГ}} = m^{\text{КПГ}} \cdot V^{\text{КПГ}}, \text{ кг}, \quad (7.17)$$

где

$$m^{\text{КПГ}} = M_{\text{прот}}^{\text{КПГ}} / V_{\text{прот}}^{\text{КПГ}}. \quad (7.18)$$

В табл. 7.4 приведены данные некоторых парогенераторов, применяемых в отечественных АЭС с ВВЭР.

Т а б л и ц а 7.4

**Основные параметры парогенераторов ЯЭУ с ВВЭР
(параметры одной камеры ПГ)**

Параметр ПГ	ПГВ-440	ПГВ-1000 М	ПГВ- 1000МКП
Количество камер ПГ в блоке	6	4	4
Тепловая мощность, МВт	229	750	803
Расчетная паропроизводительность, т/ч	450	1470	1602
Давление генерируемого пара, МПа	4,61	6,28	7,0
Температура пара, °С	258,9	278,5	287
Влажность пара, %	0,25	0,2	0,2
Температура питательной воды, °С	164...223	164...220	164...225
Давление теплоносителя, МПа	12,26	15,7	16,18
Температура теплоносителя: - на входе в ПГ, °С - на выходе из ПГ, °С	295 267	320 290	328,9 298,2
Скорость теплоносителя в трубках, м/с	2,71	4,21	4,6
Коэффициент теплопередачи с учетом загрязнений, кВт/(м ² · град)	4,7	5,4	5,33
Среднелогарифмический температурный напор, °С	18,7	22,9	24,72
Удельный тепловой поток, кВт/м ²	89,23	123	131
Полная поверхность теплообмена, м ²	2576,6	6115	6100
Общее количество параллельно включенных трубок, шт.	5536	11000	10978
Диаметр и толщина стенок трубок, мм	16×1,4	16×1,5	16×1,5
Средняя длина трубок, м	9,26	11,10	11,10
Гидравлическое сопротивление по тракту теплоносителя, МПа	0,075	0,126	0,13
Разбивка трубок в трубном пучке	коридорная	шахматная	коридорная
Минимальная кратность циркуляции в ПГ	4...6	1,5	
Внутренний диаметр корпуса, мм	3210	4000	4200
Длина корпуса, мм	11950	13840	13820
Масса сухой камеры ПГ, т	146	205	330

Трехконтурные ЯЭУ.

Особенностью конструктивного исполнения ПГ трехконтурной ЯЭУ, в отличие от ПГ двухконтурной ЯЭУ, является секционно-модульная компоновка ПГ, в которой теплообменная поверхность разделена по функциональному назначению на модули экономайзера, испарителя (экономайзера-

испарителя) и пароперегревателя (например, ПГ АЭС с БН-600 и БН-800). Совокупность соединенных модулей, способная полностью выполнять функцию производства пара требуемых параметров, образует секцию, которую можно отключать от ПГ, представляющего собой совокупность параллельно соединенных секций, имеющих общие подводящие и отводящие коллекторы.

Также ПГ классифицируются по форме теплообменной поверхности. Наиболее распространены ПГ прямотрубной конструкции (БН-600, БН-800), со спиральными трубами (используются термины «геликоидальный», «спирально-навивной», «бухтовый змеевик»), размещенными между центральной трубой и корпусом (Суперфеникс), с теплообменной поверхностью в виде плоских змеевиков («серпантинный», «ширмовый»), размещенных в цилиндрическом корпусе (БОР-60). Конструкционные схемы ПГ энергоблоков БН-600 и БН-800 рассмотрены в разделе 2 настоящего пособия.

Оценку массогабаритных показателей парогенераторов трехконтурной ЯЭУ по рассчитанной тепловой мощности реактора (в разделе 5) можно определить, ориентируясь на прототипные данные, приведенные в табл. 7.5.

Т а б л и ц а 7.5

Основные параметры парогенераторов ЯЭУ с БН

Параметр ПГ	БН-600	БН-800
Тип ПГ	Секционно-модульный ГН-200М	Секционно-модульный ПГН-272
Среда: межтрубное пространство, трубный пучок	Натрий Вода-пар	Натрий Вода-пар
Количество ПГ в РУ	3	3
Количество секций в ПГ	8	10
Количество модулей в секции	3	2
Количество т/о трубок: испаритель осн./промпароперегреватель	349 239/235	349 239/–
Тепловая мощность, МВт	490	700
Расчетная паропроизводительность, т/ч	660	1050
Давление генерируемого пара, МПа	14,0	13,7
Температура пара, °С	507	490
Температура питательной воды, °С	241	210
Температура натрия: - на входе в ПГ, °С - на выходе из ПГ, °С	518 328	505 309
Внешний диаметр, толщина т/о трубок, мм: испаритель, основной (промежуточный) пароперегреватель	16×2,5 6(25)×2,5	16×2,5 16×2,5
Материал трубного пучка: испаритель пароперегреватель	10X2М X18Н9	10X2М 10X2М
Масса ПГ, т (т/МВт)	465(0,95)	414(0,59)

7.3. Компоновка турбоагрегата. Параметры главной турбины

При рассмотрении теплового расчета рабочего контура проточная часть главной турбины была представлена в виде последовательно включенных по потоку пара двух цилиндров – ЦВД и ЦНД с промежуточной сепарацией и промежуточным перегревом пара между ними. При этом в тепловом расчете рабочего контура подразумевалось, что ЦВД и ЦНД представлены в однопоточном варианте. В действительности компоновка турбоагрегата ЯЭУ АЭС значительно сложнее. Ниже представлены общие рекомендации по компоновке проточной части ЦВД и ЦНД в отдельные агрегаты ПТУ – количество цилиндров и количество потоков пара в цилиндре.

Обычно ЦВД турбин большой мощности komponуют в виде одного отдельного агрегата с двухпоточной проточной частью. Двухпоточная компоновка ЦВД позволяет разгрузить ротор от значительных осевых усилий, хотя заметно удлиняет его. Осевые усилия в турбинах большой мощности возникают из-за необходимости принимать необходимую степень реактивности по способу преобразования теплоперепада в турбинной ступени при значительной высоте рабочих лопаток, несмотря на то, что конструктивно турбинные ступени их выполняют как активные. И только для турбоагрегатов небольшой мощности ЦВД иногда komponуют однопоточным, т. к. при двухпоточной компоновке могут возникнуть затруднения по причине малой длины лопатки первой ступени. При малой длине лопатки первой ступени значительно вырастают концевые потери. Например, для турбины К-220-44, имеющей сравнительно небольшую мощность ($N_e = 220$ МВт), ЦВД выполнен однопоточным.

Компоновку ЦВД разрабатываемой турбины можно принять, ориентируясь на прототипную турбину. В табл. 7.6 приведены некоторые параметры ЦВД турбин, применяемых в отечественных АЭС.

Т а б л и ц а 7.6

Параметры ЦВД турбоагрегатов АЭС

Параметр ТА	К-220-44	К-500-65 3000	К-1000-60 3000	К-1000-60 1500	К-1200- 6,8/50	К-800- 130/3000
Завод-изготовитель	ПО ХТЗ	ПО ХТЗ	ПО ЛМЗ	ПО ХТЗ	ПО ЛМЗ	ПО ЛМЗ
Мощность турбоагрегата, МВт	220	500	1000	1000	1200	800
Частота вращения ротора, об/мин	3000	3000	3000	1500	3000	3000
Расход пара на ЦВД, т/ч	1439	2509,2	5360,8	5772	6464,3	3185,7

Параметр ТА	К-220-44	К-500-65 3000	К-1000-60 3000	К-1000-60 1500	К-1200- 6,8/50	К-800- 130/3000
Формула проточной части ЦВД: (кол-во цилиндров) × (кол-во потоков в цилиндре)	1×1	1×2	1×2	1×2	1×2	1×2
Количество ступеней в потоке	6	5	5	7	6	4+7
Длина лопатки первой ступени, мм	111			104		
Средний диаметр первой ступени, мм	1273			1806		
Средний диаметр последней ступени, мм	1437,5			1952		

Ориентируясь на мощность разрабатываемой турбины и расход пара на турбину, а также на высоту лопатки первой ступени ЦВД, принимают решение о количестве потоков в ЦВД – один или два.

Длину сопловой лопатки первой ступени ЦВД l_1 можно определить из уравнения сплошности потока пара

$$G_{\pi} \cdot v_1 = \pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot l_1 \cdot c_{10} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1 \cdot e. \quad (7.19)$$

Отсюда

$$l_1 = \frac{G_{\pi} \cdot v_1}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot c_{10} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1 \cdot e}, \text{ м}, \quad (7.20)$$

где G_{π} – расход пара через сопловый аппарат первой ступени ЦВД. Если ЦВД – двухпоточный, то $G_{\pi} = 0,5G_T$;

v_1 – удельный объем пара на выходе из соплового аппарата первой ступени ЦВД. Т. к. степень реактивности первой ступени небольшая, то значение v_1 можно принять по параметрам пара на выходе из первой ступени турбины. Очевидно, что $v_1 = v'(1-x) + v'' \cdot x$. Здесь значения v' , v'' , x – параметры потока пара на выходе из первой ступени турбины или, что тоже самое, на входе во вторую ступень;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр первой ступени ЦВД. Обычно для турбины с частотой вращения $n = 3000$ об/мин средний диаметр облопачивания первой ступени ЦВД находится в пределах 0,6...1,4 м (для тихоходного агрегата – до 1,8 м). Значение $d_{\text{ср}}$ можно принять по протипным данным;

c_{10} – теоретическая скорость пара на выходе из соплового аппарата первой ступени ЦВД. Значение c_{10} целесообразно выразить через опти-

мальное отношение скоростей $(u/c_{10})_{\text{опт}}$. Величину $(u/c_{10})_{\text{опт}}$ можно определить по зависимости $(u/c_{10})_{\text{опт}} = \varphi \cdot \cos \alpha_1 / [2(1 - \rho)]$. Для одновенечных активных турбин $(u/c_{10})_{\text{опт}}$ обычно составляет 0,42...0,55;

φ – коэффициент потерь в сопловой решетке. В расчет можно принять $\varphi = 0,96...0,98$;

α_1 – угол выхода потока пара из соплового аппарата первой ступени ЦВД. Его можно принять в пределах 10...14 ° (меньшее значение для турбин небольшой мощности);

ρ – степень реактивности первой ступени ЦВД. В расчет можно принять $\rho = 0,1...0,2$;

e – степень парциальности. Как правило, степень парциальности для турбин даже небольшой мощности порядка 100...200 МВт принимают равной 1, т.е. принимают турбину с полным впуском пара. При $e < 1$ рабочие лопатки первой ступени турбины подвержены циклическим механическим нагрузкам.

Полученное расчетным путем значение l_1 необходимо сравнить с данными прототипного турбоагрегата. Если длина лопатки окажется слишком мала, то это приведет к повышенным потерям в ступени. В этом случае можно рекомендовать перейти к однопоточному ЦВД (как это, например, имеет место в турбине К-220-44). Если этой меры недостаточно, то можно ввести парциальный выпуск пара, т.е. принять $e < 1$.

Получаемые при этом геометрические параметры ЦВД обычно не приводят к предельно допустимым значениям напряжений в корневом сечении лопатки, а параметры пара за последней ступенью ЦВД не приводят к предельно допустимым скоростям истечения пара.

Что касается ЦНД, то в связи с резким снижением давления пара от входа в ЦВД до выхода из ЦНД (в 1200...1800 раз) резко возрастает удельный объем пара – от $v \sim 0,027 \text{ м}^3/\text{кг}$ до $v = 25...30 \text{ м}^3/\text{кг}$, т.е. примерно в 900...1100 раз. Несмотря на то, что не весь пар, поступающий в ЦВД, доходит до последних ступеней ЦНД (часть его уходит в регенеративные отборы пара), объемный расход пара на последних ступенях ЦНД достигает очень больших значений, особенно у турбин большой мощности. Для пропуска такого большого объемного расхода пара через ЦНД требуется и большая скорость пара, и большая площадь проходного сечения.

Скорость истечения пара у турбин большой мощности, вектор которой принимают под углом к торцевому выходному сечению ЦНД около 90 °, должна быть не выше 250 м/с, в противном случае резко возрастает потеря энергии с выходной скоростью $\Delta \eta_{\text{вс}} = c^2/2$. Кроме того, увеличение скорости выше указанного диапазона ведет к заметному повышению эрозии металла проточной части турбины и выхлопных патрубков.

Для того чтобы скорость в выходном сечении ЦНД не превышала указанные пределы, должна быть предусмотрена соответствующая большая площадь торцевого сечения Ω , которая определяется средним диаметром облопачивания последней ступени ЦНД d и длиной лопатки l .

Заметим, что в рекомендованных пределах должны быть не только принимаемые в расчет значения l и d , но и их соотношение $\Theta = d/l$ – так называемая веерность ступени. Величина Θ характеризует конструктивные особенности и радиальные габариты ступени, а также в значительной степени определяет ее экономичность (веерные потери ступени).

Конфигурация проходного сечения на выходе из ЦНД показана на рис. 7.2.

Очевидно, что площадь проходного сечения одного выхлопа составляет

$$\Omega = \pi \cdot d \cdot l, \text{ м}^2. \quad (7.21)$$

Несмотря на то, что значения l и d стремятся принять максимальными, в одном потоке пара не представляется возможным обеспечить необходимое проходное сечение, при котором скорость пара у турбин большой мощности не выходила бы за пределы 250 м/с. По этой причине ЦНД представляют несколькими цилиндрами с параллельными потоками пара.

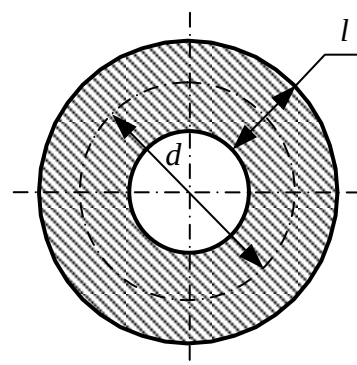


Рис. 7.2. Проходное сечение последней ступени ЦНД

Для уменьшения количества отдельных агрегатов ЦНД каждый из них принимается двухпоточным. Это позволяет также разгрузить ротор каждого агрегата ЦНД от осевых усилий.

Все отдельные агрегаты турбины (и ЦВД, и ЦНД) последовательно соединены своими роторами в единый валопровод, через который выработанная механическая энергия передается генератору электроэнергии. Конструкция такого валопровода громоздкая, сложная. В ее реализации встречаются значительные трудности: центровка валопровода, его балансировка, обеспечение оптимального соотношения жесткости и гибкости ротора турбоагрегата в целом. В настоящее время в составе валопровода не удастся скомпоновать больше пяти отдельных агрегатов турбоагрегата – отдельных цилиндров проточной части. Следовательно, количество выхлопов из проточной части ЦНД ограничено и не должно быть больше восьми.

При выборе значений среднего диаметра облопачивания последней ступени ЦНД d и длины лопатки l следует иметь в виду, что с увеличением d и l возрастают центробежные силы и, вследствие этого, растягивающие нагрузки на корневое сечение лопатки.

Действительно, если принять, что основной вклад в растягивающие усилия вносит центробежная нагрузка (нагрузками от изгибающих окруж-

ных и осевых усилий можно пренебречь, так как они составляют обычно не более 10...15 % полной нагрузки), то напряжение растяжения составит

$$\sigma_p = \frac{P}{F}, \text{ Па} \quad (7.22)$$

где P – центробежная сила;

F – площадь поперечного сечения лопатки.

Центробежную силу, действующую на корневое сечение лопатки, можно выразить следующим образом

$$P = M \cdot \omega^2 \cdot r = \rho_m \cdot l \cdot F \cdot \omega^2 \cdot \frac{d}{2} = \rho_m \cdot l \cdot F \cdot 2\pi^2 \cdot n^2 \cdot d = 2\rho_m \cdot \Omega \cdot \pi \cdot n^2 \cdot F, \quad (7.23)$$

где ρ_m – плотность металла лопатки, кг/м³;

Ω – площадь кольцевого проходного сечения на выходе из ступени, м²;

n – частота вращения ротора, 1/с.

Если подставить значение P из формулы 7.23 в выражение 7.22, то напряжение растяжения в корневом сечении лопатки от центробежных сил составит

$$\sigma_p = 2\rho_m \cdot \Omega \cdot \pi \cdot n^2. \quad (7.24)$$

Отсюда

$$\Omega = \frac{\sigma_p}{2 \cdot \rho_m \cdot \pi \cdot n^2}. \quad (7.25)$$

Если в качестве материала лопатки применяется нержавеющая сталь (например, в конструкциях турбин ПО ХТЗ для рабочих лопаток применяются хромистые нержавеющие стали 12Х13 и 15Х11МФ), то при частоте вращения ротора в 3000 об/мин предельное значение площади торцевого сечения последней ступени ЦНД в одном потоке составляет 8...10 м².

Иногда в последних ступенях ЦНД применяют рабочие лопатки, выполненные из титанового сплава. Например, на некоторых паровых турбинах ПО ЛМЗ для изготовления последних ступеней ЦНД в целях промышленной проверки последнее время используют экспериментальные титановые сплавы. Этот материал имеет меньшую плотность, а также допускает большие растягивающие напряжения. Благодаря этому можно увеличить длину лопатки или средний диаметр ступени. Совокупность отмеченных факторов приводит к тому, что предельно возможный размер площади торцевого сечения последней ступени ЦНД может достигать величины почти 12 м². Для ненапряженных последних ступеней ЦНД значение площади торцевого сечения на выходе из цилиндра в одном потоке составляет 5...7 м².

Общие рекомендации по выбору геометрических параметров последней ступени ЦНД – длины лопатки l и среднего диаметра d – при частоте вращения $n = 3000$ об/мин сводятся к следующему.

Длину лопатки l принимают, ориентируясь на реально выполненные турбины. При этом следует иметь в виду, что длину лопатки более 1,2 м принимать нецелесообразно. Средний диаметр облопачивания определяют через относительную величину $\Theta = d/l$, характеризующую веерность облопачивания. Значение Θ принимают в пределах 2,7...3,0, редко 2,5.

При выборе значений l и d можно ориентироваться на геометрические характеристики облопачивания последних ступеней быстроходных ЦНД ($n = 3000$ об/мин) изготавливаемых и проектируемых в настоящее время стационарных паровых турбин, которые показаны в табл. 7.7.

Выбрав значения d и l , определяют значение площади торцевого проходного сечения одного потока последней ступени ЦНД Ω по формуле 7.21 и оценивают степень напряженности принимаемой компоновки турбоагрегата, сравнивая полученное значение Ω с рекомендуемыми пределами (табл. 7.7). При необходимости в принятые значения d и l вносят коррективы.

Т а б л и ц а 7.7

Геометрические характеристики лопаток ступеней быстроходных ЦНД

Длина лопатки l , мм	Средний диаметр облопачивания d , мм	Веерность $\Theta = d / l$	Торцевая площадь проходного сечения Ω , м ²	Окружная скорость на периферии u , м/с	Завод изготовитель
1200	2900	2,42	10,93	644	ПО ЛМЗ
1200	3000	2,50	11,31 (титан)	659	ПО ЛМЗ
1050	2550	2,43	8,41	656	ПО ХТЗ
1030	2530	2,46	8,19	559	ПО ХТЗ
960	2480	2,58	7,48	540	ПО ЛМЗ
940	2460	2,62	7,26	534	ПО ТМЗ
940	2390	2,54	7,06	507	ПО ТМЗ
852	2350	2,76	7,30	503	ПО ТМЗ
830	2280	2,75	5,96	498	ПО ТМЗ
765	2100	2,75	5,05	450	ПО ЛМЗ
665	2000	3,01	4,18	419	ПО ЛМЗ

Зная общий расход пара через последнюю ступень ЦНД, определяется скорость истечения пара

$$c = \frac{\sum G_{\text{п}} \cdot v}{z_{\text{пот}} \cdot \Omega}, \text{ м/с}, \quad (7.26)$$

где $\sum G_{\text{п}}$ – суммарный массовый расход пара через последние ступени ЦНД всех цилиндров турбоагрегата, кг/с;

v – удельный объем пара за последней ступенью ЦНД, м³/кг. Т. к. пар за последней ступенью ЦНД влажный, то по параметрам этого пара значение v можно определить по зависимости $v = v' \cdot (1 - x) + v'' \cdot x$;

$z_{\text{пот}}^{\text{ЦНД}}$ – количество принятых в расчет потоков пара, равное удвоенному количеству ЦНД, так как обычно цилиндры двухпоточные;

Ω – определенное ранее значение торцевого проходного сечения одного потока последней ступени ЦНД, м².

Как уже отмечалось, полученное значение скорости c у турбин большой мощности должно быть не выше 250 м/с. Все полученные расчетные параметры целесообразно сравнить со значениями параметров реальных ТА современных АЭС (табл. 7.8).

Т а б л и ц а 7.8

Параметры ЦНД быстроходных агрегатов АЭС

Параметр ТА	К-220-44	К-500-65 3000	К-1000-60 3000	К-1200- 6,8/50	К-800- 130/3000
Завод-изготовитель	ПО ХТЗ	ПО ХТЗ	ПО ЛМЗ	ПО ЛМЗ	ПО ЛМЗ
Частота вращения ротора, об/мин	3000	3000	3000	3000	3000
Расход пара, т/ч	1439	2509,2	5360,8	6464,3	3185,7
Суммарный расход пара через последние ступени, т/ч	774,9	1611	3074,9		
Формула проточной части: (количество цилиндров) × (количество потоков в цилиндре)	2×2	4×2	4×2	4×2	3×2
Длина лопатки последней ступени, м	0,85	0,85	1,2	1,2	1,2
Средний диаметр последней ступени, м	2,35	2,35	3,00	3,00	3,00
Веерность последней ступени, $\Theta = d / l$	2,76	2,76	2,5	2,5	2,5
Торцевая площадь проходного сечения последней ступени в одном потоке, $\Omega = \pi \cdot d \cdot l$, м ²	6,27	6,27	11,3	11,3	11,3
Удельный объем пара за последней ступенью, $v = v' \cdot (1 - x) + v'' \cdot x$, м ³ /кг	25,27	31,78	25,75	25,75	
Скорость пара на выходе из последней ступени, $c = \Sigma G_{\text{п}} \cdot v / (z_{\text{пот}}^{\text{ЦНД}} \cdot \Omega \cdot 3,6)$, м/с	216,8	283,4	243,15	243,15	

Компоновка быстроходных отечественных турбоагрегатов АЭС показана на рис. 7.3.

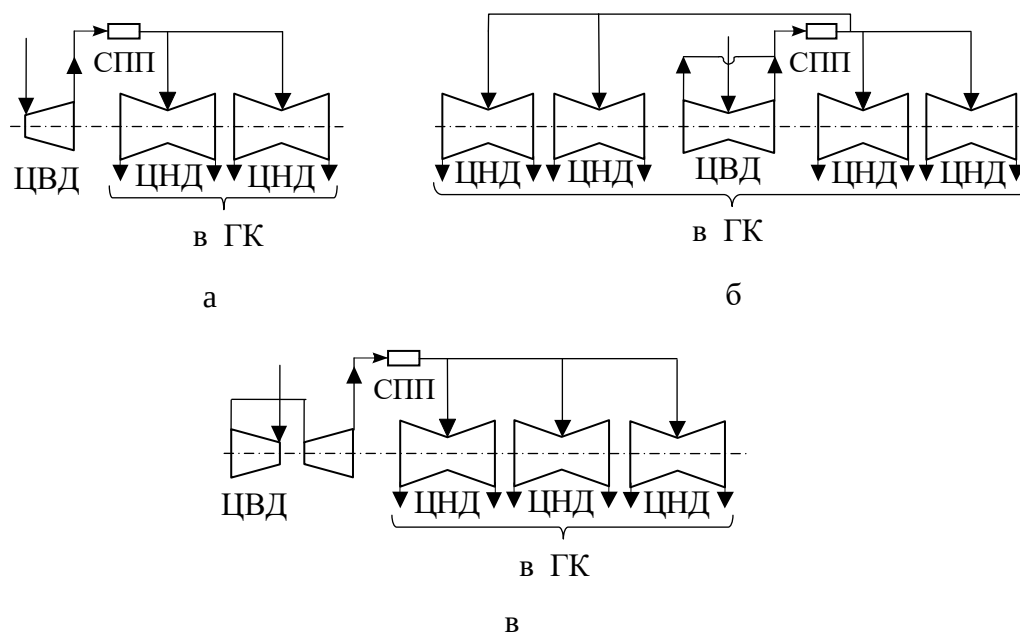


Рис. 7.3. Компоновка быстроходных турбоагрегатов АЭС:
а – К-220-44; б – К-500-65/3000, К-1000-60/3000 и К-1200-6,8/50 (симметричная схема);
в – К-800-130/3000 (петлевая схема)

Если же мощность турбины и соответствующий ей расход пара через проточную часть столь значительны, что не удастся уложиться в предельные значения параметров (скорость истечения пара не выше 250 м/с; количество цилиндров низкого давления не больше 4; площадь торцевого сечения последней ступени ЦНД не больше 8...10 м² при стальных лопатках или не больше 12 м² при лопатках, выполненных из титановых сплавов), то можно принять сниженную частоту вращения турбины – от 3000 до 1500 об/мин (генератор электроэнергии четырехполюсный).

Если частоту вращения n снизить в два раза, а длину лопатки и, следовательно, торцевое проходное сечение Ω оставить тем же, то напряжения растяжения от центробежных сил в корневом сечении лопатки снизятся в 4 раза (формула 7.25). Однако при этом увеличатся напряжения от изгибающих сил. Действительно, механическая мощность ротора может быть представлена как произведение крутящего момента и частоты вращения $N = M_{кр} \cdot n$. При неизменной мощности турбины N снижение частоты вращения n должно сопровождаться увеличением крутящего момента $M_{кр}$ (если общее количество рабочих венцов турбины остается тем же). Увеличение же крутящего момента (произведение окружной силы и плеча силы) может сопровождаться значительным увеличением окружной силы и, вследствие этого, значительным увеличением напряжений от изгибающей окружной нагрузки.

В этой связи при снижении частоты вращения в два раза несколько увеличивают длину лопатки и средний диаметр облопачивания последней ступени ЦНД – таким образом, чтобы торцевое сечение $\Omega = \pi \cdot d \cdot l$ было увеличено в 2...2,7 раза (но не выше значения порядка 20 м²). При этом растягивающие напряжения в корневом сечении лопатки от центробежных сил уменьшаются лишь в 1,5...2 раза, но напряжения от изгибающих сил несколько возрастают. В результате суммарные напряжения в корневом сечении лопатки остаются довольно значительными. Достигнутое при этом увеличение площади торцевого проходного сечения Ω позволит существенно снизить скорость истечения пара или даже уменьшить необходимое количество выхлопов и количество ЦНД.

Следует иметь в виду, что переход к тихоходному агрегату значительно увеличивает радиальные габариты турбины. Например, у тихоходной турбины К-1000-60/1500 максимальный диаметр ротора ЦНД составляет 5,6 м (у турбины той же мощности К-1000-60/3000 – 4,2 м), что обуславливает транспортировку такого ротора к месту установки в демонтированном состоянии. Поэтому переходить на пониженную частоту турбоагрегата без особой на то необходимости не следует.

Последовательность выбора геометрических параметров ЦНД и количества корпусов ЦНД для тихоходных турбин может быть принята такой же, как и для быстроходных турбин, но предельные значения параметров (длина лопатки и средний диаметр последней ступени) следует принимать соответствующими для тихоходных ЦНД. При этом предельное значение скорости выхода пара, которое определяет потери энергии с выходной скоростью, а также интенсивность эрозии металла, остается тем же – 250 м/с. Предельное общее количество цилиндров турбоагрегата также должно быть тем же – не более пяти.

При выборе значений геометрических параметров последних ступеней ЦНД тихоходных турбин следует ориентироваться на параметры реально выполненных и проектируемых турбин в отечественной и зарубежной практике турбостроения. Обобщенные данные практики турбостроения тихоходных турбин показаны в табл. 7.9.

Т а б л и ц а 7.9

Параметры последних ступеней ЦНД тихоходных агрегатов

Параметр ступени ЦНД	Значение
Длина лопатки, l , мм	1041...1500
Средний диаметр облопачивания, d , мм	3840...4300
Веерность, $\Theta = d/l$	2,86...3,50
Площадь торцевого выходного сечения, $\Omega = \pi \cdot d \cdot l$, м ²	15,38...20,30

Заметим, что для тихоходной турбины К-1000-60/1500-1 той же мощности, что и для быстроходной турбины К-1000-60/3000 (мощность генератора 1000 МВт), уменьшение частоты вращения позволило так увеличить площадь торцевого проходного сечения последней ступени ЦНД, что количество корпусов двухпоточных ЦНД уменьшилось с четырех до трех. Но при этом первые ступени ЦНД, где давление пара заметно выше и, следовательно, заметно меньше величина удельного объема пара, скомпонованы в один отдельный общий корпус – ЦСД. Таким образом, и в этом случае в общем валопроводе турбоагрегата количество отдельных агрегатов не превышает пяти. Схема такого турбоагрегата имеет вид, показанный на рис. 7.4.

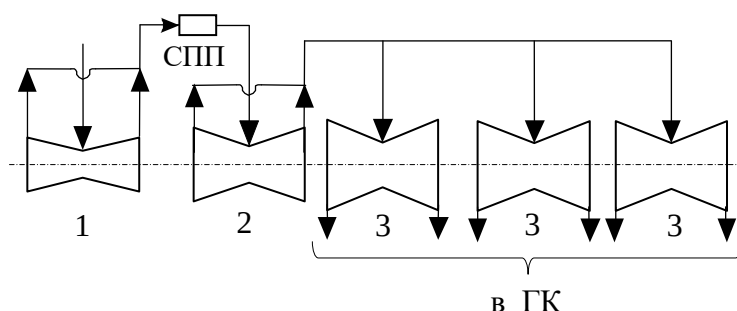


Рис. 7.4. Компоновка тихоходного турбоагрегата К-1000-60/1500-1:
1 – ЦВД, 2 – ЦСД, 3 – ЦНД

Параметры турбоагрегата К-1000-60/1500-1 представлены в табл. 7.10.

На основе турбины К-1000-60/1500-1 была разработана турбина К-1000-60/1500-2. Принципиальное ее отличие – отсутствие ЦСД. Турбина имеет один ЦВД и три ЦНД с осерадиальными выходами пара на конденсаторы. ЦВД – двухпоточный семиступенчатый, унифицированный с ЦВД турбины К-1000-60/1500-1. ЦНД – двухпоточные семиступенчатые.

Т а б л и ц а 7.10

Параметры тихоходного агрегата К-1000-60/1500-1

Параметр ТА	Значение
Завод-изготовитель	ПО ХТЗ
Мощность турбоагрегата, МВт	1040
Расход пара на ЦВД, т/ч	5772
Расход пара на ЦСД, т/ч	4071,01
Расход пара через последнюю ступень ЦСД, т/ч	3651,56
Формула проточной части ЦСД: (количество цилиндров) × (количество потоков в цилиндре)	1x2

Параметр ТА	Значение
Длина лопатки последней ступени ЦСД, м	0,493
Средний диаметр последней ступени ЦСД, м	2,463
Веерность, $\Theta = d/l$	5,0365
Торцевая площадь проходного сечения последней ступени ЦСД в одном потоке, $\Omega = \pi \cdot d \cdot l$, м ²	3,6437
Удельный объем пара за последней ступенью ЦСД, $v = v' \cdot (1 - x) + v'' \cdot x$, м ³ /кг	0,5455
Скорость пара на выходе ЦСД, $c = \Sigma G_{\text{п}} \cdot v / (z_{\text{пот}}^{\text{ЦСД}} \cdot \Omega \cdot 3,6)$, м/с	71,93
Расход пара на ЦНД, т/ч	3651,56
Расход пара через последнюю ступень ЦНД, т/ч	3271,79
Формула проточной части ЦНД: (количество цилиндров) $\times$ (количество потоков в цилиндре)	3x2
Длина лопатки последней ступени ЦНД, м	1,45
Средний диаметр последней ступени ЦНД, м	4,15
Веерность, $\Theta = d/l$	2,802
Торцевая площадь проходного сечения последней ступени ЦНД в одном потоке, $\Omega = \pi \cdot d \cdot l$, м ²	18,895
Удельный объем пара за последней ступенью ЦНД, $v = v' \cdot (1 - x) + v'' \cdot x$, м ³ /кг	30,297
Скорость пара на выходе ЦНД, $c = \Sigma G_{\text{п}} \cdot v / (z_{\text{пот}}^{\text{ЦНД}} \cdot \Omega \cdot 3,6)$, м/с	242,73

Еще одним примером компоновки турбоагрегата может быть турбина К-500-60/1500 (в составе энергоблока с ЯР ВВЭР-1000 два турбоагрегата). Умеренная мощность турбины в 500 МВт не требовала снижения частоты вращения до 1500 об/мин. Однако, снизив частоту вращения, авторы проекта смогли значительно увеличить длину лопатки последней ступени ЦНД – до 1450 мм. Это позволило в составе каждого турбоагрегата установить лишь один двухпоточный ЦНД.

После решения вопросов компоновки турбоагрегата можно оценить массогабаритные показатели его отдельных цилиндров и турбоагрегата в целом. При оценке массогабаритных показателей целесообразно использовать прототипные данные.

7.4. Компоновка главной конденсационной установки

Непременным элементом теплового двигателя является теплообменный аппарат, в котором от рабочего тела после его расширения отводится тепло к холодному источнику тепла – окружающей среде. В нашем случае, когда рабочее тело – влажный пар, при отводе тепла от рабочего тела происходит его конденсация. Следовательно, теплообменный аппарат охлаждения рабочего тела является конденсатором.

Главный конденсатор ЯЭУ АЭС – поверхностный кожухотрубный теплообменный аппарат, охлаждающая поверхность которого – поверхность трубного пучка, выполненного из параллельно включенных прямых трубок. В межтрубном пространстве организован нисходящий поток конденсирующегося пара. Межтрубное пространство завершается конденсатосборником, расположенным в нижней части ГК. Внутри трубок прокачивается охлаждающая вода. Обычно это техническая вода из различных охлаждающих сооружений (пруд-охладитель, река, градирня, брызгальный бассейн и др.). Для подвода и отвода охлаждающей воды предусмотрены водяные камеры. Схема такого конденсатора показана на рис. 7.5.

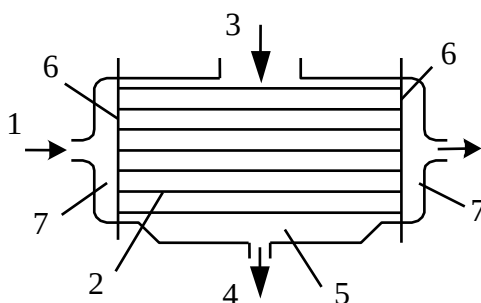


Рис. 7.5. Схема поверхностного конденсатора:

1 – вход охлаждающей воды; 2 – охлаждающие трубки; 3 – вход отработавшего пара; 4 – выход конденсата; 5 – конденсатосборник; 6 – трубная доска; 7 – водяная камера

Т. к. главный тепловой двигатель ЯЭУ АЭС работает по циклу Ренкина, то в главном конденсаторе должна быть обеспечена полная конденсация пара. При этом целесообразно так организовать теплоотвод от рабочего тела, чтобы в конденсаторе происходила только конденсация рабочего тела без переохлаждения полученного конденсата, т. к. переохлаждение воды ведет к последующим непроизводительным затратам тепловой мощности ЯР на подогрев воды. Кроме того, переохлаждение конденсата сопровождается увеличением содержания растворенных в нем газов и, таким образом, увеличивается химическая агрессивность конденсата.

Из анализа экономичности цикла теплового двигателя следует, что конденсация пара в конденсаторе должна происходить при возможно меньшем давлении. Это повышает КПД цикла. Обычно в стационарных ПТУ давление в конденсаторе составляет величину порядка 3...5 кПа, что соответствует температуре конденсации примерно 27...33 °С. Для того чтобы получить такую низкую температуру конденсации необходимо обеспечить еще более низкую температуру охлаждающей воды. Температура воды на входе в конденсатор обычно достаточно низкая (15...20 °С). Однако вода за время прохождения ГК нагревается, причем ее температура должна оставаться ниже температуры конденсации.

Для обеспечения незначительного нагрева воды (на величину примерно 10 °С) требуется весьма большой расход охлаждающей воды, для чего в расчет принимают большую кратность циркуляции ГК – порядка 50. Кроме того, следует иметь в виду, что наряду с этим необходимо обеспечить теплопередачу в ГК при весьма малом температурном напоре. Для этого следует предусмотреть большую поверхность конденсации. В результате массогабаритные показатели такого конденсатора весьма значительны.

Заметим, что для АЭС массогабаритные показатели ГК существенно больше массогабаритных показателей конденсаторов тепловых электростанций даже при одинаковых мощностях главных турбин и одинаковых параметрах конденсирующейся среды. Это связано с тем, что параметры свежего пара в цикле теплового двигателя ТЭС значительно выше (обычно это критические параметры), отсюда значительно выше экономичность цикла теплового двигателя. В результате при такой же полезной мощности установки количество подведенного в цикл тепла меньше, уменьшается также количество тепла, отводимого в конденсаторе

$$Q_{\text{отв}} = Q_{\text{подв}} - Q_{\text{полезн}}. \quad (7.27)$$

Отсюда следует, что при одинаковой полезной мощности турбины АЭС и ТЭС тепловая нагрузка ГК ТЭС значительно меньше. В количественном отношении этот фактор можно характеризовать удельным параметром f – поверхностью теплопередачи ГК, отнесенной к 1 МВт полезной мощности. Обобщение результатов сопоставления АЭС и ТЭС показывает, что если для ТЭС $f = 46,1...56,9 \text{ м}^2/\text{МВт}$, то для АЭС $f = 81...104,4 \text{ м}^2/\text{МВт}$. Таким образом, можно утверждать, что при прочих равных условиях массогабаритные показатели главных конденсаторов АЭС значительно больше, чем на ТЭС – примерно в два раза.

Обычно конденсационная установка турбоагрегата представлена несколькими отдельными корпусами конденсатора, каждый из которых обслуживает свой ЦНД. Несмотря на дробление тепловой нагрузки конденсатора, массогабаритные показатели отдельного корпуса могут быть очень большими. Поэтому каждый корпус ГК АЭС выполняют обычно в виде нескольких транспортабельных блоков, собираемых на месте в общую конструкцию. Иногда отдельные корпуса ГК соединяют по паровой полости перепускными уравнительными патрубками. Такой перепускной патрубок предусмотрен, например, в конденсационной установке турбины К-220-44.

Геометрическая форма поперечного сечения конденсатора чаще всего представляет собой прямоугольник. Это позволяет более полно использовать помещение, предназначенное для расположения конденсатора. Для обеспечения жесткости и прочности боковых стенок конденсатора они снабжаются внутренним оребрением. Для ПТУ малой мощности форма конденсатора может быть в виде круглого или овального цилиндра.

Наиболее рациональное расположение ГК – под соответствующим ЦНД (подвальное расположение). Однако для турбин большой мощности, имеющих конденсаторы с очень большой тепловой нагрузкой и, следовательно, с большими габаритами, могут возникнуть затруднения с подвальным размещением конденсатора. Это особенно заметно может проявиться для мощных тихоходных турбоагрегатов, у которых увеличены радиальные размеры. В этом случае может оказаться предпочтительным боковое расположение ГК: две секции на один ЦНД с двух сторон турбины. Возможные варианты расположения конденсатора показаны на рис. 7.6.

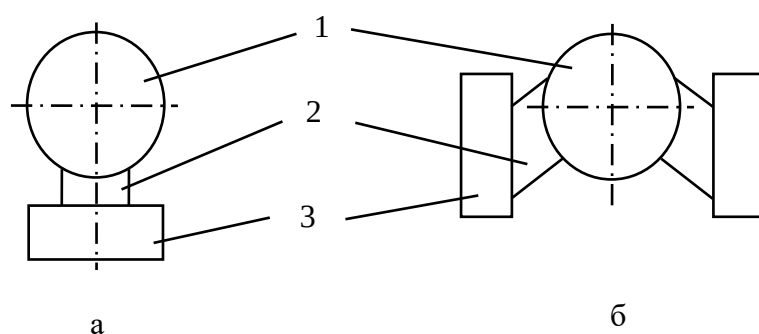


Рис. 7.6. Схема расположения конденсатора:
а – подвальное; б – боковое;
1 – турбина, 2 – выхлопной патрубок, 3 – главный конденсатор

Боковое расположение конденсаторов имеет ряд достоинств. Оно позволяет более просто реализовать последовательное соединение конденсаторов соседних ЦНД по охлаждающей воде. Как уже отмечалось ранее, это может несколько увеличить КПД установки. Кроме того, боковое расположение конденсаторов позволяет увеличить проходное сечение выхлопного патрубка и благодаря этому уменьшить в нем потери энергии. Как недостаток такого решения можно отметить неизбежное при этом усложнение фундамента ПТУ. Усложняются обслуживание и ремонт турбины. Особенно заметны эти недостатки в одноконтурной ЯЭУ. В такой ЯЭУ обязательна биологическая защита водяного объема конденсатора, поэтому может возникнуть необходимость поместить под защиту всю турбину – ЦНД. Это настолько усложняет конструкцию и эксплуатацию ПТУ, что боковое расположение конденсаторов для одноконтурных ЯЭУ становится неприемлемым.

В эксплуатации ЯЭУ АЭС может сложиться ситуация, когда расход пара на турбину практически мгновенно снижается до нуля или до некоторого очень малого значения. Мощность реактора и паропроизводительность парогенератора не могут быть уменьшены соответствующим образом за столь короткое время. Поэтому в составе конденсационной установ-

ке должно быть предусмотрено специальное приемно-сбросное устройство БРУ-К. Оно должно обеспечить прием пара в количестве до 60 % паропроизводительности РУ. В устройстве БРУ-К давление сбрасываемого пара снижается за счет его дросселирования, а температура пара – за счет его увлажнения.

В практике отечественного конденсаторостроения наиболее употребительны конденсаторные трубки следующих диаметров $d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}}$, мм: 19/17, 24/22, 25/23, 28/26, 28/26,8 (для материала трубок из нержавеющей стали или титановых сплавов).

Чем меньше диаметр трубок, тем компактнее конденсатор (меньше эквивалентный диаметр трубной доски). С уменьшением диаметра трубок несколько увеличивается коэффициент теплопередачи. Однако трубки малого диаметра быстрее засоряются, что существенно снижает их теплопередающие свойства. Чистка трубок более затруднительна. Кроме того, при уменьшении диаметра трубок увеличивается их количество, а, следовательно, количество креплений трубок в трубной доске. В результате снижается надежность конструкции, усложняется ремонт конденсаторной установки. Поэтому для крупных конденсаторов АЭС применяются трубки большего диаметра.

В качестве материала трубок ранее применялись различные сплавы на медной основе: латуни, мельхиоры, которые достаточно стойки против коррозии, допускают достаточно большие (хотя и несколько ограниченные) скорости охлаждающей воды (стойкие против эрозии) и имеют хорошие теплопроводящие свойства (малое термическое сопротивление).

В настоящее время в качестве материала трубок применяют нержавеющие стали или титановые сплавы, хотя их теплопередающие свойства заметно хуже, чем у сплавов на медной основе, но их можно выполнять с меньшей толщиной стенок.

В паре, поступающем в конденсатор, имеется небольшая доля газов. Кроме того, в конденсатор, находящийся под вакуумом, неизбежен некоторый подсос окружающего воздуха через различные неплотности. Наличие газов в главном конденсаторе увеличивает давление среды, т. к. общее давление равно сумме парциальных давлений паровой фазы и газов. Рост давления в конденсаторе снижает срабатываемый в турбине теплоперепад. Значительное количество газов способствует росту степени переохлаждения конденсата, что также ухудшает экономичность установки. Кроме того, наличие газов в конденсирующемся паре заметно ухудшает теплоотдачу (и, следовательно, теплопередачу) в конденсаторе. Так, например, при массовой концентрации газов в 1 % коэффициент теплоотдачи уменьшается в два раза (по сравнению с конденсацией чистого пара), а при концентрации газов в 2,5...3,0 % коэффициент теплоотдачи уменьшается в 4 раза.

Так как газы в конденсаторе не конденсируются, то для нормальной работы конденсационной установки должно быть обеспечено постоянное удаление газов из паровой полости. При правильном выборе параметров воздухоудаляющего устройства и способа его подключения обеспечивается практически полное удаление газов. В результате можно считать, что в паровой полости конденсатора находится только конденсирующийся пар, т.е. парциальное давление пара практически равно давлению среды в конденсаторе. Парциальным давлением воздуха можно пренебречь.

В качестве воздухоудаляющих средств обычно используют струйные насосы – пароструйные или водоструйные эжекторы. При этом в пароструйном эжекторе используется тепловая энергия рабочего пара, т.е. работает тепловой двигатель, в составе которого обязательно должен быть свой конденсатор, отводящий тепловую энергию пара, не использованную в эжекторе, в окружающую среду. В водяном эжекторе используется энергия давления рабочей воды (обычно это часть технической воды, используемой в энергоблоке).

Воздухоудаляющее устройство постоянно удаляет воздух из конденсатора с некоторой частью конденсирующегося пара, т.е. паровоздушную смесь. Для уменьшения доли пара в отсасываемой смеси в некоторых конденсаторах предусматривают специальный холодильник. Поверхность такого холодильника может достигать заметной величины – до 8...10 % от общей поверхности теплообмена конденсатора. По такой схеме, например, организован отсос паровоздушной смеси пароструйным эжектором из конденсатора паровой турбины К-1000-60/1500-2. Отсос паровоздушной смеси из конденсатора турбины К-1000-60/3000 осуществляется водяным эжектором без специального предварительного холодильника.

Охлаждающие трубки в паровой полости конденсатора komponуют в виде трубного пучка прямых параллельно включенных по охлаждающей воде трубок. Для более равномерной загрузки конденсаторных трубок теплом конденсирующегося пара в зоне массовой конденсации необходимо обеспечить развернутый фронт натекания парового потока. Обычно в современных ПТУ АЭС трубный пучок массовой конденсации пара в поперечном сечении выполняют в виде свернутой ленты с глубокими проходами в пучке для направления пара к возможно большей части трубок. За счет увеличения фронта натекания парового потока снижается скорость натекания, уменьшается паровое сопротивление конденсатора. Скорость пара не должна превышать 100...120 м/с. В реально выполненных конденсаторах скорость пара обычно значительно ниже. Например, в конденсаторах турбин К-220-44 и К-500-65/3000 она составляет 50...60 м/с.

Глубина ленты переменная. Обычно количество рядов трубок в ленте 12...14 (до 16). Для уменьшения переохлаждения конденсата в трубном пучке могут предусматривать особые перегородки, улавливающие конден-

сат и отводящие его в конденсатосборник в обход нижерасположенных трубок пучка. Возможны также и иные компоновки трубного пучка: лучеобразные, V-образные, островные и пр.

На рис. 7.7 и 7.8 показаны компоновки трубного пучка и конденсаторов в целом для некоторых паровых турбин отечественных АЭС.

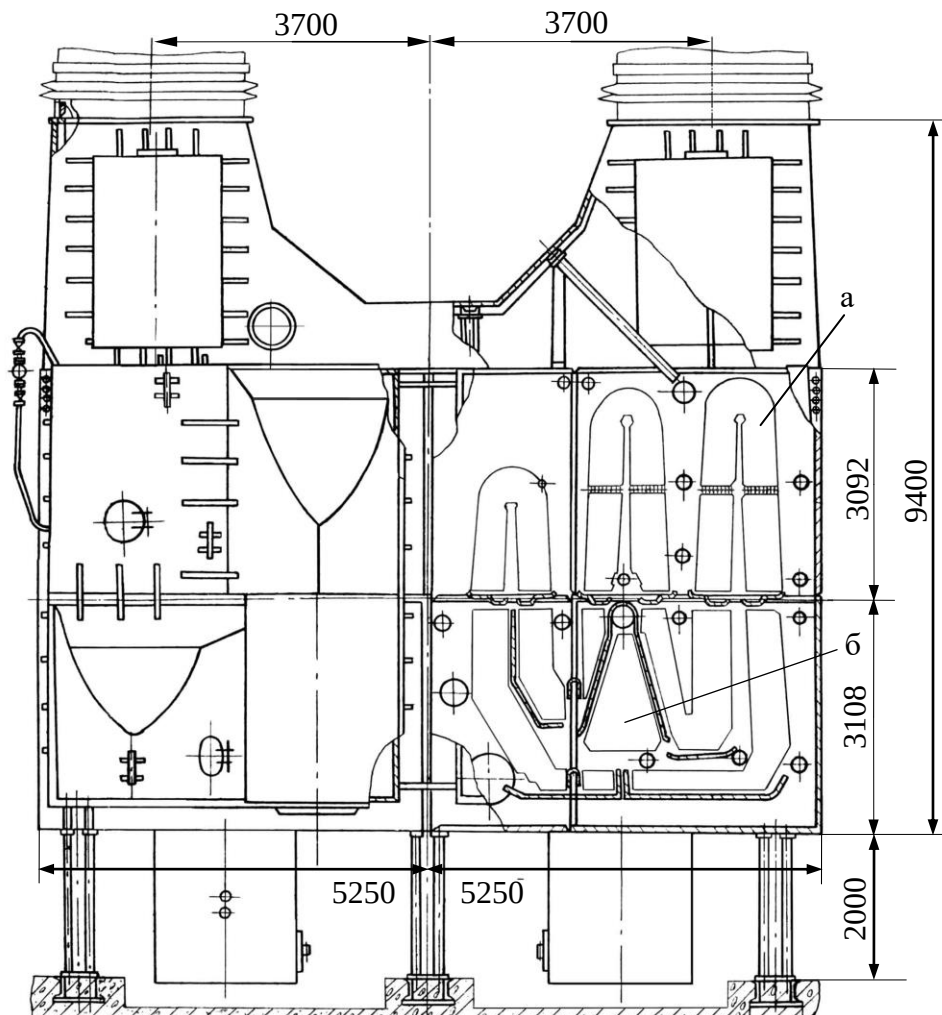


Рис. 7.7. Компоновка конденсатора турбины К-1000-60/1500-2:

- а – основной пучок конденсационных трубок;
- б – холодильник системы отсоса паровоздушной смеси

Заметим, что в конденсаторе турбины К-1000-60/3000 для пары конденсаторов, соединенных последовательно по охлаждающей воде, один общий конденсатосборник, расположенный под конденсатором вторым по ходу охлаждающей воды.

При рациональной компоновке трубного пучка пар в конденсаторе только конденсируется без переохлаждения конденсата. Однако такой процесс конденсации пара будет происходить только при номинальных параметрах работы установки – при номинальной паровой нагрузке, номинальной температуре охлаждающей воды и номинальном ее расходе.

Если же эти параметры, определяющие процесс конденсации пара, по какой-либо причине изменятся, то процесс конденсации изменит свой характер. Например, при уменьшении паровой нагрузке (уменьшение мощности главной турбины) не все ряды трубок в свернутой ленте будут загружены паром. Произойдет уменьшение зоны массовой конденсации пара. На последних рядах трубок будет происходить переохлаждение конденсата, т.е. появится зона переохлаждения конденсата. Аналогичное явление произойдет и при уменьшении температуры охлаждающей воды.

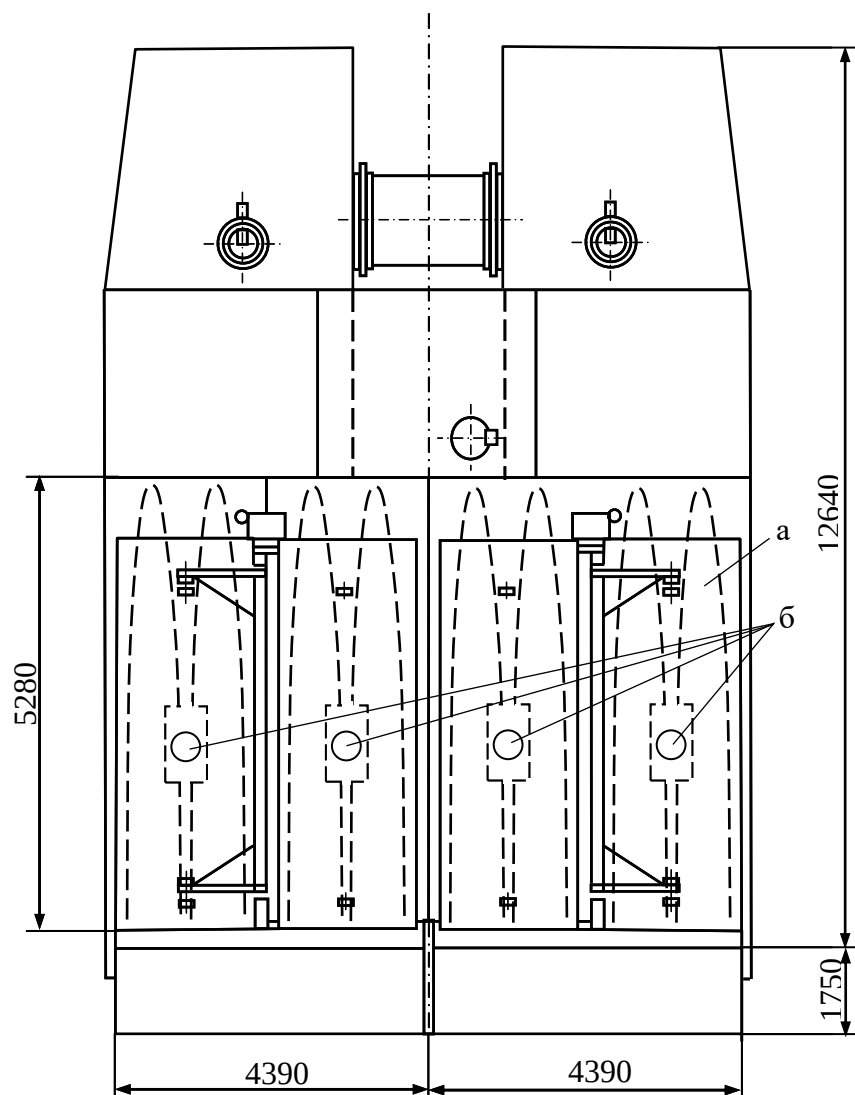


Рис. 7.8. Компоновка конденсатора турбины К-1000-60/3000 с конденсатосборником (конденсатор второй по ходу охлаждающей воды):
а – основной пучок конденсационных трубок; б – отвод отсасываемой паровоздушной смеси

Для предотвращения значительного снижения температуры охлаждающей воды иногда частично байпасируют водоохлаждающие устройства (например, в зимнее время года). Можно также уменьшить расход охла-

ждающей воды. Это также способствует поддержанию температуры охлаждающей воды на несколько большем уровне и таким образом уменьшает переохлаждение конденсата.

Однако полностью исключить сокращение зоны массовой конденсации пара не всегда удастся. Поэтому для уменьшения отрицательного влияния переохлаждения конденсата главный конденсатор komponуют таким образом, что часть пара по проходам в трубном пучке поступает к зеркалу конденсата в конденсатосборнике, обеспечивает его подогрев до температуры конденсации и таким образом уменьшает его переохлаждение. Такие конденсаторы называют регенеративными.

В конденсаторе может быть предусмотрено специальное дополнительное устройство, обеспечивающее окончательную термическую деаэрацию воды за счет ее подогрева паром, поступающим под дырчатый лист, расположенный на пути стекающего вниз конденсата (барботажное устройство). Могут применяться деаэрационные устройства и иного типа, например, струйные.

Заметим, что для АЭС эти меры (конденсатор регенеративного типа, деаэрационная вставка) менее актуальны, чем для ТЭС, так как энергоблок АЭС работает в базовом режиме, т.е. на режиме большой мощности. Поэтому по причине снижения паровой нагрузки не будет происходить значительного сокращения зоны массовой конденсации пара. Если же принять также меры по поддержанию температуры охлаждающей воды на уровне близком к номинальному (например, байпасирование водоохлаждающих устройств, уменьшение расхода охлаждающей воды), то можно избежать значительного роста зоны переохлаждения конденсата и, следовательно, значительного переохлаждения конденсата.

Компоновка трубного пучка существенно определяется взаимным расположением трубок. Разметка может быть шахматной, ромбической (треугольной), лучевой, реже коридорной. Разметка трубок характеризуется шагом разметки – расстоянием между осями трубок. Минимальное расстояние определяется способом крепления трубок в трубной доске – вальцовкой, обваркой, сальниковым уплотнением, комбинацией различных способов крепления. Уменьшение шага разметки обеспечивает уменьшение поперечных размеров пучка и конденсатора в целом.

С учетом ленточной компоновки трубного пучка площадь трубной доски используется с некоторой неполнотой, что значительно увеличивает поперечные размеры конденсатора. Для оценки размеров трубной доски при известном количестве трубок и, следовательно, поперечных габаритных размеров конденсатора можно воспользоваться обобщенными данными по следующим показателям конденсатора:

а) коэффициент заполнения трубной доски $\eta_{тр}$ – доля площади трубной доски, занятой трубным пучком. Обобщенные данные по значению $\eta_{тр}$ показаны в табл. 7.11.

Т а б л и ц а 7.11

Коэффициент заполнения трубной доски конденсаторов стационарных ПТУ $\eta_{тр}$

Тип конденсатора	Количество ходов охлаждающей воды		
	2	3	4
С раздельными потоками охлаждающей воды	0,65...0,72	0,63...0,70	0,60...0,68
С нераздельными потоками охлаждающей воды	0,70...0,80	0,68...0,75	0,56...0,72

При использовании параметра $\eta_{тр}$ для определения размеров трубной доски требуется детальная разработка компоновки пучка – определение шага разметки трубок с учетом принятого способа их крепления. Например, при креплении трубок вальцовкой шаг разметки можно принять $t \sim 1,3 d_{нар}$;

б) на эскизной стадии проектирования ЯЭУ АЭС для оценки габаритных размеров конденсатора удобнее пользоваться другим показателем – коэффициентом использования трубной доски $u_{тр}$. Величина $u_{тр}$ представляет собой долю площади трубной доски, занятой сверлениями под трубки диаметром, равным наружному диаметру трубки

$$u_{тр} = \frac{n \cdot \pi \cdot d_{нар}^2}{4 \cdot S_{тр.д}}, \quad (7.28)$$

где n – количество трубок;

$d_{нар}$ – наружный диаметр трубки;

$S_{тр.д}$ – площадь трубной доски.

Ориентировочные значения $u_{тр}$, которые могут быть приняты в расчет, показаны в табл. 7.12.

Обобщенные рекомендации по выбору значения $u_{тр}$, приведенные в справочной технической литературе, сводятся к тому, что в расчет можно принять $u_{тр} = 0,22...0,32$. Т. к. водяная полость конденсатора заключена внутри конденсаторных трубок, то компоновка водяной полости сводится к компоновке трубной системы (не путать с компоновкой трубного пучка).

Для распределения охлаждающей воды по параллельно включенным трубкам и отвода воды от трубок на торцевых сторонах конденсатора предусматривают соответствующие водяные камеры с подводящими и отводящими патрубками.

Т а б л и ц а 7.12

**Коэффициент использования трубной доски конденсаторов
стационарных ПТУ $u_{тр}$**

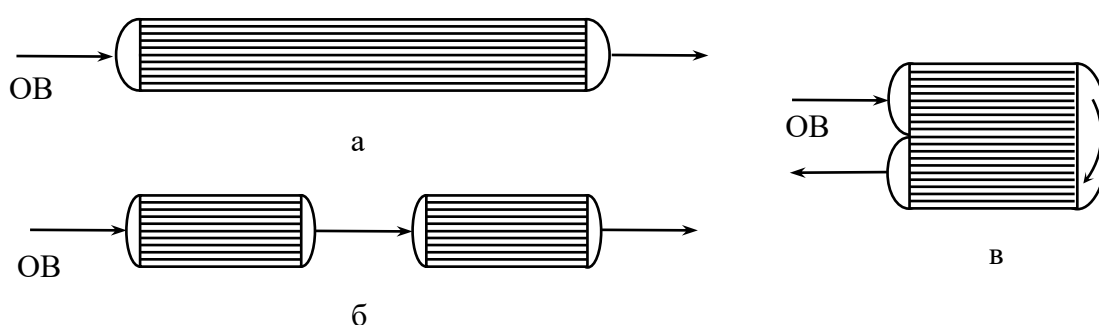
Тип конденсатора	Количество ходов охлаждающей воды	
	1	2
50-КЦС-4 ЛМЗ; ленточный пучок с раздельным подводом воды и с боковым потоком пара	—	0,32
К-160-9115 ХТЗ; ленточный пучок с раздельным подводом воды и с боковым потоком пара	0,26	0,25
КП-110 КТЗ; с радиальными пучками и с нераздельным подводом воды	—	0,22
КП-410 КТЗ с радиальными пучками и с раздельным подводом воды	—	0,21
Регенеративные конденсаторы старых типов с боковым и центральным потоком пара, с раздельным подводом воды	—	0,35...0,39

В пределах корпуса конденсатора трубная система может быть представлена одним потоком охлаждающей воды (однопоточный конденсатор) или несколькими потоками (обычно не более двух) со своими водяными камерами и патрубками. Иногда участки циркуляционной трассы технической воды выполняют автономными для каждого потока охлаждающей воды конденсатора.

Раздельная компоновка трубной системы позволяет несколько повысить ее живучесть, возможно парциальное использование потоков охлаждающей воды на режимах малой мощности, хотя при этом несколько усложняется конструкция конденсационной установки. Следует иметь в виду, что по условиям транспортировки конденсатора по железной дороге его приходится изготавливать в виде отдельных транспортабельных блоков с последующей сборкой на месте. Поэтому деление конденсатора на отдельные транспортабельные блоки можно совместить с делением потока охлаждающей воды на несколько потоков. Однако однозначного совмещения здесь нет. Например, для турбин К-220-44 и К-500-65/3000 конденсаторы изготавливаются прямоугольной формы с делением на четыре транспортабельных блока, но после сборки на месте они представляют собою однопоточную двухходовую конструкцию. Заметим, что с позиции теплового расчета конденсатора на режиме полной мощности деление общего потока

охлаждающей воды на несколько параллельных потоков может в расчете не учитываться.

По потоку охлаждающей воды конденсаторы могут быть одноходовыми (охлаждающая вода проходит все трубки конденсатора в один ход) или двухходовыми (охлаждающая вода проходит в первый ход половину трубок трубной системы, после чего во втором ходе она проходит вторую половину трубок). Двухходовая компоновка позволяет сохранить приемлемую скорость воды внутри трубок (порядка 2 м/с), и при этом получить приемлемые соотношения поперечных и продольных размеров конденсатора. Этот же эффект можно получить за счет последовательного включения отдельных корпусов конденсатора по охлаждающей воде. Схема таких компоновок трубной системы представлена на рис. 7.9.



Заметим, что при двухходовом конденсаторе первый ход воды обычно направляют на нижнюю часть конденсатора, а второй ход, где вода несколько большей температуры – в верхнюю часть. Это позволяет более рационально использовать разные температурные напоры теплопередачи в разных зонах трубной системы.

Количество ходов охлаждающей воды выбирают с учетом сложно взаимосвязанных конструктивных, компоновочных и экономических соображений. Увеличение количества ходов заметно увеличивает гидравлические сопротивления водяного тракта, что особенно актуально для ПТУ с большой кратностью циркуляции и, следовательно, с большим расходом охлаждающей воды.

При четном количестве ходов (их чаще всего два) и поперечном расположении конденсатора подводящие и отводящие водяные патрубки оказываются по одну сторону ПТУ, что позволяет принять достаточно простую схему подключения конденсатора к системе технического водоснабжения.

Для детального учета всех факторов, влияющих на выбор количества ходов, в каждом конкретном случае выполняют многовариантные технико-экономические исследования. Обобщенные результаты таких исследований показывают, что для средних и крупных конденсаторов при прямоточной системе водоснабжения и при значительной кратности циркуляции обычно более целесообразна одноходовая схема. Если в системе технического водоснабжения количество охлаждающей воды ограничено (в этом случае обычно применяется обратная система водоснабжения, температура охлаждающей воды более высокая), то предпочтительнее многоходовая схема конденсатора.

Для главных конденсаторов ПТУ АЭС применяется либо одноходовая схема, либо двухходовая. Например, турбины К-220-44 и К-500-65/3000 обслуживаются двухходовыми однопоточными конденсаторами подвального расположения с поперечно ориентированной трубной системой. Турбины К-1000-60/1500-1, К-1000-60/3000 и К-1200-6,8/50 обслуживаются двухпоточными одноходовыми конденсаторами. У тихоходной турбины большой мощности конденсаторы бокового расположения с продольно ориентированной трубной системой, у быстроходной – подвального расположения с поперечно ориентированной трубной системой. При этом для быстроходной турбины, в составе которой четыре ЦНД и соответственно четыре двухпоточных конденсатора подвального расположения, конденсаторы попарно соединены последовательно по охлаждающей воде. Для тихоходной турбины первой модификации, в составе которой три ЦНД и соответственно три двухпоточных конденсатора справа от турбоагрегата и три – слева (конденсаторы бокового расположения), три конденсатора одной стороны соединены последовательно по потоку охлаждающей воды. Вторая модификация тихоходной турбины К-1000-60/1500-2 снабжена тремя конденсаторами (по количеству ЦНД) подвального расположения, двухпоточными двухходовыми с поперечно ориентированной трубной системой.

Последовательное соединение конденсаторов по охлаждающей воде позволяет получить разные значения давления конденсирующегося пара в конденсаторах и, следовательно, разные значения мощности подключенных к ним ЦНД. При правильном подборе параметров ЦНД и их конденсаторов за счет последовательного соединения трубных систем можно получить некоторый выигрыш в мощности ПТУ и КПД установки. Например, расчеты показывают, что для турбины К-1000-60/3000 попарное последовательное соединение конденсаторов при температуре охлаждающей воды $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ дает суммарный выигрыш мощности в $\Delta P_3 = 2,25\text{ МВт}$ и относительное увеличение КПД $\Delta\eta/\eta = 0,25\text{ \%}$. Если принять увеличенную температуру охлаждающей воды, то выигрыш в экономичности установки возрастает. Для указанной турбины при температуре охлаждающей воды $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ увеличение КПД достигает $\Delta\eta/\eta = 0,7\text{ \%}$.

На рис. 7.10 показаны компоновки некоторых ГК ПТУ отечественных АЭС.

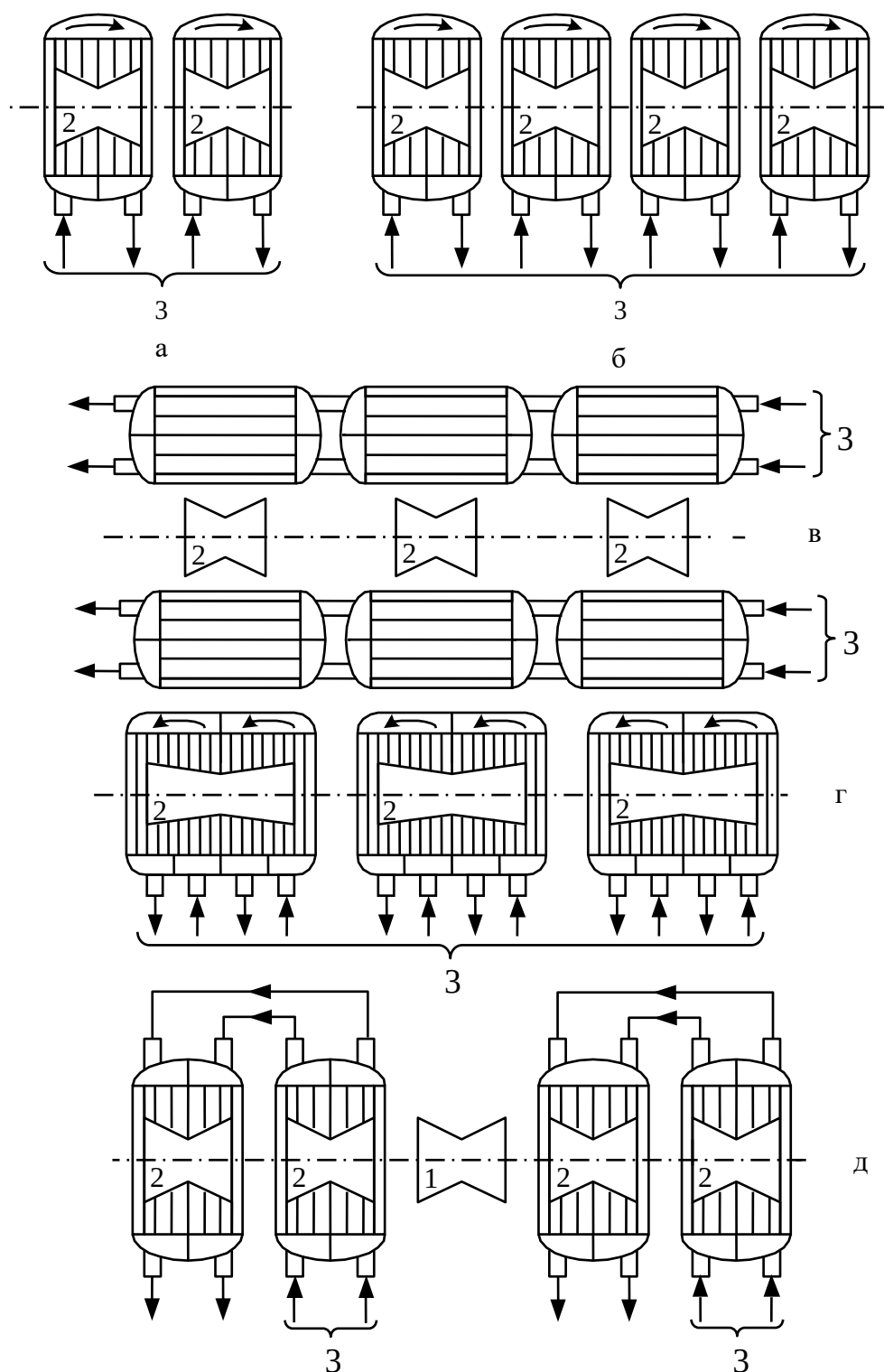


Рис. 7.10. Схемы компоновки конденсационной установки:
 а – К-220-44; б – К-500-65/3000; в – К-1000-60/1500-1;
 г – К-1000-60/1500-2; д – К-1000-60/3000 и К-1200-6,8/50
 1 – ЦВД; 2 – ЦНД; 3 – охлаждающая вода

7.5. Параметры главного конденсатора

После выбора типа конденсатора, его компоновочных и конструктивных особенностей можно выполнить его тепловой расчет. Основной целью теплового расчета является определение поверхности теплопередачи.

Чисто аналитического теплового расчета конденсатора не существует. Его разработка затруднена сложностью физических процессов конденсации пара, которые в значительной степени определяются компоновкой трубного пучка конденсатора и компоновкой трубной системы конденсационной установки в целом, а также рядом других факторов: соотношением видов конденсации в конденсаторе, температурным и скоростным режимом охлаждающей воды и конденсирующегося пара, материалом и сортаментом трубок трубной системы и др.

Поверхность теплопередачи F определяют из уравнения теплопередачи в конденсаторе

$$Q = K \cdot F \cdot \delta t, \text{ кВт} \quad (7.29)$$

где Q – тепловая нагрузка конденсатора, равная количеству тепла, отводимого от конденсирующегося пара, кВт;

K – коэффициент теплопередачи, кВт/(м² °С); так как теплопередача в различных зонах трубного пучка неодинакова, то в тепловом расчете под K понимают средний коэффициент теплопередачи;

δt – температурный напор теплопередачи, °С; под величиной δt также понимают средний температурный напор.

Из этого выражения можно получить расчетную формулу для поверхности теплопередачи

$$F = Q / (K \cdot \delta t). \quad (7.30)$$

Тепловую нагрузку конденсатора можно определить через расход и параметры конденсирующейся среды

$$Q = G_{\pi} \cdot (i_{\text{вх}} - i_{\text{вых}}), \text{ кВт} \quad (7.31)$$

где G_{π} – известный из теплового расчета рабочего контура расход конденсирующегося пара, кг/с;

$i_{\text{вх}}$ – энтальпия пара за последней ступенью ЦНД, кДж/кг;

$i_{\text{вых}}$ – энтальпия рабочего тела на выходе из конденсатора, кДж/кг. Т. к. в конденсаторе при расчетном режиме обычно переохлаждение конденсата практически отсутствует, то величину $i_{\text{вых}}$ можно принять как энтальпию воды на линии насыщения при давлении в конденсаторе. Как было сказано выше, при правильно скомпонованном трубном пучке парциальным давлением воздуха в конденсирующейся среде можно пренебречь.

Средний температурный напор теплопередачи в ГК в общем случае определяют как среднелогарифмический температурный напор, т.е.

$$\delta t_{\text{cp}} = \frac{\delta t_{\text{б}} - \delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\delta t_{\text{б}}}{\delta t_{\text{м}}}}, ^\circ\text{C}. \quad (7.32)$$

Для определения значений $\delta t_{\text{б}}$ и $\delta t_{\text{м}}$ (температурные напоры на концах теплообменного аппарата) целесообразно построить диаграмму t - q теплообменивающихся сред конденсатора (рис. 7.11.).

Значение $t_{\text{к}}$ определится как температура насыщения при давлении в конденсаторе. Значение $t_{\text{ов}}^{\text{вх}}$ – принятая в расчет температура охлаждающей воды, значение которой принималось с учетом среднегодовой температуры в районе расположения АЭС и с учетом типа системы технического водоснабжения ЯЭУ (пруд-охладитель, градирня, брызгальный бассейн). С учетом этих же факторов принималась также величина кратности циркуляции конденсатора $m = G_{\text{ов}} / G_{\text{п}}$.

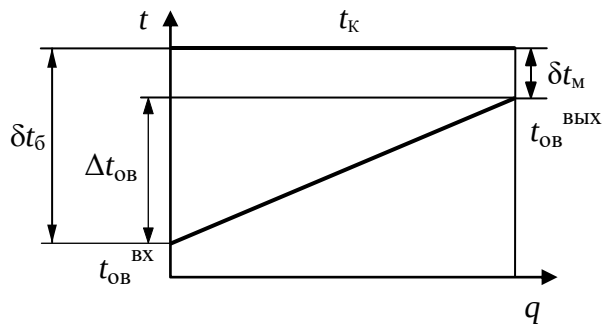


Рис. 7.11. Диаграмма t - q главного конденсатора

Принимаем, что вся тепловая нагрузка конденсатора передается охлаждающей воде. Тогда можно записать

$$Q = G_{\text{ов}} \cdot c_p (t_{\text{ов}}^{\text{вых}} - t_{\text{ов}}^{\text{вх}}). \quad (7.33)$$

Отсюда

$$t_{\text{ов}}^{\text{вых}} = t_{\text{ов}}^{\text{вх}} + \frac{Q}{G_{\text{ов}} \cdot c_p} = t_{\text{ов}}^{\text{вх}} + \frac{Q}{m \cdot G_{\text{п}} \cdot c_p}, ^\circ\text{C}. \quad (7.34)$$

где $t_{\text{ов}}^{\text{вх}}$ – принятая в расчет температура охлаждающей воды, $^\circ\text{C}$;

Q – тепловая нагрузка конденсатора, определяемая по формуле 7.31, кВт;

m – принятая в расчет кратность циркуляции;

$G_{\text{п}}$ – суммарный расход пара на конденсатор, определяемый в тепловом расчете рабочего контура, кг/с;

c_p – теплоемкость охлаждающей воды. В расчет можно принять $c_p = 4,18$ кДж/(кг град).

Используя полученные значения температур, можно построить диаграмму $t-q$ и определить значения δt_6 и δt_m , а через них – величину температурного напора по формуле 7.32.

Заметим, что значение δt_m (температурный напор на выходе воды из конденсатора) в значительной степени определяет величину поверхности теплопередачи. Рекомендуется для получения приемлемых массогабаритных показателей конденсатора подобрать температурный режим конденсации пара таким образом, чтобы $\delta t_m = 3...5$ °С.

Для определения среднего коэффициента теплопередачи можно воспользоваться распространенной эмпирической формулой Л.Д. Бермана

$$K = 4,07 \cdot a \cdot \left(\frac{1,1 \cdot w_B}{d_{BH}^{0,25}} \right)^x \cdot \left[1 - \frac{b \cdot a^{0,5} \cdot (35 - t_{OB}^{BX})^2}{1000} \right] \cdot \left[1 + 0,1 \cdot (z - 2) \cdot \left(1 - \frac{t_{OB}^{BX}}{35} \right) \right] \cdot \Phi_B, \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}) \quad (7.35)$$

где a – коэффициент чистоты трубок. При расчете новых конденсаторов $a = 0,8...0,85$;

w_B – скорость воды в трубках, м/с.

d_{BH} – внутренний диаметр конденсаторных трубок, мм.

$x = 0,12 \cdot a \cdot (1 + 0,15 \cdot t_{OB}^{BX})$;

t_{OB}^{BX} – принятая в расчет температура охлаждающей воды, °С;

$b = 0,52 - 7,2 \cdot G_{II}/F$. Здесь G_{II}/F – удельная паровая нагрузка конденсатора; G_{II} – суммарный расход пара на конденсатор кг/с; F – суммарная площадь теплопередачи конденсатора, м². Значение G_{II}/F можно принять в расчет по прототипному конденсатору;

z – количество ходов охлаждающей воды. Определяется принятым типом и компоновкой трубной системы ГК. Заметим, что если в расчет принята схема ГК с последовательным включением корпусов конденсатора по охлаждающей воде, то при расчете такого конденсатора необходимо каждый корпус рассматривать отдельно, т. к. в каждом корпусе ГК устанавливается индивидуальное значение температуры охлаждающей воды и, как следствие этого, индивидуальное значение давления конденсирующегося пара. Однако часто для общей характеристики такой ПТУ применяют понятие среднего давления в конденсаторе. Это позволяет более просто, хотя и несколько приближенно характеризовать конденсационную установку. В этом случае отдельные корпуса ГК можно рассматривать как отдельные ходы охлаждающей воды в общем для всех ЦНД конденсаторе. Тогда, например, для конденсационной

установки турбины К-1000-60/3000 (рис. 7.10, д) в расчет можно принять $z = 2$, а для установки турбины К-1000-60/1500-1 (рис. 7.10, в) – $z = 3$;

Φ_B – коэффициент, учитывающий влияние изменения паровой нагрузки с изменением режима работы установки. На номинальном режиме работы конденсатора и на режимах, близких к нему, $\Phi_B = 1$.

Формула (7.36) справедлива при температуре охлаждающей воды $t_{ов} < 35^\circ\text{C}$, при скорости воды $w_B = 0,9...3$ м/с. Коэффициент теплопередачи, определенный по формуле 7.36, отнесен к наружной поверхности трубок.

Расчет и испытания конденсаторов при присосах воздуха в пределах нормы, а также при небольших загрязнениях внутренней поверхности трубок показывают, что коэффициент теплопередачи находится в пределах $K = 2,1...2,6$ кВт/(м²·°C).

Количество параллельно включенных трубок конденсатора можно определить из условия сплошности потока охлаждающей воды

$$G_{ов} = n_{тр} \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot w_B \cdot \rho_B}{4} \quad (7.36)$$

Отсюда

$$n_{тр} = \frac{4 \cdot G_{ов}}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot w_B \cdot \rho_B} \quad (7.37)$$

где $G_{ов} = G_{п} \cdot m$, кг/с – суммарный расход охлаждающей воды, определяемый через расход конденсирующегося пара и кратность циркуляции;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр охлаждающих трубок, м;

w_B – принятая в расчет скорость охлаждающей воды в трубках, м/с;

ρ_B – плотность охлаждающей воды, кг/м³. Величину $\rho_B = 1/v_B$ можно определить по таблицам свойств воды по принятой в расчет температуре охлаждающей воды и ее давлению.

Количество трубок следует увеличить на 5...10 % с учетом будущего возможного глушения части трубок при выходе их из строя.

Расчетная длина одной трубки $L_{тр}$ составляет

$$L_{тр} = \frac{F}{\pi \cdot d_{нар} \cdot n_{тр}} \quad (7.38)$$

где F – поверхность теплопередачи конденсационной установки в целом, определенная по зависимости 7.30), м²;

$d_{нар}$ – наружный диаметр трубки, м;

$n_{тр}$ – количество параллельно включенных трубок, определенное по зависимости (7.37).

Заметим, что полученные значения $n_{\text{тр}}$ и $L_{\text{тр}}$ относятся к конденсационной установке в целом без учета количества ходов охлаждающей воды и количества последовательно включенных по охлаждающей воде корпусов конденсатора.

Действительное количество трубок $n_{\text{тр}}^{\text{д}}$ обычно больше расчетного $n_{\text{тр}}$. Это вызвано тем, что параллельно включенные трубки делятся на несколько последовательно включенных участков по причине или двухходовой компоновки конденсатора, или последовательного включения отдельных корпусов конденсатора (рис. 7.9).

Тогда действительное количество трубок составит

$$n_{\text{тр}}^{\text{д}} = n_{\text{тр}} \cdot z, \quad (7.39)$$

где $z = z_{\text{ход}} \cdot z_{\text{посл.к.}}$;

$z_{\text{ход}}$ — количество ходов охлаждающей воды в корпусе ГК;

$z_{\text{посл.к.}}$ — количество последовательно соединенных корпусов ГК.

При этом действительная длина одной трубки по сравнению с расчетной уменьшится в z раз

$$L_{\text{тр}}^{\text{д}} = \frac{L_{\text{тр}}}{z}. \quad (7.40)$$

Массогабаритные показатели обычно определяют для одного корпуса конденсатора.

Площадь трубной доски можно оценить, используя понятие коэффициента использования трубной доски $u_{\text{тр}}$

$$S_{\text{тр.д}} = n \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{нар}}^2}{4 \cdot u_{\text{тр}}}, \text{ м}^2, \quad (7.41)$$

где $d_{\text{нар}}$ — наружный диаметр охлаждающей трубки, м;

$u_{\text{тр}}$ — коэффициент использования трубной доски, принимаемый в расчет по прототипным данным или по рекомендациям, приведенным в табл. 7.12;

n — количество трубок в трубной системе одного корпуса конденсатора. Очевидно, что $n = n_{\text{тр}}^{\text{д}} / z_{\text{корп.}}$. Здесь $n_{\text{тр}}^{\text{д}}$ — общее количество трубок, определенное по формуле 7.39.

Условный диаметр эквивалентной трубной доски

$$D_{\text{тр.д}}^{\text{у}} = \left(\frac{4 \cdot S_{\text{тр.д}}}{\pi} \right)^{0,5}. \quad (7.42)$$

При оптимально подобранных геометрических параметрах корпуса конденсатора отношение $L_{\text{тр}}^{\text{д}}/D_{\text{тр.д}}^{\text{у}}$ должно находиться в пределах 1,5...2,5.

Если имеются параметры прототипного ПГ, близкого по компоновке к разрабатываемому конденсатору, то массогабаритные показатели последнего можно рекомендовать определять в следующем порядке.

Коэффициент использования трубной доски $u_{\text{тр}}$ можно принять по прототипному конденсатору. С учетом выражения 7.41 для конденсатора прямоугольного поперечного сечения можно записать

$$u_{\text{тр}}^{\text{пр}} = \frac{n^{\text{пр}} \cdot \pi \cdot d_{\text{нар}}^{\text{пр}^2}}{4 \cdot H_{\text{тр.д}}^{\text{пр}} \cdot B_{\text{тр.д}}^{\text{пр}}} \quad (7.43)$$

Тогда

$$S_{\text{тр.д}} = \frac{n \cdot \pi \cdot d_{\text{нар}}^2}{4 \cdot u_{\text{тр}}^{\text{пр}}}, \text{ м}^2. \quad (7.44)$$

Соотношение высоты и ширины трубной доски также можно принять по прототипному конденсатору. В результате можно определить размеры конденсатора.

Габаритную высоту и ширину конденсатора можно оценить, используя соответствующие размеры трубной доски

$$H_{\text{конд}} = H_{\text{тр.д}} \cdot h; \quad B_{\text{конд}} = B_{\text{тр.д}} \cdot b, \quad (7.45)$$

где h и b можно определить по прототипным данным.

Габаритная длина конденсатора равна сумме длины одной трубки и продольных размеров двух водяных камер

$$L_{\text{конд}} = L_{\text{тр}}^{\text{д}} + 2 \cdot L_{\text{вод. камер}} \quad (7.46)$$

Степень увеличения длины конденсатора за счет продольных размеров водяных камер можно оценить с использованием прототипных данных.

Очевидно, что габаритный объем конденсатора составляет

$$V_{\text{конд}} = B_{\text{конд}} \cdot H_{\text{конд}} \cdot L_{\text{конд}} \quad (7.47)$$

Масса конденсатора

$$M_{\text{конд}} = m_{\text{к}} \cdot V_{\text{конд}}, \quad (7.48)$$

Здесь удельная масса конденсатора $m_{\text{к}}$ также может быть принята по прототипным данным.

Параметры некоторых конденсаторов отечественных ПТУ АЭС представлены в табл. 7.13.

Т а б л и ц а 7.13

Параметры конденсаторов ПТУ АЭС

Тип конденсатора	К-12150	К-10120	К-16560	К-16360	К-33160	1000-КЦС-1
Тип турбины	К-220-44	К-500-65 3000	К-750-85 3000	К-1000-60 1500-1	К-1000-60 1500-2	К-1000-60 3000
Количество корпусов	2	4	4	6	3	4
Расход пара суммарный, т/ч	765	1643,6	2539,64	3371,52	3450	3300
Давление в паровом пространстве среднее, МПа	0,0051	0,00390	0,0044	0,0039	0,0039	0,0051
Поверхность охлаждения суммарная, м ²	24300	40480	66240	91180	99430	88000
Паровое сопротивление, МПа	0,038	0,0353	0,05	0,0343		
Расход охлаждающей воды суммарный, т/ч	55480	84880	122612	159920	169812	170000
Кратность охлаждения, $m = G_v / G_n$		50,5		48,88	49,22	51,52
Температура охлаждающей воды, °С	22	12	15	15	15	20
Гидравлическое сопротивление конденсатора по охлаждающей воде, МПа	0,039	0,0377	0,0505	0,0683	0,0744	0,0701
Количество потоков охлаждающей воды в корпусе	1	1	1	2	2	2
Количество ходов воды в корпусе	2	2	2	1	2	1
Количество последовательно соединенных корпусов конденсатора	—	—	—	3	—	2
Количество трубок суммарное	31225	51720	65824	116644	808081	83800
Диаметр трубок $d_{нар}/d_{вн}$, мм	28/26	28/25	28/26	28/26	28/26	28/26
Длина трубок, мм	8850	8890	11460	8890	14000	12000
Скорость воды в трубках, м/с	1,864	1,859	1,967	2,155	2,2	2,13
Материал трубок				МНЖ-5-1	МНЖ-5-1	МНЖ-5-1
Габаритные размеры корпуса конденсатора:						
- высота, мм	5546			10800	11400	1260
- ширина, мм	6698			52403	10500	8790
- длина, мм	140002			395704	205655	154755

Тип конденсатора	К-12150	К-10120	К-16560	К-16360	К-33160	1000-КЦС-1
Масса конденсатора без воды суммарная, т	2292			6х380	3х606	4х513
1 – общее количество трубок: конденсаторные и трубки холодильника системы отсоса паровоздушной смеси; 2 – по чертежу конденсатора длина без подводящих и отводящих патрубков 11205 мм; 3 – ширина корпуса одного борта; 4 – общая длина трех корпусов с водяными камерами и с подводящими, отводящими и перепускными патрубками охлаждающей воды; 5 – длина одного корпуса с водяными камерами и с подводящими и отводящими патрубками охлаждающей воды						

8. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАЗДЕЛА «КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОЕКТИРУЕМОЙ ЯЭУ АЭС»

8.1. Краткая характеристика проектируемой РУ с указанием отличий от прототипа

При рассмотрении вопроса «Краткая характеристика проектируемой РУ» необходимо перечислить все ее основные и вспомогательные элементы, их назначение и расположение.

Например, для реакторных установок с ВВЭР-1000 модификации В-320 в состав первого контура входят:

1. Ядерный реактор;
2. Четыре циркуляционные петли, каждая из которых включает в себя:
 - парогенератор;
 - главный циркуляционный насос;
 - систему байпасной очистки теплоносителя (при наличии)
 - главные циркуляционные трубопроводы.
3. Система компенсации давления, предназначенная для компенсации небольших изменений давления в первом контуре, а также защиты оборудования контура от превышения давления;
4. Трубопроводы вспомогательных систем и систем безопасности до первой граничной арматуры.

Режим эксплуатации реакторной установки обеспечиваются следующими системами:

1. Подпитки-продувки первого контура, предназначенная для:
 - обеспечения очистки теплоносителя от твердых и газообразных примесей на фильтрах системы спецводоочистки (СВО-2) и в деаэраторе;
 - подачи в первый контур дистиллята, боросодержащей воды, борного концентрата, а также химических реагентов для заполнения контура, изме-

нения мощности реактора и поддержания требуемых показателей водно-химического режима;

- обеспечения работы оборудования реакторной установки: ГЦН (запирающая вода, аварийное охлаждение автономного контура), компенсатора давления («холодный» впрыск при неработающих ГЦН), гидроаккумулирующие емкости (первоначальное заполнение);

- компенсация малых течей теплоносителя первого контура.

2. Основные системы безопасности:

- системы аварийного впрыска и ввода бора, обеспечивающие подачу в контур борного концентрата при авариях, а также его расхолаживание (система аварийного ввода бора);

- система гидроаккумулирующих емкостей (пассивная система), обеспечивающая подачу борного раствора в реактор при аварийном уменьшении давления в нем;

- система аварийного и планового расхолаживания, предназначенная для обеспечения отвода тепла от активной зоны при аварийном, плановом и ремонтном расхолаживании, а также во время перегрузки ЯТ;

- спринклерная система, позволяющая снизить параметры в герметичной оболочке (температуру, давление) при течи в ней, «связать» радиоактивные изотопы йода в атмосфере оболочки, а также обеспечить аварийную подпитку бассейна выдержки отработанного ЯТ при неработоспособности штатной системы его расхолаживания;

- система аварийной питательной воды парогенераторов, обеспечивающая поддержание в ПГ необходимого уровня котловой воды при нарушениях подачи в них основной питательной воды;

- система аварийного парогазоудаления, предназначенная для удаления из верхних точек первого контура парогазовой смеси при аварии с кипением теплоносителя.

3. Система расхолаживание бассейна выдержки, предназначенная для обеспечения теплоотвода от отработанного ядерного топлива.

4. Системы, обеспечивающие сбор протечек реакторного отделения:

- система организованных протечек, предназначенная для приема организованных протечек первого контура и их возврата в цикл теплоносителя;

- система спецканализации, предназначенная для сбора неорганизованных протечек реакторного отделения и перекачивания их на переработку или хранение.

5. Системы бакового хозяйства, обеспечивающие хранение и подачу в первый контур (через систему подпитки-продувки) соответствующих сред: чистого дистиллята, боросодержащей воды, борного концентрата, а также химических реагентов.

6. Системы водяного охлаждения, обеспечивающие отвод тепла от различных элементов реакторного отделения: системы ответственных и

неответственных потребителей, а также система промежуточного контура, предназначенная для отвода тепла от теплообменников с высокорadioактивными средами и исключая распространение radioактивности в окружающую среду в случае неплотности этих теплообменников.

7. Газовые системы:

- система дожигания водорода, предназначенная для безопасного сжигания водорода, образующегося в первом контуре;
- система очистки газовых сдувок (спецгазоочистки), позволяющая значительно уменьшить количество радиоактивных примесей в газообразных сдувках из оборудования реакторного отделения;
- система азота и газовых сдувок, обеспечивающая подачу азота в отдельное оборудование реакторной установки для создания давления в нем (компенсатор давления, гидроаккумулирующие емкости), а также для разбавления водорода, скопившегося в оборудовании РУ.

8. Система продувки парогенераторов, обеспечивающая поддержание качества котловой воды ПГ.

Если в качестве прототипа принята ЯЭУ с ВВЭР-1200, то нужно учесть основные отличия от ЯЭУ с ВВЭР-1000, которые заключаются в следующем:

1. Для систем нормальной эксплуатации приняты другие названия и несколько отличающаяся компоновка (более подробно эти вопросы рассматриваются при изучении смежных дисциплин).

2. Структура активных систем безопасности отличается от трехканальной структуры ЯЭУ с ВВЭР-1000. Также применяются некоторые системы, отличные от предыдущих проектов. Например, система аварийного расхолаживания парогенераторов, позволяющая расхолаживать ПГ при нарушениях нормального отвода тепла по второму контуру.

3. Наличие дополнительных по сравнению с предыдущими проектами, в основном, пассивных систем безопасности:

- систем гидроаккумулирующих емкостей первой и второй ступеней, позволяющих подавать борный раствор в реактор значительно дольше, чем в ВВЭР-1000;

- системы пассивного отвода тепла, обеспечивающей расхолаживание первого контура даже при полном обесточивании энергоблока;

- системы удержания и охлаждения расплавленной активной зоны вне реактора, основным элементом которой является устройство локализации расплава, предназначенной для удержания и охлаждения жидких и твердых фрагментов разрушенной активной зоны, частей корпуса реактора, внутрикорпусных устройств при тяжелой аварии с расплавлением а. з.;

- пассивной системы фильтрации межбололочного пространства, обеспечивающей удаление и очистку протечек, поступающих через внутреннюю защитную оболочку в межбололочное пространство, во всех ре-

жимах, связанных с отказами активных систем вентиляции межоболочечного пространства и выходом в него радиоактивных веществ;

- системы контроля концентрации и аварийного удаления водорода, предотвращающей образование взрывоопасной смеси газов в объеме защитной оболочки.

Если в качестве прототипа используется одноконтурная ЯЭУ (с РБМК), то основные системы реакторной установки должны быть приняты следующие:

1. Контур многократной принудительной циркуляции (КМПЦ), обеспечивающий непрерывную подачу теплоносителя в технологические каналы, генерации пароводяной смеси и получения сухого насыщенного пара для работы в турбине. Состоит из двух петель, оборудование которых расположено симметрично относительно вертикальной осевой плоскости реактора. Каждая петля включает в себя:

- два барабана-сепаратора;
- опускные трубы;
- всасывающий коллектор;
- четыре ГЦН (один резервный);
- напорный коллектор;
- раздаточные групповые коллекторы;
- нижние водяные коммуникации;
- каналы активной зоны;
- верхние пароводяные коммуникации.

2. Система продувки и расхолаживания, предназначенная для охлаждения продувочной воды контура КМПЦ перед очисткой с последующим подогревом ее перед возвратом в контур, а также (в режиме расхолаживания КМПЦ) – для отвода тепла из КМПЦ при останове энергоблока.

3. Газовый контур, обеспечивающий:

- организацию циркуляции гелиево-азотной смеси через реакторное пространство для предотвращения окисления графитовой кладки и улучшения теплопередачи от нее к технологическим каналам;
- поддержание избыточного давления азота в полостях окружающих реакторной пространство, с целью исключения возможных утечек гелия.
- защиту реакторного пространства от повышения в нем давления при разрыве технологического канала.

4. Система аварийного охлаждения реактора, предназначенная для подачи воды в активную зону при авариях с разрывом трубопроводов КМПЦ.

5. Система локализации аварии, предназначенная для защиты АЭС и окружающей среды от радиоактивного загрязнения.

Если выполняется проектирование трехконтурной установки, то основные системы реакторного отделения следующие:

1. Первый контур включает в себя три параллельные петли, каждая из которых состоит из ГЦН и двух промежуточных теплообменников.

2. Второй контур также включает в себя три параллельные петли. ГЦН второго контура каждой петли обеспечивает подачу натрия в промежуточный теплообменник, где он нагревается за счет тепла первого контура и направляется в ПГ, в котором генерирует пар третьего контура. Для поддержания натрия в расплавленном состоянии при останове энергоблока (ЭБ) предусмотрена разветвленная система электрообогрева трубопроводов второго контура.

3. Система очистки натрия, обеспечивающая очистку теплоносителя от примесей.

4. Система приемки натриевого теплоносителя, предназначенная для приема и заполнения первого и второго контуров натрием, а также для их дренирования.

5. Система компенсации давления. В реакторах БН система с вынесенным компенсатором давления не получила распространения. Это связано, в основном, с созданием надежных уплотнений подвижных элементов. Кроме того, возникает проблема увеличения объема натрия в контуре и ограничения колебаний уровня. Для компенсации температурных изменений объема натрия организован свободный уровень в корпусе реактора, в ГЦН и ПГ. Полость над уровнем заполнена инертным газом (аргоном). Аргон не взаимодействует с натрием и хорошо удерживается в контуре, т.к. его плотность больше, чем у воздуха.

6. Система аварийной защиты парогенератора, обеспечивающая отсечение аварийной секции ПГ от второго и третьего контуров, а также сброс из секции натрия и ее заполнение инертным газом.

7. Система аварийного питания ПГ, предназначенная для подачи воды в ПГ при авариях, связанных с прекращением подачи питательной воды.

8. Система аварийного расхолаживания реактора с воздушным теплообменником, обеспечивающая отвод тепла от активной зоны при авариях, связанных обесточиванием или прекращением подачи питательной воды во все парогенераторы. Данная система используется в ЯЭУ с БН-800.

8.2. Краткая характеристика проектируемой ПТУ с указанием отличий от прототипа

При рассмотрении вопроса «Краткая характеристика проектируемой ПТУ» необходимо перечислить все ее основные и вспомогательные элементы с их назначением, описать компоновку проточной части ЦВД и ЦНД, указать количество цилиндров и количество потоков пара в них. Также необходимо описать выбранный тип и компоновку главной конденса-

сационной установки (количество корпусов, количество секций, соединение их по охлаждающей воде и т. д.)

Как правило, паротурбинная установка содержит в своем составе:

1. Систему паропроводов свежего пара, предназначенную для подачи свежего пара от парогенератора к турбине.

2. Систему промежуточной сепарации и перегрева пара, предназначенную для осушки и перегрева пара после цилиндра высокого давления.

3. Кондесатно-питательную систему, предназначенную для обеспечения бесперебойного питания ПГ питательной водой требуемого качества.

4. Систему регенеративного подогрева, предназначенную для регенеративного подогрева конденсата и питательной воды паром из отборов ГТ.

5. Систему химводоочистки и деаэрации, предназначенную для обеспечения водно-химического режима второго контура.

6. Систему технического водоснабжения, предназначенную для обеспечения охлаждающей водой главных конденсаторов турбоустановки и других теплообменников машинного зала и реакторного отделения.

Следует обратить внимание на отличия проекта от прототипа, тип элементов ЯЭУ и схемные решения. Для каждого отличия необходимо детально изложить сущность, указать, на улучшение каких показателей оно направлено, а также перечислить недостатки такого решения и пути их компенсации.

9. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА

Технико-экономическое обоснование проекта заключается в определении капитальных затрат на строительство АЭС, ежегодных эксплуатационных расходов, связанных с производством электроэнергии, себестоимости электроэнергии, а также проектных технико-экономических показателей.

9.1. Определение величины и структуры капитальных вложений

Капитальные вложения – это инвестиции, направленные в создание основных фондов АЭС. Основными фондами называют средства труда, которые вовлечены в производственный процесс, функционируют во многих производственных циклах, сохраняя при этом свою натурально-вещественную форму, и переносят свою стоимость на стоимость готовой продукции по частям по мере износа. Для АЭС это стоимость строительства нового энергоблока.

На стадии эскизного проекта величина капиталовложений определяется по формуле

$$K = k \cdot N_y, \quad (9.1)$$

где K – капиталовложения в проектируемый энергоблок, руб.;

k – удельные капиталовложения (капиталовложения на единицу установленной мощности), руб./кВт; (в настоящее время в мире k оцениваются в пределах 5000...5500 долл. США)

N_y – установленная мощность энергоблока, МВт.

При сооружении АЭС в состав капиталовложений входят следующие виды затрат:

- на строительные-монтажные работы, связанные с подготовкой территории строительства, с возведением зданий и сооружений, с монтажом оборудования;
- на приобретение различных видов оборудования, инструмента, инвентаря, входящих в состав основных фондов;
- на проектно-изыскательские работы, на содержание дирекции строящейся АЭС и авторский надзор проектных организаций, на подготовку кадров и др.

Соотношение между этими видами затрат называется технологической структурой капиталовложений. При строительстве АЭС в 70-80-е гг. затраты на строительные-монтажные работы составляли в среднем 42 %, на оборудование – 46 %, на прочие работы – 12 %. Чем больше затраты на оборудование, тем прогрессивнее считается структура капиталовложений.

Структура капиталовложений зависит от соотношения цен на собственное и закупаемое по импорту оборудование, от соотношения цен в строительстве и энергомашиностроении, специализации и кооперировании, а также от типа проекта сооружаемой АЭС. Примерная структура капитальных вложений приведена в табл. 9.1.

Т а б л и ц а 9.1

Структура капитальных вложений

Основное содержание затрат, % K	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	РБМК-1000
Подготовка территории	0,3...0,6	0,3...0,6	0,3...0,5
Объекты основного производственного назначения (главного корпуса и др.)	64...66	67...70	71...76
Объекты подсобного назначения	3,0...3,4	2,0...2,2	2,0...3,5
Объекты вспомогательного энергохозяйства	4,5...4,6	4,7...6,2	3,5...5,0
Объекты транспорта и связи	1,8...2,0	2,0...2,2	0,8...1,3
Внешние сети	1,4...1,6	1,3...2,0	1,1...1,6
Благоустройство	0,3...0,7	0,4...0,6	0,4...0,6
Временные здания и сооружения	4...5	3,5...4,0	3,7 ...5,0
Прочие работы и затраты	3,7...5	3,5 ...4,0	3,5...4,0

Основное содержание затрат, % <i>K</i>	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	РБМК-1000
Содержание дирекции строящейся электрической станции	0,25...0,3	0,25...0,28	0,25...0,28
Подготовка эксплуатационного персонала	0,2...0,25	0,15...0,22	0,15...0,22
Проектные и изыскательские работы	2,2...2,8	1,7...2,2	1,7...2,2
Непредвиденные расходы	10	10	10
Всего	100 %	100 %	100 %

9.2. Коэффициент использования установленной мощности

Основным показателем эффективности, характеризующим фактическую отдачу от АЭС, считается коэффициент использования установленной мощности (КИУМ). Для отдельного энергоблока он определяется как соотношение среднеарифметической мощности за выбранный интервал времени к установленной мощности, либо как отношение фактической выработки электроэнергии к максимально достижимой на номинальной мощности. Обе трактовки коэффициента численно равны, но вторая проще с точки зрения расчета.

Но если КИУМ отдельного энергоблока определяется однозначно, то в отношении ядерного парка или группы однотипных реакторов этот показатель может рассчитываться по-разному, отчего часто возникают существенные расхождения в оценках для одних и тех же стран или типов электростанций. В частности, КИУМ может рассчитываться как усредненное (среднеарифметическое или медиана), либо как средневзвешенное значение по группе реакторов.

Хотя КИУМ считается основным показателем эффективности эксплуатации АЭС, он не учитывает некоторых нюансов. Прежде всего, этот коэффициент отражает фактическую, а не потенциальную степень использования мощности, т. е. не принимает во внимание возможность поставки дополнительной энергии, которая была у эксплуатирующей компании, но не реализовалась в силу тех или иных обстоятельств – например, вследствие работы блока в полупиковом режиме или системных ограничений. Учет этого фактора позволяет более точно отразить эффективность использования мощности.

Проектный КИУМ реакторов разных поколений отличается существенно. Так, КИУМ реакторов поколений 3 и 3+, которые только начали внедряться (AP1000, EPR, ACPR1000+, CPR1000+, CAP1400, ВВЭР-ТОИ), запланирован на уровне 90...94 %, что существенно превышает требования

к современным установкам (87 %) и проектные показатели действующих моделей реакторов.

Проектный КИУМ можно определить следующим образом

$$КИУМ = \frac{\tau_{\text{пер}} - \tau_{\text{прост}}}{\tau_{\text{пер}}}, \quad (9.2)$$

где $\tau_{\text{пер}}$ – время расчетного периода;

$\tau_{\text{прост}}$ – плановое время простоев энергоблока на техническое обслуживание и ремонт (ТОиР), сут.

Например, для установок с ВВЭР-1200 приняты длительности среднего ремонта (СР) – 35 суток, капитального ремонта (КР) – 50 суток при системе ТОиР: после работы в течение первых 500 эф. суток – СР, после следующих 500 эф. суток – СР и КР – после 1500 эф. суток работы ЭБ.

9.3. Укрупненный расчет себестоимости электроэнергии

Себестоимость продукции (услуг) – это текущие издержки предприятия (АЭС) на ее производство и реализацию, выраженные в денежной форме. Это важнейший показатель экономической деятельности предприятия, отражающий эффективность использования всех факторов производства.

Отнеся постоянные и переменные годовые издержки к количеству отпущенной за год электроэнергии, получим *себестоимость единицы электроэнергии* (киловатт-часа).

Различают следующие виды расходов:

- условно-постоянные расходы – те, которые почти не изменяются с изменением объемов производства (амортизация, зарплата персонала станции с начислениями, материалы, прочие)

- условно-переменные расходы – те, которые изменяются с изменением объема производства (затраты на топливо).

Годовая выработка и отпуск электроэнергии.

Расчет выработки и отпуска электроэнергии выполняется, исходя из заданного в проекте режиме использования энергоблока в энергосистеме, который определяется числом часов использования установленной мощности.

Годовая выработка электроэнергии может быть определена следующим образом

$$W_{\text{брутто}} = N_y \cdot h_y, \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}, \quad (9.3)$$

где $h_y = КИУМ \cdot 8760$ – число часов использования установленной мощности в год;

N_y – установленная мощность энергоблока, МВт.

Годовое количество электроэнергии, отпущенной в сеть, может быть определено по следующей формуле

$$W_{\text{нетто}} = W_{\text{брутто}} \cdot (1 - K_{\text{сн}}), \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}, \quad (9.4)$$

где $K_{\text{сн}}$ – коэффициент расхода электроэнергии на собственные производственные нужды.

Годовые эксплуатационные расходы.

Издержки на производство электроэнергии группируются по следующим экономическим элементам: ядерное топливо, амортизация основного капитала, ремонт основных фондов, зарплата с отчислениями, прочие расходы, внепроизводственные расходы.

Исходя из этого, определяются годовые издержки на производство электроэнергии – так называемые годовые эксплуатационные расходы

$$U_{\text{год}} = U_{\text{т}} + U_{\text{а}} + U_{\text{рем}} + U_{\text{з.п.}} + U_{\text{пр}} + U_{\text{вн}}, \quad (9.5)$$

где $U_{\text{т}}$ – затраты на топливо, руб.;

$U_{\text{а}}$ – годовые амортизационные отчисления, руб.;

$U_{\text{рем}}$ – затраты на все виды ремонта, руб.;

$U_{\text{з.п.}}$ – затраты на оплату труда промышленно-производственного персонала с отчислениями на социальное страхование, в пенсионный фонд и фонд занятости, руб.;

$U_{\text{пр}}$ – прочие затраты, руб.;

$U_{\text{вн}}$ – внепроизводственные расходы, руб.

Затраты на топливо

$$U_{\text{т}} = G_{\text{год}} \cdot \left(C_{\text{т}} + C_{\text{хр}} + \frac{0,185 \cdot C_{\text{т}}}{30} \right), \quad (9.6)$$

где $G_{\text{год}}$ – годовой расход ядерного топлива (ЯТ), кг

$C_{\text{т}}$ – цена за 1 кг ЯТ с учетом изготовления ТВС и стоимости доставки, руб.; (в настоящее время в мире оценивают 1 кг ЯТ с обогащением в 4...5 % изотопом U-235 в пределах 1000...1500 долл. США).

$C_{\text{хр}}$ – затраты на хранение 1 кг отработанного ядерного топлива. В эскизном проекте можно эти затраты можно оценить в сопоставимых ценах со стоимостью свежего топлива.

$\frac{0,185 \cdot C_{\text{т}}}{30}$ или $\frac{0,308 \cdot C_{\text{т}}}{50}$ – условное выражение для стоимости части

первоначальной топливной загрузки, сохраняющейся невыгоревшей к моменту окончания эксплуатации энергоблока через 30 (50) лет.

$$G_{\text{год}} = \frac{W_{\text{брутто}}}{24 \cdot \bar{B} \cdot \eta_{\text{брутто}}}, \quad (9.7)$$

где $W_{\text{брутто}}$ – энергосыработка брутто, кВт·час;
 $\bar{B}$ – средняя глубина выгорания ЯТ по проекту, МВт·сут/кг;
 $\eta_{\text{брутто}}$ – КПД энергоблока брутто.

Годовые амортизационные отчисления определяются по средней норме амортизационных отчислений от стоимости капиталовложений с коэффициентом α , который определяет первоначальную стоимость основных фондов к моменту начала эксплуатации

$$U_a = H_a \cdot \alpha \cdot K, \quad (9.8)$$

где H_a – средняя норма амортизации по основным фондам АЭС, в процентах, принимается с учетом принятого ресурса энергоблока;
 K – капиталовложения в строительство, руб.;
 $\alpha = 0,9$ ввиду того, что не вся стоимость по сметно-финансовому расчету строительства переводится в первоначальную стоимость основных фондов.

Затраты на оплату труда промышленно-производственного персонала (ППП) с отчислениями на соцстрахование. Годовые расходы на зарплату ППП с отчислениями на социальное страхование, фонд занятости, пенсионный фонд могут быть определены следующим образом

$$U_{\text{з.п.}} = R_{\text{спис}} \cdot \Phi_{\text{з.п.}}^{\text{год}} \cdot (1 + K'), \quad (9.9)$$

где $R_{\text{спис}}$ – среднесписочный состав ППП;
 $\Phi_{\text{з.п.}}^{\text{год}}$ – годовой фонд зарплаты одного ППП, определяемый через среднемесячную зарплату одного ППП, руб./год;
 K' – суммарный коэффициент отчислений на социальное страхование, фонд занятости. Можно принять $K' = 0,3$.

$$R_{\text{спис}} = n_{\text{шт}} \cdot N_y, \quad (9.10)$$

где $n_{\text{шт}}$ – штатные коэффициенты (можно принимать для проектируемых ЭБ в пределах 0,3...0,5).

N_y – установленная мощность блоков, МВт.

Затраты на ремонтные работы.

Затраты на текущий ремонт $U_{\text{рем.}}$ определяются в зависимости от стоимости основных фондов, руб.

$$U_{\text{рем}} = K_{\text{рем}} \cdot K \cdot \alpha, \quad (9.11)$$

где $K_{\text{рем}}$ – коэффициент отнесения затрат на ремонт, предельное значение составляет 0,005.

Затраты на прочие расходы включают в себя затраты на вспомогательные материалы, работы по повышению безопасности, охрану, автотранспорт, связь и другие общестанционные расходы

$$U_{\text{пр}} = K_{\text{пр}} \cdot (U_{\text{а}} + U_{\text{з.п.}} + U_{\text{рем}}), \quad (9.12)$$

где $K_{\text{пр}}$ – коэффициент отнесения затрат на прочие расходы. Зависит от соотношения цен на все виды материалов, услуг, уровня зарплаты, амортизации. В расчет можно принимать $K_{\text{пр}} = 0,2 \dots 0,3$.

Внепроизводственные расходы $U_{\text{вн}}$ представляют собой отчисления в государственные и негосударственные фонды, установленные действующим законодательством. Относятся на себестоимость электроэнергии в доле от стоимости, реализованной продукции. Можно принимать их долю порядка 1...2 %.

$$U_{\text{вн}} = W_{\text{нетто}} \cdot T_{\text{э}} \cdot (0,01 \dots 0,02), \quad (9.13)$$

где $W_{\text{нетто}}$ – электроэнергия, отпущенная с шин электростанции в энергосистему, кВт·час,

$T_{\text{э}}$ – средний тариф за 1 кВт·час. Определяется по оптовой цене закупки ОАО «Системный оператор – Центральное диспетчерское управление Единой энергетической системы» на энергетическом рынке. Можно принимать $T_{\text{э}} = 1 \dots 3$ руб.

Себестоимость электроэнергии

$$C = \frac{U_{\text{год}}}{W_{\text{нетто}}}. \quad (9.14)$$

Тогда:

- топливная составляющая

$$C_{\text{т}} = \frac{U_{\text{т}}}{W_{\text{нетто}}}; \quad (9.15)$$

- постоянная составляющая

$$C_{\text{п}} = \frac{U_{\text{год}} - U_{\text{т}}}{W_{\text{нетто}}}. \quad (9.16)$$

9.4. Определение финансовых показателей проекта

Доход от реализации проекта определяется суммой выручки от реализации электроэнергии по оптовой цене через ОАО «Системный оператор – Центральное диспетчерское управление Единой энергетической системы» на энергетическом рынке

$$D = W_{\text{нетто}} \cdot T_{\text{э}}, \quad (9.17)$$

где $T_{\text{э}}$ – средний тариф за 1 кВт·час.

Балансовая прибыль, определяется как разница между доходом от всех видов деятельности и издержками производства

$$П_{\text{бал}} = D - U_{\text{год}}. \quad (9.18)$$

Рентабельность – это показатель эффективности деятельности предприятия. Рентабельность производства – коэффициент, равный отношению балансовой прибыли к среднегодовой стоимости основных производственных и нормируемых оборотных средств. Иными словами, данный показатель представляет собой величину прибыли, приходящуюся на каждый рубль себестоимости проданной продукции (производственных расходов)

$$P_{\text{бал}} = \frac{П_{\text{бал}}}{U_{\text{год}}} \cdot 100 \%, \quad (9.19)$$

где $П_{\text{бал}}$ – балансовая прибыль, руб.;

$U_{\text{год}}$ – годовые издержки на производство электроэнергии, руб.

Налог на прибыль предприятия

$$H_{\text{пр}} = a \cdot П_{\text{бал}}, \quad (9.20)$$

где a – ставка налога на прибыль;

$П_{\text{н}} = П_{\text{бал}}$ – налогооблагаемая прибыль.

Чистая прибыль предприятия

$$П_{\text{чист}} = П_{\text{бал}} - П_{\text{пр}}. \quad (9.21)$$

Критический объем производства (точка безубыточности).

Объем производства и реализации, при котором предприятие имеет нулевую прибыль, называется критическим (точка безубыточности). Значение критического объема производства определяется из соотношения

$$W_{\text{кр}} = \frac{U_{\text{год}} - U_{\text{т}}}{T_{\text{э}} - C_{\text{т}}}. \quad (9.22)$$

Срок окупаемости (от начала эксплуатации) можно определить из формулы расчета простого срока окупаемости

$$PP = \frac{K}{\Pi_{\text{чист}}} . \quad (9.23)$$

9.5. Сводные технико-экономические показатели проекта

Сводные технико-экономические показатели проекта рекомендуется свести в таблицу.

Т а б л и ц а 9.2

Сводные технико-экономические показатели проекта

Технико-экономические показатели	Размерность
Установленная мощность	МВт
КИУМ	—
Число часов использования установленной мощности в году	ч
КПД брутто	—
Коэффициент расхода электроэнергии на СН	—
Глубина выгорания ядерного топлива	МВт·сут./т
Штатный коэффициент	чел./МВт
Нормативный срок строительства	лет
Капиталовложения к началу эксплуатации	млрд руб.
Стоимость 1 кг ядерного топлива	руб.
Себестоимость 1 кВт·часа	руб.
Топливная составляющая	руб.
Постоянная составляющая	руб.
Критический объём производства	кВт·ч
Балансовая прибыль	млрд руб.
Рентабельность производства	%
Чистая прибыль	млрд руб.
Срок окупаемости (от начала эксплуатации)	год

По показателям необходимо сделать следующие выводы:

- выгоден ли экономически проект;
- за какой срок можно вернуть затраченные первоначально средства на реализацию проекта;
- оправдано ли экономически строительство нового энергоблока при данных исходных технических параметрах.

10. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА ЯЭУ АЭС

10.1. Структура курсового проекта

Для выполнения проекта рекомендуются следующие основные разделы пояснительной записки (основная часть):

1. Краткая характеристика проектируемой ЯЭУ.
2. Теплоэнергетический расчет ЯЭУ.
3. Расчет параметров насосов (ГЦН, КЭН, ПН, ЦНГК) и расхода энергии на собственные нужды. КПД ЯЭУ нетто.
4. Определение массогабаритных показателей основных элементов РУ (ЯР, ПГ).
5. Определение массогабаритных показателей основных элементов ПТУ (ЦВД, ЦНД, ГК).
6. Техничко-экономические показатели проекта.

Расчет ЯЭУ выполняется в соответствии с эскизной стадией проектирования, предполагающей выбор типа и состава ЯЭУ, устанавливающих принцип ее действия, а также расчет основных параметров энергоустановки: значений температур, давлений и расходов сред, определяющих энергопотоки в установке, мощностных параметров элементов ЯЭУ, а также массогабаритных показателей основного оборудования установки.

Пример расчета приведен для случая двухконтурной ЯЭУ, имеющей схему рабочего контура, близкую к установке с турбоагрегатом К-1000-60/3000. Однако некоторые отличия, принятые при выборе схемы рабочего контура, распределении теплоперепадов в проточной части турбины, а также другие отличия в исходных данных (тепловая нагрузка системы теплофикации, расход пара на собственные нужды и др.) приводят к заметным отличиям результатов расчета от прототипных параметров.

В примере расчета обоснования выбора значений параметров теплоносителя и рабочего тела приводятся достаточно кратко. Основное внимание уделено изложению наиболее рациональной последовательности расчета параметров, форме представления результатов расчета. Также в настоящем примере расчета даны рекомендации по решению отдельных частных вопросов расчета в случае существенно иной компоновки рабочего контура или существенно отличного типа турбоагрегата.

В качестве исходных данных задается электрическая мощность энергоблока. Дополнительно могут быть заданы также некоторые другие показатели: количество турбоагрегатов в составе энергоблока, давление теплоносителя первого контура и некоторые другие.

В целом, этапы работы над проектом можно представить в такой последовательности:

- уяснение задания, подбор литературы и вспомогательных материалов, обеспечивающих выполнение проекта;
- выбор типа разрабатываемой энергоустановки;
- выбор параметров теплоносителя и рабочего тела;
- компоновка расчетной схемы рабочего контура;
- расчет энергетических балансов рабочего контура;
- расчет затрат электроэнергии на собственные нужды;
- определение параметров основных элементов ЯЭУ;
- составление заключения (выводов) по проекту в целом;
- выполнение функциональных схем разрабатываемой ЯЭУ.

Заметим, что для эффективного использования выделенного бюджета времени при выполнении эскизного проекта целесообразно выбрать прототипную установку чтобы использовать в процессе работы над проектом как ее схемные и конструктивные решения, так и значения параметров. Прототипная установка должна быть изучена более досконально. При этом, разумеется, не следует в своих разработках полностью повторять прототипные решения. Энергоблок, принятый в качестве прототипного, разрабатывался значительно раньше, многие решения, заложенные в него при проектировании, устарели. Их целесообразно переработать с учетом современных требований, а также тенденций развития стационарной энергетики. Все изменения, внесенные в прототипные решения, должны быть особо оговорены, обоснованы, должно быть указано, на улучшение каких показателей они направлены. Для того чтобы при разработке проекта проявилось творческое начало, следует набрать хотя бы 5...7 существенных отличий разрабатываемой установки от прототипной. В схемных решениях и значениях параметров в качестве прототипных могут приниматься данные и из других установок, если они целесообразны и обоснованы.

В эскизном проекте должны быть выполнены пояснительная записка (текстовый документ) и функциональные схемы разработанной ЯЭУ (графический документ).

Пояснительная записка выполняется в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД к текстовым документам. В записке необходимо представить все принятые в проекте решения по значениям отдельных параметров и по принятым в расчет схемным решениям. Кроме того, представляются все расчеты параметров энергоустановки в целом и отдельных ее элементов.

В качестве литературы можно рекомендовать:

- учебник по курсу лекций дисциплины «АЭС и установки»;
- учебные пособия, монографии, справочные пособия по ядерным реакторам и парогенераторам, по турбоагрегатам АЭС, по вспомогательным механизмам ЯЭУ, а также по реакторным и паротурбинным установкам, используемые в соответствующих специальных курсах;

- техническую документацию (технические описания, инструкции по эксплуатации и др.) по техническим средствам РУ и ПТУ прототипной установки.

10.2. Краткая характеристика проектируемой ЯЭУ АЭС

В качестве примера для расчета принята двухконтурная ЯЭУ АЭС с мощностью генератора электроэнергии в 1000 МВт. В качестве источника тепловой энергии используется корпусной ЯР водо-водяного типа с водой под давлением (ВВЭР). Турбина, приводящая в действие генератор – быстроходная паровая на насыщенном паре с промежуточной сепарацией и промежуточным перегревом пара. Одноступенчатый промежуточный перегрев пара осуществляется за счет тепловой энергии части свежего пара, отбираемого из главного паропровода. В ПТУ предусмотрена система регенеративного подогрева питательной воды. Отработавший в главной турбине пар направляется в ГК поверхностного типа. В качестве охлаждающей среды используется техническая вода, охлаждаемая в пруде-охладителе.

Энергоблок состоит из реакторного отделения и машинного зала. Реакторное отделение предназначено для размещения реакторной установки и вспомогательного оборудования, обеспечивающего ее работу. Первый контур размещен в защитной оболочке – герметичной цилиндрической бетонной конструкции, облицованной изнутри стальными листами. В фундаментной части размещается оборудование систем безопасности, аварийного охлаждения зоны и других вспомогательных систем. Кроме того, там расположен герметичный транспортный коридор, соединенный через транспортный шлюз с гермооболочкой, и герметичное помещение бака аварийного запаса борной кислоты. В обстройке расположены блочный щит управления, оборудование систем безопасности, вентиляции и других обеспечивающих и вспомогательных систем.

Паропроводы и трубопроводы второго контура, турбоагрегат, генератор электрической энергии, деаэрационная этажерка и другое оборудование второго контура расположены в машинном зале. Машинный зал – здание каркасного типа.

Такая компоновка энергоблока является наиболее рациональной и отвечает требованиям безопасности и эргономичности производства. В качестве прототипа принята реакторная установка В-320 с водо-водяным энергетическим реактором типа ВВЭР.

В состав первого контура входят: ядерный реактор; четыре парогенератора; четыре главных циркуляционных насоса; система компенсации давления; вспомогательные системы; трубопроводы, арматура, контрольно-измерительные приборы.

Для разработки паротурбинной установки в качестве прототипа была принята ПТУ с турбиной К-1000-60/3000.

Далее следует перечислить системы, обеспечивающие работу реакторной и турбинной установок, а также указать их основные функции. Данная информация изложена в разделе 8 настоящего пособия.

10.3. Теплоэнергетический расчет ЯЭУ

Давление теплоносителя p_T .

С учетом принятого в ЯР вида ядерного топлива (UO_2), конструкционных материалов активной зоны (оболочки ТВЭЛ выполнены из циркониевых сплавов) и компоновки активной зоны в расчет принято давление теплоносителя $p_T = 16,0$ МПа. В обосновании принятого давления теплоносителя следует обратить внимание на нецелесообразность его значительного повышения при тех же материалах активной зоны.

Температура теплоносителя на выходе из ЯР t_{T1} .

Температура теплоносителя t_{T1} принимается равной температуре кипения t_s с интегральным запасом до кипения Δt_s

$$t_{T1} = t_s - \Delta t_s, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (10.1)$$

При $p_T = 16,0$ МПа $t_s = 347,32$ $^\circ\text{C}$. Значение $\Delta t_s = 24$ $^\circ\text{C}$ – принято по прототипному ЯР ВВЭР-1000. Тогда

$$t_{T1} = 347,32 - 24 = 323,32 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

В расчет принято $t_{T1} = 323$ $^\circ\text{C}$.

В обосновании принятого значения интегрального запаса до кипения теплоносителя Δt_s следует обратить внимание на его зависимость от неравномерности тепловыделений по радиусу активной зоны водо-водяного ЯР. Если принимается уменьшенное значение Δt_s , то следует пояснить, за счет чего это оказалось возможным и на улучшение каких показателей это направлено.

Температура теплоносителя на входе в ЯР t_{T2} .

Температура теплоносителя t_{T2} принимается равной температуре на выходе из ЯР за вычетом степени нагрева теплоносителя в ЯР $\Delta t_{ЯР}$

$$t_{T2} = t_{T1} - \Delta t_{ЯР}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (10.2)$$

$\Delta t_{ЯР} = 32$ $^\circ\text{C}$ – принято по прототипному ЯР ВВЭР-1000. Тогда

$$t_{T2} = 323 - 32 = 291 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Здесь следует отметить, что если снизить принимаемое в расчет значение $\Delta t_{ЯР}$ (такое снижение благоприятно скажется как на параметрах ЯР,

так и на параметрах ЯЭУ в целом), то это потребует резкого увеличения мощности главных циркуляционных насосов первого контура и, следовательно, затрат электроэнергии на собственные нужды.

Параметры пара на выходе из ПГ и на входе в ГТ.

В разрабатываемой ЯЭУ принят парогенератор насыщенного пара с многократной естественной циркуляцией рабочего тела и с неявно выраженной экономайзерной зоной. Температура генерируемого пара равна температуре теплоносителя на выходе из ПГ (она же температура теплоносителя на входе в ЯР) за вычетом минимального температурного напора в ПГ $\delta t_{\min}$

$$t_{\text{ПГ}} = t_{\text{T2}} - \delta t_{\min}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (10.3)$$

$\delta t_{\min} = 11 \text{ } ^\circ\text{C}$ – принято в рекомендуемых пределах. Тогда

$$t_{\text{ПГ}} = 291 - 11 = 280 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Диаграмма t - q ПГ, с учетом принятых значений параметров теплоносителя и рабочего тела, а также типа ПГ, будет иметь следующий вид (рис. 10.1).

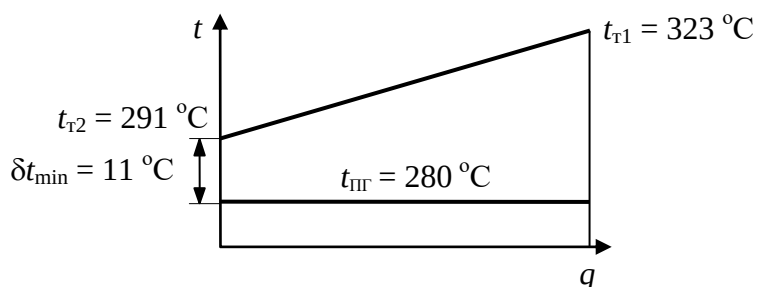


Рис. 10.1 Диаграмма t - q парогенератора

При обосновании параметров пара следует обратить внимание на принимаемое в расчет значение $\delta t_{\min}$. Его уменьшение позволяет несколько повысить параметры свежего пара. Однако при этом существенно уменьшается средний температурный напор теплопередачи в ПГ в целом и, вследствие этого, увеличивается его поверхность теплопередачи, что отрицательно сказывается на массогабаритных показателях ПГ. На заключительном этапе расчета установки это положение найдет численное подтверждение. Анализ реально выполненных установок показывает, что значение $\delta t_{\min}$ следует принимать в расчет в диапазоне $8 \dots 11 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Давление генерируемого пара $p_{\text{ПГ}}$ равно давлению насыщения, соответствующего принятой температуре пара

$$p_{\text{ПГ}} = p_s(t_{\text{ПГ}} = 280 \text{ } ^\circ\text{C}) = 6,4191 \text{ МПа}. \quad (10.4)$$

В расчет принято $p_{\text{ПГ}} = 6,4 \text{ МПа}$.

Потеря давления в паровом тракте от парогенератора до соплового аппарата турбины

$$\Delta p = 0,06 \cdot p_{\text{ПГ}} = 0,06 \cdot 6,4 = 0,384 \text{ МПа.} \quad (10.5)$$

В расчет принято $\Delta p = 0,4 \text{ МПа}$.

Давление пара на входе в сопловый аппарат турбины

$$p_{\text{ГТ}} = p_{\text{ПГ}} - \Delta p = 6,4 - 0,4 = 6,0 \text{ МПа.} \quad (10.6)$$

Т.к. в главном паропроводе происходит адиабатическое дросселирование пара, то значения энтальпии пара на выходе из ПГ и на входе в сопловый аппарат турбины равны

$$i_{\text{ПГ}} = i_{\text{ЦВД}} = i''(p_{\text{ПГ}} = 6,4 \text{ МПа}) = 2778,8 \text{ кДж/кг.} \quad (10.7)$$

Точки состояния рабочего тела $A_{\text{ПГ}}$ и $A_{\text{ГТ}}$ показаны на диаграмме $i-s$ (рис. 10.2).

Давление в главном конденсаторе $p_{\text{ГК}}$. Параметры системы технического водоснабжения.

При выборе в расчет величины температуры охлаждающей воды на входе в ГК $t_{\text{ов}}^{\text{вх}}$ следует ориентироваться на среднегодовую температуру в заданном регионе, в котором предполагается размещение энергоблока.

В расчет принята АЭС, расположенная в умеренной климатической зоне. С учетом принятой системы охлаждения технической воды (пруд-охладитель) для расчета принята температура охлаждающей воды на входе в ГК $t_{\text{ов}}^{\text{вх}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Кратность охлаждения главного конденсатора принята

$$m = \frac{G_{\text{ов}}}{G_{\text{п}}} = 55. \quad (10.8)$$

При обосновании принятого в расчет значения кратности охлаждения главного конденсатора m следует иметь в виду, что увеличение m (и, следовательно, увеличение расхода охлаждающей воды) способствует снижению температуры охлаждающей воды на выходе из главного конденсатора. Это позволяет либо снизить давление в главном конденсаторе, либо сократить его массогабаритные показатели за счет увеличения температурного напора теплопередачи. Однако увеличение величины m означает увеличение мощности насосов технического водоснабжения и увеличение затрат электроэнергии на собственные нужды.

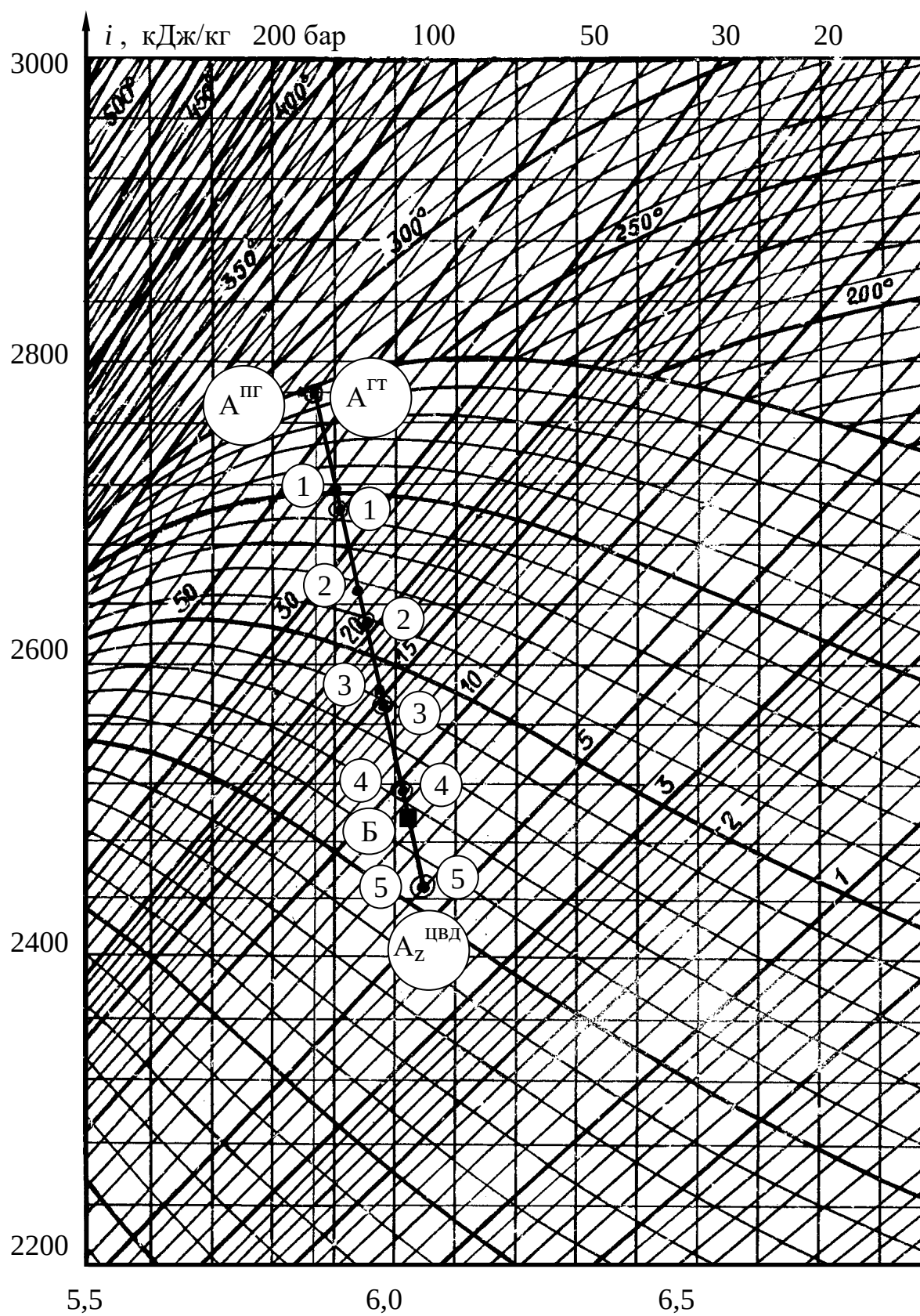
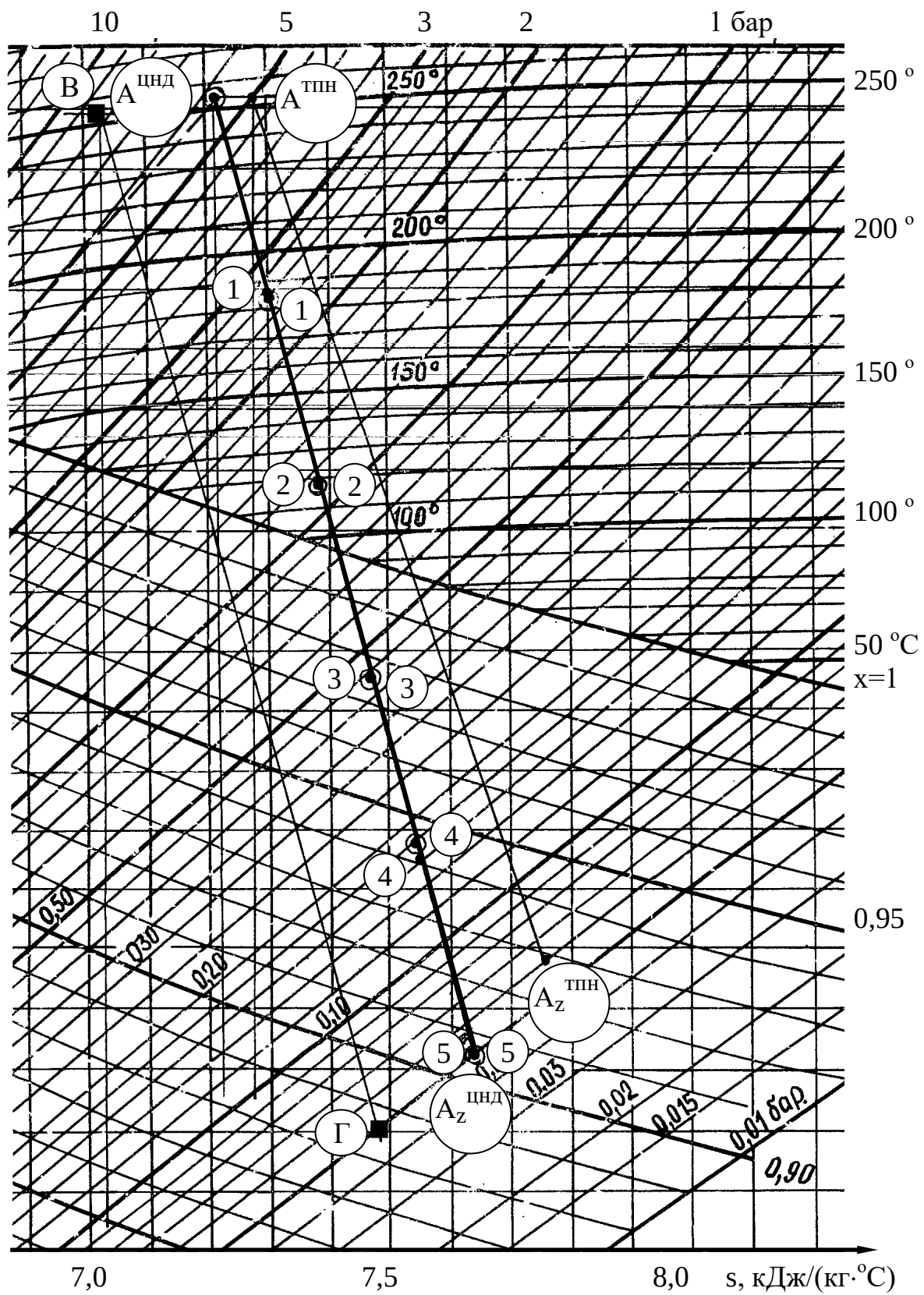


Рис. 10.2. Термодинамические процессы



рабочего тела в рабочем контуре

Если в расчет принята обратная система технического водоснабжения с градирнями или брызгальными бассейнами, то увеличение значения m ведет к более значительному увеличению затрат электроэнергии на функционирование системы. Действительно, за один цикл использования техническая вода в такой установке должна прокачиваться насосами дважды – через ГК и через водоохлаждающее устройство.

Среднее давление в главном конденсаторе принято $p_{ГК} = 5,0$ кПа.

В данном случае речь идет о среднем давлении в конденсаторе, т.к. предполагается секции главного конденсатора соединить последовательно по охлаждающей воде (см. прототипную установку). Такое соединение секций ГК приведет к тому, что в разных секциях будет устанавливаться разное давление – в первой по потоку охлаждающей воды давление будет несколько ниже среднего значения. Для упрощения расчетов принято осредненное по секциям конденсатора давление.

Температура конденсации в ГК $t_{ГК} = t_s$ при принятом давлении в нем

$$t_{ГК} = t_s(p_{ГК} = 5 \text{ кПа}) = 32,9 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (10.9)$$

Заметим, что выражение $t_{ГК} = t_s$ при давлении в конденсаторе справедливо лишь для конденсаторов с рациональной компоновкой трубного пучка и качественно разработанной системой отсоса паровоздушной смеси. В этом случае во всем паровом объеме ГК практически отсутствует воздушная составляющая.

Температура охлаждающей воды на выходе из ГК

$$t_{\text{ОВ}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ОВ}}^{\text{ВХ}} + \frac{r \cdot x}{m \cdot c_p}, \quad (10.10)$$

где $t_{\text{ОВ}}^{\text{ВХ}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура охлаждающей воды на входе в ГК (принято в расчет);

$r = r(p = 5 \text{ кПа}) = i'' - i' = 2561,2 - 137,77 = 2423,43 \text{ кДж/кг}$ – скрытая теплота парообразования (конденсации) при давлении в ГК;

$x = 0,92$ – сухость пара на входе в конденсатор (принято по прототипной установке);

$m = 55$ – принятая в расчет кратность циркуляции;

$c_p = 4,18 \text{ кДж/кг}$ – теплоемкость охлаждающей воды.

$$t_{\text{ОВ}}^{\text{ВЫХ}} = 20 + \frac{2423,43 \cdot 0,92}{55 \cdot 4,18} = 29,6979 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

В расчет принято $t_{\text{ОВ}}^{\text{ВЫХ}} = 29,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для этого выражения значение сухости x конденсирующегося в ГК пара на данном этапе расчета установки может быть оценено лишь приближенно по прототипным данным. В последующем, при расчете массогабаритных показателей ГК, оно должно быть уточнено.

Важным показателем, существенно определяющим массогабаритные показатели ГК, является температурный напор на его «горячем» конце $\delta t_{\text{гор}}$. Величину $\delta t_{\text{гор}}$ следует показать на диаграмме t - q , построенной для ГК (рис. 10.3).

Стремление к снижению $\delta t_{\text{гор}}$ и, таким образом, к снижению температуры конденсации в ГК (и, следовательно, его давления) способствует увеличению экономичности установки. Но оно сопровождается значительным снижением среднего температурного напора в ГК и, как следствие этого – значительным увеличением поверхности теплопередачи в ГК. Это неизбежно проявится на заключительном этапе расчета установки при оценке массогабаритных показателей ГК. Для получения приемлемой величины поверхности теплопередачи главного конденсатора и, следовательно, приемлемых массогабаритных показателей конденсационной установки целесообразно параметры теплообменивающихся сред подобрать так, чтобы температурный напор на «горячем» конце конденсатора $\delta t_{\text{гор}} = t_{\text{ГК}} - t_{\text{об}}^{\text{ВЫХ}}$ был в пределах 3...5 °С.

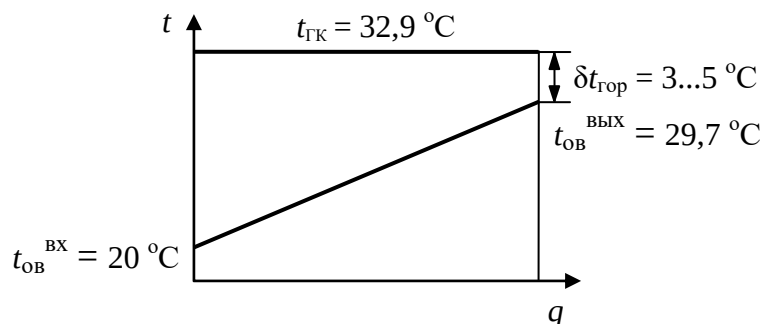


Рис. 10.3. Диаграмма t - q главного конденсатора

В последующем, при расчете массогабаритных показателей конденсационной установки, должна быть построена уточненная диаграмма t - q и определено уточненное значение $\delta t_{\text{гор}}$.

Параметры промежуточной сепарации и промежуточного перегрева пара.

С учетом прототипных данных, а также с учетом мер, которые в настоящее время могут быть приняты для повышения экономичности проточной части турбины, в расчет приняты средние значения внутренних КПД цилиндров турбины: $\eta_i^{\text{ЦВД}} = 0,82$; $\eta_i^{\text{ЦВД}} = 0,83$.

Для построения на диаграмме i - s процессов расширения пара в проточной части турбины (в том числе, в агрегатах промежуточной сепарации

и промежуточного пароперегрева) приняты следующие параметры расширения пара:

- разделительное давление

$$p_{\text{разд}}^{\text{опт}} = 0,12 \cdot p_{\text{ГТ}} + 0,13 = 0,12 \cdot 6 + 0,13 = 0,85 \text{ МПа}; \quad (10.11)$$

- потери давления от выхода из ЦВД до входа в ЦНД – 4 % от разделительного давления;

- давление пара на входе в ЦНД

$$p_{\text{ЦНД}} = (1 - 0,04) \cdot p_{\text{разд}} = 0,96 \cdot 0,85 = 0,816 \text{ МПа}; \quad (10.12)$$

- температура перегретого пара на выходе из пароперегревателя

$$t_{\text{пп}} = t_{\text{пп}} - \delta t_{\text{пп}}^{\text{мин}} = 280 - 25 = 255 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (10.13)$$

С учетом указанных замечаний диаграмма t - q пароперегревателя имеет вид, показанный на рис. 10.4.

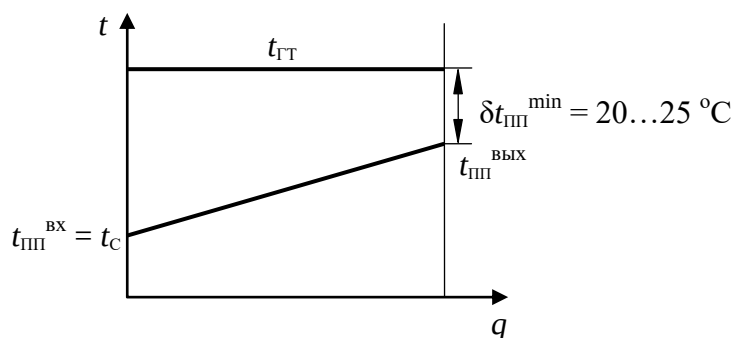


Рис. 10.4. Диаграмма t - q одноступенчатого пароперегревателя

Заметим, что приведенное здесь эмпирическое выражение для определения разделительного давления $p_{\text{разд}}^{\text{опт}}$ дает оптимальное значение с точки зрения экономичности термодинамического цикла ЯЭУ. В то же время, такое значение $p_{\text{разд}}$ может привести к не вполне рациональному распределению значений влажности пара на последних степенях ЦВД и ЦНД. В этом случае необходимо методом последовательных приближений подобрать такое значение разделительного давления, которое обеспечит приемлемое распределение влажности пара на выходе из ЦВД и ЦНД. Разумеется, оптимальность значения $p_{\text{разд}}$ с точки зрения экономичности цикла будет несколько нарушена.

Для принятого в первом приближении $p_{\text{разд}} = 0,85 \text{ МПа}$ в результате построения процессов расширения пара в i - s -диаграмме получены значения сухости пара на выходе из ЦВД и ЦНД: $x_{\text{ЦВД}} = 0,869$; $x_{\text{ЦНД}} = 0,886$ (рис. 10.2, процесс А_{ГТ} – Б – В – Г).

Такие значения сухости пара несколько выпадают из оптимальных диапазонов. Оптимальными значениями сухости пара можно считать значения сухости пара на выходе из ЦВД в диапазоне от 0,85 до 0,86 (в ряде случаев от 0,84); а на выходе из ЦНД – от 0,90 до 0,93 (для тихоходных агрегатов от 0,87). Влажность пара на выходе из ЦВД для принятой установки с быстроходным ТА можно несколько увеличить, а влажность пара на выходе из ЦНД необходимо существенно снизить.

Методом последовательных приближений получено следующее сочетание параметров, принятых в расчет:

- разделительное давление $p_{\text{разд}} = 0,6 \text{ МПа}$;
- давление пара на входе в ЦНД

$$p_{\text{ЦНД}} = 0,96 \cdot 0,6 = 0,576 \text{ МПа}.$$

В расчет принято $p_{\text{ЦНД}} = 0,58 \text{ МПа}$;

- температура перегретого пара на выходе из ПП $t_{\text{ПП}} = 255 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

В результате построения процессов расширения пара в диаграмме $i-s$ (рис. 10.2) получены значения сухости пара на выходе из ЦВД и ЦНД: $x_{\text{ЦВД}} = 0,856$; $x_{\text{ЦНД}} = 0,906$.

Эти значения сухости пара находятся в приемлемых диапазонах.

После окончательного определения положения точек начала и конца расширения пара в ЦВД и ЦНД можно определить значения энтальпии пара в этих точках:

- энтальпия пара на входе в ЦВД – в точке $A_{\text{ЦВД}}$

$$i_{\text{ЦВД}} = i''(p_{\text{ПП}} = 6,4 \text{ МПа}) = 2778,8 \text{ кДж/кг}; \quad (10.14)$$

- энтальпия пара на выходе из ЦВД – в точке $A_{z \text{ ЦВД}}$

$$\begin{aligned} i_{z \text{ ЦВД}} &= i(p_{z \text{ ЦВД}} = 0,6 \text{ МПа}; x_{\text{ЦВД}} = 0,856) = \\ &= i'(p_{z \text{ ЦВД}}) \cdot (1 - x_{\text{ЦВД}}) + i''(p_{z \text{ ЦВД}}) \cdot x_{\text{ЦВД}} = \\ &= 670,4 \cdot (1 - 0,856) + 2756,4 \cdot 0,856 = 2456,02 \text{ кДж/кг}; \end{aligned} \quad (10.15)$$

- энтальпия пара на входе в ЦНД – в точке $A_{\text{ЦНД}}$

$$i_{\text{ЦНД}} = i(p_{\text{ЦНД}} = 0,58 \text{ МПа}; t_{\text{ЦНД}} = 255 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 2958,29 \text{ кДж/кг}; \quad (10.16)$$

- энтальпия пара на выходе из ЦНД – в точке $A_{z \text{ ЦВД}}$

$$\begin{aligned} i_{z \text{ ЦНД}} &= i(p_{z \text{ ЦНД}} = 5 \text{ кПа}; x_{\text{ЦНД}} = 0,906) = \\ &= i'(p_{z \text{ ЦНД}}) \cdot (1 - x_{\text{ЦНД}}) + i''(p_{z \text{ ЦНД}}) \cdot x_{\text{ЦНД}} = \end{aligned}$$

$$= 137,77 \cdot (1 - 0,906) + 2561,2 \cdot 0,906 = 2333,4 \text{ кДж/кг}; \quad (10.17)$$

Окончательный выбор параметров промежуточной сепарации и промежуточного перегрева позволяет построить диаграмму $t-q$ пароперегревателя в численном виде (рис. 3.9 или рис. 3.10).

Параметры пара турбопривода питательного насоса.

В практике схем отечественных ПТУ отбор рабочего пара осуществляется из главной трассы паропровода после СПП (перегретый пар), сброс отработавшего пара – на автономный конденсатор ТПН. В режимах пуска и останова ЯЭУ пар на турбину ТПН подается из коллектора собственных нужд (КСН). Т. к. при эскизном проектировании рассматривается только режим номинальной мощности установки, то подачу пара из КСН можно не рассматривать.

Выбрав тип ТПН и способ его включения в рабочий контур, следует определить параметры пара на входе и выходе ТПН а также его экономичность. Это позволит в процессе расчета рабочего контура определить расход пара на ТПН и включить этот расход в материальные и тепловые балансы рабочего контура.

В настоящем примере расчета схемное включение ТПН принято по прототипной установке с быстроходным турбоагрегатом.

Турбопривод питательного насоса получает перегретый пар от паропровода после пароперегревателя (после СПП). Гидравлические сопротивления тракта подводящего паропровода Δp оценены для расчета в 10 %. На рис. 10.2 показана точка $A_{\text{ТПН}}$. Параметры пара в точке $A_{\text{ТПН}}$

$$p_{\text{ТПН}} = 0,9 \cdot p_{\text{ЦНД}} = 0,9 \cdot 0,58 = 0,522 \text{ МПа}. \quad (10.18)$$

В расчет принято $p_{\text{ТПН}} = 0,5 \text{ МПа}$.

$t_{\text{ТПН}} = 254 \text{ }^\circ\text{C}$. Значение температуры пара на входе в ТПН подобрано таким, чтобы энтальпия пара на входе в ТПН и на входе в ЦНД практически совпадали, т. к. дополнительное дросселирование пара в подводящем паропроводе ТПН является изоэнтальпийным. Действительно,

$$i_{\text{ЦНД}} = i(p = 0,58 \text{ МПа}; t = 255 \text{ }^\circ\text{C}) = 2968,29 \text{ кДж/кг}; \quad (10.19)$$

$$i_{\text{ТПН}} = i(p = 0,5 \text{ МПа}; t = 254 \text{ }^\circ\text{C}) = 2968,98 \text{ кДж/кг}. \quad (10.20)$$

Для обеспечения безнасосного сброса конденсата из конденсатосборника ТПН в конденсатосборник ГК давление в конденсаторе ТПН принято 6 кПа.

Внутренний КПД турбопривода ТПН принят по прототипной установке $-\eta_i^{\text{ТПН}} = 0,79$. В результате построения процесса расширения пара в

турбине ТПН (рис. 10.2) получены параметры пара за последней ступенью турбины: $p_{z \text{ ТПН}} = 6 \text{ кПа}$; $x = 0,929$.

$$i_{z \text{ ТПН}} = i' \cdot (1 - x) + i'' \cdot x = 151,5 \cdot 0,071 + 2567,1 \cdot 0,929 = 2395,59 \text{ кДж/кг.} \quad (10.21)$$

Внутренний теплоперепад турбины ТПН

$$H_{i \text{ ТПН}} = i_{\text{ТПН}} - i_{z \text{ ТПН}} = 2958,98 - 2395,59 = 573,39 \text{ кДж/кг.} \quad (10.22)$$

Компоновка расчетной схемы рабочего контура.

Предварительное распределение теплоперепада по ступеням турбины.

При выборе параметров теплоносителя и рабочего тела часть вопросов компоновки рабочего контура решена. Это место установки сепаратора пара, количество и способ подключения пароперегревателей, подключение турбопривода питательного насоса. Однако некоторые вопросы остались непроработанными. Основные из них:

- установка и подключение деаэратора питательной воды;
- выбор типа и количества регенеративных водоподогревателей, а также способов их подключения;
- компоновка и подключение системы теплофикации;
- отбор пара на собственные нужды.

Так как подключение указанных элементов рабочего контура может быть осуществлено только между ступенями турбины, то необходимо принять в расчет количество ступеней ЦВД и ЦНД и произвести разбивку теплоперепада ЦВД и ЦНД по ступеням турбины.

Выбор количества ступеней в ЦВД и ЦНД существенно связан с быстроходностью турбины. Поэтому количество ступеней (или равноценный ему показатель – средний теплоперепад, срабатываемый на одной ступени) следует выбирать тщательно, ориентируясь на аналогичные турбоагрегаты.

В примере расчета принято, что проточные части ЦВД и ЦНД состоят из пяти активных ступеней в одном потоке каждого цилиндра. Если принята тихоходная турбина, то количество ступеней обычно несколько больше, порядка 7 ступеней в ЦВД и ЦНД.

В первом приближении можно принять равномерную разбивку теплоперепада – отдельно на ЦВД и отдельно на ЦНД. Обычно средний теплоперепад ступени ЦНД заметно больше среднего теплоперепада ЦВД (рис. 10.2).

Применительно к принятому в примере расчета варианту:

- энтальпия пара на входе в ЦВД $i_{\text{ВХ}}^{\text{ЦВД}} = 2778,8 \text{ кДж/кг}$ (выражение 10.14);

- энтальпия пара на выходе из ЦВД $i_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦВД}} = 2456,02 \text{ кДж/кг}$ (выражение 10.15);

- внутренний теплоперепад ЦВД

$$H_i^{\text{ЦВД}} = i_{\text{ВХ}}^{\text{ЦВД}} - i_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦВД}} = 2778,8 - 2456,02 = 322,78 \text{ кДж/кг}; \quad (10.23)$$

- средний теплоперепад одной ступени ЦВД

$$h_i^{\text{ЦВД}} = \frac{H_i^{\text{ЦВД}}}{z_{\text{СТ}}^{\text{ЦВД}}} = \frac{322,78}{5} = 64,556 \text{ кДж/кг}; \quad (10.24)$$

- энтальпия пара на входе в ЦНД $i_{\text{ВХ}}^{\text{ЦНД}} = 2968,29 \text{ кДж/кг}$ (10.15);

- энтальпия пара на выходе из ЦНД $i_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦНД}} = 2333,4 \text{ кДж/кг}$ (10.16);

- внутренний теплоперепад ЦНД

$$H_i^{\text{ЦНД}} = i_{\text{ВХ}}^{\text{ЦНД}} - i_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦНД}} = 2968,29 - 2333,4 = 634,89 \text{ кДж/кг}; \quad (10.25)$$

- средний теплоперепад одной ступени ЦВД

$$h_i^{\text{ЦНД}} = \frac{H_i^{\text{ЦНД}}}{z_{\text{СТ}}^{\text{ЦНД}}} = \frac{634,89}{5} = 126,978 \text{ кДж/кг}; \quad (10.26)$$

Предварительная разбивка теплоперепадов цилиндров (равномерная разбивка) показана на рис. 10.2 в диаграмме i - s . Результаты равномерной разбивки теплоперепадов сведены в табл. 10.1.

Т а б л и ц а 10.1

Параметры пара в ступенях ЦВД и ЦНД при равномерной разбивке теплоперепадов

Место проточной части турбины	Энтальпия пара, кДж/кг	Давление пара, МПа	Сухость влажного пара x /или темпе- ратура перегретого пара t , °С/	Расчетное значение энтальпии пара, кДж/кг
ЦВД				
вход в 1 ст.	2778,8	6,0	0,997	2778,59
выход из 1 ст.	2714,244	3,8	0,9505	2714,79
выход из 2 ст.	2649,688	2,44	0,918	2649,30
выход из 3 ст.	2585,132	1,56	0,8935	2585,04
выход из 4 ст.	2520,576	0,96	0,874	2520,89
выход из 5 ст.	2456,02	0,6	0,856	2456,02
ЦНД				
вход в 1 ст.	2968,29	0,58	/255/	2968,29
выход из 1 ст.	2841,312	0,262	/187/	2840,86
выход из 2 ст.	2714,334	0,115	/119,5/	2714,23

Место проточной части турбины	Энтальпия пара, кДж/кг	Давление пара, МПа	Сухость влажного пара x /или темпе- ратура перегретого пара t , °С/	Расчетное значение энтальпии пара, кДж/кг
выход из 3 ст.	2587,356	0,044	0,977	2587,49
выход из 4 ст.	2460,378	0,01605	0,9405	2460,42
выход из 5 ст.	2333,40	0,005	0,906	2333,40

Заметим, что графическое равномерное разбиение теплоперепада по ступеням турбины и определение энтальпии пара на выходе из каждой ступени сопряжено с некоторыми затруднениями технического порядка. Это связано с тем, что шкала энтальпий на диаграмме i - s весьма грубая и неудобна в использовании. В связи с этим рекомендуется следующий подход к решению вопроса.

Зная средний теплоперепад одной ступени ЦВД и одной ступени ЦНД и последовательно вычитая эти значения из энтальпий пара на входе в каждую ступень ЦВД и ЦНД, можно получить значения энтальпии на выходе из каждой ступени ЦВД и ЦНД. Если расчет выполнен корректно, то значения энтальпии на выходе из последних ступеней ЦВД и ЦНД должны совпадать с определенными ранее значениями. Полученные значения энтальпии следует внести во вторую вертикальную графу табл. 10.1.

Значения давления пара и его сухости (или температуры, если пар перегретый) для табл. 10.1 следует определить графически. Для этого линии $A_{ГТ} - A_{z \text{ ЦВД}}$ (ЦВД) и $A_{ЦНД} - A_{z \text{ ЦНД}}$ (ЦНД) на рис. 10.2 следует графически разделить на пять одинаковых отрезков. В каждой полученной точке можно снять значения давления и сухости пара (или его температуры). Эти параметры могут быть сняты с диаграммы i - s достаточно точно. Полученные значения параметров следует внести в третью и четвертую вертикальные графы табл. 10.1.

По полученным значениям давления и сухости пара (или его температуры) можно определить расчетные значения энтальпии пара по выражениям $i = i' \cdot (1 - x) + i'' \cdot x$ или $i = i(p, t)$, соответственно. Полученные расчетные значения энтальпии пара должны с достаточной степенью точности соответствовать значениям энтальпии, записанным во второй вертикальной графе табл. 10.1. Если на какой либо ступени турбины наблюдается заметное расхождение, то его необходимо устранить, уточняя значения давления пара и его сухости (или температуры), снятые с линий $A_{ГТ} - A_{z \text{ ЦВД}}$ и $A_{ЦНД} - A_{z \text{ ЦНД}}$, не нарушая при этом графической равномерности точек на соответствующих линиях.

Компоновка системы регенерации. Окончательное распределение теплоперепада по ступеням турбины.

В расчет принята система регенерации, состоящая из семи регенеративных подогревателей $z_{ВП} = 7$ (первые два – смешивающего типа, пять последующих – поверхностного) и деаэратора смешивающего типа с давлением насыщения 0,7 МПа.

Первым по греющей среде подключают последний подогреватель системы регенерации. Для этого определяют оптимальную температуру питательной воды, получение которой перед подачей воды в ПГ обеспечивает максимально возможный эффект от регенерации тепла.

Оптимальная температура питательной воды на входе в ПГ

$$t_{ПВ}^{ОПТ} = t_3 + 0,8 \cdot (t_3 - t_4) \cdot \frac{z}{z + 1}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (10.27)$$

где t_3 – температура питательной воды на входе в систему регенерации;

t_4 – температура питательной воды на входе в испаритель ПГ ($t_4 = t_{ПГ}$);

$z = z_{ВП} + 1 = 8$ – число подогревателей воды в системе регенерации (в том числе, деаэратор).

Если в конденсатно-питательной системе предусмотрен охладитель пара системы отсоса паровоздушной смеси (этот элемент в составе ПТУ обычно предусматривают), то величину t_3 следует увеличить на 3...4 $^\circ\text{C}$, т. к. примерно настолько увеличивается температура конденсата в охладителе пара системы отсоса паровоздушной смеси. Применительно к рассматриваемому варианту установки в расчет принимается $t_3 = 36 \text{ } ^\circ\text{C}$. Тогда получим

$$t_{ПВ}^{ОПТ} = 36 + 0,8 \cdot (280 - 36) \cdot \frac{8}{8 + 1} = 209,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Т. к. обычно последний водоподогреватель поверхностного типа, то температура греющей среды должна быть на 3...4 $^\circ\text{C}$ выше оптимальной температуры питательной воды.

Температура греющей среды на входе в ПВД-7

$$t_{гр} = t_{ПВ}^{ОПТ} + \delta t = 209,5 + 3,5 = 210 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (10.28)$$

Греющая среда такого водоподогревателя – влажный пар, поэтому по температуре греющей среды можно оценить ее давление.

$$p_{гр} = p_s(t = 213 \text{ } ^\circ\text{C}) = 2,0251 \text{ МПа}. \quad (10.29)$$

Для определения требуемого давления в отборе пара следует оценить потери давления в подводящем паропроводе. Для этого можно воспользоваться эмпирической зависимостью

$$\Delta p = 11 - r, \%, \quad (10.30)$$

где r – номер водоподогревателя (с учетом деаэратора).

Эмпирическая зависимость (10.30) хорошо согласуется с фактическими данными и с физической сущностью вопроса. По мере уменьшения номера водоподогревателя снижается давление греющей среды и, следовательно, увеличивается ее удельный объем и объемный расход. В связи с этим все труднее реализовать стремление к снижению гидравлических сопротивлений тракта греющей среды. Поэтому величина Δp увеличивается с уменьшением номера подогревателя.

В нашем случае значения Δp составляют:

- для ПВД-7 – 3 %, для ПВД-6 – 4 %;
- для ПНД-5 – 6 %, для ПНД-4 – 7 %; для ПНД-3 – 8 %; для ПНД-2 – 9 %, для ПНД-1 – 10 %.

Таким образом, давление греющего пара в первом отборе (на ПВД-7) с учетом потери давления в подводящем трубопроводе составляет

$$p_{от1} = 1,03 \cdot p_{гр} = 1,03 \cdot 2,0251 = 2,086 \text{ МПа}. \quad (10.31)$$

Принято решение подключить ПВД-7 на выход второй ступени ЦВД (первый отбор) с несколько исправленными параметрами: $p_{вых}^{2 \text{ ст. ЦВД}} = 2,1 \text{ МПа}$.

Следующим рекомендуется подключить по греющей среде деаэратор. Давление среды в деаэраторе можно выбрать общепринятым – 0,7 МПа или несколько иным, если это обосновано особо. Давление в отборе пара, на который подключают деаэратор, обычно принимают на 40...45 % больше, чем давление в деаэраторе. Это позволит обеспечить устойчивую работу деаэратора без переключения его на коллектор собственных нужд в диапазоне мощности 70...100 %.

Тогда давление пара в отборе на деаэратор

$$p_{от.Д}^{опт} = 1,4 \cdot p_{д} = 1,4 \cdot 0,7 = 0,98 \text{ МПа}. \quad (10.32)$$

Принято решение подключить деаэратор на выход четвертой ступени ЦВД с давлением в отборе $p_{вых}^{4 \text{ ст. ЦВД}} = 0,98 \text{ МПа}$.

Остальные водоподогреватели системы регенерации следует распределить равномерно между выходами пара из остальных ступеней ЦВД и ЦНД так, чтобы по возможности был обеспечен равномерный нагрев питательной воды в водоподогревателях. Наряду с оптимальной температурой питательной воды на выходе из последнего ПВД равномерность нагрева

питательной воды в водоподогревателях обеспечивает максимально возможный эффект от системы регенерации.

Для оценки рационального равномерного нагрева питательной воды при ее движении по элементам системы регенерации следует определить возрастание температуры питательной воды вдоль всей системы регенерации в целом и ее нагрев распределить равномерно по элементам системы.

Общий нагрев питательной воды в системе регенерации

$$\Delta t_{\text{рег}} = t_{\text{пв}} - t_3. \quad (10.33)$$

Если обеспечить равномерный нагрев питательной воды во всех водоподогревателях (в том числе, в деаэраторе), то повышение температуры воды в каждом подогревателе составит

$$\Delta t_{\text{ВП}} = \frac{\Delta t_{\text{рег}}}{z_{\text{ВП}}}. \quad (10.34)$$

Используя эту величину можно оценить рациональное значение температуры питательной воды на выходе из каждого водоподогревателя

$$t_{\text{пв}}^{\text{вых. } j\text{-го ВП}} = t_3 + \Delta t_{\text{ВП}} \cdot j. \quad (10.35)$$

Если значение температуры воды на выходе из деаэратора, подключение которого уже определено, существенно выпадает из полученной закономерности, то можно рассмотреть равномерность нагрева воды отдельно для участков конденсатно-питательной системы до деаэратора и после него.

С учетом полученных значений температуры питательной воды на выходе из каждого водоподогревателя можно определить значения температуры греющей среды в каждом водоподогревателе – на 3...4 °С больше для ВП поверхностного типа и равной температуре нагреваемой среды для ВП смешивающего типа.

Так как температура греющей среды равна температуре насыщения в каждом ВП (в том числе, и в ВП, на которые поступает перегретый пар), то можно для каждого ВП определить давление греющей среды.

Если принять по ранее рассмотренной методике потери давления в подводящих паропроводах, то можно также определить необходимые значения давления в соответствующих точках отбора пара.

Применительно к принятой в расчет энергоустановки степени нагрева питательной воды в подогревателях составляют:

- общий нагрев питательной воды в системе регенерации

$$\Delta t_{\text{рег}} = t_{\text{пв}} - t_3 = 209,5 - 36 = 173,5 \text{ °С}; \quad (10.36)$$

- повышение температуры питательной воды в одном подогревателе

$$\Delta t_{\text{ВП}} = \frac{\Delta t_{\text{рег}}}{z_{\text{ВП}}} = \frac{173,5}{8} = 21,6875 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (10.37)$$

- повышение температуры питательной воды после деаэратора (в подогревателях ПВД)

$$\Delta t_{\Sigma \text{ПВД}} = t_{\text{пв}} - t_{\text{S}}^{\text{Д}}(p = 0,7 \text{ МПа}) = 209,5 - 164,96 = 44,54 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (10.38)$$

- повышение температуры питательной воды в одном ПВД

$$\Delta t_{\text{ПВД}} = \frac{\Delta t_{\Sigma \text{ПВД}}}{z_{\text{ПВД}}} = \frac{44,54}{2} = 22,27 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (10.39)$$

- повышение температуры питательной воды до ПВД (ПНД и деаэратор)

$$\Delta t_{\Sigma \text{ПНД}} = t_{\text{S}}^{\text{Д}} - t_{\text{вх. ПНД-1}} = 164,96 - 36 = 128,96 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (10.40)$$

- повышение температуры питательной воды в одном подогревателе системы регенерации низкого давления

$$\Delta t_{\text{ПНД}} = \frac{\Delta t_{\Sigma \text{ПНД}}}{z_{\text{ПНД}} + 1} = \frac{128,96}{6} = 21,4933 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (10.41)$$

Таким образом, равномерность нагрева питательной воды в системе регенерации в целом, на участке ПВД и до ПВД достаточно близки. Для большей наглядности параметры теплообменивающихся сред в ВП при равномерном нагреве питательной воды целесообразно свести в табл. 10.2.

Т а б л и ц а 10.2

Параметры теплообменивающихся сред в ВП при равномерном нагреве питательной воды

ВП	Температура питательной воды на выходе из ВП, °С	Нагрев воды в ВП, °С	Температура насыщения греющего пара в ВП, °С	Давление насыщения греющего пара в ВП, МПа	Потеря давления в подводящем паропроводе, %	Давление пара в отборе, МПа
ПВД-7	209,50	22,27	213	2,0251	3	2,086
ПВД-6	187,23	22,27	191	1,283	4	1,334
Д	164,96	21,49	164,96	0,7	40	0,98
ПНД-5	143,47	21,49	147	0,4389	6	0,4652
ПНД-4	121,98	21,49	125	0,23209	7	0,2483
ПНД-3	100,49	21,49	104	0,11668	8	0,1260
ПНД-2	79,00	21,49	79,00	0,045473	9	0,04957
ПНД-1	57,51	21,51	57,51	0,017737	10	0,01951

С учетом полученных значений давления пара в отборах необходимо внести коррекцию в ранее принятый равномерный закон распределения теплоперепада по ступеням турбины, представленный в табл. 10.1. Это удобно выполнить, сопоставив значения параметров табл. 10.1 и 10.2.

В результате разрабатывается окончательный вариант значений параметров пара в проточной части турбины и в теплообменных аппаратах. Его также целесообразно представить в табличной форме – табл. 10.3 и 10.4.

Приведем некоторые рекомендации, которыми следует руководствоваться при разработке окончательного варианта распределения теплоперепада по ступеням турбины.

Для обеспечения равномерного нагрева питательной воды в водоподогревателях системы регенерации необходимо изменять положения точек на линиях расширения пара в ЦВД и ЦНД. Однако при этом следует иметь в виду, что добиться точного равномерного нагрева питательной воды в водоподогревателях не всегда удастся.

Трудность коррекции положения точек на линиях расширения пара связана с тем, что положение некоторых точек уже зафиксировано и изменено быть не может.

К точкам, положение которых зафиксировано, относятся:

- точка подключения последнего ПВД системы регенерации, т. к. ее положение определено значением оптимальной температуры подогрева питательной воды в системе регенерации в целом;
- точка подключения деаэратора, т. к. ее положение определено выбранным давлением в деаэраторе и выбранным превышением давления подключения деаэратора над его давлением (запас на возможные изменения мощности турбоагрегата);
- точка окончания расширения пара в ЦВД, т. к. для получения приемлемых значений влажности пара на выходе из ЦВД и ЦНД выбрано и зафиксировано разделительное давление между цилиндрами;
- точка окончания расширения пара в ЦНД, т. к. она определена выбранным значением давления в ГК.

Некоторые трудности вызывает соблюдение рекомендации о подключении одного из регенеративных подогревателей так, чтобы он обогревался частью пара, идущего на промежуточную сепарацию и перегрев, т.е. после последней ступени ЦВД. Реализация этой рекомендации также позволяет сократить количество отборных выводов из корпуса турбины и, следовательно, упростить ее конструкцию. По такой схеме, например, выполнен отбор № 4 в ПТУ с турбиной К-1000-60/3000.

Особую сложность обеспечения равномерного нагрева воды представляет случай тихоходного турбоагрегата, в котором обычно количество отборов пара (по количеству водоподогревателей) заметно меньше количества ступеней турбины, после которых можно отбирать пар. Это приводит

к необходимости значительно уменьшать теплоперепады на ступенях, после которых не предусматривают отборы пара («пропущенные» ступени).

Стремление к обеспечению равномерного нагрева питательной воды может потребовать существенного нарушения равномерного распределения теплоперепадов на ступенях турбины, что отрицательно сказывается на ее экономичности. В этом случае приходится принимать компромиссные решения, обеспечивающие как приемлемые решения по эффективности системы регенерации, так и по экономичности проточной части турбины. При решении этих вопросов предпочтение в разумных пределах следует отдавать обеспечению равномерного нагрева воды в системе регенерации как более радикальному фактору, влияющему на экономичность установки.

При составлении таблиц параметров окончательного распределения теплоперепада можно рекомендовать следующий порядок поиска компромиссных решений в определении положения точек на линиях расширения пара в диаграмме $i-s$ и заполнении граф этих таблиц:

- нанести точки входов и выходов ЦВД и ЦНД;
- нанести точки, определяющие отборы пара на последний ПВД (первый отбор) и на деаэратор;
- если принят вариант отбора пара на водоподогреватель системы регенерации с выхода из ЦВД, то следует нанести также эту точку;
- методом подбора установить точки отборов пара на остальные водоподогреватели таким образом, чтобы, по возможности, сохранить равномерность нагрева воды в водоподогревателях и равномерность распределения теплоперепадов в ЦВД и ЦНД. Как уже отмечалось, предпочтение следует отдавать обеспечению равномерности нагрева воды.

Заметим, что до первого отбора пара теплоперепады на ступенях не связаны с нагревом воды. Однако, т. к. может быть существенно изменено положение первой точки отбора, то необходимо исправить положение и выше расположенных точек. Теплоперепады на этих ступенях целесообразно принять примерно одинаковыми. Разумеется, при этом их значения не будут соответствовать ранее определенному среднему значению теплоперепада на ЦВД.

Точки, соответствующие полученным значениям параметров пара, следует нанести на процессы расширения пара в диаграмме $i-s$ (рис. 10.2). Для того чтобы скорректированные положения точек отличались от ранее обозначенных на рис. 10.2 (значения по табл. 10.1), точки окончательного расположения границ ступеней турбины изображены в кружках, а номера точек показаны слева (предварительных точек) и справа (окончательных точек).

Применительно к данному расчету окончательный вариант параметров пара в проточной части турбины и в водоподогревателях представлен в табл. 10.3 и 10.4.

Т а б л и ц а 10.3

Параметры пара в проточной части турбины

Положение точки в проточной части турбины	Давление, МПа	Степень сухости /температура, °С/	Энтальпия, кДж/кг	Теплоперепад на ступени турбины, кДж/кг	Номер отбора	Назначение отбора
ЦВД						
вход в 1 ст.	6,0	0,997	2778,80	–	–	ПП
выход из 1 ст.	3,5	0,944	2703,22	75,58	–	–
выход из 2 ст.	2,1	0,910	2629,24	73,98	1	ПВД-7
выход из 3 ст.	1,45	0,891	2576,64	52,60	2	ПВД-6
выход из 4 ст.	0,98	0,8735	2520,99	55,65	3	Деаэратор
выход из 5 ст.	0,6	0,856	2456,02	64,97	4	ПНД-5, ПСВП
ЦНД						
вход в 1 ст.	0,58	/255/	2968,29	–	–	–
выход из 1 ст.	0,26	/184/	2834,82	133,47	5	ПНД-4, ПСВО2ст
выход из 2 ст.	0,118	/118/	2710,88	123,94	6	ПНД-3, ПСВО1ст
выход из 3 ст.	0,045	0,976	2586,11	124,77	7	ПНД-2
выход из 4 ст.	0,018	0,944	2473,33	112,78	8	ПНД-1
выход из 5 ст.	0,005	0,906	2333,40	139,93	–	

Т а б л и ц а 10.4

Параметры сред в водоподогревателях

Теплообменный аппарат (ТА)	Давление пара в точке отбора, МПа	Потеря давления в подводящем паропроводе Δp , %	Давление греющего пара в ТА $p = p_{от} \times (1 - \Delta p / 100)$, МПа	Температура насыщения греющего пара в ТА, °С	Температура нагреваемой среды на выходе из ТА $t^H = t^r - \delta t$, °С	Нагрев среды в ТА $t_{вых}^H - t_{вх}^H$, °С
ПП	6,0	2	5,88	274,24	255	97,52
ПВД-7	2,1	3	2,037	213,30	209,5	18,5
ПВД-6	1,45	4	1,392	194,77	191,0	26,04
Деаэратор	0,98	40	0,7	164,96	164,96	11,96
ПНД-5	0,6	6	0,564	156,43	153,0	30,0
ПНД-4	0,26	7	0,2418	126,33	123,0	25,0
ПНД-3	0,118	8	0,1086	101,93	98,0	21,55
ПНД-2	0,045	9	0,04095	76,45	76,45	20,85
ПНД-1	0,018	10	0,0162	55,60	55,60	19,60

После окончательного подключения регенеративных подогревателей к отборам пара следует принять решение о схеме сливов конденсата греющего пара поверхностных ВП – каскадный слив или установка дренажных насосов. Кроме того, необходимо решить вопрос о применении охладителей дренажа в подогревателях. При этом можно ориентироваться на прототипные решения. Однако следует иметь в виду, что по ряду соображений в реальных установках, которые могут быть приняты как прототипные, иногда отступают от оптимальных схемных решений.

В общем случае можно руководствоваться следующими соображениями:

- для ПВД, как правило, применяют каскадный слив дренажей; все ПВД снабжают встроенными охладителями дренажа;
- для ПНД выделяют группы подогревателей (чаще всего не более двух-трех подогревателей в группе), в пределах которых предусматривают каскадный слив дренажей (с выносными охладителями дренажа), а из последнего подогревателя группы (без охладителя дренажа) – откачку конденсата дренажным насосом с подачей конденсата на выход нагреваемой среды из этого ПНД.

Выбор точек сливов сепарата, конденсата греющего пара ПП и системы теплофикации – задача сложная и однозначного решения не имеет. Эти точки подбирают с учетом параметров сепарата и конденсата. Точки возврата целесообразно подобрать так, чтобы содержащаяся в них тепловая энергия частично использовалась в подогреве питательной воды.

При выборе схемных решений можно руководствоваться следующими рекомендациями. Если можно подобрать точку слива с давлением среды меньше давления слива, то при этом исключается насос, обеспечивающий слив. В этом случае схема системы упрощается, увеличивается ее надежность, не требуются дополнительные энергозатраты на насос слива.

Что касается температуры среды, в которую осуществляется слив, то здесь общие рекомендации сводятся к следующему. Нужно стремиться к тому, чтобы температуры сливаемой среды и среды, в которую осуществляется слив, были близки. Если температура сливаемой среды заметно ниже, то это приведет к «захолаживанию» основного потока среды, что отрицательно скажется на общем энергетическом балансе рабочего контура. Однако нецелесообразно также принимать точку слива со значительно меньшей температурой основного потока среды по сравнению с температурой сливаемой воды, т. к. при этом тепло, содержащееся в сливаемом потоке, переводится на заметно меньший энергетический уровень (происходит значительное «захолаживание» сливаемого потока). Это также отрицательно скажется на общем энергетическом балансе рабочего контура.

В каждом конкретном случае при выборе места слива следует учитывать соображения, как по соотношению давлений сред, так и по соотношению их температур. Заметим, что в реальных установках при решении это-

го вопроса иногда принимались во внимание и иные соображения: простота прокладки трассы сливаемой среды, простота подключения трассы сливаемой среды, соображения унификации оборудования и пр.

Примеры компоновок систем регенерации, принятых в некоторых ПТУ АЭС, показаны в приложении Е на функциональных схемах рабочих контуров. В рассматриваемом варианте расчета установки сливы дренажей греющего пара приняты по следующей схеме:

- из ПВД-7 каскадно в полость греющей среды ПВД-6;
- из ПВД-6 каскадно в деаэратор;
- из ПНД-5 насосом слива сепарата из сепаратосборника в деаэратор;
- из ПНД-4 каскадно в полость греющей среды ПНД-3;
- из ПНД-3 каскадно в подогреватель смешивающего типа ПНД-2;
- сепарат из сепаратосборника насосом в деаэратор;
- конденсат греющего пара СПП насосом КГТН на выход нагреваемой среды ПВД-7.

В подогревателях ПВД-7 и ПВД-6 предусмотрены встроенные охладители дренажа. В отличие от прототипной установки ПНД-4 и ПНД-3 приняты с охладителями дренажа выносного типа.

Компоновка системы теплофикации. Отбор пара на собственные нужды.

В пояснительной записке следует представить расчетную схему системы теплофикации. Применительно к рассматриваемому примеру ЯЭУ расчетная схема системы теплофикации представлена на рис. 10.5.

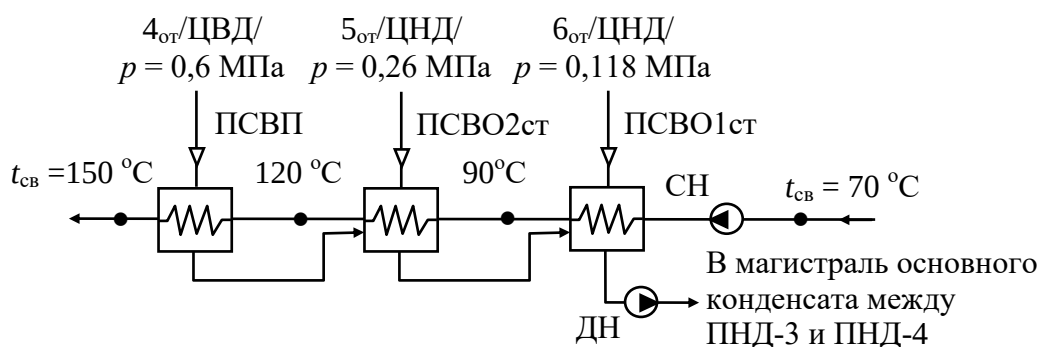
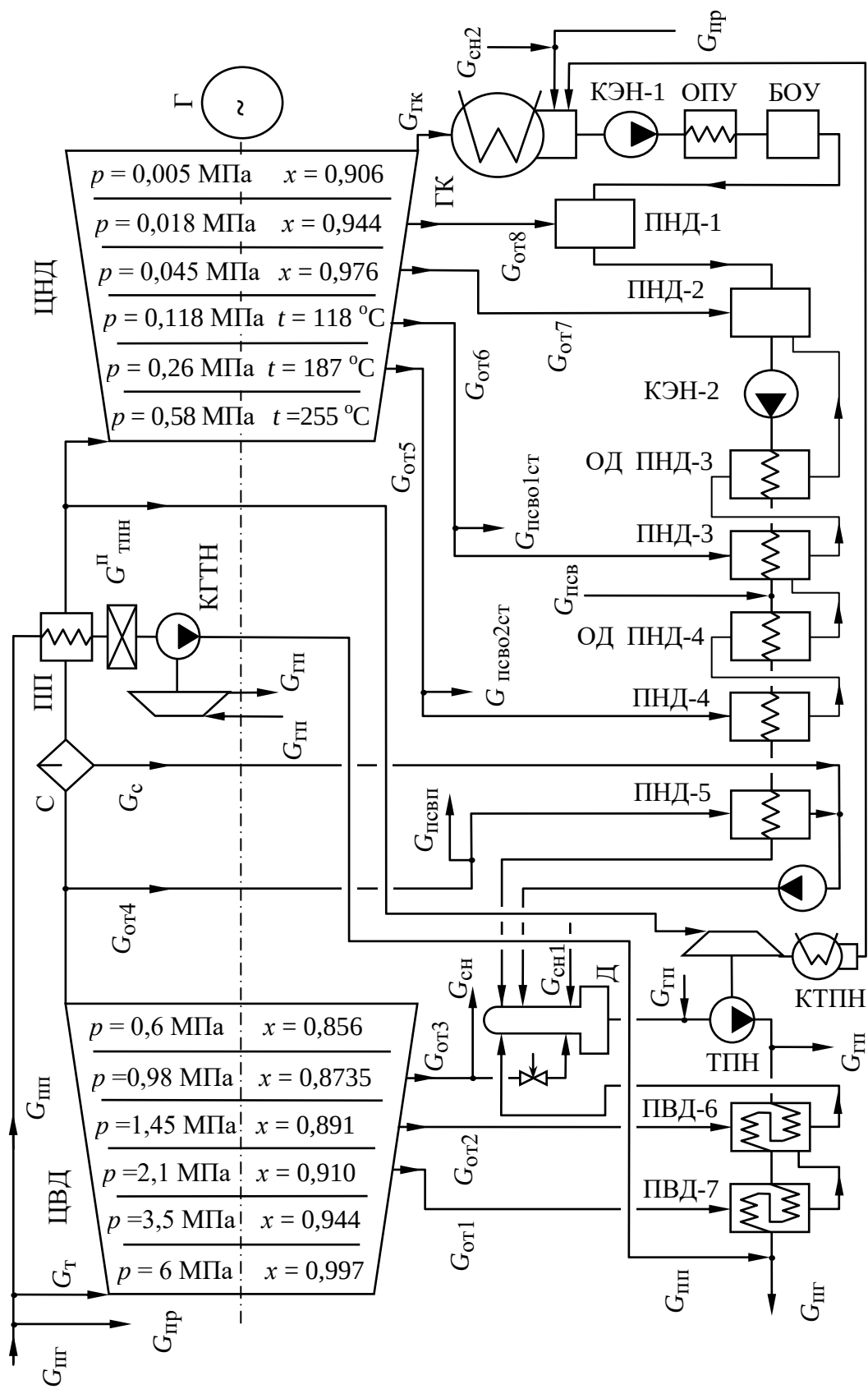


Рис. 10.5. Расчетная схема системы теплофикации

В расчет принята система теплофикации с тепловой нагрузкой 100 МВт и со следующими параметрами сетевой воды: температура на выходе из системы $t_{\text{св}}^{\text{ВЫХ}} = 150^\circ\text{C}$; температура на входе в систему $t_{\text{св}}^{\text{ВХ}} = 70^\circ\text{C}$; давление в системе $p_{\text{св}} = 2,5 \text{ МПа}$.



Столь значительное давление сетевой воды принято для того, чтобы исключить попадание в нее радиоактивных примесей рабочего пара через возможные неплотности трубной системы подогревателей воды. Радиоактивные примеси в паре могут появиться в случае аварийной течи в ПГ.

Применительно к рассматриваемому примеру расчета сформированная расчетная схема рабочего контура представлена на рис. 10.6.

При формировании расчетной схемы целесообразно ориентироваться на функциональную схему прототипной установки. Кроме того, как уже отмечалось, иногда могут быть заимствованы схемные решения в отдельных узлах с установок иного типа. В приложении Е приведены функциональные схемы некоторых ЯЭУ отечественных АЭС.

Расчет рабочего контура.

Общие рекомендации по выполнению расчета рабочего контура.

Цель расчета рабочего контура – определение значений расходов рабочего тела во всех его ветвях: расхода основного потока пара на главную турбину G_T , на пароперегреватель $G_{пп}$, а также расход пара в каждом i -том отборе $G_{от i}$. Для этого необходимо составить и совместно решить систему уравнений тепловых балансов теплообменных аппаратов рабочего контура: пароперегревателя, регенеративных подогревателей воды, деаэратора, сетевых подогревателей воды системы теплофикации. Значения расходов пара на собственные нужды $G_{сн}$ и величину протечек $G_{пр}$ в расчет принимают с учетом прототипных данных. Для замыкания системы уравнений составляют также уравнения балансов механической энергии на валу ТА.

В настоящем примере решения системы уравнений показан вариант решения «вручную» с помощью калькулятора. В последующем для сравнения показан также вариант расчета системы уравнений с помощью вычислительной техники.

Расходы пара на систему теплофикации.

Обычно расчет начинают с составления уравнения теплового баланса системы теплофикации в целом. Это уравнение позволяет получить значение расхода сетевой воды в соответствии с принятой тепловой нагрузкой системы и ее температурным режимом. Затем составляют уравнения тепловых балансов отдельных подогревателей сетевой воды. Если в составе системы теплофикации предусмотрен охладитель дренажа, то уравнение теплового баланса составляют общее – для подогревателя сетевой воды и его охладителя дренажа.

Для принятого в расчет температурного режима системы теплофикации и ее тепловой нагрузки разрешение такой системы уравнений тепловых балансов дает численные значения расходов пара на ее подогреватели. В последующем эти расходы пара используются при составлении уравнений тепловых балансов других элементов рабочего контура.

Для элементов системы теплофикации первым целесообразно рассмотреть уравнение теплового баланса для пикового подогревателя – первого по каскадному сливу дренажа. Затем рассматривают последующие подогреватели.

В расчете системы теплофикации коэффициент удержания тепла в системе в целом обычно принимают низким. Из-за большой протяженности системы он может составлять 0,90...0,95. Значения коэффициентов удержания тепла отдельных теплообменных аппаратов системы могут быть приняты того же порядка, что и для теплообменных аппаратов системы регенерации, питающихся от общих с ними отборов пара. Для их оценки можно воспользоваться эмпирической зависимостью $\eta = 1 - r \cdot 10^{-3}$ (где r – номер теплообменного аппарата системы регенерации). Более детально указанная эмпирическая зависимость рассмотрена позже.

Потери давления пара в подводящих паропроводах можно принять такими же, как и для соответствующих ВП системы регенерации.

С учетом принятой расчетной схемы системы теплофикации и точек ее подключения к рабочему контуру параметры теплообменивающихся сред приведены в табл. 10.5. При составлении таблицы следует использовать данные табл. 10.3 и 10.4.

Т а б л и ц а 10.5

Параметры теплообменивающихся сред в аппаратах системы теплофикации

Наименование аппарата	ПСВП	ПСВО 2ст	ПСВО 1ст
Греющая среда (греющий пар)			
Номер отбора пара (рис. 10.5)	4	5	6
Давление среды в точке отбора пара, МПа (рис. 10.5)	0,6	0,26	0,118
Потеря давления пара в подводящем трубопроводе (по основным отборам пара), % (табл. 10.3 и 10.4)	6	7	8
Давление среды в аппарате, МПа (табл. 10.3 и 10.4)	0,564	0,242	0,109
Температура насыщения в аппарате, °С ($t = t_s(p)$)	156,43	126,33	101,933
Энтальпия на входе в аппарат, кДж/кг (табл. 10.3 и 10.4)	2456,02	2834,8	2710,88
Энтальпия на выходе из аппарата, кДж/кг ($i = i'(p)$)	659,98	530,76	427,71
Коэффициент удержания тепла (значения, соответствующие водоподогревателям системы регенерации – по эмпирической зависимости)	0,995	0,996	0,997
Нагреваемая среда (сетевая вода)			
Давление среды, МПа (принято в расчет)	2,5	2,5	2,5
Температура на входе в аппарат, °С (рис. 10.5)	120	90	70
Энтальпия на входе в аппарат, кДж/кг ($i = i(p, t)$)	505,3	378,8	295,0
Температура на выходе из аппарата, °С (рис. 10.5)	150	120	90
Энтальпия на выходе из аппарата, кДж/кг ($i = i(p, t)$)	633,4	505,3	378,8

При составлении таблицы параметров теплообменивающих сред следует обратить внимание на то, что для каждого аппарата температура греющей среды должна быть выше температуры нагреваемой среды (в том числе на выходе из аппарата).

Уравнение теплового баланса системы теплофикации в целом

$$Q_{\text{ст}} = G_{\text{св}} \cdot (i_{\text{св}}^{\text{вых}} - i_{\text{св}}^{\text{вх}}) \cdot \eta; \quad (10.42)$$

$$100 \cdot 10^3 = G_{\text{св}} \cdot (633,4 - 295) \cdot 0,94.$$

Отсюда расход сетевой воды $G_{\text{св}} = 314,37$ кг/с.

Уравнение теплового баланса пикового подогревателя

$$\eta_{\text{ПСВП}} \cdot G^{\Gamma} \cdot (i_{\text{вх}}^{\Gamma} - i_{\text{вых}}^{\Gamma}) = G^{\text{H}} \cdot (i_{\text{вых}}^{\text{H}} - i_{\text{вх}}^{\text{H}}); \quad (10.43)$$

$$0,995 \cdot G^{\Gamma} \cdot (2456,02 - 659,98) = 314,37 \cdot (633,4 - 505,3).$$

Отсюда расход греющего пара на пиковый подогреватель составит $G_{\text{ПСВП}} = G^{\Gamma} = 22,53$ кг/с.

Уравнение теплового баланса основного подогревателя второй ступени

$$\eta_{\text{ПСВО 2 ст}} \cdot [G^{\Gamma^2} \cdot (i_{\text{вх}}^{\Gamma^2} - i_{\text{вых}}^{\Gamma^2}) + G^{\Gamma} \cdot (i_{\text{вх}}^{\Gamma} - i_{\text{вых}}^{\Gamma})] = G^{\text{H}} \cdot (i_{\text{вых}}^{\text{H}} - i_{\text{вх}}^{\text{H}}); \quad (10.44)$$

$$0,996 \cdot [G^{\Gamma^1} \cdot (2834,82 - 530,76) + 22,53 \cdot (659,98 - 530,76)] = \\ = 314,37 \cdot (505,3 - 378,8).$$

Отсюда расход греющего пара на подогреватель второй ступени составит $G_{\text{ПСВО 2 ст}} = G^{\Gamma^2} = 16,07$ кг/с.

Уравнение теплового баланса основного подогревателя первой ступени

$$\eta_{\text{ПСВО 1 ст}} \cdot [G^{\Gamma^1} \cdot (i_{\text{вх}}^{\Gamma^1} - i_{\text{вых}}^{\Gamma^1}) + G^{\Gamma^2} \cdot (i_{\text{вх}}^{\Gamma^2} - i_{\text{вых}}^{\Gamma^2})] = G^{\text{H}} \cdot (i_{\text{вых}}^{\text{H}} - i_{\text{вх}}^{\text{H}}); \quad (10.45)$$

$$0,997 \cdot [G^{\Gamma^1} \cdot (2710,88 - 427,71) + (22,53 + 16,07) \cdot (530,76 - 427,71)] = \\ = 314,37 \cdot (378,8 - 295).$$

Тогда расход греющего пара на подогреватель первой ступени составит $G_{\text{ПСВО 1 ст}} = G^{\Gamma^1} = 9,83$ кг/с.

Возврат дренажа из ПСВ осуществляется в линию основного конденсата между ПНД-3 и ПНД-4. Температура конденсата в этом месте составляет 98 °С (табл. 10.4), а температура дренажей 102 °С (табл. 10.5).

Расход воды в дренаже

$$G_{\text{ПСВ}} = G_{\text{ПСВП}} + G_{\text{ПСВО 2 ст}} + G_{\text{ПСВО 1 ст}} = 22,53 + 16,07 + 9,83 = 48,43 \text{ кг/с.} \quad (10.46)$$

Расход пара на собственные нужды и протечки

Применительно к принятой в расчет установке расходы пара в соответствии с рекомендациями составляют:

1. Расход пара на собственные нужды – в расчет принято $G_{\text{сн}} = 41 \text{ кг/с}$. Отбор пара на собственные нужды осуществляется из третьего отбора с параметрами: $p_{\text{от 3}} = 0,98 \text{ МПа}$; $i_{\text{сн}} = 2520,99 \text{ кДж/кг}$ (табл. 10.3).

2. Возврат $G_{\text{сн1}} = 14 \text{ кгс/с}$ выполняется в деаэратор (горячие сливы)

$$p_{\text{сн1}} = 0,9 \cdot p_{\text{от3}} = 0,9 \cdot 0,98 = 0,882 \text{ МПа}; \quad t_{\text{сн1}} = 130 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (10.47)$$

$$i_{\text{сн}} = i(p_{\text{сн1}}, t_{\text{сн1}}) = 546,729 \text{ кДж/кг.} \quad (10.48)$$

3. Возврат $G_{\text{сн2}} = 27 \text{ кгс/с}$ выполняется в конденсатор (холодные сливы)

$$p_{\text{сн2}} = p_{\text{ГК}} = 5 \text{ кПа}; \quad i_{\text{сн2}} = i'(p_{\text{ГК}}) = 137,77 \text{ кДж/кг.} \quad (10.49)$$

4. Расход пара на протечки – в расчет принято

$$G_{\text{пр}} = 0,004 \cdot G_{\text{Т}}. \quad (10.50)$$

Отбор на протечки – свежий пар

$$i_{\text{пр}}^{\text{ВЫХ}} = i_{\text{ПГ}} = 2778,8 \text{ кДж/кг.} \quad (10.51)$$

Возврат протечек осуществляется в главный конденсатор

$$i_{\text{пр}}^{\text{ВХ}} = i'(p_{\text{ГК}}) = 137,77 \text{ кДж/кг.} \quad (10.52)$$

Уравнения материальных балансов рабочего контура.

Уравнения материальных балансов для каждого теплообменного аппарата составляют с учетом разработанной схемы рабочего контура (рис. 10.6). При этом целесообразно предварительно составить перечень значений расходов рабочего тела в соответствующих ветвях рабочего контура, которые подлежат определению. Обычно это расход пара на главную турбину $G_{\text{Т}}$, расход греющего пара на пароперегреватель $G_{\text{ПП}}$ (если пароперегреватель двухступенчатый, то это $G_{\text{ПП1}}$ и $G_{\text{ПП2}}$) и расходы пара в отборах $G_{\text{от i}}$. Другие составляющие расходов сред в уравнениях материальных балансов следует выражать только через эти расходы, подлежащие определению.

При составлении уравнений материального баланса (а в дальнейшем – и при составлении уравнений теплового баланса) водоподогреватели, содержащие в своем составе охладители дренажа греющей среды, целесообразно рассматривать как единое целое, т.е. уравнения баланса следует

составлять для ВП и его ОД как уравнение баланса одного теплообменного аппарата.

Уравнения материальных балансов содержат расходы сред, используемые также в уравнениях тепловых балансов. Поэтому составление уравнений материальных балансов можно рассматривать как подготовительный этап для составления уравнений тепловых балансов.

Каждое уравнение материального баланса (и соответствующее уравнение теплового баланса) обычно включает в себя несколько значений расходов сред в ветвях рабочего контура как по греющей среде, так и по среде нагреваемой.

Некоторую сложность представляет собой составление выражения расхода нагреваемой среды в каждом теплообменном аппарате. Для решения этого вопроса целесообразно прежде всего записать расход среды на выходе из ЦНД (на входе в ГК), вычитая из расхода пара на турбину все отбираемые расходы

$$G_{\text{вых ЦНД}} = G_{\text{вх ГК}} = \left(G_T - \sum_1^4 G_{\text{от}i} \right) \cdot x_{\text{ЦВД}} - G_{\text{ТПН}}^{\text{п}} - \sum_8^5 G_{\text{от}i}. \quad (10.53)$$

При этом расход конденсата на выходе из ГК составит

$$\begin{aligned} G_{\text{вых ГК}} &= G_{\text{вх ГК}} + G_{\text{сн2}} + G_{\text{пр}} + G_{\text{ТПН}}^{\text{п}} = \\ &= \left(G_T - \sum_1^4 G_{\text{от}i} \right) \cdot x_{\text{ЦВД}} - \sum_8^5 G_{\text{от}i} + G_{\text{сн2}} + G_{\text{пр}}. \end{aligned} \quad (10.54)$$

Заметим, что количество неизвестных величин, подлежащих определению при расчете рабочего контура, всегда на одну больше количества теплообменных аппаратов, для которых можно составить уравнения балансов. Поэтому предлагается временно считать значение расхода пара на главную турбину G_T величиной известной. Это приведет к тому, что при разрешении системы уравнений балансов значения расходов пара в ветвях контура будут выражены через G_T . Значение G_T будет раскрыто на заключительном этапе расчета через заданную мощность генератора электроэнергии.

Обычно неизвестных величин расходов пара достаточно много — 10...12. Количество уравнений должно быть таким же. Поэтому система уравнений громоздка, а совместное решение ее трудоемко. В то же время, многие из уравнений охватывают не все неизвестные величины. Иногда удастся выявить группу уравнений, охватывающих небольшое количество одинаковых неизвестных величин. Тогда решение такой группы уравнений может быть выполнено автономно. В некоторых случаях удастся выделить отдельное уравнение с одной неизвестной, которое может быть решено автономно. Его следует решить первым, в последующих уравнениях полу-

ченную величину можно использовать как известное значение. Анализ состава уравнений материальных балансов по перечню входящих в них неизвестных величин (расходов сред) позволит выявить рациональную последовательность составления и решения уравнений тепловых балансов.

Кроме того, уравнение материального баланса деаэратора (аппарата смешивающего типа с большим количеством входов) может быть использовано для самопроверки правильности составления расходов сред во всех входах деаэратора. Для этого значения расходов сред на входах в деаэратор следует сложить и сумму сравнить со значением расхода воды на выходе из деаэратора. При этом значение расхода на выходе следует получить, двигаясь от парогенератора. Его массовая паропроизводительность обычно составляет сумму расходов пара на турбину G_T , на пароперегреватель $G_{ПП}$ (или на его вторую ступень $G_{ПП2}$, если пароперегреватель двухступенчатый) и протечки пара $G_{пр}$.

Ниже изложена последовательность составления уравнений материальных балансов рабочего контура применительно к принятому в расчет варианту установки.

Перечень расходов сред, определяемых из расчета рабочего контура:

G_T – расход пара на входе в ЦВД;

$G_{ПП}$ – расход греющего пара на пароперегреватель;

$G_{от1}$ – расход греющего пара отбора №1 (на ПВД-7);

$G_{от2}$ – расход греющего пара отбора №2 (на ПВД-6);

$G_{от3}$ – расход греющего пара отбора №3 (на деаэратор и СН);

$G_{от4}$ – расход греющего пара отбора №4 (на ПНД-5 и ПСВП);

$G_{от5}$ – расход греющего пара отбора №5 (на ПНД-4 и ПСВО 2 ст);

$G_{от6}$ – расход греющего пара отбора №6 (на ПНД-3 и ПСВО 1 ст);

$G_{от7}$ – расход греющего пара отбора №7 (на ПНД-2);

$G_{от8}$ – расход греющего пара отбора №8 (на ПНД-1);

Уравнение материального баланса ПНД-1

$$G_{вх1} + G_{вх2} = G_{вых}; \quad (10.55)$$

$$G_{вх1} = G_{от8}; \quad (10.56)$$

$$G_{вх2} = G_{вых} \Gamma_K = \left(G_T - \sum_1^4 G_{от i} \right) \cdot x_{ЦВД} - \sum_5^8 G_{от i} + G_{сн2} + G_{пр}; \quad (10.57)$$

$$G_{вых} = \left(G_T - \sum_1^4 G_{от i} \right) \cdot x_{ЦВД} - \sum_5^7 G_{от i} + G_{сн2} + G_{пр}. \quad (10.58)$$

Неизвестные расходы, входящие в уравнение: $G_{от1}$, $G_{от2}$, $G_{от3}$, $G_{от4}$, $G_{от5}$, $G_{от6}$, $G_{от7}$, $G_{от8}$.

Уравнение материального баланса ПНД-2

$$G_{вх1} + G_{вх2} + G_{вх3} = G_{вых}; \quad (10.59)$$

$$G_{вх1} = G_{от7}; \quad (10.60)$$

$$G_{вх2} = G_{от5} + G_{от6} - G_{ПСВО\ 2\ ст} - G_{ПСВО\ 1\ ст}; \quad (10.61)$$

$$G_{вх3} = G_{вых}^{ПНД-1} = \left(G_T - \sum_1^4 G_{отi} \right) \cdot x_{ЦВД} - \sum_5^7 G_{отi} + G_{сч2} + G_{пр}; \quad (10.62)$$

$$G_{вых} = \left(G_T - \sum_1^4 G_{отi} \right) \cdot x_{ЦВД} + G_{сч2} + G_{пр} - G_{ПСВО\ 2\ ст} - G_{ПСВО\ 1\ ст}. \quad (10.63)$$

Неизвестные расходы, входящие в уравнение: $G_{от1}$, $G_{от2}$, $G_{от3}$, $G_{от4}$, $G_{от5}$, $G_{от6}$, $G_{от7}$.

Уравнения материальных балансов ПНД-3

$$G_{вх1}^{\Gamma} + G_{вх2}^{\Gamma} = G_{вых}^{\Gamma}; \quad G_{вх}^H = G_{вых}^H; \quad (10.64)$$

$$G_{вх1}^{\Gamma} = G_{от6} - G_{ПСВО\ 1\ ст}; \quad (10.65)$$

$$G_{вх2}^{\Gamma} = G_{от5} - G_{ПСВО\ 2\ ст}; \quad (10.66)$$

$$G_{вых}^{\Gamma} = G_{от6} - G_{ПСВО\ 1\ ст} + G_{от5} - G_{ПСВО\ 2\ ст}; \quad (10.67)$$

$$G^H = G_{вых}^{ПНД-2} = \left(G_T - \sum_1^4 G_{отi} \right) \cdot x_{ЦВД} + G_{сч2} + G_{пр} - G_{ПСВО\ 2\ ст} - G_{ПСВО\ 1\ ст}. \quad (10.68)$$

Неизвестные расходы: $G_{от1}$, $G_{от2}$, $G_{от3}$, $G_{от4}$, $G_{от5}$, $G_{от6}$.

Уравнения материальных балансов ПНД-4

$$G_{вх}^{\Gamma} = G_{вых}^{\Gamma}; \quad G_{вх1}^H + G_{вх2}^H = G_{вых}^H; \quad (10.69)$$

$$G^{\Gamma} = G_{от5} - G_{ПСВО\ 2\ ст}; \quad (10.70)$$

$$G_{вх1}^H = G^{ПНД-3} = \left(G_T - \sum_1^4 G_{отi} \right) \cdot x_{ЦВД} + G_{сч2} + G_{пр} - G_{ПСВО\ 2\ ст} - G_{ПСВО\ 1\ ст}; \quad (10.71)$$

$$G_{вх2}^H = G_{ПСВ} = G_{ПСВП} + G_{ПСВО\ 2\ ст} + G_{ПСВО\ 1\ ст}; \quad (10.72)$$

$$G_{\text{ВЫХ}}^{\text{H}} = \left(G_{\text{T}} - \sum_1^4 G_{\text{от}i} \right) \cdot x_{\text{ЦВД}} + G_{\text{CH2}} + G_{\text{пр}} + G_{\text{ПСВП}}. \quad (10.73)$$

Неизвестные расходы: $G_{\text{от}1}$, $G_{\text{от}2}$, $G_{\text{от}3}$, $G_{\text{от}4}$, $G_{\text{от}5}$.

Уравнения материальных балансов ПНД-5

$$G_{\text{ВХ}}^{\Gamma} = G_{\text{ВЫХ}}^{\Gamma}; \quad G_{\text{ВХ}}^{\text{H}} = G_{\text{ВЫХ}}^{\text{H}}; \quad (10.74)$$

$$G^{\Gamma} = G_{\text{от}4} - G_{\text{ПСВП}}; \quad (10.75)$$

$$G^{\text{H}} = G_{\text{ВЫХ}}^{\text{H ПНД-4}} = \left(G_{\text{T}} - \sum_1^4 G_{\text{от}i} \right) \cdot x_{\text{ЦВД}} + G_{\text{CH2}} + G_{\text{пр}} + G_{\text{ПСВП}}. \quad (10.76)$$

Неизвестные расходы, входящие в уравнения: $G_{\text{от}1}$, $G_{\text{от}2}$, $G_{\text{от}3}$, $G_{\text{от}4}$.

Уравнение материального баланса деаэратора

$$G_{\text{ВХ1}} + G_{\text{ВХ2}} + G_{\text{ВХ3}} + G_{\text{ВХ4}} + G_{\text{ВХ5}} + G_{\text{ВХ6}} = G_{\text{ВЫХ}}; \quad (10.77)$$

$$G_{\text{ВХ1}} = G_{\text{от}3} - G_{\text{CH}}; \quad G_{\text{ВХ2}} = G_{\text{CH1}}; \quad G_{\text{ВХ3}} = G_{\text{от}1} + G_{\text{от}2}; \quad (10.78)$$

$$G_{\text{ВХ4}} = G_{\text{от}4} - G_{\text{ПСВП}}; \quad G_{\text{ВХ5}} = G_{\text{C}} = \left(G_{\text{T}} - \sum_1^4 G_{\text{от}i} \right) \cdot (1 - x_{\text{ЦВД}}); \quad (10.79)$$

$$G^{\text{H}} = G_{\text{ВЫХ}}^{\text{H ПНД-5}} = \left(G_{\text{T}} - \sum_1^4 G_{\text{от}i} \right) \cdot x_{\text{ЦВД}} + G_{\text{CH2}} + G_{\text{пр}} + G_{\text{ПСВП}}; \quad (10.80)$$

$$G_{\text{ВЫХ}} = G_{\text{T}} + G_{\text{пр}}. \quad (10.81)$$

Неизвестные расходы, входящие в уравнение: $G_{\text{от}1}$, $G_{\text{от}2}$, $G_{\text{от}3}$, $G_{\text{от}4}$.

Проверка правильности составления расходов на деаэратор

$$\begin{aligned} \sum G_{\text{ВХ}} &= G_{\text{от}3} - G_{\text{CH}} + G_{\text{CH1}} + G_{\text{от}1} + G_{\text{от}2} + G_{\text{от}4} - G_{\text{ПСВП}} + \left(G_{\text{T}} - \sum_1^4 G_{\text{от}i} \right) \times \\ &\times (1 - x_{\text{ЦВД}}) + \left(G_{\text{T}} - \sum_1^4 G_{\text{от}i} \right) \cdot x_{\text{ЦВД}} + G_{\text{CH2}} + G_{\text{пр}} + G_{\text{ПСВП}} = G_{\text{T}} + G_{\text{пр}} = G_{\text{ВЫХ}}. \end{aligned} \quad (10.82)$$

Уравнения материальных балансов ПВД-6

$$G_{\text{ВХ1}}^{\Gamma} + G_{\text{ВХ2}}^{\Gamma} = G_{\text{ВЫХ}}^{\Gamma}; \quad G_{\text{ВХ}}^{\text{H}} = G_{\text{ВЫХ}}^{\text{H}}; \quad (10.83)$$

$$G_{\text{ВХ1}}^{\Gamma} = G_{\text{от}2}; \quad G_{\text{ВХ2}}^{\Gamma} = G_{\text{от}1}; \quad G_{\text{ВЫХ}}^{\Gamma} = G_{\text{от}1} + G_{\text{от}2}; \quad (10.84)$$

$$G^H = G_{\text{ВЫХ}}^H = G_T + G_{\text{пр}}. \quad (10.85)$$

Неизвестные расходы, входящие в уравнения: $G_{\text{от1}}$, $G_{\text{от2}}$.

Уравнения материальных балансов ПВД-7

$$G_{\text{ВХ}}^{\Gamma} = G_{\text{ВЫХ}}^{\Gamma}; G_{\text{ВХ}}^H = G_{\text{ВЫХ}}^H; \quad (10.86)$$

$$G^{\Gamma} = G_{\text{от1}}; \quad (10.87)$$

$$G^H = G^{\text{ПВД-6}} = G_T + G_{\text{пр}}. \quad (10.88)$$

Неизвестный расход, входящий в уравнения: $G_{\text{от1}}$.

Уравнения материальных балансов пароперегревателя

$$G_{\text{ВХ}}^{\Gamma} = G_{\text{ВЫХ}}^{\Gamma}; G_{\text{ВХ}}^H = G_{\text{ВЫХ}}^H; \quad (10.89)$$

$$G^{\Gamma} = G_{\text{ПП}}; \quad (10.90)$$

$$G^{\Gamma} = G_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦВД}} \cdot x_{\text{ЦВД}} = \left(G_T - \sum_1^4 G_{\text{от i}} \right) \cdot x_{\text{ЦВД}}. \quad (10.91)$$

Неизвестные расходы: $G_{\text{ПП}}$, $G_{\text{от1}}$, $G_{\text{от2}}$, $G_{\text{от3}}$, $G_{\text{от4}}$.

Перечень неизвестных расходов, входящих в уравнения материальных балансов, целесообразно для наглядности свести в таблицу (табл. 10.6).

Т а б л и ц а 10.6

Неизвестные расходы, входящие в уравнения материальных балансов

Наименование уравнения материаль- ных балансов	Расходы рабочего тела								
	$G_{\text{от1}}$	$G_{\text{от2}}$	$G_{\text{от3}}$	$G_{\text{от4}}$	$G_{\text{от5}}$	$G_{\text{от6}}$	$G_{\text{от7}}$	$G_{\text{от8}}$	$G_{\text{ПП}}$
ПНД-1	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	
ПНД-2	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕		
ПНД-3	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕			
ПНД-4	⊕	⊕	⊕	⊕	⊕				
ПНД-5	⊕	⊕	⊕	⊕					
Деаэратора	⊕	⊕	⊕	⊕					
ПВД-6	⊕	⊕							
ПВД-7	⊕								
ПП	⊕	⊕	⊕	⊕					⊕

С учетом перечня неизвестных расходов в уравнениях материальных балансов принята последовательность решения уравнений тепловых балансов:

- ПВД-7 – определяется $G_{от1}$;
- ПВД-6 – определяется $G_{от2}$;
- деаэратор и ПНД-5 решаются совместно: определяются $G_{от3}$ и $G_{от4}$;
- ПНД-4 – определяется $G_{от5}$;
- ПНД-3 – определяется $G_{от6}$;
- ПНД-2 – определяется $G_{от7}$;
- ПНД-1 – определяется $G_{от8}$;
- пароперегреватель - определяется $G_{пп}$.

Параметры теплообменивающихся сред рабочего контура.

Нагреваемая среда в поверхностных теплообменных аппаратах рабочего контура – однофазная среда, находящаяся вне линии насыщения (недогретая вода или перегретый пар). Для определения энтальпии такой среды требуется знание ее температуры и давления.

Температурный режим в конденсатно-питательной системе рассмотрен ранее и отражен в табл. 10.3 и 10.4. Температурный режим перегреваемого пара также был рассмотрен ранее.

Температура нагреваемой среды на входе в поверхностный подогреватель системы регенерации принимается равной температуре среды на выходе из предыдущего подогревателя. При совместном рассмотрении всех поверхностных подогревателей можно таким образом оценить значения принимаемых в расчет температур нагреваемой среды для всех подогревателей на входе и на выходе из них.

Что касается давления нагреваемой среды в подогревателях, то оно определяется давлением в начальной и конечной точках участка конденсатно-питательной системы, давлением соответствующего насоса (КЭН-1, КЭН-2, ПН) и гидравлическими сопротивлениями элементов системы. Все эти параметры конденсатно-питательной системы входят составными слагаемыми в расчетные выражения для определения давления соответствующего насоса. Имея значения давлений насосов и значения их составляющих можно оценить давления среды на входе и выходе каждого водоподогревателя.

Давление каждого насоса определяется разностью давлений в точке, куда подается перекачиваемая жидкость, и в точке забора жидкости, гидравлическими сопротивлениями тракта, а также геодезической составляющей – разностью давлений на концевых участках тракта, вызванной разностью высот их расположения. Гидравлические сопротивления конденсатной системы от главного конденсатора до деаэратора преодолеваются конденсатными насосами, после деаэратора – питательным насосом.

Конденсатных насосов может быть два: первого подъема КЭН-1 (преодолевают гидравлические сопротивления от главного конденсатора до выхода из блочной обессоливающей установки) и второго подъема КЭН-2

(преодолевают гидравлические сопротивления участка конденсатного трубопровода, охватывающего все подогреватели низкого давления поверхностного типа). Питательная система для АЭС с ВВЭР обычно komponуется по одноподъемной схеме. Питательный насос АЭС преодолевает гидравлические сопротивления всех подогревателей высокого давления, питательного трубопровода, питательного регулирующего клапана, ПГ.

Применительно к варианту принятой в расчет энергоустановки определение давления насосов конденсатно-питательной системы и давлений среды в ее характерных точках изложено ниже.

Давление конденсатного насоса первого подъема

$$p_{КЭН-1} = p_{ПНД-1} - p_{ГК} + \Delta p_{БОУ} + \Delta p_{ОПУ} + \Delta p_{к.тр} + \Delta p_{РКУГК} + \Delta p_{геод} = \\ = 0,0162 - 0,005 + 0,3 + 0,055 + 0,12 + 0,3 + 0,15 = 0,9362 \text{ МПа.} \quad (10.92)$$

В расчет принято $p_{КЭН-1} = 0,95 \text{ МПа}$.

Давление конденсатного насоса второго подъема

$$p_{КЭН-2} = p_{Д} - p_{ПНД-2} + \Delta p_{к.тр} + \sum \Delta p_{ПНД} + \Delta p_{РКУПНД-2} + \Delta p_{геод} = \\ = 0,7 - 0,04095 + 0,2 + 3 \cdot 0,1 + 0,4 + 0,3 = 1,85905 \text{ МПа.} \quad (10.93)$$

В расчет принято $p_{КЭН-2} = 1,9 \text{ МПа}$.

Давление питательного насоса

$$p_{ПН} = p_{ПГ} - p_{Д} + \Delta p_{ПГ} + p_{п.тр} + \sum \Delta p_{ПВД} + \Delta p_{РКУД} + \Delta p_{геод} = \\ = 6,4 - 0,7 + 0,3 + 0,3 + 1,0 + 2 \cdot 0,5 + 0,4 + 0,0 = 8,7 \text{ МПа.} \quad (10.94)$$

В расчет принято $p_{ПН} = 8,7 \text{ МПа}$.

Для большей наглядности распределения температур и давлений нагреваемой среды по тракту конденсатно-питательной системы (того ее участка, который охватывает подогреватели поверхностного типа) целесообразно показать ее схему и совместить схему с графиком изменения давления и температуры нагреваемой среды.

Применительно к рассматриваемому варианту энергоустановки схема и график изменения параметров показаны на рис. 10.7. Численные значения давления и температуры нагреваемой среды также представлены в табл. 10.7.

Энтальпию среды на входе и выходе ВП системы определяем по сочетанию значений давления и температуры в соответствующих точках.

Греющая среда поверхностных теплообменных аппаратов рабочего контура – конденсирующийся пар (как правило, влажный пар). Если в теплообменном аппарате предусмотрен ОД конденсирующегося пара, то на части поверхности теплопередачи в качестве греющей среды выступает вода.

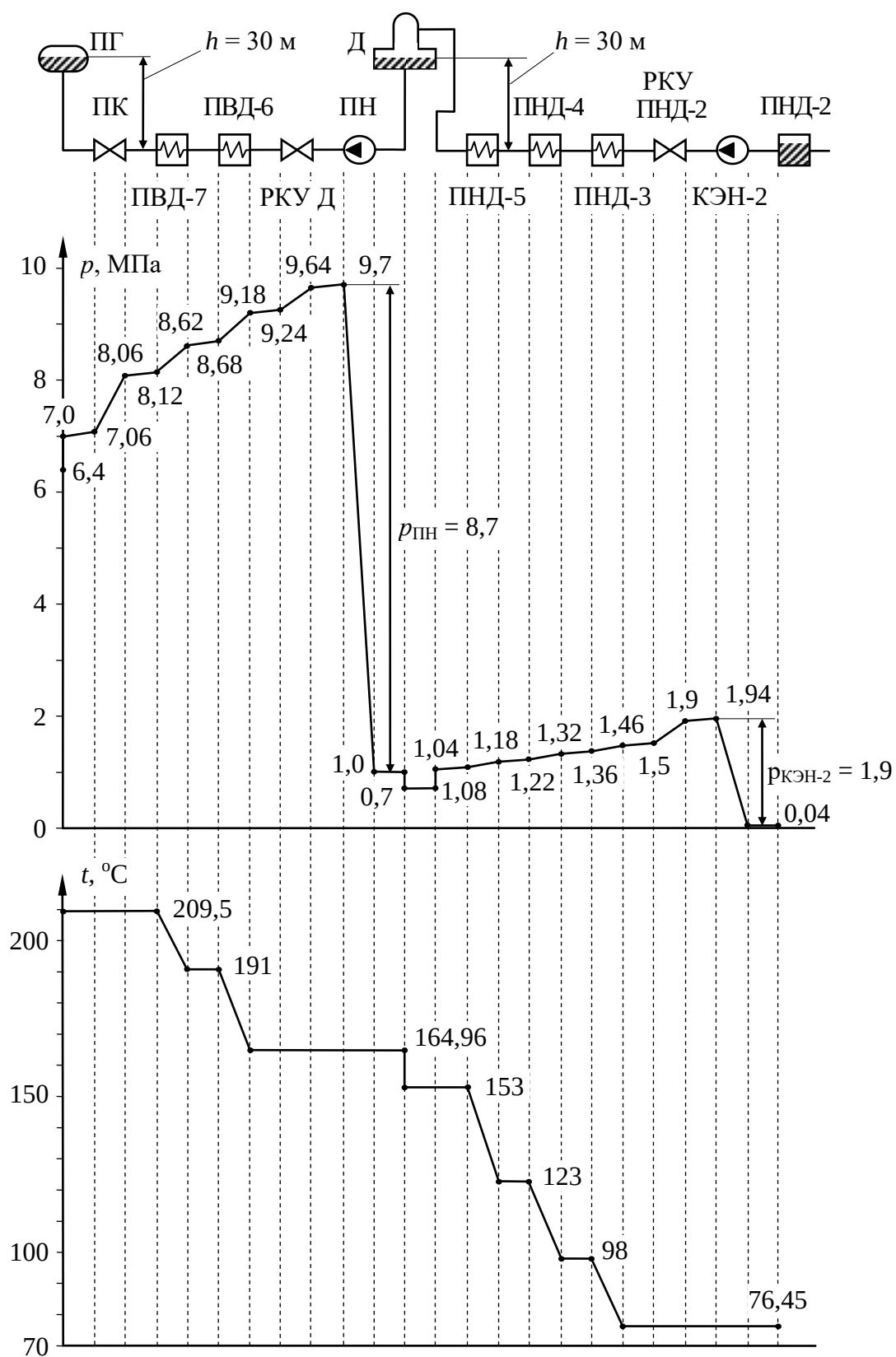


Рис. 10.7. График изменения давления и температуры нагреваемой среды в поверхностных водоподогревателях системы регенерации

Т а б л и ц а 10.7

Параметры нагреваемой среды поверхностных теплообменных аппаратов

Вход и выход нагреваемой среды	Давление среды, МПа	Температура среды, °С	Энтальпия среды, кДж/кг	Примечание
ПВД-7 - ВХ - ВЫХ	8,62 8,12	191 209,5	815,4 897,7	
ПВД-6 - ВХ - ВЫХ	9,18 8,68	164,96 191	702,0 815,5	
ПНД-5 - ВХ - ВЫХ	1,18 1,08	123 153	517,16 645,51	
ПНД-4 - ВХ-1 - ВХ-2 - ВЫХ	1,32 1,22	98 123	411,54 427,71*) 517,18	*) закачивается дренажным насосом из системы теплофикации
ПНД-3 - ВХ - ВЫХ	1,46 1,36	76,45 98	321,2 411,57	
ПП - ВХ - ВЫХ	0,58 0,58	157,52* 255	2755,0*) 2968,29**)	*) температура и энтальпия насыщенного пара при $p = 0,58$ МПа (на выходе из сепаратора) **) энтальпия пара на входе в ЦНД

Параметры основного потока греющей среды на входе в теплообменный аппарат определены ранее (табл. 10.3 и 10.4). Для подогревателей системы регенерации – это параметры пара, отбираемого из проточной части турбины, для пароперегревателя – параметры свежего пара. На входе в теплообменный аппарат давление греющей среды несколько снижается, однако процесс дросселирования среды можно считать адиабатическим и, следовательно, изоэнтальпийным. Таким образом, энтальпия основного потока греющей среды на входе в каждый теплообменный аппарат к этому этапу расчета известна (табл. 10.3 и 10.4).

Параметры греющей среды на выходе из теплообменных аппаратов являются параметрами воды на линии насыщения, если теплообменный аппарат не имеет зоны охлаждения дренажа, или это параметры переохлажденной воды, если предусмотрен охладитель дренажа. В последнем случае для оценки температуры воды на выходе из такого ВП можно принять температуру дренажа на величину от 3 до 10 °С выше температуры нагреваемой среды на входе в ВП – см. диаграмму $t-q$ водоподогревателя с охладителем дренажа, показанную на рис. 10.8.

Особо следует отметить порядок определения значений параметров греющей среды дополнительных входов в ВП. Обычно это каскадные сли-

вы от соответствующих вышерасположенных ВП. Здесь также следует руководствоваться одним из фундаментальных положений термодинамики, в соответствии с которым адиабатическое дросселирование среды (снижение давления без теплообмена с окружающей средой) можно считать изотэнтальпийным. Таким образом, энтальпия греющей среды в дополнительном входе может быть принята равной энтальпии греющей среды на выходе из того аппарата, из которого осуществляется каскадный слив.

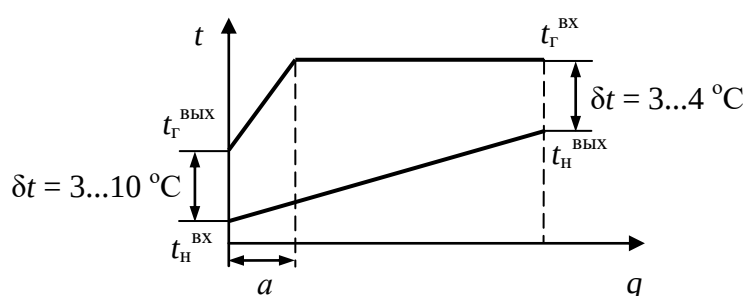


Рис. 10.8. Диаграмма t - q водоподогревателя с охладителем дренажа
(a – зона ОД)

Численные значения энтальпии греющей среды применительно к рассматриваемому варианту энергоустановки представлены в табл. 10.8.

Т а б л и ц а 10.8

Параметры греющей среды поверхностных теплообменных аппаратов

Вход и выход греющей среды	Характеристика среды	Энтальпия среды, кДж/кг	Примечание
ПВД-7 - вх - вых	Влажный пар 1 отбора Переохлажденный дренаж	2629,24 843,68	табл. 10.3 $p = p_{\text{ПВД-7}}^r = 2,037 \text{ МПа};$ $t = t_{\text{вх. ПВД-7}}^h + 7 = 191 + 7 = 198 \text{ }^\circ\text{C}$
ПВД-6 -вх-1 -вх-2 -вых	Влажный пар 2 отбора Выход греющей среды ПВД-7 Переохлажденный дренаж	2576,64 843,68 728,22	табл. 10.3 $p = p_{\text{ПВД-6}}^r = 1,392 \text{ МПа};$ $t = t_{\text{вх. ПВД-6}}^h + 7 = 165 + 7 = 172^\circ \text{C}$
ПНД-5 - вх - вых	Влажный пар 4 отбора Насыщенный дренаж	2456,02 659,98	табл. 10.3 $p = p_{\text{ПНД-5}}^r = 0,564 \text{ МПа}$
ПНД-4 - вх - вых	Перегретый пар 5 отбора Переохлажденный дренаж	2834,82 440,27	табл. 10.3 $p = p_{\text{ПНД-4}}^r = 0,242 \text{ МПа};$ $t = t_{\text{вх. ПНД-4}}^h + 7 = 98 + 7 = 105 \text{ }^\circ\text{C}$

Вход и выход греющей среды	Характеристика среды	Энтальпия среды, кДж/кг	Примечание
ПНД-3 - вх-1 - вх-2 - вых	Перегретый пар 6 отбора Выход греющей среды ПНД-4 Переохлажденный дренаж	2710,88 440,27 349,49	табл. 10.3 $p = p_{\text{ПНД-3}}^r = 0,109 \text{ МПа};$ $t = t_{\text{вх.ПНД-3}}^H + 7 = 76,45 + 7 = 83,45 \text{ }^\circ\text{C}$
ПП - вх - вых	Свежий пар Насыщенный дренаж	2778,8 1207,16	табл. 10.3 $p = p_{\text{ПП}}^r = 0,98 \cdot p_{\text{ГТ}} = 0,98 \cdot 0,6 = 5,88 \text{ МПа}$

Параметры теплообменивающихся сред на входах в теплообменные аппараты смешивающего типа определяются как параметры сред, подвергающихся изоэнтальпийному дросселированию. Вследствие этого значения энтальпии этих сред принимаются равными энтальпии в точках истечения сред. На выходе из аппарата смешивающего типа среда обычно находится на линии насыщения при давлении в теплообменном аппарате.

Применительно к рассматриваемому варианту энергоустановки значения параметров сред представлены в табл. 10.9.

Т а б л и ц а 10.9

Параметры сред теплообменных аппаратов смешивающего типа

Вход и выход среды	Энтальпия среды, кДж/кг	Примечание:
Деаэратор - вх-1 - вх-2 - вх-3 - вх-4 - вх-5 - вх-6 - вых	2520,99 546,73 728,22 659,98 664,7 645,51 697,1	Греющий пар отбора 3 (табл. 10.3) Возврат сливов СН1 ($t=130^\circ\text{C}$; $p=0,882 \text{ МПа}$) Дренаж ПВД-6 Дренаж ПНД-5 Слив из СПП (насыщ. вода при $p = 0,58 \text{ МПа}$) Выход нагреваемой среды ПНД-5 Насыщенная вода деаэратора при $p = 0,7 \text{ МПа}$
ПНД-1 - вх-1 - вх-2 - вых	2473,33 150,757 232,67	Греющий пар отбора 8 (табл. 10.3) Вода температуры конденсата ГК, дополнительно нагретая на $3 \dots 4 \text{ }^\circ\text{C}$ в охладителе пара ($t = 36 \text{ }^\circ\text{C}$; $p = p_{\text{ПНД-1}} = 0,0162 \text{ МПа}$) Насыщенная вода при $p = 0,0162 \text{ МПа}$
ПНД-2 - вх-1 - вх-2 - вх-3 - вых	2586,11 349,49 232,67 320,0	Греющий пар отбора 7 (табл. 10.3) Дренаж ПНД-3 Выход ПНД-1 Насыщенная вода при $p = 0,04095 \text{ МПа}$

Уравнения тепловых балансов рабочего контура.

Уравнения тепловых балансов составляются на базе уравнений материальных балансов. При этом значения расходов сред умножаются на соответствующие значения энтальпии этих сред. Целесообразная последовательность рассмотрения уравнений теплового баланса также определена в результате анализа системы уравнений материального баланса.

Уравнения тепловых балансов теплообменных аппаратов, содержащих в своем составе охладители дренажа греющего пара, следует составлять как единое уравнение, охватывающее и основной теплообменный аппарат и его охладитель дренажа.

В уравнениях тепловых балансов необходимо учесть рассеяние тепла в окружающую среду. Как уже отмечалось, коэффициент удержания тепла в теплообменных аппаратах можно оценить по эмпирической зависимости $\eta = 1 - r \cdot 10^{-3}$, где r – номер подогревателя. Тогда значения η составят:

- для ПНД-1 $\eta = 0,999$;
- для ПНД-2 $\eta = 0,998$;
- для ПНД-3 $\eta = 0,997$;
- для ПНД-4 $\eta = 0,996$;
- для деаэратора $\eta = 0,994$;
- для ПВД-6 $\eta = 0,993$;
- для ПВД-7 $\eta = 0,992$;
- для ПП $\eta = 0,99$.

Заметим, что используемая эмпирическая зависимость дает приемлемые значения величины η и хорошо отражает физическую сущность вопроса: по мере увеличения номера теплообменного аппарата растет температура его корпуса и вследствие этого уменьшается коэффициент удержания тепла.

Уравнение теплового баланса ПВД-7

$$\eta_{\text{ПВД-7}} \cdot G_{\text{от1}} \cdot (i_{\text{вх}}^{\Gamma} - i_{\text{вых}}^{\Gamma}) = (G_{\text{T}} + G_{\text{пр}}) \cdot (i_{\text{вых}}^{\text{H}} - i_{\text{вх}}^{\text{H}}); \quad (10.95)$$

$$0,992 \cdot G_{\text{от1}} \cdot (2629,24 - 843,68) = 1,004 \cdot G_{\text{T}} \cdot (897,7 - 815,4);$$

$$G_{\text{от1}} = 0,04665 \cdot G_{\text{T}}.$$

Уравнение теплового баланса ПВД-6

$$\eta_{\text{ПВД-6}} \cdot [G_{\text{от2}} \cdot (i_{\text{вх1}}^{\Gamma} - i_{\text{вых}}^{\Gamma}) + G_{\text{от1}} \cdot (i_{\text{вх2}}^{\Gamma} - i_{\text{вых}}^{\Gamma})] = (G_{\text{T}} + G_{\text{пр}}) \cdot (i_{\text{вых}}^{\text{H}} - i_{\text{вх}}^{\text{H}}); \quad (10.96)$$

$$0,993 \cdot [G_{\text{от2}} \cdot (2576,64 - 728,22) + 0,04665 \cdot G_{\text{T}} \cdot (843,68 - 728,22)] =$$

$$= 1,004 \cdot G_{\text{T}} \cdot (815,5 - 702,0);$$

$$G_{от2} = 0,05915 \cdot G_T.$$

Уравнение теплового баланса деаэратора

$$\begin{aligned} \eta_D \cdot \{ & (G_{от3} - G_{ch}) \cdot i_{bx1} + G_{ch1} \cdot i_{bx2} + (G_{от1} + G_{от2}) \cdot i_{bx3} + (G_{от4} - G_{ПСВП}) \cdot i_{bx4} + \\ & + \left(G_T - \sum_1^4 G_{от i} \right) \cdot (1 - x_{ЦВД}) \cdot i_{bx5} + \left[\left(G_T - \sum_1^4 G_{от i} \right) \cdot x_{ЦВД} + G_{ch2} + G_{пр} + \right. \\ & \left. + G_{ПСВП} \right] \cdot i_{bx6} \} = (G_T + G_{пр}) \cdot i_{вых}; \end{aligned} \quad (10.97)$$

$$\begin{aligned} & 0,994 \cdot \{ (G_{от3} - 41) \cdot 2520,99 + 14 \cdot 546,73 + 0,1058 \cdot G_T \cdot 728,22 + \\ & + (G_{от4} - 22,53) \cdot 659,98 + (0,8942 \cdot G_T - G_{от3} - G_{от4}) \cdot (1 - 0,856) \cdot 664,7 + \\ & + [(0,8942 \cdot G_T - G_{от3} - G_{от4}) \cdot 0,856 + 27 + 0,004 \cdot G_T + 22,53] \cdot 645,51 \} = \\ & = 1,004 \cdot G_T \cdot 697,1; \end{aligned}$$

$$G_{от3} = 0,2392 \cdot G_T - 0,006251 \cdot G_{от4} + 41,973.$$

Уравнение теплового баланса ПНД-5

$$\begin{aligned} & \eta_{ПНД-5} \cdot (G_{от4} - G_{ПСВП}) \cdot (i_{bx}^{\Gamma} - i_{вых}^{\Gamma}) = \\ & \left[\left(G_T - \sum_1^4 G_{от i} \right) \cdot x_{ЦВД} + G_{ch2} + G_{пр} + G_{ПСВП} \right] \cdot (i_{вых}^H - i_{bx}^H); \quad (10.98) \\ & 0,995 \cdot (G_{от4} - 22,53) \cdot (2456,02 - 659,98) = \\ & = [(0,894 \cdot G_T - G_{от3} - G_{от4}) \cdot 0,856 + 27 + 0,004 \cdot G_T + 22,53] \cdot (645,51 - 517,16); \\ & G_{от4} = 0,05206 \cdot G_T - 0,05792 \cdot G_{от3} + 24,576. \end{aligned}$$

Совместное решение выражений для $G_{от3}$ и $G_{от4}$

$$G_{от3} = 0,02392 \cdot G_T - 0,006251 \cdot (0,05206 \cdot G_T - 0,05792 \cdot G_{от3} + 24,576) + 41,973;$$

$$G_{от3} = 0,0236 \cdot G_T + 41,8345.$$

$$G_{от4} = 0,05206 \cdot G_T - 0,05792 \cdot (0,0236 \cdot G_T + 41,8345) + 24,576;$$

$$G_{от4} = 0,05069 \cdot G_T + 22,153.$$

Уравнение теплового баланса ПНД-4

$$\eta_{\text{ПНД-4}} \cdot (G_{\text{от5}} - G_{\text{ПСВО2 ст}}) \cdot (i_{\text{БХ}}^{\Gamma} - i_{\text{ВЫХ}}^{\Gamma}) = \left[\left(G_{\text{T}} - \sum_1^4 G_{\text{оти}} \right) \cdot x_{\text{ЦВД}} + G_{\text{ч2}} + G_{\text{пр}} - G_{\text{ПСВО1 ст}} - G_{\text{ПСВО2 ст}} \right] \cdot (i_{\text{ВЫХ}}^{\text{H}} - i_{\text{БХ1}}^{\text{H}}) + G_{\text{ПСВ}} \cdot (i_{\text{ВЫХ}}^{\text{H}} - i_{\text{БХ2}}^{\text{H}}); \quad (10.99)$$

$$0,996 \cdot (G_{\text{от5}} - 16,07) \cdot (2834,82 - 440,27) = [(0,8199 \cdot G_{\text{T}} - 63,9875) \cdot 0,856 + 27 + 0,004 \cdot G_{\text{T}} - 16,07 - 9,83] \cdot (517,18 - 411,54) + 48,43 \cdot (517,18 - 427,71);$$

$$G_{\text{от5}} = 0,03126 \cdot G_{\text{T}} + 15,5094.$$

Уравнение теплового баланса ПНД-3

$$\eta_{\text{ПНД-3}} [(G_{\text{от6}} - G_{\text{ПСВО1 ст}}) \cdot (i_{\text{БХ1}}^{\Gamma} - i_{\text{ВЫХ}}^{\Gamma}) + (G_{\text{от5}} - G_{\text{ПСВО2 ст}}) \cdot (i_{\text{БХ2}}^{\Gamma} - i_{\text{ВЫХ}}^{\Gamma})] =$$

$$= \left[\left(G_{\text{T}} - \sum_1^4 G_{\text{оти}} \right) \cdot x_{\text{ЦВД}} + G_{\text{ч2}} + G_{\text{пр}} - G_{\text{ПСВО1 ст}} - G_{\text{ПСВО2 ст}} \right] \cdot (i_{\text{ВЫХ}}^{\text{H}} - i_{\text{БХ}}^{\text{H}}); \quad (10.100)$$

$$0,997 \cdot [(G_{\text{от6}} - 9,83) \cdot (2710,88 - 349,49) + (0,03126 \cdot G_{\text{T}} + 15,5094) - 16,07] \cdot (440,27 - 349,49) = [(0,8199 \cdot G_{\text{T}} - 63,9875) \cdot 0,856 + 27 + 0,004 \cdot G_{\text{T}} - 9,83 - 16,07] \cdot (411,57 - 321,2);$$

$$G_{\text{от6}} = 0,02589 \cdot G_{\text{T}} + 7,7913.$$

Уравнение теплового баланса ПНД-2

$$\eta_{\text{ПНД-2}} \cdot \left\{ G_{\text{от7}} \cdot i_{\text{БХ1}} + (G_{\text{от5}} + G_{\text{от6}} - G_{\text{ПСВО2 ст}} - G_{\text{ПСВО1 ст}}) \cdot i_{\text{БХ2}} + \left[\left(G_{\text{T}} - \sum_1^4 G_{\text{оти}} \right) \cdot x_{\text{ЦВД}} + G_{\text{ч2}} + G_{\text{пр}} - \sum_5^7 G_{\text{оти}} \right] \cdot i_{\text{БХ3}} \right\} = \left[\left(G_{\text{T}} - \sum_1^4 G_{\text{оти}} \right) \cdot x_{\text{ЦВД}} + G_{\text{ч2}} + G_{\text{пр}} - G_{\text{ПСВО2 ст}} - G_{\text{ПСВО1 ст}} \right] \cdot i_{\text{ВЫХ}}; \quad (10.101)$$

$$0,998 \cdot \{ G_{\text{от7}} \cdot 2586,11 + (0,05715 \cdot G_{\text{T}} + 23,3007 - 16,07 - 9,83) \cdot 349,49 + [(0,8199 \cdot G_{\text{T}} - 63,9875) \cdot 0,856 + 27 + 0,004 \cdot G_{\text{T}} - 0,05715 \cdot G_{\text{T}} - 23,3007 - G_{\text{от7}}] \cdot 232,67 \} = [(0,8199 \cdot G_{\text{T}} - 63,9875) \cdot 0,856 + 27 + 0,004 \cdot G_{\text{T}} - 16,07 - 9,83] \cdot 320,0;$$

$$G_{от7} = 0,02355 \cdot G_T - 1,8773.$$

Уравнение теплового баланса ПНД-1

$$\eta_{ПНД-1} \cdot \left\{ G_{от8} \cdot i_{вх1} + \left[\left(G_T - \sum_1^4 G_{оти} \right) \cdot x_{цвд} + G_{сн2} + G_{пр} - \sum_5^8 G_{оти} \right] \cdot i_{вх2} \right\} =$$

$$\left[\left(G_T - \sum_1^4 G_{оти} \right) \cdot x_{цвд} + G_{сн2} + G_{пр} - \sum_5^7 G_{оти} \right] \cdot i_{вых}; \quad (10.102)$$

$$0,999 \cdot \{ G_{от8} \cdot 2473,33 + [(0,8199 \cdot G_T - 63,9875) \cdot 0,856 + 27 + 0,004 \cdot G_T -$$

$$0,0807 \cdot G_T - 21,4234 - G_{от8}] \cdot 150,757 \} = [(0,8199 \cdot G_T - 63,9875) \cdot 0,856 +$$

$$+ 27 + 0,004 \cdot G_T - 0,0807 \cdot G_T - 21,4234] \cdot 232,67;$$

$$G_{от8} = 0,02211 \cdot G_T - 1,74.$$

Уравнение теплового баланса пароперегревателя

$$\eta_{ПП} \cdot G_{ПП} \cdot (i_{вх}^Г - i_{вых}^Г) = \left(G_T - \sum_1^4 G_{оти} \right) \cdot x_{цвд} \cdot (i_{вых}^Н - i_{вх}^Н); \quad (10.103)$$

$$0,99 \cdot G_{ПП} \cdot (2778,8 - 1207,16) = (0,8199 \cdot G_T - 63,9875) \cdot 0,856 \cdot (2968,29 - 2755);$$

$$G_{ПП} = 0,096209 \cdot G_T - 7,50846.$$

Расход пара на турбину турбопитательного насоса.

Применительно к варианту принятой в расчет энергоустановки определение расхода пара на турбину ТПН выполнено следующим образом.

Параметры конденсатного насоса пароперегревателя.

Насос принят с гидротурбинным приводом, питающимся водой отбора от напорного патрубка ТПН. Тип насоса – конденсатный гидротурбонасос КГТН.

Мощность КГТН

$$N_{КГТН} = \frac{p_{КГТН} \cdot G_{КГТН} \cdot v_{КГТН}}{\eta_{КГТН} \cdot 1000}, \quad (10.104)$$

где $p_{КГТН}$ – давление насоса

$$p_{КГТН} = p_{вых ПВД-7} - p_{вых ПП} + \Delta p_{тр}, \quad (10.105)$$

где $p_{вых ПВД-7} = 8,12$ МПа – давление нагреваемой среды на выходе из насоса (табл. 10.7);

$p_{\text{вых ПП}} = 5,88 \text{ МПа}$ – давление греющей среды на выходе из пароперегревателя (табл. 10.8);

$\Delta p_{\text{тр}} = 0,05 \cdot (p_{\text{вых ПВД-7}} - p_{\text{вых ПП}})$ – сопротивление трубопровода (принято в расчет);

$$p_{\text{КГТН}} = (8,12 - 5,88) \cdot 1,05 = 2,352 \text{ МПа};$$

$G_{\text{КГТН}} = G_{\text{ПП}} = 0,096208 \cdot G_{\text{T}} - 7,508335 \text{ кг/с}$ – массовая подача насоса;

$v_{\text{КГТН}} = v'(p = 5,88 \text{ МПа}) = 0,0013148 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем перекачиваемой жидкости;

$\eta_{\text{КГТН}} = 0,8$ – КПД насоса (принято в расчет).

$$\begin{aligned} N_{\text{КГТН}} &= 2,352 \cdot 10^6 \cdot (0,096209 \cdot G_{\text{T}} - 7,50846) \cdot \frac{0,0013148}{0,8 \cdot 1000} = \\ &= 0,3719 \cdot G_{\text{T}} - 29,024 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Расход силовой воды на гидропривод

$$G_{\text{ПП}} = \frac{1000 \cdot N_{\text{КГТН}}}{v_{\text{ГП}} \cdot \Delta p_{\text{ГП}} \cdot \eta_{\text{ГП}}}, \text{ кг/с}, \quad (10.106)$$

где $N_{\text{КГТН}}$ – мощность гидропривода, равная мощности насоса, кВт;

$v_{\text{ГП}}$ – удельный объем силовой воды, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$$v_{\text{ГП}} = v(p = 9,7 \text{ МПа}, t = 164,96 \text{ }^\circ\text{C}) = 0,0011015 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$p = 9,7 \text{ МПа}$ – давление воды на выходе из питательного насоса (рис. 10.7);

$t = 164,96 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура воды на выходе из деаэратора (табл. 10.4);

$\Delta p_{\text{ГП}}$ – перепад давлений, срабатываемый на гидроприводе, Па;

$$\Delta p_{\text{ГП}} = p_{\text{ПН}} - \Delta p_{\text{тр}}; \quad (10.107)$$

$p_{\text{ПН}} = 8,7 \text{ МПа}$ – давление питательного насоса;

$\Delta p_{\text{тр}} = 0,3 \text{ МПа}$ – гидравлические сопротивления трубопровода силовой воды (принято в расчет);

$\eta_{\text{ГП}} = 0,8$ – КПД гидропривода (принято в расчет).

$$G_{\text{ГП}} = \frac{1000 \cdot (0,3719 \cdot G_{\text{T}} - 29,024)}{0,0011015 \cdot (8,7 - 0,3) \cdot 10^6 \cdot 0,8} = 0,0502426 \cdot G_{\text{T}} - 3,921 \text{ кг/с}.$$

Параметры турбопитательного насоса определяются следующим образом.

Массовая подача ТПН

$$G_{\text{ТПН}} = G_{\text{вых Д}} + G_{\text{ГП}} = G_{\text{Т}} + 0,004 \cdot G_{\text{Т}} + 0,0502426 \cdot G_{\text{Т}} - 3,921 =$$

$$= 1,0542426 \cdot G_{\text{Т}} - 3,921 \text{ кг/с.} \quad (10.108)$$

Давление ТПН $p_{\text{ТПН}} = 8,7 \text{ МПа}$.

Удельный объем перекачиваемой воды $v_{\text{ТПН}} = 0,0011015 \text{ м}^3/\text{кг}$ (равен удельному объему силовой воды гидропривода)

$\eta_{\text{ГП}} = 0,8$ – КПД турбопривода (принято в расчет).

Мощность ТПН

$$N_{\text{ТПН}} = \frac{p_{\text{ТПН}} \cdot G_{\text{ТПН}} \cdot v_{\text{ТПН}}}{\eta_{\text{ТПН}} \cdot 1000} = \frac{8,7 \cdot 10^6 \cdot (1,0542426 \cdot G_{\text{Т}} - 3,921) \cdot 0,00011015}{0,8 \cdot 1000} =$$

$$= 12,62858 \cdot G_{\text{Т}} - 46,9689 \text{ кВт.} \quad (10.109)$$

Расход пара на ТПН

$$G_{\text{ТПН}}^{\text{п}} = \frac{N_{\text{ТПН}}}{\eta_{\text{мех ТПН}} \cdot H_{\text{и ТПН}}}, \quad (10.110)$$

где $\eta_{\text{мех ТПН}} = 0,98$ – механический КПД турбопривода (принято по прототипу);

$H_{\text{и ТПН}} = 573,39 \text{ кДж/кг}$ – внутренний теплоперепад, срабатываемый на турбине ТПН;

$$G_{\text{ТПН}}^{\text{п}} = \frac{12,62858 \cdot G_{\text{Т}} - 46,9689}{0,98 \cdot 573,39} = 0,022474 \cdot G_{\text{Т}} - 0,083586 \text{ кг/с.}$$

Расход пара на главную турбину.

Как уже отмечалось, в результате разрешения системы уравнений тепловых балансов получены значения расходов среды во всех ветвях рабочего контура, но все они выражены через расход пара на главную турбину $G_{\text{Т}}$. Для определения численного значения величины $G_{\text{Т}}$ составляется уравнение баланса механической энергии комплекса «главная турбина – генератор электроэнергии».

Применительно к варианту принятой в расчет энергоустановки определение расхода пара на главную турбину выполнено следующим образом.

Внутренняя мощность турбины

$$N_{\text{и Т}} = \frac{P_{\text{Г}}}{\eta_{\text{ген}} \cdot \eta_{\text{мех Т}}} = \frac{1000 \cdot 10^3}{0,98 \cdot 0,98} = 1041,2327 \cdot 10^3 \text{ кВт.} \quad (10.111)$$

Значения КПД генератора электроэнергии и механического КПД турбоагрегата в расчет приняты по 0,98. Величины этих КПД могут быть и существенно большие – до 0,985...0,99.

Внутренние теплоперепады, срабатываемые на ступенях турбины (табл. 10.3)

$$\begin{aligned}
 h_{1\text{ст ЦВД}} &= i_{\text{вх } 1\text{ст}} - i_{\text{вых } 1\text{ст}} = 75,58 \text{ кДж/кг}; \\
 h_{2\text{ст ЦВД}} &= i_{\text{вх } 2\text{ст}} - i_{\text{вых } 2\text{ст}} = 73,98 \text{ кДж/кг}; \\
 h_{3\text{ст ЦВД}} &= i_{\text{вх } 3\text{ст}} - i_{\text{вых } 3\text{ст}} = 52,6 \text{ кДж/кг}; \\
 h_{4\text{ст ЦВД}} &= i_{\text{вх } 4\text{ст}} - i_{\text{вых } 4\text{ст}} = 55,65 \text{ кДж/кг}; \\
 h_{5\text{ст ЦВД}} &= i_{\text{вх } 5\text{ст}} - i_{\text{вых } 5\text{ст}} = 64,97 \text{ кДж/кг}; \\
 h_{1\text{ст ЦНД}} &= i_{\text{вх } 1\text{ст}} - i_{\text{вых } 1\text{ст}} = 133,47 \text{ кДж/кг}; \\
 h_{2\text{ст ЦНД}} &= i_{\text{вх } 2\text{ст}} - i_{\text{вых } 2\text{ст}} = 123,94 \text{ кДж/кг}; \\
 h_{3\text{ст ЦНД}} &= i_{\text{вх } 3\text{ст}} - i_{\text{вых } 3\text{ст}} = 124,77 \text{ кДж/кг}; \\
 h_{4\text{ст ЦНД}} &= i_{\text{вх } 4\text{ст}} - i_{\text{вых } 4\text{ст}} = 112,78 \text{ кДж/кг}; \\
 h_{5\text{ст ЦНД}} &= i_{\text{вх } 5\text{ст}} - i_{\text{вых } 5\text{ст}} = 139,93 \text{ кДж/кг}.
 \end{aligned} \tag{10.112}$$

Расходы пара через ступени турбины

$$\begin{aligned}
 G_{1\text{ст ЦВД}} &= G_{\text{Т}} \text{ кг/с}; \\
 G_{2\text{ст ЦВД}} &= G_{1\text{ст ЦВД}} = G_{\text{Т}} \text{ кг/с}; \\
 G_{3\text{ст ЦВД}} &= G_{2\text{ст ЦВД}} - G_{\text{от1}} = 0,95335 \cdot G_{\text{Т}} \text{ кг/с}; \\
 G_{4\text{ст ЦВД}} &= G_{3\text{ст ЦВД}} - G_{\text{от2}} = 0,8942 \cdot G_{\text{Т}} \text{ кг/с}; \\
 G_{5\text{ст ЦВД}} &= G_{4\text{ст ЦВД}} - G_{\text{от3}} = 0,8706 \cdot G_{\text{Т}} - 41,8345 \text{ кг/с}; \\
 G_{\text{С}} &= (G_{5\text{ст ЦВД}} - G_{\text{от4}}) \cdot (1 - x_{\text{ЦВД}}) = 0,118067 \cdot G_{\text{Т}} - 9,2142 \text{ кг/с}; \\
 G_{1\text{ст ЦНД}} &= (G_{5\text{ст ЦВД}} - G_{\text{от4}}) \cdot x_{\text{ЦВД}} - G_{\text{ТПН}}^{\text{П}} = 0,67937 \cdot G_{\text{Т}} - 54,6897 \text{ кг/с}; \\
 G_{2\text{ст ЦНД}} &= G_{1\text{ст ЦНД}} - G_{\text{от5}} = 0,64811 \cdot G_{\text{Т}} - 70,1991 \text{ кг/с}; \\
 G_{3\text{ст ЦНД}} &= G_{2\text{ст ЦНД}} - G_{\text{от6}} = 0,62222 \cdot G_{\text{Т}} - 77,9904 \text{ кг/с}; \\
 G_{4\text{ст ЦНД}} &= G_{3\text{ст ЦНД}} - G_{\text{от7}} = 0,59867 \cdot G_{\text{Т}} - 76,1131 \text{ кг/с}; \\
 G_{5\text{ст ЦНД}} &= G_{4\text{ст ЦНД}} - G_{\text{от8}} = 0,57656 \cdot G_{\text{Т}} - 74,3731 \text{ кг/с}.
 \end{aligned} \tag{10.113}$$

Внутренние мощности ступеней турбины

$$N_i^{1\text{ст ЦВД}} = h_{1\text{ст ЦВД}} \cdot G_{1\text{ст ЦВД}} = 75,58 \cdot G_T \text{ кВт};$$

$$N_i^{2\text{ст ЦВД}} = h_{2\text{ст ЦВД}} \cdot G_{2\text{ст ЦВД}} = 73,98 \cdot G_T \text{ кВт};$$

$$N_i^{3\text{ст ЦВД}} = h_{3\text{ст ЦВД}} \cdot G_{3\text{ст ЦВД}} = 50,14621 \cdot G_T \text{ кВт};$$

$$N_i^{4\text{ст ЦВД}} = h_{4\text{ст ЦВД}} \cdot G_{4\text{ст ЦВД}} = 49,76223 \cdot G_T \text{ кВт};$$

$$N_i^{5\text{ст ЦВД}} = h_{5\text{ст ЦВД}} \cdot G_{5\text{ст ЦВД}} = 56,56288 \cdot G_T - 2717,9875 \text{ кВт};$$

$$N_i^{1\text{ст ЦНД}} = h_{1\text{ст ЦНД}} \cdot G_{1\text{ст ЦНД}} = 90,6755 \cdot G_T - 7299,4342 \text{ кВт};$$

$$N_i^{2\text{ст ЦНД}} = h_{2\text{ст ЦНД}} \cdot G_{2\text{ст ЦНД}} = 80,3268 \cdot G_T - 8700,4764 \text{ кВт};$$

$$N_i^{3\text{ст ЦНД}} = h_{3\text{ст ЦНД}} \cdot G_{3\text{ст ЦНД}} = 77,6344 \cdot G_T - 9730,8622 \text{ кВт};$$

$$N_i^{4\text{ст ЦНД}} = h_{4\text{ст ЦНД}} \cdot G_{4\text{ст ЦНД}} = 67,518 \cdot G_T - 8584,0354 \text{ кВт};$$

$$N_i^{5\text{ст ЦНД}} = h_{5\text{ст ЦНД}} \cdot G_{5\text{ст ЦНД}} = 80,67804 \cdot G_T - 10407,028 \text{ кВт}. (10.114)$$

Суммарная внутренняя мощность турбины

$$N_i = \sum_{j=1}^{10} N_{i\text{ст } j} = 702,86 \cdot G_T - 47439,823 \text{ кВт}. (10.115)$$

Расход пара на турбину

$$1041,2327 \cdot 10^3 = 702,86406 \cdot G_T - 47439,823;$$

$$G_T = 1548,909 \text{ кг/с} = 5576,0724 \text{ т/ч}.$$

Определив значение G_T , можно получить в численном виде значения расходов рабочего тела во всех ветвях рабочего контура. Для этого в выражения, полученные в результате решения системы уравнений тепловых балансов, подставляют полученное численное значение расхода пара на турбину G_T .

Расходы пара на потребители

$$G_T = 1548,909 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{пр}} = 0,004 \cdot G_T = 6,19564 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{III}} = 0,096209 \cdot G_T - 7,50846 = 141,5105 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{от1}} = 0,04665 \cdot G_T = 72,2566 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{от2}} = 0,05915 \cdot G_T = 91,618 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{от3}} = 0,0236 \cdot G_T + 41,8345 = 78,3889 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{от4}} = 0,05069 \cdot G_T + 22,153 = 100,67 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{от5}} = 0,03126 \cdot G_T + 15,5094 = 63,9283 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{от6}} = 0,02589 \cdot G_T + 7,7913 = 47,8926 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{от7}} = 0,02355 \cdot G_T - 1,8773 = 34,5995 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{от8}} = 0,02211 \cdot G_T - 1,74 = 32,5064 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{ТПН}}^{\text{II}} = 0,022474 \cdot G_T - 0,083586 = 34,7266 \text{ кг/с};$$

$$G_{1\text{ст ЦВД}} = G_T = 1548,909 \text{ кг/с};$$

$$G_{2\text{ст ЦВД}} = G_{1\text{ст ЦВД}} = G_T = 1548,909 \text{ кг/с};$$

$$G_{3\text{ст ЦВД}} = 0,95335 \cdot G_T = 1476,6524 \text{ кг/с};$$

$$G_{4\text{ст ЦВД}} = 0,8942 \cdot G_T = 1385,044 \text{ кг/с};$$

$$G_{5\text{ст ЦВД}} = 0,8706 \cdot G_T - 41,8345 = 1306,6457 \text{ кг/с};$$

$$G_C = 0,118067 \cdot G_T - 9,2142 = 173,6608 \text{ кг/с};$$

$$G_{1\text{ст ЦНД}} = 0,67937 \cdot G_T - 54,6897 = 997,5926 \text{ кг/с};$$

$$G_{2\text{ст ЦНД}} = 0,64811 \cdot G_T - 70,1991 = 933,6643 \text{ кг/с};$$

$$G_{3\text{ст ЦНД}} = 0,62222 \cdot G_T - 77,9904 = 885,7718 \text{ кг/с};$$

$$G_{4\text{ст ЦНД}} = 0,59867 \cdot G_T - 76,1131 = 851,1723 \text{ кг/с};$$

$$G_{5\text{ст ЦНД}} = 0,57656 \cdot G_T - 74,3731 = 818,666 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{ГК}}^{\text{II}} = G_{5\text{ст ЦНД}} = 818,666 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{ПГ}} = G_{\text{Т}} + G_{\text{пр}} + G_{\text{ПП}} = 1696,6151 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{сн}} = 41 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{сн1}} = 14 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{сн2}} = 27 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{ПСВП}} = 22,53 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{ПСВО2ст}} = 16,07 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{ПСВО1ст}} = 9,83 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{ПСВ}} = 48,43 \text{ кг/с}.$$

Проверка правильности вычислений расходов пара в проточной части турбины может быть выполнена путем вычисления расхода пара в конце проточной части турбины как разности между расходом пара на входе в турбину и всеми отборами пара

$$G_{5\text{ст ЦНД}} = G_{\text{Т}} - \sum_{i=1}^8 G_{\text{от } i} - G_{\text{С}} - G_{\text{ТПН}}^{\text{п}} =$$

$$1548,909 - 72,2566 - 91,618 - 78,3889 - 100,667 - 63,9283 - 47,8926 -$$

$$- 34,2566 - 32,5064 - 173,6608 - 34,7266 = 818,6643. \quad (10.116)$$

Погрешность расчета составляет

$$\frac{|818,666 - 818,6643|}{818,666} \cdot 100\% = 0,0002\%. \quad (10.117)$$

Сравнивая полученный результат с результатом вычислений можно сделать вывод, что погрешность вычислений находится в приемлемых пределах. Различие в результатах можно объяснить тем, что для простоты расчетов численные значения в процессе вычислений снимались с калькулятора с ограниченным количеством значащих цифр.

Зная расходы пара через ступени турбины и теплоперепады, срабатываемые на них, можно графически представить внутреннюю мощность турбоагрегата. Она равна площади фигуры, представляющей собою сумму площадей $\sum_{j=1}^{10} G_{\text{ст } j} \cdot h_{\text{ст } j}$.

Применительно к рассматриваемому варианту установки величина внутренней мощности турбоагрегата показана на рис. 10.9.

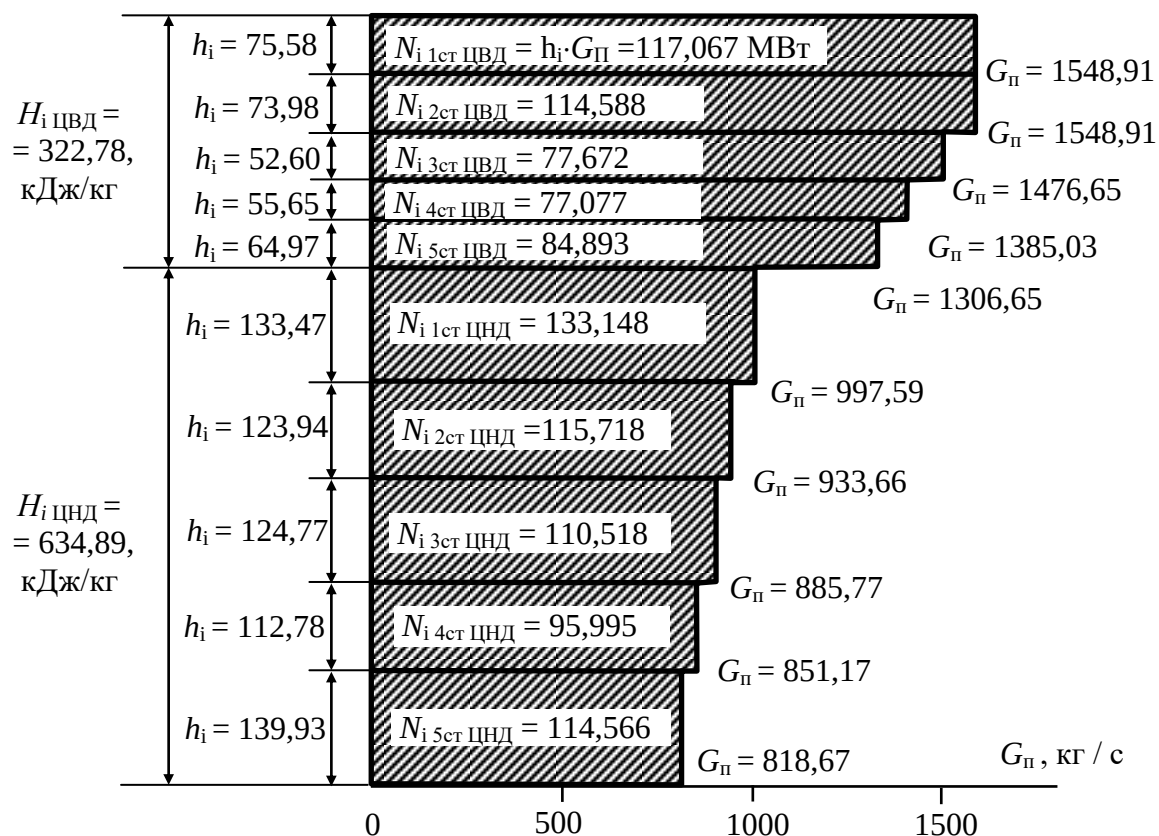


Рис. 10.9. Графическое представление суммарной внутренней мощности турбоагрегата

Заметим, что в ЦНД заметно больше срабатываемый теплоперепад. Поэтому анализ данных, представленных на рис. 10.9, позволяет количественно определить доли внутренней мощности турбоагрегата, выработанных в ЦВД и ЦНД, от общей мощности ТА:

для ЦВД

$$\frac{117,067 + 114,588 + 77,672 + 77,077 + 84,893}{1041,2327} \cdot 100 \% = 45,26 \%$$

для ЦНД

$$\frac{133,148 + 115,718 + 110,518 + 95,995 + 114,556}{1041,2327} \cdot 100 \% = 54,74 \%$$

Очевидно, что даже при существенно меньшем расходе пара мощность, вырабатываемая в ЦНД, соизмерима с мощностью, вырабатываемой в ЦВД. Однако, мощность, вырабатываемая в одном цилиндре низкого давления, значительно меньше мощности цилиндра высокого давления. Если в составе ТА четыре ЦНД (как в прототипном ТА), то внутренняя мощность, выработанная в одном ЦНД, составляет $54,74 / 4 = 13,69 \%$ от общей мощности ТА. Это значительно меньше мощности ЦВД.

Паропроизводительность ПГ и тепловая мощность ЯР. КПД ЯЭУ брутто.

На заключительном этапе расчета рабочего контура определяется паропроизводительность парогенератора и тепловая мощность ядерного реактора. При этом следует иметь в виду, что если на выход из последнего ПВД подается по какой-либо ветви рабочего контура дополнительный поток рабочего тела (например, в ПТУ с турбиной К-1000-60/3000 из пароперегревателя насосом КГТН на выход из ПВД-7 подается конденсат греющего пара), то для такой точки смешения необходимо дополнительно составить уравнение теплового баланса, из которого можно определить энтальпию питательной воды на выходе из точки смешения (она же на входе в ПГ).

По заданной мощности генератора P_{Γ} и полученной тепловой мощности ядерного реактора $Q_{\text{ЯР}}$ определяется КПД ЯЭУ брутто $\eta_{\text{ЯЭУ}}^{\text{брутто}}$.

Применительно к принятой в расчет энергоустановки заключительный этап расчета рабочего контура представлен следующим образом.

Паропроизводительность парогенераторов $G_{\text{ПГ}} = 1696,6151$ кг/с.

Энтальпия пара на выходе из ПГ $i_{\text{ПГ}} = 2778,8$ кДж/кг.

Уравнение теплового баланса в точке смешения воды на выходе из ПВД-7

$$G_{\text{ВЫХ ПВД-7}}^{\text{H}} \cdot i_{\text{ВЫХ ПВД-7}}^{\text{H}} + G_{\text{ПП}}^{\Gamma} \cdot i_{\text{ВЫХ ПП}}^{\Gamma} = G_{\text{ПГ}} \cdot i_{\text{ПВ}}. \quad (10.118)$$

Отсюда

$$i_{\text{ПВ}} = \frac{G_{\text{ВЫХ ПВД-7}}^{\text{H}} \cdot i_{\text{ВЫХ ПВД-7}}^{\text{H}} + G_{\text{ПП}}^{\Gamma} \cdot i_{\text{ВЫХ ПП}}^{\Gamma}}{G_{\text{ПГ}}};$$

$$G_{\text{ВЫХ ПВД-7}}^{\text{H}} = G_{\text{ПГ}} - G_{\text{ПП}}^{\Gamma} = 1696,6151 - 141,5105 = 1555,1046 \text{ кг/с}; \quad (10.119)$$

$$i_{\text{ВЫХ ПВД-7}}^{\text{H}} = 897,7 \text{ кДж/кг (табл. 10.7).}$$

$$G_{\text{ПП}}^{\Gamma} = 141,5105 \text{ кг/с.}$$

$$i_{\text{ВЫХ ПП}}^{\Gamma} = 1207,16 \text{ кДж/кг (табл. 10.8)}$$

$$i_{\text{ПВ}} = \frac{1555,1046 \cdot 897,7 + 141,5105 \cdot 1207,16}{1696,6151} = 923,5113 \text{ кДж/кг.}$$

Параметры питательной воды

$$t_{\text{ПВ}} = t(p_{\text{ПВ}} = 8,12 \text{ МПа}, i_{\text{ПВ}} = 923,5113 \text{ кДж/кг}) = 215,19 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Тепловая мощность ядерного реактора

$$Q_{\text{ЯР}} = \frac{G_{\text{ПГ}} \cdot (i_{\text{ПГ}} - i_{\text{ПВ}})}{\eta_{\text{ТПК}}} = \frac{1696,6151 \cdot (2778,8 - 923,5113)}{0,985} = 3195,645 \cdot 10^3 \text{ кВт.} \quad (10.120)$$

В расчет, в соответствии с рядом предпочтительных чисел (ГОСТ 8032-84), принят ядерный реактор номинальной тепловой мощностью $Q_{ЯР} = 3200$ МВт.

КПД ЯЭУ брутто

$$\eta_{ЯЭУ}^{брутто} = \frac{P_{г}}{Q_{ЯР}} = \frac{1000}{3195,645} = 0,3129. \quad (10.121)$$

10.4. Расчет параметров циркуляционных насосов ЯЭУ. КПД ЯЭУ нетто

Общие рекомендации по расчету параметров насосов.

В расчете энергоустановки в целом можно ограничиться расчетом параметров наиболее мощных насосов, перекачиваемые среды которых несут основной поток тепловой энергии. К таким насосам относятся:

- циркуляционные насосы первого контура;
- конденсатные первого и второго подъема;
- питательные насосы;
- основные насосы системы технического водоснабжения.

Все предложенные для расчета насосы являются динамическими водяными лопастными насосами.

Определению подлежат как номинальные параметры насосов, так и их эксплуатационные параметры, характеризующие работу насосных агрегатов на номинальной мощности установки.

Все расчетные и принятые в расчет номинальные параметры насосов следует сопоставить с данными насосов прототипной установки. Если имеются существенные отличия, то необходимо найти им объяснения или устранить причину отличий.

Параметры главного циркуляционного насоса первого контура.

Тракт теплоносителя первого контура представлен в виде четырех параллельных петель, в каждой из которых циркуляция обеспечивается собственным ЦНПК. Насос центробежный вертикальный одноступенчатый с электроприводом переменного тока, с механическим уплотнением вала насоса. Частота вращения принята 1000 об/мин. Приводной двигатель – асинхронный двигатель переменного тока.

Подача насоса

$$Q_{ЦНПК}^{ном} = \frac{Q_{ЯР}^{ном} \cdot v_{тн}}{(i_{т1} - i_{т2}) \cdot z_{ЦНПК}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (10.122)$$

где $Q_{ЯР}^{ном} = 3200 \cdot 10^3$ кВт – номинальная тепловая мощность ЯР, которая принимается по результатам расчета рабочего контура;

$$v_{тн} = v(p = 16,0 \text{ МПа}, t = 291 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 0,0013417 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$i_{T1} = i(p = 16,0 \text{ МПа}, t = 323 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 1472,29 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{T2} = i(p = 16,0 \text{ МПа}, t = 291 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 1289,64 \text{ кДж/кг};$$

$$z_{\text{ЦНПК}} = 4.$$

$$Q_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном}} = \frac{3200 \cdot 10^3 \cdot 0,0013417}{(1472,29 - 1289,64) \cdot 4} = 5,8766 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Давление насоса $p_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном}} = 0,69 \text{ МПа}$ – принято по прототипу.

Коэффициент быстроходности насоса

$$n_s = 20,1 \cdot \frac{n_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном}} \cdot (Q_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном}})^{0,5}}{(p_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном}} \cdot 10^{-3})^{0,75}} = 20,1 \cdot \frac{1000 \cdot 5,8766^{0,5}}{(0,69 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3})^{0,75}} = 362. \quad (10.123)$$

Следовательно, тип насоса – быстроходный центробежный одноступенчатый.

КПД насоса $\eta_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном}} = 0,77$ – принят по прототипу.

Мощность насоса

$$N_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном}} = \frac{Q_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном}} \cdot p_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном}}}{\eta_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном}} \cdot 1000} = \frac{5,8766 \cdot 0,69 \cdot 10^6}{0,77 \cdot 1000} = 5266,044 \text{ кВт}. \quad (10.124)$$

Мощность насоса на холодной воде оценена по прототипному насосу

$$N_{\text{ЦНПК}}^{\text{хол. вод}} = \frac{N_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном}} \cdot N_{\text{ЦНПК}}^{\text{хол. вод прот}}}{N_{\text{ЦНПК}}^{\text{ном прот}}} = \frac{5266,044 \cdot 7000}{5300} = 6955,1524 \text{ кВт}. \quad (10.125)$$

Номинальная мощность двигателя $N_{\text{дв}}^{\text{ном}} = 7100 \text{ кВт}$ – по ГОСТ 12139-84.

КПД двигателя $\eta_{\text{дв}} = 0,96$ – принят по прототипу.

Коэффициент загрузки двигателя

$$k_3^{\text{дв}} = \frac{N_{\text{ЦНПК}}}{N_{\text{дв}}^{\text{ном}}} = \frac{5266,044}{7100} = 0,7417. \quad (10.126)$$

Мощность, потребляемая из сети

$$P_c = \frac{N_{\text{дв}}^{\text{ном}} \cdot k_3^{\text{дв}}}{\eta_{\text{дв}}} = \frac{7100 \cdot 0,7417}{0,96} = 5485,49 \text{ кВт} \quad (10.127)$$

Параметры главного конденсатного насоса первого подъема.

Узел конденсатных насосов первого подъема представлен двумя параллельно включенными работающими насосами (третий резервный). Каждый насос – центробежный вертикальный четырехступенчатый с предвключенным колесом. Частота вращения насоса 750 об/мин. Приводной двигатель – асинхронный двигатель переменного тока.

Подача насоса

$$Q_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}} = \frac{k_3 \cdot G_{\text{КЭН-1}}^{\Sigma} \cdot v_{\text{конд}}}{z_{\text{КЭН-1}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (10.128)$$

где $z_{\text{КЭН-1}} = 2$;

$k_3 = 1,15$;

$$\begin{aligned} G_{\text{КЭН-1}}^{\Sigma} &= G_{\text{ГК}}^{\text{п}} + G_{\text{сн2}} + G_{\text{пр}} + G_{\text{ТПН}}^{\text{п}} = \\ &= 818,666 + 27 + 6,19564 + 34,7266 = 886,588 \text{ кг/с}; \end{aligned} \quad (10.129)$$

$$v_{\text{конд}} = v'(p = 0,005 \text{ МПа}) = 0,0010052 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$Q_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}} = \frac{1,15 \cdot 886,588 \cdot 0,0010052}{2} = 0,512439 \text{ м}^3/\text{с}.$$

В расчет принято $Q_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}} = 0,515 \text{ м}^3/\text{с}$ – по ГОСТ 8032-84.

Давление насоса $p_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}} = 0,95 \text{ МПа}$.

Коэффициент быстроходности насоса

$$n_s = 20,1 \cdot \frac{n_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}} \cdot (Q_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}})^{0,5}}{(p_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}} \cdot 10^{-3} / 4)^{0,75}} = 20,1 \cdot \frac{750 \cdot 0,5156^{0,5}}{(0,95 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3} / 4)^{0,75}} = 179. \quad (10.130)$$

Следовательно, тип насоса – центробежный четырехступенчатый.

КПД насоса $\eta_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}} = 0,84$ – принят по прототипу.

Номинальная мощность насоса

$$N_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}} = \frac{Q_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}} \cdot p_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}}}{\eta_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}} \cdot 1000} = \frac{0,515 \cdot 0,95 \cdot 10^6}{0,84 \cdot 1000} = 582,44 \text{ кВт}. \quad (10.131)$$

Номинальная мощность двигателя $N_{\text{дв}}^{\text{ном}} = 600 \text{ кВт}$ – по ГОСТ 12139-84.

КПД двигателя $\eta_{\text{дв}} = 0,95$.

Коэффициент загрузки насоса

$$\frac{Q_{\text{КЭН-1}}}{Q_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}}} = \frac{1}{1,15} = 0,87. \quad (10.132)$$

Мощность насоса

$$N_{\text{КЭН-1}} = 0,96 \cdot N_{\text{КЭН-1}}^{\text{ном}} = 0,96 \cdot 582,44 = 559,14 \text{ кВт}. \quad (10.133)$$

Коэффициент 0,96 определен по номограмме (рис. 6.5).

Коэффициент загрузки двигателя

$$k_3^{\text{дв}} = \frac{N_{\text{КЭН-1}}}{N_{\text{дв}}^{\text{ном}}} = \frac{559,14}{600} = 0,932. \quad (10.134)$$

Мощность, потребляемая из сети

$$P_c = \frac{N_{\text{дв}}^{\text{ном}} \cdot k_3^{\text{дв}}}{\eta_{\text{дв}}} = \frac{600 \cdot 0,932}{0,95} = 588,63 \text{ кВт} \quad (10.135)$$

Параметры главного конденсатного насоса второго подъема.

Узел конденсатных насосов второго подъема представлен четырьмя параллельно включенными работающими насосами (пятый резервный). Каждый насос – центробежный вертикальный четырехступенчатый с предвключенным колесом. Частота вращения насоса 1500 об/мин. Приводной двигатель – асинхронный двигатель переменного тока.

Подача насоса

$$Q_{\text{КЭН-2}}^{\text{ном}} = \frac{k_3 \cdot G_{\text{КЭН-2}}^{\Sigma} \cdot v_{\text{конд}}}{z_{\text{КЭН-2}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (10.136)$$

где $z_{\text{КЭН-2}} = 4$;

$k_3 = 1,15$;

$$\begin{aligned} G_{\text{КЭН-2}}^{\Sigma} &= G_{\text{КЭН-1}}^{\Sigma} + G_{\text{от5}} + G_{\text{от6}} + G_{\text{от7}} + G_{\text{от8}} - G_{\text{ПСВО1ст}} - G_{\text{ПСВО2ст}} = \\ &= 886,588 + 63,9283 + 47,8926 + 34,5995 + 32,5064 - \\ &\quad - 9,83 - 16,07 = 1039,61 \text{ кг/с}; \end{aligned} \quad (10.137)$$

$$v_{\text{конд}} = v'(p = 0,04095 \text{ МПа}) = 0,00102683 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$Q_{\text{КЭН-2}}^{\text{ном}} = \frac{1,15 \cdot 1039,61 \cdot 0,00102683}{4} = 0,3069 \text{ м}^3/\text{с}.$$

В расчет принято $Q_{\text{КЭН-2}}^{\text{ном}} = 0,307 \text{ м}^3/\text{с}$ – по ГОСТ 8032-84.

Давление насоса $p_{\text{КЭН-2}}^{\text{НОМ}} = 1,9$ МПа.

Коэффициент быстроходности насоса

$$n_s = 20,1 \cdot \frac{n_{\text{КЭН-2}}^{\text{НОМ}} \cdot (Q_{\text{КЭН-1}}^{\text{НОМ}})^{0,5}}{(p_{\text{КЭН-2}}^{\text{НОМ}} \cdot 10^{-3} / 4)^{0,75}} = 20,1 \cdot \frac{1500 \cdot 0,307^{0,5}}{(1,9 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3} / 4)^{0,75}} = 164. \quad (10.138)$$

Следовательно, тип насоса – центробежный четырехступенчатый.

КПД насоса $\eta_{\text{КЭН-2}}^{\text{НОМ}} = 0,8$ – принят по прототипу.

Номинальная мощность насоса

$$N_{\text{КЭН-2}}^{\text{НОМ}} = \frac{Q_{\text{КЭН-2}}^{\text{НОМ}} \cdot p_{\text{КЭН-2}}^{\text{НОМ}}}{\eta_{\text{КЭН-2}}^{\text{НОМ}} \cdot 1000} = \frac{0,307 \cdot 1,9 \cdot 10^6}{0,8 \cdot 1000} = 729,1 \text{ кВт}. \quad (10.139)$$

Номинальная мощность двигателя $N_{\text{ДВ}}^{\text{НОМ}} = 750$ кВт – по ГОСТ 12139-84.

КПД двигателя $\eta_{\text{ДВ}} = 0,95$.

Коэффициент загрузки насоса

$$\frac{Q_{\text{КЭН-2}}}{Q_{\text{КЭН-2}}^{\text{НОМ}}} = \frac{1}{1,15} = 0,87. \quad (10.140)$$

Мощность насоса

$$N_{\text{КЭН-2}} = 0,93 \cdot N_{\text{КЭН-2}}^{\text{НОМ}} = 0,93 \cdot 729,1 = 678,063 \text{ кВт}. \quad (10.141)$$

Коэффициент 0,93 определен по номограмме (рис. 6.5).

Коэффициент загрузки двигателя

$$k_3^{\text{ДВ}} = \frac{N_{\text{КЭН-2}}}{N_{\text{ДВ}}^{\text{НОМ}}} = \frac{678,063}{750} = 0,9041. \quad (10.142)$$

Мощность, потребляемая из сети

$$P_c = \frac{N_{\text{ДВ}}^{\text{НОМ}} \cdot k_3^{\text{ДВ}}}{\eta_{\text{ДВ}}} = \frac{750 \cdot 0,9041}{0,95} = 713,76 \text{ кВт} \quad (10.143)$$

Параметры главного питательного насоса.

Узел главного питательного насоса представлен двумя параллельно включенными турбопитательными насосами. Каждый ТПН состоит из последовательно включенных насосов – предвключенного питательного насоса (ППН) и основного питательного насоса (ОПН). Оба насоса приводятся в действие общим паротурбинным приводом: ППН через одноступенчатый редуктор с передаточным числом $i = 2$, ОПН – непосредственно.

Предвключенный насос – центробежный, горизонтальный одноступенчатый с колесом двухстороннего входа.

Частота вращения – 1800 об/мин.

Основной насос – центробежный, горизонтальный трехступенчатый. Частота вращения – 3500 об/мин.

Для резервирования ТПН в напорно-питательном трубопроводе предусмотрено два параллельно включенных вспомогательных питательных насоса с электроприводом. Расчет выполняется только для главного питательного насоса – ТПН.

Параметры предвключенного питательного насоса.

Подача насоса

$$Q_{\text{ТПН}}^{\text{НОМ}} = \frac{k_3 \cdot G_{\text{ТПН}}^{\Sigma} \cdot v_{\text{ТПН}}}{z_{\text{ТПН}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (10.144)$$

где $z_{\text{ТПН}} = 2$;

$k_3 = 1,15$;

$$\begin{aligned} G_{\text{ТПН}}^{\Sigma} &= 1,0542426 \cdot G_{\text{T}} - 3,921 = 1,0542426 \cdot 1548,909 - 3,921 = \\ &= 1629,0048 \text{ кг/с}; \end{aligned} \quad (10.145)$$

$$v_{\text{ТПН}} = v'(p = 0,7 \text{ МПа}) = 0,0011082 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$Q_{\text{ТПН}}^{\text{НОМ}} = \frac{1,15 \cdot 1629,0048 \cdot 0,0011082}{2} = 1,0380262 \text{ м}^3/\text{с}.$$

В расчет принято $Q_{\text{ТПН}}^{\text{НОМ}} = 1,045 \text{ м}^3/\text{с}$ – по ГОСТ 8032-84.

Давление насоса $p_{\text{ТПН}}^{\text{НОМ}} = 0,2 \cdot p_{\text{ПН}} = 0,2 \cdot 8,7 = 1,74 \text{ МПа}$.

В расчет принято $p_{\text{ТПН}}^{\text{НОМ}} = 1,75 \text{ МПа}$ по ГОСТ 8032-84.

Коэффициент быстроходности насоса

$$n_s = 20,1 \cdot \frac{n_{\text{ТПН}}^{\text{НОМ}} \cdot (Q_{\text{ТПН}}^{\text{НОМ}}/2)^{0,5}}{(p_{\text{ТПН}}^{\text{НОМ}} \cdot 10^{-3})^{0,75}} = 20,1 \cdot \frac{1800 \cdot (1,045/2)^{0,5}}{(1,75 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3})^{0,75}} = 97. \quad (10.146)$$

Следовательно, тип насоса – центробежный одноступенчатый с колесом двухстороннего хода.

КПД насоса $\eta_{\text{ТПН}}^{\text{НОМ}} = 0,82$ – принят по прототипу.

Номинальная мощность насоса

$$N_{\text{ППН}}^{\text{НОМ}} = \frac{Q_{\text{ППН}}^{\text{НОМ}} \cdot p_{\text{ППН}}^{\text{НОМ}}}{\eta_{\text{ППН}}^{\text{НОМ}} \cdot 1000} = \frac{1,045 \cdot 1,75 \cdot 10^6}{0,82 \cdot 1000} = 2230,1829 \text{ кВт.} \quad (10.147)$$

Параметры основного питательного насоса.

Подача насоса $Q_{\text{ОПН}}^{\text{НОМ}} = Q_{\text{ППН}}^{\text{НОМ}} = 1,045 \text{ м}^3/\text{с}$.

Давление насоса $p_{\text{ОПН}}^{\text{НОМ}} = p_{\text{ПН}}^{\text{НОМ}} - p_{\text{ППН}}^{\text{НОМ}} = 8,7 - 1,75 = 6,95 \text{ МПа}$.

Коэффициент быстроходности насоса

$$n_s = 20,1 \cdot \frac{n_{\text{ОПН}}^{\text{НОМ}} \cdot (Q_{\text{ОПН}}^{\text{НОМ}})^{0,5}}{(p_{\text{ОПН}}^{\text{НОМ}} \cdot 10^{-3} / 3)^{0,75}} = 20,1 \cdot \frac{3500 \cdot 1,045^{0,5}}{(6,95 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3} / 3)^{0,75}} = 215. \quad (10.148)$$

Следовательно, тип насоса – центробежный трехступенчатый.

КПД насоса $\eta_{\text{ОПН}}^{\text{НОМ}} = 0,82$ – принято по прототипу

Номинальная мощность насоса

$$N_{\text{ОПН}}^{\text{НОМ}} = \frac{Q_{\text{ОПН}}^{\text{НОМ}} \cdot p_{\text{ОПН}}^{\text{НОМ}}}{\eta_{\text{ОПН}}^{\text{НОМ}} \cdot 1000} = \frac{1,045 \cdot 6,95 \cdot 10^6}{0,82 \cdot 1000} = 8857,0121 \text{ кВт.} \quad (10.149)$$

Мощность питательного насоса в целом

$$N_{\text{ПН}} = N_{\text{ППН}}^{\text{НОМ}} + N_{\text{ОПН}}^{\text{НОМ}} = 2230,1829 + 8857,0121 = 11087,195 \text{ кВт.} \quad (10.150)$$

Параметры главного циркуляционного насоса системы технического водоснабжения.

Узел насосной станции технического водоснабжения представлен четырьмя параллельно включенными насосами диагонального типа. Частота вращения насоса 300 об/мин. Приводной двигатель – асинхронный двигатель переменного тока.

Подача насоса

$$Q_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}} = \frac{k_3 \cdot G^{\Sigma} \cdot v_{\text{ТВ}}}{z_{\text{ЦНГК}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (10.151)$$

где $z_{\text{ЦНГК}} = 4$

$k_3 = 1,15$;

$$G^{\Sigma} = 1,1 \cdot G_{\text{ГК}}^{\text{П}} \cdot m = 1,1 \cdot 818,666 \cdot 55 = 49529,293 \text{ кг/с}; \quad (10.152)$$

$v_{\text{ТВ}} = v(p = 0,1 \text{ МПа}, t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 0,0010017 \text{ м}^3/\text{кг}$ – принято в расчет;

$$Q_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}} = \frac{1,15 \cdot 49529,293 \cdot 0,0010017}{4} = 14,264 \text{ м}^3/\text{с}.$$

В расчет принято $Q_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}} = 14,5 \text{ м}^3/\text{с}$ – по ГОСТ 803284.

Давление насоса $p_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}} = 0,22$ МПа – принято по прототипу.

Здесь коэффициентом 1,1 учитывается расход воды на дополнительные потребители.

Коэффициент быстроходности насоса

$$n_s = 20,1 \cdot \frac{n_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}} \cdot (Q_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}})^{0,5}}{(p_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}} \cdot 10^{-3})^{0,75}} = 20,1 \cdot \frac{300 \cdot 14,5^{0,5}}{(0,22 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3})^{0,75}} = 402. \quad (10.153)$$

Следовательно, насос диагонального типа.

КПД насоса $\eta_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}} = 0,88$ – принято по прототипу.

Номинальная мощность насоса

$$N_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}} = \frac{Q_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}} \cdot p_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}}}{\eta_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}} \cdot 1000} = \frac{14,5 \cdot 0,22 \cdot 10^6}{0,88 \cdot 1000} = 3625 \text{ кВт}. \quad (10.154)$$

Номинальная мощность двигателя $N_{\text{ДВ}}^{\text{НОМ}} = 4000$ кВт – по ГОСТ 12139-84.

КПД двигателя $\eta_{\text{ДВ}} = 0,96$.

Коэффициент загрузки двигателя

$$k_3^{\text{ДВ}} = \frac{N_{\text{ЦНГК}}^{\text{НОМ}}}{N_{\text{ДВ}}^{\text{НОМ}}} = \frac{3625}{4000} = 0,90625. \quad (10.155)$$

Мощность, потребляемая из сети

$$P_c = \frac{N_{\text{ДВ}}^{\text{НОМ}} \cdot k_3^{\text{ДВ}}}{\eta_{\text{ДВ}}} = \frac{4000 \cdot 0,90625}{0,96} = 3776,04 \text{ кВт} \quad (10.156)$$

Затраты электроэнергии на собственные нужды. КПД ЯЭУ нетто.

Сумма расходов электроэнергии на все рассмотренные насосы составляет основную долю расхода электроэнергии на собственные нужды – порядка 85 %. Ориентируясь на прототипные данные, можно оценить также расход электроэнергии на остальные потребители и, таким образом, общий расход электроэнергии на собственные нужды $P_{\text{сн}}$. Тогда долю потерь электроэнергии на собственные нужды можно оценить через относительную величину $\eta_{\text{сн}}$

$$1 - \eta_{\text{сн}} = 1 - \frac{P_{\Gamma} - P_{\text{сн}}}{P_{\text{сн}}}, \quad (10.157)$$

где $\eta_{\text{сн}}$ – доля электроэнергии, отданной в электросеть.

В этом случае

$$\eta_{\text{ЯЭУ}}^{\text{нетто}} = \eta_{\text{ЯЭУ}}^{\text{нетто}} \cdot \eta_{\text{сн}}. \quad (10.158)$$

Применительно к принятой в расчет энергоустановки определение затрат электроэнергии на собственные нужды может быть выполнено следующим образом.

Затраты электроэнергии на ЦНПК, КЭН-1, КЭН-2, ЦНГК

$$P_c = 4 \cdot 5485,49 + 2 \cdot 588,63 + 4 \cdot 713,76 + 4 \cdot 3776,04 = 41078,42 \text{ кВт.}$$

Затраты электроэнергии на прочие потребители собственных нужд

$$P_{\text{с}}^{\text{доп}} = \frac{0,15 \cdot P_c}{0,85} = \frac{0,15 \cdot 41078,42}{0,85} = 7249,13 \text{ кВт.}$$

Суммарные затраты электроэнергии на собственные нужды

$$P_{\text{сн}} = 41078,42 + 7249,13 = 48327,55 \text{ кВт.}$$

Доля электроэнергии, отданной в электросеть

$$\eta_{\text{сн}} = \frac{P_{\text{г}} - P_{\text{сн}}}{P_{\text{г}}} = \frac{1 \cdot 10^6 - 48327,55}{1 \cdot 10^6} = 0,95167.$$

Доля затрат электроэнергии на собственные нужды

$$1 - \eta_{\text{сн}} = 1 - 0,95167 = 0,04833.$$

КПД ЯЭУ нетто

$$\eta_{\text{ЯЭУ}}^{\text{нетто}} = \eta_{\text{ЯЭУ}}^{\text{нетто}} \cdot \eta_{\text{сн}} = 0,3129 \cdot 0,95167 = 0,2978.$$

10.5. Оценка массогабаритных параметров основных элементов РУ

Параметры ядерного реактора.

Загрузка урана в активной зоне

$$M_U = \frac{E}{\bar{B}}, \quad (10.159)$$

где E – энергия, выработанная за время нахождения каждого килограмма топлива в работающем реакторе, МВт·сут.;

$\bar{B}$ – средняя глубина выгорания топлива, равная 50 МВт·сут/кг (принято в расчет).

Энергия, выработанная за время нахождения каждого килограмма топлива в активной зоне работающего реактора

$$E = Q_{\text{ЯР}}^{\text{ном}} \cdot \tau, \text{ МВт} \cdot \text{сут.}, \quad (10.160)$$

где $\tau = 3 \cdot 500 = 1500$ суток – принято в расчет;

$$Q_{\text{ЯР}}^{\text{ном}} = 3200 \text{ МВт.}$$

$$E = 3200 \cdot 1500 = 4,8 \cdot 10^6 \text{ МВт} \cdot \text{сут.}$$

Тогда

$$M_{\text{У}} = \frac{4,8 \cdot 10^6}{50} = 96,667 \text{ т.}$$

Объем активной зоны

$$V_{\text{аз}} = \frac{Q_{\text{ЯР}}^{\text{ном}}}{q}, \quad (10.161)$$

где $q = 117 \text{ МВт/м}^3$ – принята в отличие от прототипа более энерго-напряженная активная зона.

$$V_{\text{аз}} = \frac{3200}{117} = 27,35 \text{ м}^3.$$

Диаметр активной зоны $D_{\text{аз}} = 3,16 \text{ м}$ – принято по прототипу.

Высота активной зоны

$$H_{\text{аз}} \frac{4 \cdot V_{\text{аз}}}{\pi \cdot D_{\text{аз}}^2} = \frac{4 \cdot 27,35}{3,14 \cdot 3,16^2} = 3,49 \text{ м.} \quad (10.162)$$

Габаритный диаметр ЯР $D_{\text{ЯР}} = 4,535 \text{ м}$ – принято по прототипу.

Габаритная высота корпуса ЯР

$$H_{\text{ЯР}} = h_{\text{ЯР}} \cdot H_{\text{аз}}, \text{ м}, \quad (10.163)$$

где

$$h_{\text{ЯР}} = \frac{H_{\text{ЯР}}^{\text{пр}}}{H_{\text{аз}}^{\text{пр}}} = \frac{10,88}{3,56} = 3,056. \quad (10.164)$$

$$H_{\text{ЯР}} = 3,056 \cdot 3,49 = 10,66 \text{ м.}$$

Масса ЯР

$$M_{\text{ЯР}} = m_{\text{ЯР}} \cdot V_{\text{ЯР}}, \text{ т}, \quad (10.165)$$

где

$$m_{\text{ЯР}} = \frac{M_{\text{ЯР}}^{\text{пр}}}{V_{\text{ЯР}}^{\text{пр}}} = \frac{M_{\text{ЯР}}^{\text{пр}}}{\pi \cdot (D_{\text{ЯР}}^{\text{пр}})^2 \cdot H_{\text{ЯР}}^{\text{пр}} / 4} = \frac{824}{3,14 \cdot 4,535^2 \cdot 10,88 / 4} = 4,69 \text{ т/м}^3.$$

$$M_{\text{ЯР}} = 4,69 \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{ЯР}}^2 \cdot H_{\text{ЯР}}}{4} = 4,69 \cdot \frac{3,14 \cdot 4,535^2 \cdot 10,66}{4} = 807,56 \text{ т.}$$

Сводные данные параметров ЯР:

1. Тепловая мощность – 3200 МВт.
2. Давление теплоносителя – 16,0 МПа.
3. Температура теплоносителя: на выходе из реактора – 323 °С; на входе в реактор – 291 °С.
4. Расход теплоносителя через активную зону

$$G_{\text{тн}} = \frac{Q_{\text{ЯР}}^{\text{ном}}}{i_{\text{T1}} - i_{\text{T2}}} = \frac{3200 \cdot 10^3}{1472,29 - 1289,64} = 17519,8 \text{ кг/с.} \quad (10.166)$$

5. Размеры активной зоны: высота – 3,49 м; диаметр – 3,16 м.
6. Топливо – UO_2 .
7. Материал оболочки ТВЭЛ – циркониевый сплав.
8. Средняя энергонапряженность активной зоны – 117 МВт/м³.
9. Загрузка урана – 96,66 т.
10. Корпус реактора: габаритная высота – 10,66 м; диаметр максимальный – 4,535 м.
11. Масса сухого реактора в сборе – 807,56 т.

Параметры парогенератора

Паропроизводительность камеры парогенератора

$$G_{\text{ПГ}}^{\text{кпг}} = \frac{\sum G_{\text{ПГ}}}{z_{\text{кпг}}} = \frac{1696,6151}{4} = 424,15377 \text{ кг/с.} \quad (10.167)$$

Параметры генерируемого сухого насыщенного пара:

- давление – 6,4 МПа;
- температура – 280 °С.

Тепловая нагрузка камеры парогенератора

$$Q_{\text{кпг}} = \frac{Q_{\text{ЯР}}^{\text{ном}} \cdot \eta_{\text{тпк}}}{z_{\text{кпг}}} = \frac{3200 \cdot 0,985}{4} = 788 \text{ МВт.} \quad (10.168)$$

Расход теплоносителя через камеру ПГ

$$G_{\text{т кпг}} = \frac{\sum G_{\text{т}}}{z_{\text{кпг}}} = \frac{17519,8}{4} = 4379,95 \text{ кг/с.} \quad (10.169)$$

Поверхность теплопередачи камеры ПГ

$$F_{\text{кпг}}^{\text{расч}} = \frac{Q_{\text{кпг}}}{K \cdot \delta t}, \text{ м}^2, \quad (10.170)$$

где $Q_{\text{КПГ}} = 788 \text{ МВт}$;

$K = 5,4 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ – принято по прототипу;

$$\delta t = \frac{\delta t_6 - \delta t_m}{\ln \frac{\delta t_6}{\delta t_m}}; \quad (10.171)$$

$$\delta t_6 = t_{\text{T1}} - t_{\text{ПГ}} = 323 - 280 = 43 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\delta t_m = t_{\text{T2}} - t_{\text{ПГ}} = 291 - 280 = 11 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\delta t = \frac{43 - 11}{\ln \frac{43}{11}} = 23,472 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (10.172)$$

$$F_{\text{КПГ}}^{\text{расч}} = \frac{788 \cdot 10^3}{5,4 \cdot 23,472} = 6217,02 \text{ м}^2.$$

$$F_{\text{КПГ}} = 1,1 \cdot F_{\text{КПГ}}^{\text{расч}} = 1,1 \cdot 6217,02 = 6838,7 \text{ м}^2. \quad (10.173)$$

В расчет принято $F_{\text{КПГ}} = 6900 \text{ м}^2$ по ГОСТ 8032-84.

Объем камеры ПГ

$$V_{\text{КПГ}} = v_{\text{КПГ}} \cdot F_{\text{КПГ}}, \text{ м}^3, \quad (10.174)$$

где

$$v_{\text{КПГ}} \frac{V_{\text{КПГ}}^{\text{пр}}}{F_{\text{КПГ}}^{\text{пр}}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{КПГ}}^{\text{пр}})^2 \cdot L_{\text{КПГ}}^{\text{пр}}}{4 \cdot F_{\text{КПГ}}^{\text{пр}}} = \frac{3,14 \cdot 4,2^2 \cdot 13,84}{4 \cdot 6115} = 0,031339 \text{ м}^2; \quad (10.175)$$

$$V_{\text{КПГ}} = 0,031339 \cdot 6900 = 216,24 \text{ м}^3.$$

$D_{\text{КПГ}} = 4,2 \text{ м}$ – принято по прототипу

$$L_{\text{КПГ}} = \frac{4 \cdot V_{\text{КПГ}}}{\pi \cdot D_{\text{КПГ}}^2} = \frac{4 \cdot 216,24}{3,14 \cdot 4,2^2} = 15,62 \text{ м}. \quad (10.176)$$

Масса камеры ПГ

$$M_{\text{КПГ}} = m_{\text{КПГ}} \cdot V_{\text{КПГ}}, \text{ т}, \quad (10.177)$$

где

$$m_{\text{КПГ}} = \frac{M_{\text{КПГ}}^{\text{пр}}}{V_{\text{КПГ}}^{\text{пр}}} = \frac{4 \cdot M_{\text{КПГ}}^{\text{пр}}}{\pi \cdot (D_{\text{КПГ}}^{\text{пр}})^2 \cdot L_{\text{КПГ}}^{\text{пр}}} = \frac{4 \cdot 205}{3,14 \cdot 4^2 \cdot 13,84} = 1,179 \text{ т}/\text{м}^3. \quad (10.178)$$

$$M_{\text{КПГ}} = 1,179 \cdot 216,24 = 254,95 \text{ т}.$$

10.6. Определение массогабаритных показателей основных элементов ПТУ

Компоновка турбоагрегата. Параметры главной турбины.

Из теплового расчета рабочего контура известно количество ступеней цилиндра высокого давления и цилиндра низкого давления, известны параметры пара в проточной части (давление, температура и энтальпия пара на входе и выходе каждой ступени, расход пара через каждую ступень). При этом турбина рассматривалась как один однопоточный агрегат ЦВД и один однопоточный агрегат ЦНД. На настоящем этапе проектирования необходимо произвести компоновку турбоагрегата, т.е. определить количество корпусов ЦВД и ЦНД и количество потоков пара в каждом из них.

При расчете параметров турбоагрегата можно использовать данные приложения Д, в котором приведены некоторые геометрические параметры паровых турбин отечественных АЭС.

Для принятой в расчет энергоустановки ниже представлено определение некоторых параметров турбоагрегата.

Параметры ЦВД.

ЦВД – один двухпоточный агрегат активного типа.

Длина сопловой лопатки первой ступени ЦВД определяется из уравнения сплошности потока пара

$$G_{\pi} \cdot v_1 = \pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot l_1 \cdot c_{10} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1 \cdot e. \quad (10.179)$$

Отсюда длина сопловой лопатки первой ступени ЦВД l_1

$$l_1 = \frac{G_{\pi} \cdot v_1}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot c_{10} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1 \cdot e} \text{ м.}$$

Расход пара

$$G_{\pi} = 0,5 \cdot G_T = 0,5 \cdot 1548,909 = 774,4545 \text{ кг/с.}$$

Удельный объем пара на выходе из соплового аппарата первой ступени принято по параметрам пара за первой ступенью (т. к. степень реактивности первой ступени небольшая). Он составляет (табл. 10.3)

$$\begin{aligned} v_1 &= v(p = 3,5 \text{ МПа}, x = 0,944) = v'(1-x) + v'' \cdot x = \\ &= 0,0012345 \cdot (1 - 0,944) + 0,05702 \cdot 0,944 = 0,05389588 \text{ м}^3/\text{кг}. \end{aligned} \quad (10.180)$$

Средний диаметр первой ступени ЦВД $d_{\text{ср}} = 1375 \text{ мм}$ – принято по прототипу.

Теоретическая скорость пара на выходе из соплового аппарата первой ступени ЦВД c_{10} определяется через оптимальное отношение скоростей $(u/c_{10})_{\text{опт}}$. Величина $(u/c_{10})_{\text{опт}}$ определяется по зависимости

$$(u/c_{10})_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot (1 - \rho)}, \quad (10.181)$$

где φ – коэффициент потерь в сопловой решетке. В расчет принято $\varphi = 0,97$;
 α_1 – угол выхода потока пара из соплового аппарата первой ступени. В расчет принято $\alpha_1 = 13^\circ$;

ρ – степень реактивности первой ступени ЦВД. В расчет принято $\rho = 0,1$.
 Тогда

$$(u/c_{10})_{\text{опт}} = \frac{0,97 \cdot \cos 13^\circ}{2 \cdot (1 - 0,1)} = 0,48901.$$

Отсюда

$$c_{10} = \frac{u}{(u/c_{10})_{\text{опт}}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot n}{(u/c_{10})_{\text{опт}}} = \frac{3,14 \cdot 1,375 \cdot 50}{0,48901} = 441,453 \text{ м/с}. \quad (10.182)$$

С учетом принятых значений параметров длина сопловой лопатки первой ступени ЦВД составляет

$$l_1 = \frac{774,4545 \cdot 0,05389588}{3,14 \cdot 1,375 \cdot 441,453 \cdot 0,97 \cdot \sin 13^\circ} = 0,10036 \text{ м}.$$

Полученное расчетным путем значение l_1 необходимо сравнить с данными прототипного турбоагрегата. Поскольку расход пара на ТА близок к прототипному, то полученное значение l_1 также близко к прототипному ($l_1^{\text{прот}} = 0,097 \text{ м}$ – приложение Д).

Параметры ЦНД.

ЦНД – четыре двухпоточных агрегата активного типа.

Длина лопатки последней ступени ЦНД $l = 1,2 \text{ м}$ – принято в расчет.

Средний диаметр последней ступени ЦНД

$$d = l \cdot \theta = 1,2 \cdot 2,5 = 3 \text{ м}, \quad (10.183)$$

где $\theta = 2,5$ – веерность последней ступени ЦНД, принято по прототипу.

Площадь проходного сечения одного выхлопа ЦНД

$$\Omega = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 3 \cdot 1,2 = 11,403 \text{ м}^2. \quad (10.184)$$

Скорость пара на выходе из ЦНД

$$c_2 = \frac{\sum G_{\pi} \cdot v}{z_{\text{пот}}^{\text{ЦНД}} \cdot \Omega}, \text{ м/с}, \quad (10.185)$$

где $\sum G_{\pi} = G_{\text{ГК}}^{\pi} = 818,666 \text{ кг/с}$

v_1 – удельный объем пара за последней ступенью ЦНД;

$$\begin{aligned} v &= v(p = 5 \text{ кПа}, x = 0,906) = v'(1 - x) + v'' \cdot x = \\ &= 0,0010052 \cdot (1 - 0,906) + 28,196 \cdot 0,906 = 25,54567 \text{ м}^3/\text{кг}. \end{aligned} \quad (10.186)$$

$z_{\text{пот}}^{\text{ЦНД}} = 8$ – суммарное количество потоков в ЦНД.

$$c_2 = \frac{818,666 \cdot 25,54567}{8 \cdot 11,304} = 231,26 \text{ м/с}.$$

Полученное значение скорости пара на выходе из ЦНД не превышает предельно допустимого значения.

Заметим, что в случае получения слишком низкого расчетного значения скорости пара принятые решения по компоновке ЦНД также нельзя считать удачными, т. к. при этом материал лопаток турбины и выхлопных патрубков недогружен с точки зрения эрозии материала, радиальные размеры проточной части ЦНД и цилиндра в целом неоправданно завышены.

Массогабаритные показатели турбины можно определить по методике, принятой в курсовых проектах по паровым турбинам.

Параметры главного конденсатора.

Главный конденсатор компокуется в виде отдельных корпусов (секций) по количеству агрегатов ЦНД. Ключевым параметром в определении массогабаритных показателей главного конденсатора является величина поверхности теплопередачи и ее компоновка.

Поверхность теплопередачи определяется тепловой нагрузкой конденсатора (принимается в расчет по результатам теплового расчета рабочего контура), средним температурным напором теплопередачи (принимается в расчет как среднелогарифмический температурный напор; значения температур теплообменивающихся сред – по результатам теплового расчета рабочего контура), а также средним коэффициентом теплопередачи в главном конденсаторе.

Значение среднего коэффициента теплопередачи можно определить по известной эмпирической формуле Л.Д. Бермана (выражение 10.190), которая дает приемлемые значения в достаточно широком диапазоне принимаемых в расчет параметров – скорости и температуры охлаждающей воды, диаметра и материала трубок и др. Значения принимаемых в расчет величин, определяющих величину коэффициента теплопередачи, следует

выбирать, ориентируясь на прототипные решения и на общие рекомендации по соответствующим параметрам. При этом по принятым решениям необходимо привести соответствующие обоснования компоновки трубной системы главного конденсатора – количество ходов охлаждающей воды в одном корпусе ГК, последовательное или параллельное соединение корпусов ГК по охлаждающей воде.

С учетом компоновки трубной системы главного конденсатора можно определить количество параллельно включенных трубок, а также длину одной трубки. В основу расчета количества параллельно включенных трубок положено уравнение сплошности потока охлаждающей воды при допустимой ее скорости. При этом количество трубок обычно несколько увеличивается (на величину порядка 5...10 %) – запас на возможные выходы из строя и последующее глушение части трубок, на возможное загрязнение трубок и пр.

Полученные расчетные данные следует сопоставить с параметрами прототипного ГК.

Ввиду сложного влияния принимаемых в расчет параметров (скорость воды, материал и размеры трубок и пр.) на значения расчетных величин расчет обычно выполняют многовариантно методом последовательных приближений. В отчете представляют окончательно принятый вариант.

Для оценки массогабаритных показателей ГК необходимо определить площадь трубной доски. При этом следует решить вопрос компоновки трубного пучка, которая связана с принятым в расчет коэффициентом использования трубной доски $u_{тр}$. Рекомендации по выбору в расчет этого параметра приведены в п. 7.4.

Остальные массогабаритные показатели (эквивалентный диаметр и длину главного конденсатора, его компоновку, массу) можно оценить, используя соответствующие удельные параметры прототипного ГК.

Прототипные данные конденсаторов ТА отечественных АЭС приведены в табл. 7.11.

На рис. 7.10 приведены схемы компоновки конденсационных установок отечественных АЭС.

Определение параметров главного конденсатора принятой в расчет энергоустановки представлено ниже.

Главная конденсационная установка представлена четырьмя конденсаторами поверхностного типа (по количеству ЦНД турбоагрегата), соединенными попарно последовательно по охлаждающей воде. Каждый конденсатор – одноходовой, двухпоточный. Компоновка конденсационной установки и схема подачи охлаждающей воды показаны на рис. 10.10.

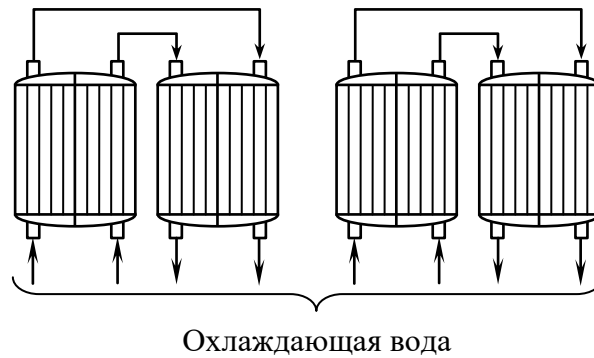


Рис. 10.10. Схема подачи охлаждающей воды на конденсационную установку

Тепловая нагрузка конденсационной установки

$$Q = G_{\text{ГК}}^{\text{п}} \cdot (i_{\text{вх}} - i_{\text{вых}}) = 818,666 \cdot (2333,4 - 137,77) = 1797487,6 \text{ кВт}, \quad (10.187)$$

где $G_{\text{ГК}}^{\text{п}}$ – суммарный расход пара на ГК

Уточненное значение температуры охлаждающей воды на выходе из главного конденсатора

$$t_{\text{ОВ}}^{\text{вых}} = t_{\text{ОВ}}^{\text{вх}} + \frac{r \cdot \chi}{m \cdot c_p} = 20 + \frac{2423,43 \cdot 0,906}{55 \cdot 4,18} = 29,55 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (10.188)$$

Здесь же следует привести уточненную диаграмму t - q главного конденсатора

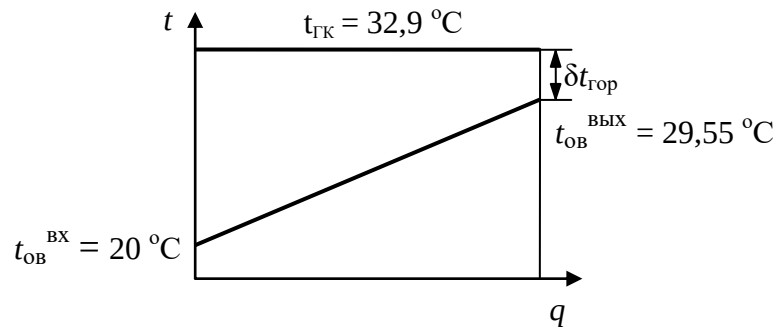


Рис. 10.11. Уточненная диаграмма t - q главного конденсатора

Средний температурный напор теплопередачи в конденсаторе

$$\delta t_{\text{ср}} = \frac{\delta t_{\text{б}} - \delta t_{\text{м}}}{\ln \delta t_{\text{б}} / \delta t_{\text{м}}}, \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (10.189)$$

$$\text{где } \delta t_{\text{б}} = t_{\text{к}} - t_{\text{ОВ}}^{\text{вх}} = 32,9 - 20 = 12,9 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\delta t_{\text{м}} = t_{\text{к}} - t_{\text{ОВ}}^{\text{вых}} = 32,9 - 29,55 = 3,35 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\delta t_{cp} = \frac{12,9 - 3,35}{\ln 12,9 / 3,35} = 7,08317 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи главного конденсатора, отнесенный к наружной поверхности трубок

$$K = 4,07 \cdot a \cdot \left(\frac{1,1 \cdot w_B}{d_{BH}^{0,25}} \right)^x \cdot \left(1 - \frac{b \cdot a^{0,5} \cdot (35 - t_{OB}^{BX})^2}{1000} \right) \times \\ \times \left[1 + (z - 2) \cdot 0,1 \cdot \frac{1 - t_{OB}^{BX}}{35} \right] \cdot \Phi_B, \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{град)}, \quad (10.190)$$

где $a = 0,825$ – коэффициент чистоты – принято по прототипу;

$w_B = 2,13$ м/с – скорость охлаждающей воды в трубках – принято по прототипу;

$d_{BH} = 26$ мм – внутренний диаметр трубок – принято по прототипу;

$$x = 0,12 \cdot a \cdot (1 + 0,15 \cdot t_{OB}^{BX}) = 0,12 \cdot 0,825 \cdot (1 + 0,15 \cdot 20) = 0,396. \quad (10.191)$$

$$b = 0,52 - 7,2 \cdot \frac{\sum G_{\Pi}}{F} = 0,52 - 7,2 \cdot \frac{916,67}{88000} = 0,445. \quad (10.192)$$

Здесь приближенно принимаем

$$\sum G_{\Pi} = \sum G_{\Pi}^{\text{прот}} = \frac{3300 \cdot 10^3}{3600} = 916,67 \text{ кг/с}. \quad (10.193)$$

$$F = F^{\text{прот}} = 88000 \text{ м}^2;$$

$z = 2$ – количество последовательно включенных корпусов ГК (рекомендации по определению величины z приведены в п.7.5);

$\Phi_B = 1$ – коэффициент паровой нагрузки.

$$K = 4,07 \cdot 0,825 \cdot \left(\frac{1,1 \cdot 2,13}{26^{0,25}} \right)^{0,396} \cdot \left(1 - \frac{0,445 \cdot 0,825^{0,5} \cdot (35 - 20)^2}{1000} \right) \times \\ \times \left[1 + (2 - 2) \cdot 0,1 \cdot \frac{1 - 20}{35} \right] \cdot 1 = 3,0686 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{град)},$$

Поверхность теплообмена конденсационной установки

$$F = \frac{Q}{K \cdot \delta t_{cp}} = \frac{1797487,6}{3,0686 \cdot 7,08317} = 82698,56 \text{ м}^2. \quad (10.194)$$

Количество параллельно включенных трубок конденсационной установки (из выражения сплошности водяного потока)

$$n_{\text{тр}} = \frac{1,05 \cdot G_{\text{об}}^{\Sigma}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot w_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} / 4}, \quad (10.195)$$

где

$$G_{\text{об}}^{\Sigma} = G_{\text{п}} \cdot m = 818,666 \cdot 55 = 45026,63 \text{ кг/с}; \quad (10.196)$$

$$d_{\text{вн}} = 0,026 \text{ м};$$

$$w_{\text{в}} = 2,13 \text{ м/с};$$

$\rho_{\text{в}} = 1/\nu(p=0,1 \text{ МПа}; t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 1/0,0010017 = 998,30288 \text{ кг/м}^3$ – плотность охлаждающей воды.

$$n_{\text{тр}} = \frac{1,05 \cdot 45026,63}{3,14 \cdot 0,026^2 \cdot 2,13 \cdot 998,30288 / 4} = 41898,69.$$

Принято $n_{\text{тр}} = 41899$.

Количество потоков воды в корпусе ГК при расчете параметров ГК не учитывают.

Действительное количество трубок конденсационной установки

$$n_{\text{тр}}^{\text{д}} = z \cdot n_{\text{тр}}. \quad (10.197)$$

Для ГК некоторых отечественных АЭС величина z составляет

- $z = 2$ – для турбин К-220-44, К-1000-60/3000, К-1000-60/1500-2, К-500-65/3000;

- $z = 3$ – для турбины К-1000-60/1500-1;

- $z = 2$ – для турбины К-1000-60/1500-2 (двухходовой конденсатор);

- $z = 2$ – для турбин К-1000-60/3000 и К-1200-6,8/50 (последовательное соединение 2-х корпусов).

$$n_{\text{тр}}^{\text{д}} = 2 \cdot 41899 = 83798 \text{ шт.}$$

Действительная длина одной трубки

$$L_{\text{тр}}^{\text{д}} = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{нар}} \cdot n_{\text{тр}}^{\text{д}}} = \frac{82698,56}{3,14 \cdot 0,028 \cdot 83798} = 11,2247 \text{ м.} \quad (10.198)$$

где $d_{\text{нар}} = 0,028 \text{ м}$ – принято в расчет.

Коэффициент использования трубной доски принят по прототипному конденсатору

$$u_{\text{тр}}^{\text{пр}} = \frac{n^{\text{пр}} \cdot \pi \cdot (d_{\text{нар}}^{\text{пр}})^2}{z_{\text{корп}} \cdot 4 \cdot H_{\text{тр.д}}^{\text{пр}} \cdot B_{\text{тр.д}}^{\text{пр}}} = \frac{83800 \cdot 3,14 \cdot 0,028^2}{4 \cdot 4 \cdot 5,28 \cdot 8,78} = 0,278. \quad (10.199)$$

Площадь трубной доски

$$S_{\text{тр.д}} = \frac{n \cdot \pi \cdot d_{\text{нар}}^2}{z_{\text{корп}} \cdot 4 \cdot u_{\text{тр}}^{\text{пр}}} = \frac{83798 \cdot 3,14 \cdot 0,028^2}{4 \cdot 4 \cdot 0,278} = 46,378 \text{ м}^2. \quad (10.200)$$

Соотношение поперечных размеров трубной доски

$$k_{\text{тр.д}} = \frac{H_{\text{тр.д}}^{\text{пр}}}{B_{\text{тр.д}}^{\text{пр}}} = \frac{5,28}{8,78} = 0,601. \quad (10.201)$$

Размеры трубной доски

$$H_{\text{тр.д}} = \sqrt{S_{\text{тр.д}} \cdot k_{\text{тр.д}}} = \sqrt{46,378 \cdot 0,601} = 5,28 \text{ м}. \quad (10.202)$$

$$B_{\text{тр.д}} = \frac{H_{\text{тр.д}}}{k_{\text{тр.д}}} = \frac{5,28}{0,601} = 8,785 \text{ м}. \quad (10.203)$$

Условный диаметр эквивалентной трубной доски

$$D_{\text{тр.д}}^{\text{усл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{тр.д}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 46,378}{3,14}} = 7,686 \text{ м}. \quad (10.204)$$

Соотношение длины трубки и условного диаметра трубной доски

$$\frac{L_{\text{тр.д}}^{\text{д}}}{D_{\text{тр.д}}^{\text{усл}}} = \frac{11,2247}{7,686} = 1,46. \quad (10.205)$$

Габаритная длина конденсатора

$$L_{\text{конд}} = L_{\text{тр}}^{\text{д}} + 2 \cdot L_{\text{вк}} = 11,2247 + 2 \cdot 1,8 = 14,825 \text{ м}. \quad (10.206)$$

Габаритная ширина конденсатора

$$B_{\text{конд}} = B_{\text{тр}}^{\text{д}} \cdot b, \quad b = \frac{B_{\text{конд}}^{\text{пр}}}{B_{\text{тр.д}}^{\text{пр}}} = \frac{8,79}{8,78} = 1,001. \quad (10.207)$$

Тогда

$$B_{\text{конд}} = 8,785 \cdot 1,001 = 8,794 \text{ м}. \quad (10.208)$$

Габаритная высота конденсатора

$$H_{\text{конд}} = H_{\text{тр}}^{\text{д}} \cdot h, \quad h = \frac{H_{\text{конд}}^{\text{пр}}}{H_{\text{тр.д}}^{\text{пр}}} = \frac{12,6}{5,28} = 2,386. \quad (10.209)$$

Тогда

$$H_{\text{конд}} = 5,28 \cdot 2,386 = 12,598 \text{ м.}$$

Габаритный объем конденсатора

$$V = H_{\text{конд}} \cdot B_{\text{конд}} \cdot L_{\text{конд}} = 12,598 \cdot 8,794 \cdot 14,825 = 1642,41 \text{ м}^3. \quad (10.210)$$

Масса конденсатора

$$M_{\text{конд}} = m \cdot V; \quad m = \frac{M_{\text{конд}}^{\text{пр}}}{V_{\text{конд}}^{\text{пр}}} = \frac{513}{12,6 \cdot 8,79 \cdot 15,475} = 0,2993. \quad (10.211)$$

Тогда

$$M_{\text{конд}} = 0,2993 \cdot 1642,41 = 491,57 \text{ т.}$$

10.7. Техничко-экономические показатели проекта

Техничко-экономическое обоснование проекта содержит определение капитальных затрат на строительство АЭС, ежегодных эксплуатационных расходов, связанных с производством электроэнергии, себестоимости электроэнергии, а также проектных технико-экономических показателей.

Определение величины и структуры капитальных вложений

Капитальные вложения – это инвестиции, направленные в создание основных фондов АЭС. На стадии эскизного проекта величина капиталовложений определяется следующим образом

$$K = k \cdot N_y = 300000 \cdot 1000000 = 300 \text{ млрд. руб.}, \quad (10.212)$$

где K – капиталовложения в проектируемый энергоблок, руб.;

k – удельные капиталовложения (капиталовложения на единицу установленной мощности), руб./кВт; принято $k = 300000$ руб./кВт

N_y – установленная мощность энергоблока, МВт.

Структура капитальных вложений представлена в табл. 10.10.

Т а б л и ц а 10.10

Структура капитальных вложений

Основное содержание затрат, % <i>K</i>	ВВЭР-1000	Проект
Подготовка территории	0,3...0,6	1,5 млрд. руб.
Объекты основного производственного назначения (главного корпуса и др.)	67...70	206 млрд. руб.
Объекты подсобного назначения	2,0...2,2	6 млрд. руб.
Объекты вспомогательного энергохозяйства	4,7...6,2	15 млрд. руб.
Объекты транспорта и связи	2,0...2,2	6 млрд. руб.
Внешние сети	1,3...2,0	5,3 млрд. руб.
Благоустройство	0,4...0,6	1,8 млрд. руб.
Временные здания и сооружения	3,5...4,0	10,5 млрд. руб.
Прочие работы и затраты	3,5 ...4,0	10,5 млрд. руб.
Содержание дирекции строящейся электрической станции	0,25...0,28	0,8 млрд. руб.
Подготовка эксплуатационного персонала	0,15...0,22	0,6 млрд. руб.
Проектные и изыскательские работы	1,7...2,2	6 млрд. руб.
Непредвиденные расходы	10	30 млрд. руб.
Всего	100 %	300 млрд. руб.

Расчет выработки и отпуска электроэнергии выполняется, исходя из заданного в проекте режиме использования ЭБ в энергосистеме, который определяется числом часов использования установленной мощности.

Годовая выработка электроэнергии

$$W_{\text{брутто}} = N_y \cdot h_y, \quad (10.213)$$

где $h_y = KIUM \cdot 8760$ – число часов использования установленной мощности в год;

N_y – установленная мощность энергоблока, МВт.

$$KIUM = \frac{n \cdot T_{\text{эфф}}}{n \cdot T_{\text{эфф}} + (n - 1) \cdot CP + KP}. \quad (10.214)$$

Для удлиненных топливных циклов проектный КИУМ можно определить по следующим образом

$$KIUM = \frac{\tau_{\text{пер}} - \tau_{\text{прост}}}{\tau_{\text{пер}}} = \frac{5 \cdot 365 - 35 \cdot 2 - 50}{5 \cdot 365} = 0,93. \quad (10.215)$$

Приняты следующие продолжительности ремонтов CP – 35 суток, KP – 50 суток.

Система ТООР: СР + СР + КР (при этом в длительность ремонтов включены время выхода на номинальный уровень мощности при пуске ЭБ и время останова на ремонт и перегрузку топлива.

$$W_{\text{брутто}} = 1000 \cdot 10^3 \cdot 0,93 \cdot 8760 = 7,884 \cdot 10^9 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год.}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{нетто}} &= W_{\text{брутто}} \cdot (1 - K_{\text{сн}}) = \\ &= 7,884 \cdot 10^9 \cdot (1 - 0,05) = 7,4898 \cdot 10^9 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год.} \end{aligned} \quad (10.216)$$

Расчет годовых эксплуатационных расходов.

Издержки на производство электроэнергии группируются по следующим экономическим элементам: ядерное топливо, амортизация основного капитала, ремонт основных фондов, зарплата с отчислениями, прочие расходы, внепроизводственные расходы.

Исходя из этого, определяются годовые издержки на производство электроэнергии, так называемые годовые эксплуатационные расходы

$$U_{\text{год}} = U_{\text{т}} + U_{\text{а}} + U_{\text{рем}} + U_{\text{з.п.}} + U_{\text{пр}} + U_{\text{вн}}, \quad (10.217)$$

где $U_{\text{т}}$ – затраты на топливо, руб.;

$U_{\text{а}}$ – годовые амортизационные отчисления, руб.;

$U_{\text{рем}}$ – затраты на все виды ремонта, руб.;

$U_{\text{з.п.}}$ – затраты на оплату труда промышленно-производственного персонала с отчислениями на социальное страхование, в пенсионный фонд и фонд занятости, руб.;

$U_{\text{пр}}$ – прочие затраты, руб.;

$U_{\text{вн}}$ – внепроизводственные расходы, руб.

Затраты на топливо.

Составляющие формулы годовых эксплуатационных издержек определяются следующим образом

$$U_{\text{т}} = G_{\text{год}} \cdot \left(C_{\text{т}} + C_{\text{хр}} + \frac{0,308 \cdot C_{\text{т}}}{50} \right), \quad (10.218)$$

где $G_{\text{год}}$ – годовой расход ядерного топлива, кг

$C_{\text{т}}$ – цена за 1 кг ЯТ с учетом изготовления кассет и стоимости доставки, руб.; принято $C_{\text{т}} = 80000$ руб.

$C_{\text{хр}}$ – затраты на хранение 1 кг отработанного ЯТ; принято $C_{\text{хр}} = 80000$ руб.

$\frac{0,308 \cdot C_{\text{т}}}{50}$ – условное выражение для стоимости части первоначальной

топливной загрузки, сохраняющейся невыгоревшей к моменту окончания эксплуатации энергоблока через 50 лет.

$$G_{\text{год}} = \frac{W_{\text{брутто}}}{24 \cdot \bar{B} \cdot \eta_{\text{брутто}}} = \frac{7,884 \cdot 10^9}{24 \cdot 50000 \cdot 0,33} = 19909 \text{ кг.} \quad (10.219)$$

где $W_{\text{брутто}}$ – энерговыработка брутто, кВт·час;
 $\bar{B}$ – средняя глубина выгорания ЯТ по проекту, МВт·сут/кг;
 η – КПД станции брутто.

$$U_0 = 19909 \cdot \left(80000 + 80000 + \frac{0,308 \cdot 80000}{50} \right) = 3,195 \cdot 10^9 \text{ руб.}$$

Годовые амортизационные отчисления определяются по средней норме амортизационных отчислений от стоимости капиталовложений с коэффициентом α , которые определяют первоначальную стоимость основных фондов к моменту начала эксплуатации

$$U_a = H_a \cdot \alpha \cdot K = 0,02 \cdot 0,9 \cdot 300 \cdot 10^9 = 5,4 \cdot 10^9 \text{ руб.} \quad (10.220)$$

где H_a – средняя норма амортизации по основным фондам АЭС, в процентах, принято $H_a = 2 \%$;

K – капиталовложения в строительство, руб.;

$\alpha = 0,9$, ввиду того, что не вся стоимость по сметно-финансовому расчету строительства переводится в первоначальную стоимость основных фондов.

Затраты на оплату труда ППП с отчислениями на соцстрахование.

$U_{\text{з.п.}}$ – годовые расходы на зарплату ППП с отчислениями на социальное страхование, фонд занятости, пенсионный фонд

$$U_{\text{з.п.}} = R_{\text{спис}} \cdot \Phi_{\text{з.п.}}^{\text{год}} \cdot (1 + K'), \quad (10.221)$$

где $R_{\text{спис}}$ – среднесписочный состав ППП (промышленно производственного персонала);

$\Phi_{\text{з.п.}}^{\text{год}}$ – годовой фонд зарплаты одного ППП, определяются через среднемесячную зарплату одного ППП, принято $\Phi_{\text{з.п.}}^{\text{год}} = 60000 \cdot 12 = 720000 \text{ руб./год}$;

K' – суммарный коэффициент отчислений на социальное страхование, фонд занятости, принято $K' = 0,3$.

$$R_{\text{спис}} = n_{\text{шт}} \cdot N_y = 0,8 \cdot 1000 = 800 \text{ чел.,} \quad (10.222)$$

где $n_{\text{шт}}$ – штатные коэффициенты

N_y – установленная мощность блоков, МВт.

$$U_{з.п.} = 800 \cdot 720000 \cdot (1 + 0,3) = 748,8 \text{ млн. руб.}$$

Затраты на ремонтные работы.

$U_{рем.}$ – затраты на текущий ремонт. Определяются в зависимости от стоимости основных фондов

$$U_{рем} = K_{рем} \cdot K \cdot \alpha = 0,005 \cdot 300 \cdot 10^9 \cdot 0,9 = 1350,44 \text{ млн. руб.} \quad (10.223)$$

где $K_{рем}$ – коэффициент отнесения затрат на ремонт, принятый равным 0,005.

Затраты на прочие расходы.

$U_{пр.}$ – прочие расходы включают в себя затраты на вспомогательные материалы, работы по повышению безопасности, охрану, автотранспорт, связь и другие общестанционные расходы

$$\begin{aligned} U_{пр} &= K_{пр} \cdot (U_a + U_{з.п.} + U_{рем}) = \\ &= 0,2 \cdot (5,4 \cdot 10^9 + 0,748 \cdot 10^9 + 1,350 \cdot 10^9) = 1,4996 \cdot 10^9 \text{ руб.} \quad (10.224) \end{aligned}$$

где $K_{пр}$ – коэффициент отнесения затрат на прочие расходы. Зависит от соотношения цен на все виды материалов, услуг, уровня зарплаты, амортизации. В расчет принято $K_{пр} = 0,2$.

Внепроизводственные расходы.

Представляют собой отчисления в государственные и негосударственные фонды, установленные действующим законодательством. Относятся на себестоимость электроэнергии в доле от стоимости, реализованной продукции. Их доля принята, равной 10 %.

$$U_{вн} = W_{нетто} \cdot T_э \cdot 0,1 = 7,4898 \cdot 10^9 \cdot 2 \cdot 0,1 = 1,498 \cdot 10^9 \text{ руб.} \quad (10.225)$$

где $W_{нетто}$ – электроэнергия, отпущенная с шин электростанции в энергосистему, кВт·час,

$T_э$ – средний тариф за 1 кВт·час, принятый, равным 2 руб.

$$\begin{aligned} U_{год} &= U_T + U_a + U_{рем} + U_{з.п.} + U_{пр} + U_{вн} = \\ &= 3,195 \cdot 10^9 + 5,4 \cdot 10^9 + 1,350 \cdot 10^9 + 0,7488 \cdot 10^9 + 1,4996 \cdot 10^9 + \\ &+ 0,1498 \cdot 10^9 = 13,6914 \cdot 10^9 \text{ руб.;} \quad (10.226) \end{aligned}$$

Себестоимость электроэнергии

$$C = \frac{U_{г}}{W_{нетто}} = \frac{13,6914 \cdot 10^9}{7,4898 \cdot 10^9} = 1,828 \text{ руб.} \quad (10.227)$$

Топливная составляющая

$$C_T = \frac{U_T}{W_{\text{нетто}}} = \frac{3,195 \cdot 10^9}{7,4898 \cdot 10^9} = 0,426 \text{ руб.} \quad (10.228)$$

Постоянная составляющая

$$C_{\Pi} = \frac{U_{\text{год}} - U_T}{W_{\text{нетто}}} = \frac{13,6914 \cdot 10^9 - 3,195 \cdot 10^9}{7,4898 \cdot 10^9} = 1,401 \text{ руб.} \quad (10.229)$$

Определение финансовых показателей проекта.

Доход от реализации проекта определяется суммой выручки от реализации электроэнергии по оптовой цене через ОАО «Системный оператор – Центральное диспетчерское управление Единой энергетической системы» на энергетическом рынке.

$$D = W_{\text{нетто}} \cdot T_9 = 7,4898 \cdot 10^9 \cdot 3,0 = 22,4694 \text{ млрд. руб.} \quad (10.230)$$

где $T_9 = 3,0$ руб. – средний тариф за 1 кВт·час – принято в расчет.

Балансовая прибыль, определяется как разница между доходом от всех видов деятельности и издержками производства

$$\Pi_{\text{бал}} = D - U_{\text{год}} = 22,4694 - 13,6914 = 8,778 \text{ млрд. руб.} \quad (10.231)$$

Рентабельность производства.

Рентабельность это показатель эффективности деятельности предприятия. Рентабельность производства – коэффициент равный отношению балансовой прибыли к среднегодовой стоимости основных производственных и нормируемых оборотных средств. Иными словам показатель представляет собой величину прибыли, приходящуюся на каждый рубль себестоимости проданной продукции (производственных расходов).

$$P_{\text{бал}} = \frac{\Pi_{\text{бал}}}{U_{\text{год}}} \cdot 100 \%, \quad (10.232)$$

где $\Pi_{\text{бал}}$ – балансовая прибыль, руб.;

$U_{\text{год}}$ – годовые издержки на производство электроэнергии, руб.

$$P_{\text{бал}} = \frac{8,778 \cdot 10^9}{13,6914 \cdot 10^9} \cdot 100 \% = 64,11 \%. \quad (10.233)$$

Налог на прибыль предприятия

$$H_{\text{пр}} = a \cdot \Pi_{\text{бал}} = 0,15 \cdot 8,778 \cdot 10^9 = 1,3167 \text{ млрд. руб.}, \quad (10.234)$$

где a – ставка налога на прибыль, равная 15 %,

$\Pi_{\text{н}} = \Pi_{\text{бал}} - \text{налогооблагаемая прибыль.}$

Чистая прибыль предприятия

$$\Pi_{\text{чист}} = \Pi_{\text{бал}} - H_{\text{пр}} = 8,778 \cdot 10^9 - 1,3167 \cdot 10^9 = 7,411 \text{ млрд. руб.} \quad (2.235)$$

Критический объем производства (точка безубыточности)

$$W_{\text{кр}} = \frac{U_{\text{год}} - U_{\text{т}}}{T_{\text{э}} - C_{\text{т}}} = \frac{13,6914 \cdot 10^9 - 3,195 \cdot 10^9}{3 - 0,426} = 4,077 \cdot 10^9 \text{ кВт} \cdot \text{час.} \quad (2.236)$$

Срок окупаемости (от начала эксплуатации) можно определить из формулы расчета простого срока окупаемости

$$PP = \frac{K}{\Pi_{\text{чист}}} = \frac{300 \cdot 10^9}{7,411 \cdot 10^9} = 40 \text{ лет.} \quad (2.237)$$

Т а б л и ц а 10.11

Сводные технико-экономические данные проекта

Технико-экономические показатели	Размерность	Величина
Установленная мощность	МВт	1000
КИУМ	–	0,93
Число часов использования установленной мощности в году	час	8146
КПД брутто	–	0,31
Коэффициент расхода электроэнергии на СН	–	0,05
Глубина выгорания ядерного топлива	МВт·сут/т	$50 \cdot 10^3$
Штатный коэффициент	чел./МВт	0,8
Нормативный срок строительства	лет	6
Капиталовложения к началу эксплуатации	млрд. руб.	300
Стоимость 1 кг ядерного топлива	руб.	80000
Себестоимость 1 кВт·часа	руб.	1,828
Топливная составляющая	руб.	0,426
Постоянная составляющая	руб.	1,401
Критический объем производства	кВт·час	$4,077 \cdot 10^9$
Балансовая прибыль	млрд. руб.	8,778
Рентабельность производства	%	64,11
Чистая прибыль	млрд. руб.	7,411
Срок окупаемости (от начала эксплуатации)	год	40

По показателям можно судить, что проект экономически выгоден, но имеет низкий коэффициент прибыльности.

Срок окупаемости проекта свидетельствует о его ликвидности, т.е. возможности вернуть затраченные первоначально средства на реализацию проекта за возможно меньший срок. За счет наличия постоянной составляющей себестоимости электроэнергии, общая себестоимость электроэнергии увеличивается при уменьшении годовой энергоспроизводства энергоблока. Строительство нового энергоблока при данных исходных технических параметрах экономически оправдано.

10.8. Методические рекомендации по составлению заключения выполненного эскизного проекта

В заключение пояснительной записки выполненного эскизного проекта ЯЭУ следует дать итоговую характеристику разработанной энергоустановки, указать на те ее отличия от прототипной, которые позволили улучшить соответствующие показатели. При этом рекомендуется по каждому оригинальному решению эскизного проекта дать краткое описание отличия от прототипа и обосновать его вклад в улучшение соответствующих показателей ЯЭУ.

Кроме того, следует указать предполагаемые режимы использования разработанной ЯЭУ и сделать вывод о соответствии разработанной энергоустановки современным требованиям и принятым в настоящее время способам использования стационарной атомной энергетики.

Текст заключения является важной частью пояснительной записки. Он может быть положен в основу текста доклада на защите проекта.

Для выполненного проекта основными характеристиками разработанной энергоустановки являются:

- двухконтурная ЯЭУ с ВВЭР, состоящая из реакторной и паротурбинной установок;
 - реакторная установка выполнена с водо-водяным реактором корпусного типа, четырьмя петлями, в каждой из которых включен ГЦН и парогенератор;
 - ПТУ выполнена с паровой турбиной состоящей из одного ЦВД и четырех ЦНД с частотой вращения ротора 3000 об/мин;
 - тепловая мощность ядерного реактора составила $3195,645 \cdot 10^3$ кВт при электрической мощности энергоблока 1000 МВт.
 - КПД ЯЭУ брутто получен 31,29 %.
 - суммарные затраты электроэнергии на собственные нужды составили 48327,55 кВт.
 - по технико-экономическим показателям проекта можно судить, что проект экономически выгоден, но имеет низкий коэффициент прибыльности.
- Основные отличия от прототипной установки:

- принято повышенное давление в первом контуре 16 МПа (у прототипа – 15,7 МПа), что позволяет увеличить температуру «горячего источника», а следовательно КПД цикла;

- принято повышенное значение минимального температурного напора в ПГ 11 °С (у прототипа – 10 °С), что позволяет уменьшить массогабаритные показатели ПГ, хотя несколько снижает КПД ЯЭУ брутто;

- принята более энергонапряженная активная зона с $q = 117 \text{ МВт/м}^3$ (у прототипа – $q = 111 \text{ МВт/м}^3$), что позволяет уменьшить массогабаритные показатели ядерного реактора;

- принят беснасосный слив конденсата из конденсатора ТПН в ГК, что упрощает технологическую схему ПТУ;

- приняты выносные охладители дренажей в ПНД-3 и ПНД-4, что позволяет повысить тепловую экономичность ПТУ.

Эскизный проект ЯЭУ АЭС выполнен в соответствии с заданием.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Обозначения величин, используемых в расчетах

$Q_{\text{я}} -$ тепловая мощность ядерного реактора;
 $G_{\text{ПГ}} -$ массовая паропроизводительность парогенератора;
 $G_{\text{Т}} -$ массовый расход пара на турбину (на ЦВД);
 $G_{\text{ПП}} -$ массовый расход греющего пара на пароперегреватель;
 $G_{\text{пр}} -$ массовый расход пара в протечках рабочего контура;
 $G_{\text{от1}}, \dots, G_{\text{от8}} -$ массовый расход пара в отборах из проточной части турбины;
 $G_{\text{С}} -$ массовый расход сепарата СПП;
 $G_{\text{ГП}} -$ массовый расход силовой воды на гидропривод КГТН СПП;
 $G_{\text{ЦНД}} -$ массовый расход пара на ЦНД;
 $G_{\text{ст ЦВД}}, G_{\text{ст ЦНД}} -$ массовый расход пара через ступень ЦВД, ЦНД;
 $G_{\text{ГК}}^{\text{П}} -$ массовый расход пара на главный конденсатор;
 $G_{\text{ТПН}}^{\text{П}} -$ массовый расход пара на турбопривод питательного насоса;
 $G_{\text{вх}}^{\text{Г}}, G_{\text{вых}}^{\text{Г}} -$ массовый расход греющей среды на входе и выходе из теплообменного аппарата;
 $G_{\text{вх}}^{\text{Н}}, G_{\text{вых}}^{\text{Н}} -$ массовый расход нагреваемой среды на входе и выходе из теплообменного аппарата;
 $G_{\text{СН}} -$ массовый расход пара на собственные нужды;
 $G_{\text{СН1}} -$ массовый расход горячих сливов СН;
 $G_{\text{СН2}} -$ массовый расход холодных сливов СН;
 $G_{\text{ПСВП}} -$ массовый расход греющего пара на подогреватель сетевой воды пиковый;
 $G_{\text{ПСВО2ст}} -$ массовый расход греющего пара на основной подогреватель сетевой воды второй ступени;
 $G_{\text{ПСВО1ст}} -$ массовый расход греющего пара на основной подогреватель сетевой воды первой ступени;
 $G_{\text{ПСВ}} -$ суммарный массовый слив конденсата греющего пара из подогревателей сетевой воды;
 $G_{\text{св}} -$ массовый расход сетевой воды системы теплофикации;
 $G_{\text{ЦН}} -$ массовая подача циркуляционного насоса;
 $p_{\text{Т}} -$ давление теплоносителя первого контура;
 $p_{\text{ПГ}} -$ давление пара на выходе из ПГ;
 $p_{\text{ГТ}} -$ давление пара на входе в турбину (на входе в ЦВД);
 $p_{\text{разд}} -$ разделительное давление – давление пара на выходе из ЦВД;
 $p_{\text{ЦНД}} -$ давление пара на входе в ЦНД;
 $p_{\text{ТПН}}^{\text{П}} -$ давление пара на входе в турбину ТПН;
 $p_{\text{з ЦВД}}, p_{\text{з ЦНД}}, p_{\text{з ТПН}} -$ давление пара за последней ступенью ЦВД, ЦНД, турбины ТПН;
 $p_{\text{от1}}, \dots, p_{\text{от8}} -$ давление пара в отборах из проточной части турбины;
 $p_{\text{ГК}} -$ давление пара в ГК;

p_d – давление пара в деаэраторе;
 p_s – давление насыщения;
 $p_{св}$ – давление сетевой воды системы теплофикации;
 $p_{цн}$ – давление циркуляционного насоса;
 Δp – падение давления среды на гидравлических сопротивлениях участка системы;
 $t_{т1}, t_{т2}$ – температура теплоносителя первого контура на входе и выходе из ЯР;
 $t_{пг}$ – температура пара на выходе из ПГ;
 $t_{гт}$ – температура пара на входе в главную турбину (на входе в ЦВД);
 $t_{пп}$ – температура перегретого пара на выходе из СПП;
 $t_{тпн}$ – температура перегретого пара на входе в турбину ТПН;
 $t_{пв}$ – температура питательной воды на входе в ПГ;
 $t_{гк}$ – температура конденсирующегося пара в ГК, температура конденсата на выходе из ГК;
 $t_{св}$ – температура сетевой воды системы теплофикации;
 t_s – температура насыщения;
 $t_{вх}^{об}, t_{вых}^{об}$ – температура охлаждающей воды на входе и выходе из ГК;
 δt – температурный напор теплопередачи в теплообменном аппарате;
 Δt – степень нагрева (охлаждения) среды в теплообменном аппарате;
 $i_{пг}$ – энтальпия пара на выходе из ПГ;
 $i_{гт}$ – энтальпия пара на входе в главную турбину (на входе в ЦВД);
 $i_{цнд}$ – энтальпия пара на входе в ЦНД;
 $i_{тпн}$ – энтальпия пара на входе в турбину ТПН;
 $i_{z\text{ ЦВД}}, i_{z\text{ ЦНД}}, i_{z\text{ ТПН}}$ – энтальпия пара на выходе из ЦВД, ЦНД, турбины ТПН;
 $i_{гк}$ – энтальпия пара в главном конденсаторе
 $i_{от1}, \dots, i_{от8}$ – энтальпия пара в отборах из проточной части турбины;
 $i_{пв}$ – энтальпия питательной воды на входе в ПГ;
 $i_{вх}^г, i_{вых}^г$ – энтальпия греющей среды на входе и выходе из теплообменного аппарата (ТА);
 $i_{вх}^н, i_{вых}^н$ – энтальпия нагреваемой среды на входе и выходе из ТА;
 $h_{ист}$ – внутренний теплоперепад, срабатываемый на ступени турбины;
 $H_{i\text{ ЦВД}}, H_{i\text{ ЦНД}}$ – внутренний теплоперепад, срабатываемый на ЦВД, ЦНД;
 $x_{цвд}, x_{цнд}$ – сухость пара на выходе из ЦВД, ЦНД;
 v – удельный объем среды;
 ρ – плотность среды;
 $\eta_{яэу}^{брутто}$ – КПД ЯЭУ брутто;
 $\eta_{яэу}^{нетто}$ – КПД ЯЭУ нетто.
 q – удельная теплота в t - q -диаграмме теплообменного аппарата;
 η – коэффициент удержания тепла в теплообменном аппарате;
 k_3 – коэффициент запаса подачи насоса на его износ;
 $k_3^{дв}$ – коэффициент загрузки двигателя насоса.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Соотношения единиц измерения физических величин в международной (СИ) и технической системах единиц

Температура $t, ^\circ\text{C} = T, \text{K} - 273,15;$

$T, \text{K} = t, ^\circ\text{C} + 273,15.$

Сила $1 \text{ Н} = 0,101972 \text{ кгс};$

$1 \text{ кгс} = 9,80665 \text{ Н}.$

Размерность Н (Ньютон) – $\text{кг}\cdot\text{м}/\text{с}^2.$

Давление $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н}/\text{м}^2 = 10^{-5} \text{ бар} = 10,1972 \cdot 10^{-6} \text{ кгс}/\text{см}^2;$

$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 1,01972 \text{ кгс}/\text{см}^2;$

$1 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 98066,5 \text{ Па} = 0,980665 \text{ бар}.$

Размерность Па (Паскаль) – $\text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с}^2).$

Энергия $1 \text{ Дж} = 0,238846 \text{ кал};$

$1 \text{ кал} = 4,1868 \text{ Дж}.$

Размерность Дж (Джоуль) – $\text{кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}^2.$

Мощность $1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж}/\text{с} = 0,238846 \text{ кал}/\text{с} = 1,3596216 \cdot 10^{-3} \text{ л.с}.$

$1 \text{ л.с.} = 75 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с} = 735,49875 \text{ Вт}.$

Размерность Вт (Ватт) – $\text{кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}^3.$

Приставка	Соответствует числу основных единиц	Сокращенное обозначение	
		русское	международное
Тера	10^{12}	Т	T
Гига	10^9	Г	G
Мега	10^6	М	M
Кило	10^3	к	K
Гекто	10^2	г	h
Дека	10	дк	dk
Деци	10^{-1}	д	d
Санتي	10^{-2}	с	c
Милли	10^{-3}	м	m
Микро	10^{-6}	мк	μ
Нано	10^{-9}	н	n
Пико	10^{-12}	п	p

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Ряд предпочтительных чисел

При выполнении проектов в учебных целях без заметного ущерба для качества выполняемой работы можно пользоваться наиболее полным рядом предпочтительных чисел – так называемым дополнительным рядом (R160). Ниже представлены значения предпочтительных чисел в интервале ряда R160 (от 1 до 10) по ГОСТ 8032-84 (Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел).

1,000	1,475	2,180	3,200	4,750	7,000
1,015	1,500	2,210	3,250	4,815	7,100
1,030	1,525	2,240	3,300	4,870	7,200
1,045	1,550	2,270	3,350	4,930	7,300
1,060	1,575	2,300	3,400	5,000	7,400
1,075	1,600	2,330	3,450	5,075	7,500
1,090	1,625	2,360	3,500	5,150	7,625
1,105	1,650	2,395	3,550	5,225	7,750
1,120	1,675	2,430	3,600	5,300	7,875
1,135	1,700	2,465	3,650	5,375	8,000
1,150	1,725	2,500	3,700	5,450	8,125
1,165	1,750	2,540	3,750	5,525	8,250
1,180	1,775	2,580	3,810	5,600	8,375
1,190	1,800	2,615	3,870	5,700	8,500
1,220	1,825	2,650	3,935	5,800	8,625
1,230	1,850	2,685	4,000	5,900	8,750
1,250	1,875	2,720	4,060	6,000	8,875
1,265	1,900	2,760	4,120	6,075	9,000
1,280	1,925	2,800	4,185	6,150	9,125
1,300	1,950	2,850	4,250	6,225	9,250
1,320	1,975	2,900	4,315	6,300	9,375
1,340	2,000	2,950	4,370	6,400	9,500
1,360	2,030	3,000	4,440	6,500	9,625
1,380	2,060	3,035	4,500	6,600	9,750
1,400	2,090	3,070	4,560	6,700	9,875
1,425	2,120	3,110	4,620	6,800	10,000
1,450	2,150	3,150	4,685	6,900	

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Ряд номинальных мощностей электрических вращающихся машин

Ниже представлено извлечение из ряда номинальных мощностей электрических вращающихся машин по ГОСТ 12139-84 (Машины электрические вращающиеся. Ряды номинальных мощностей, напряжений и частот).

1,1; 1,5; 1,8; 2,2; 3,0; 3,7; 4,0; 5,5; 6,3; 7,5; 9; 10; 11; 13; 15; 17; 18,5; 20; 22; 25; 30; 33; 37; 40; 45; 50; 55; 63; 75; 80; 90; 100; 110; 125; 132; 150; 160; 185; 200; 220; 250; 280; 300; 315; 335; 355; 375; 400; 425; 450; 475; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2250; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000 кВт

Примечания: 1. В приведенном здесь перечне стандартизованных значений мощностей опущены малые мощности 0,01...750 Вт, практически не используемые при проектировании ЯЭУ АЭС.

2. В ГОСТ 12139-84 некоторые значения мощности, указанные в скобках, требуют дополнительного согласования между изготовителем и потребителем. В нашем случае для простоты использования ряда мощностей скобки опущены, т.е. все стандартизованные значения мощностей показаны без деления их по категориям.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Некоторые геометрические параметры паровых турбин отечественных АЭС

Т а б л и ц а Д. 1

Геометрические параметры паровых турбин отечественных АЭС

Тип турбины	ЦВД		ЦНД	
	Длина сопловой лопатки первой ступени l_1 , мм	Средний диаметр первой ступени $d_{1\text{ ср}}$, мм	Длина рабочей лопатки последней ступени l_z , мм	Средний диаметр последней ступени $d_{z\text{ ср}}$, мм
К-220-44	80	1277	850	2350
К-500-65/3000	49	1452	850	2350
К-1000-60/3000	97	1375	1200	3000
К-1000-60/1500-1	101	1806	1450	4150
К-1000-60/1500-2	101	1806	1450	4150

Т а б л и ц а Д. 2

Рекомендуемые диапазоны параметров последних ступеней ЦНД ТА

Длина лопатки l , мм	Средний диаметр облопачивания d , мм	Веерность $\theta = d/l$	Площадь торцевого выходного сечения $\Omega = \pi dl$, м ²
Быстроходные ТА ($n = 3000$ об/мин)			
1200	3000	2,50	11,31
1050	2550	2,43	8,41
1030	2530	2,46	8,19
960	2480	2,58	7,48
940	2460	2,62	7,26
940	2390	2,54	7,06
852	2350	2,76	6,30
830	2280	2,75	5,96
765	2100	2,75	5,05
665	2000	3,01	4,18
665	2000	3,01	4,18
Тихоходные ТА ($n = 1500$ об/мин)			
1041...1500	3840...4300	2,86...3,5	15,38...20,30

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Функциональные схемы рабочего контура некоторых отечественных ЯЭУ АЭС

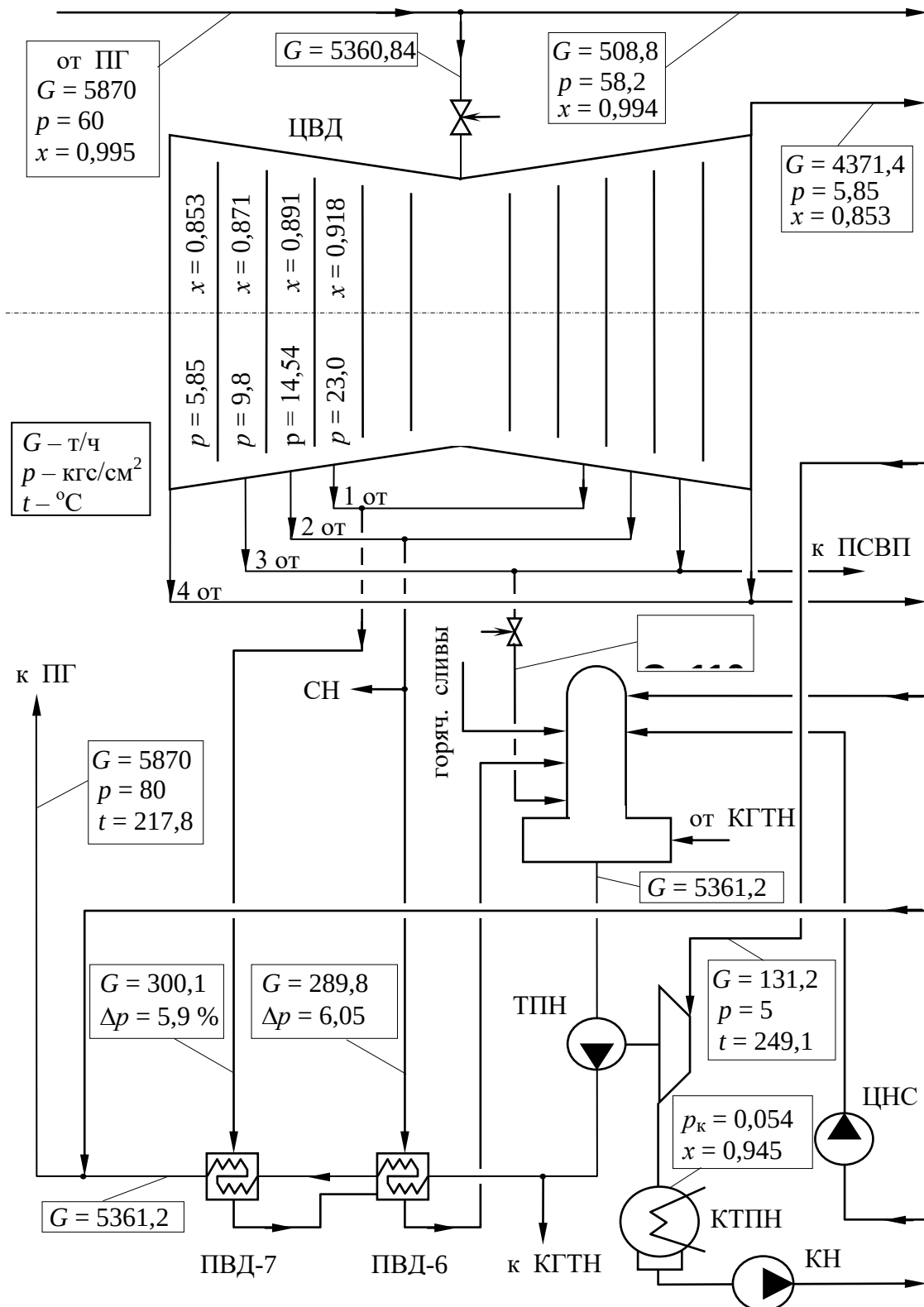
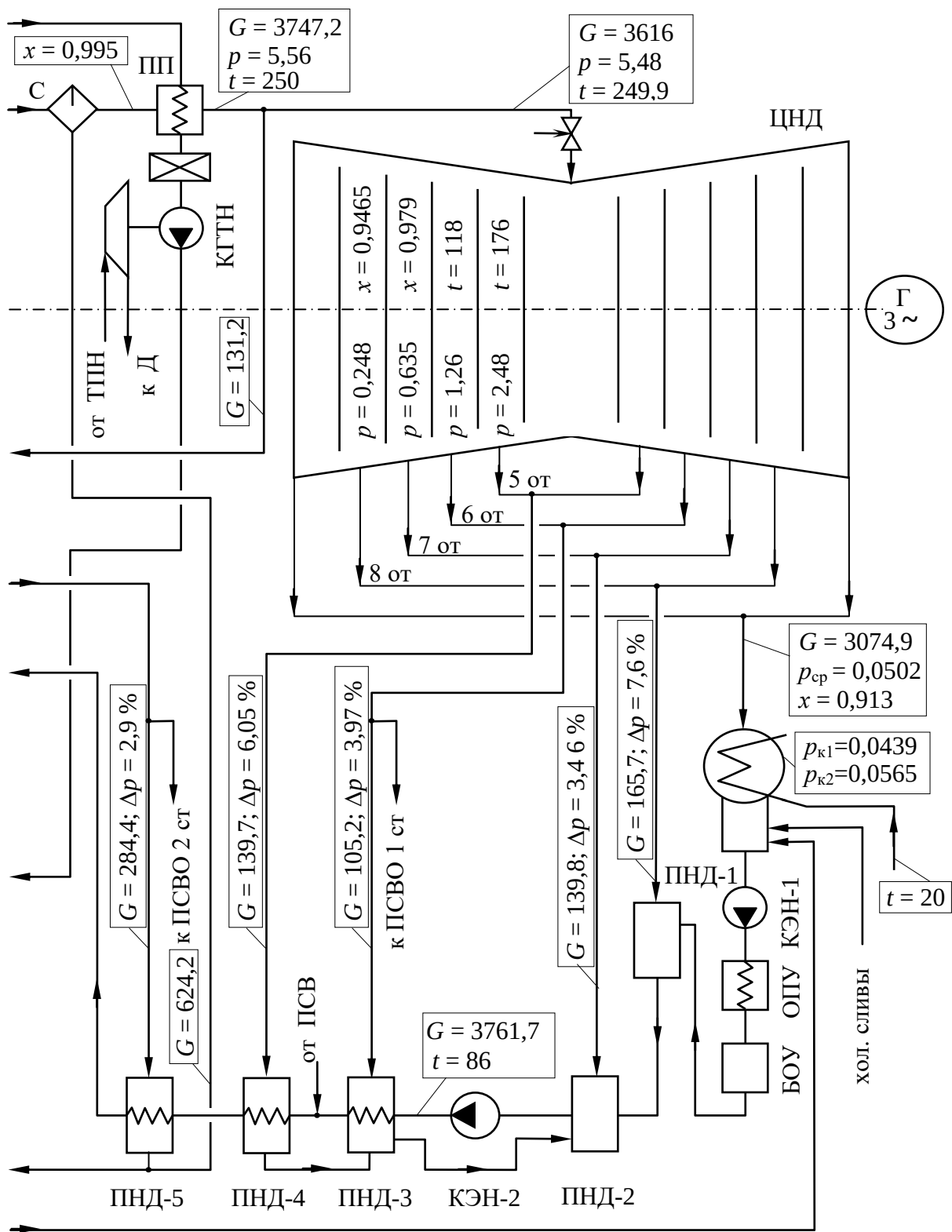
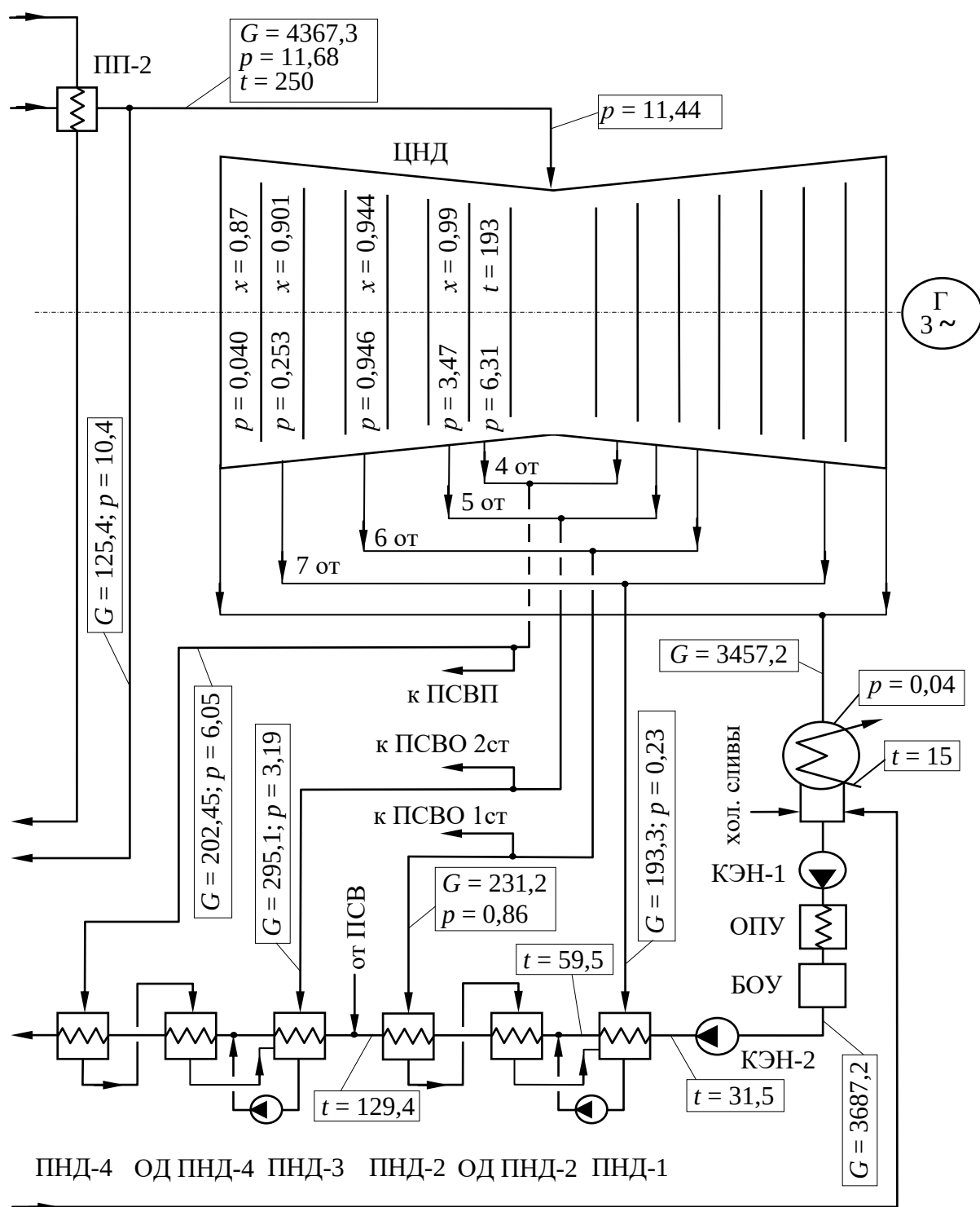


Рис. Е.1 – Функциональная схема рабочего



контура с турбиной К-1000-60/3000



контура с турбиной К-1000-60/1500-2 (ПВД-5 исключен)

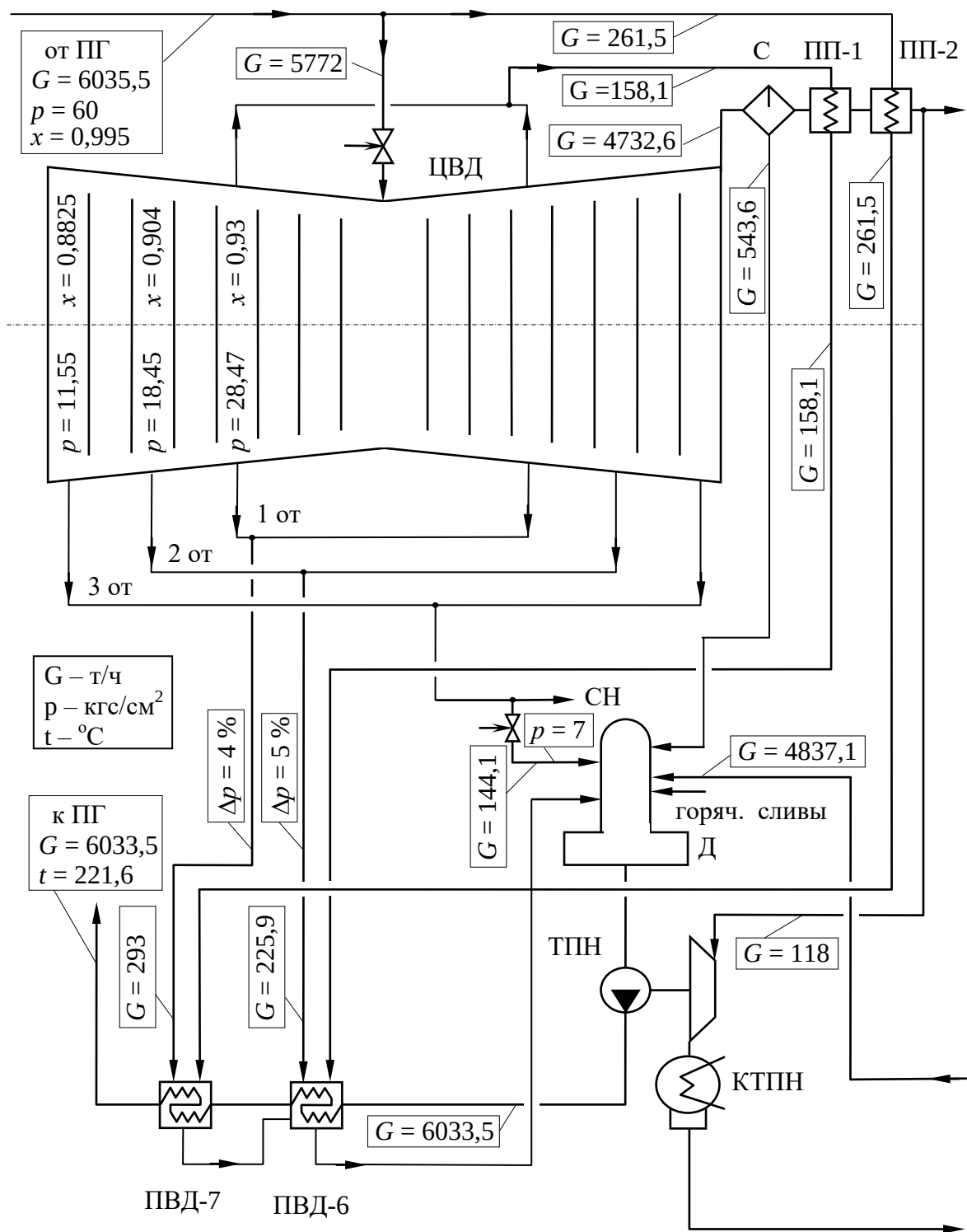
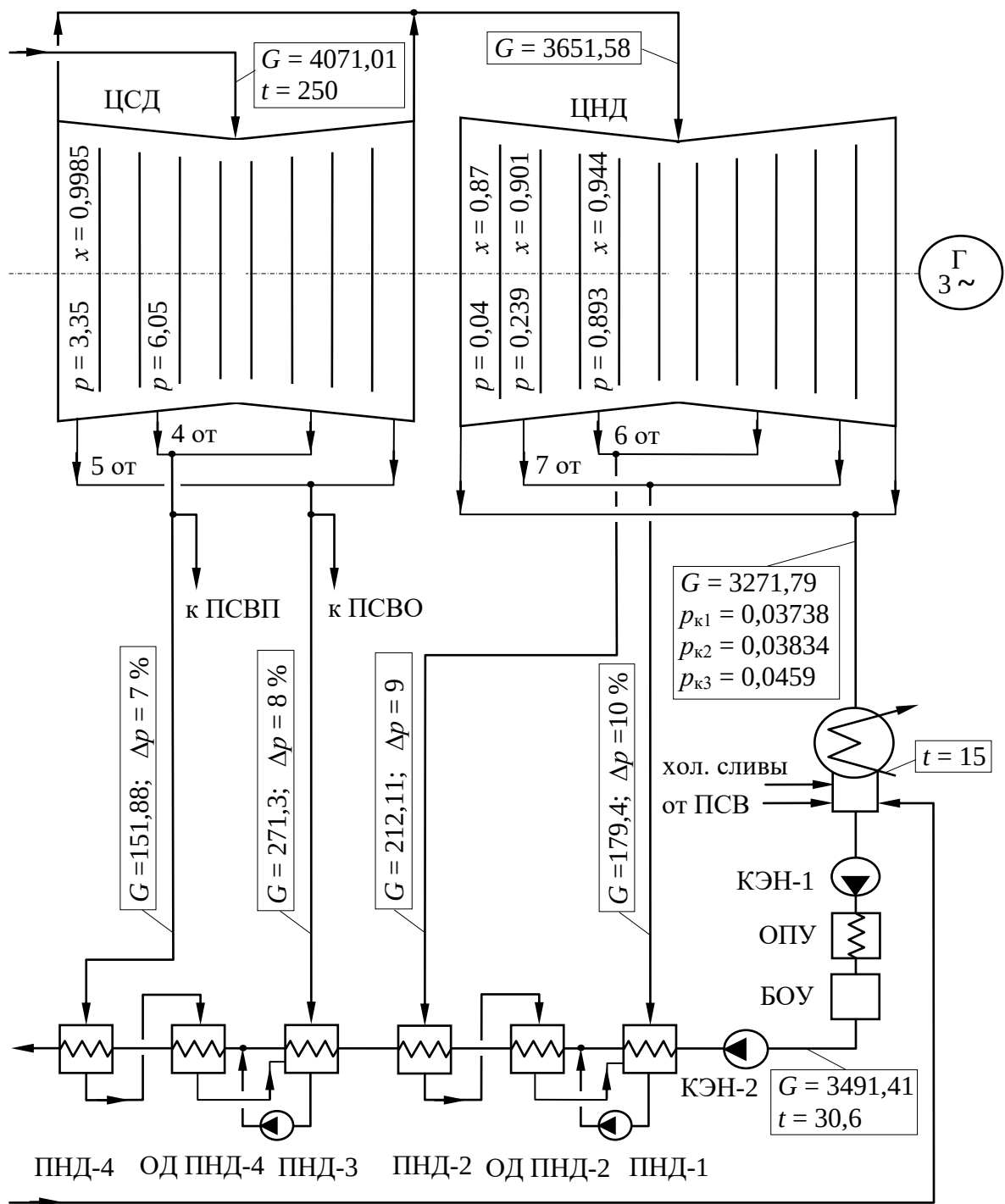


Рис. Е.3 – Функциональная схема рабочего



контура с турбиной К-1000-60/1500-1 (ПВД-5 исключен)

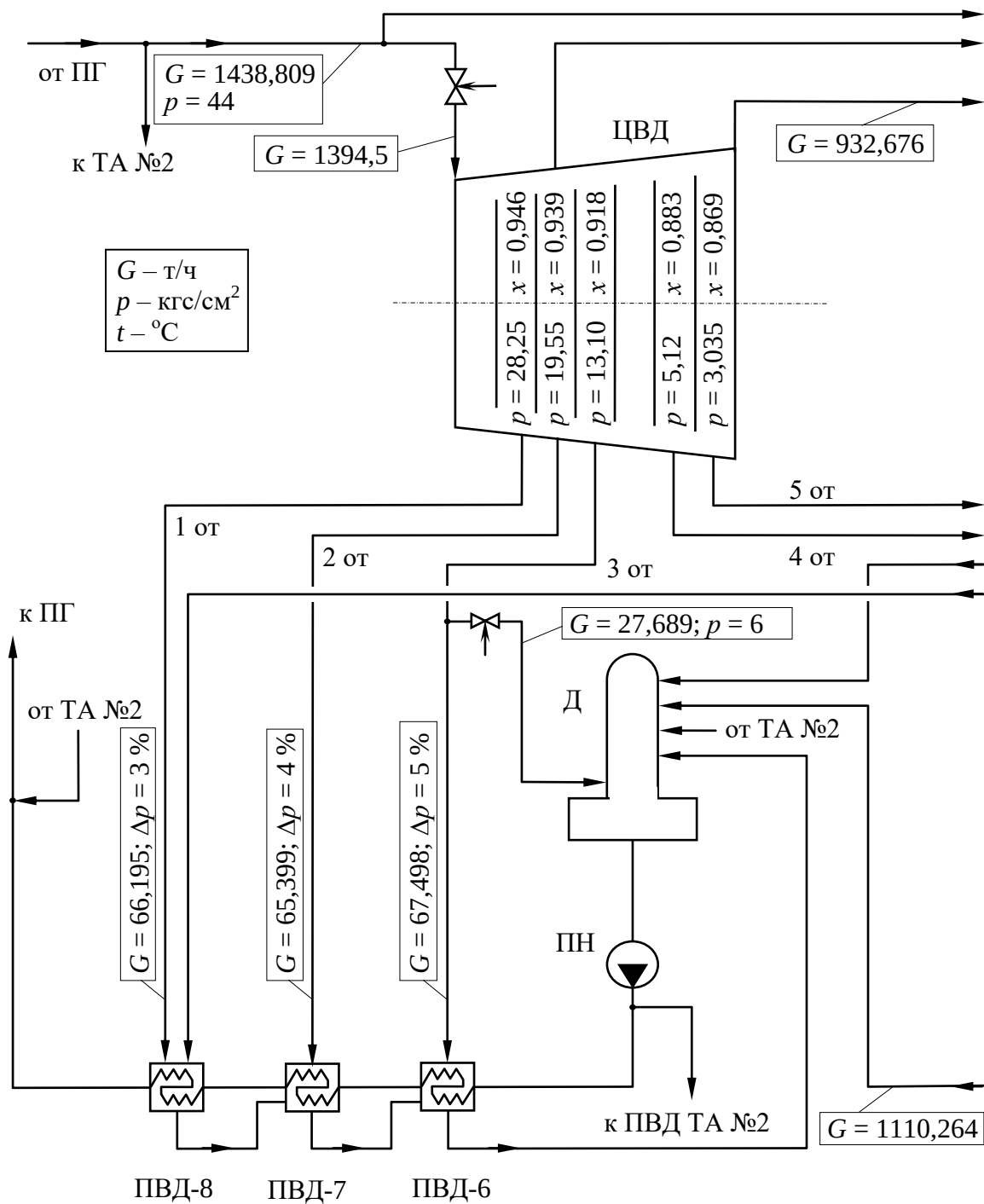


Рисунок Е.4. Функциональная схема рабочего



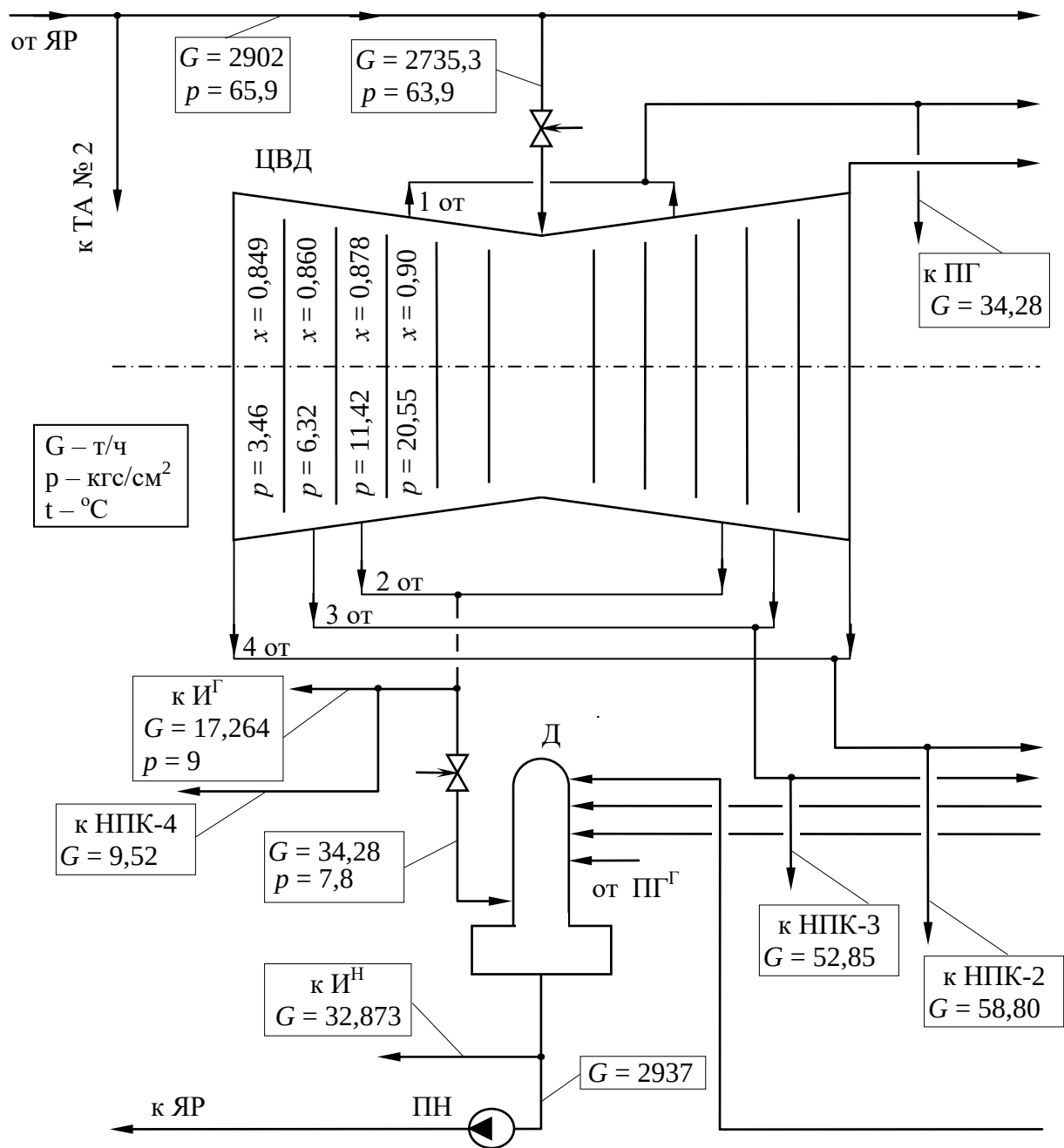
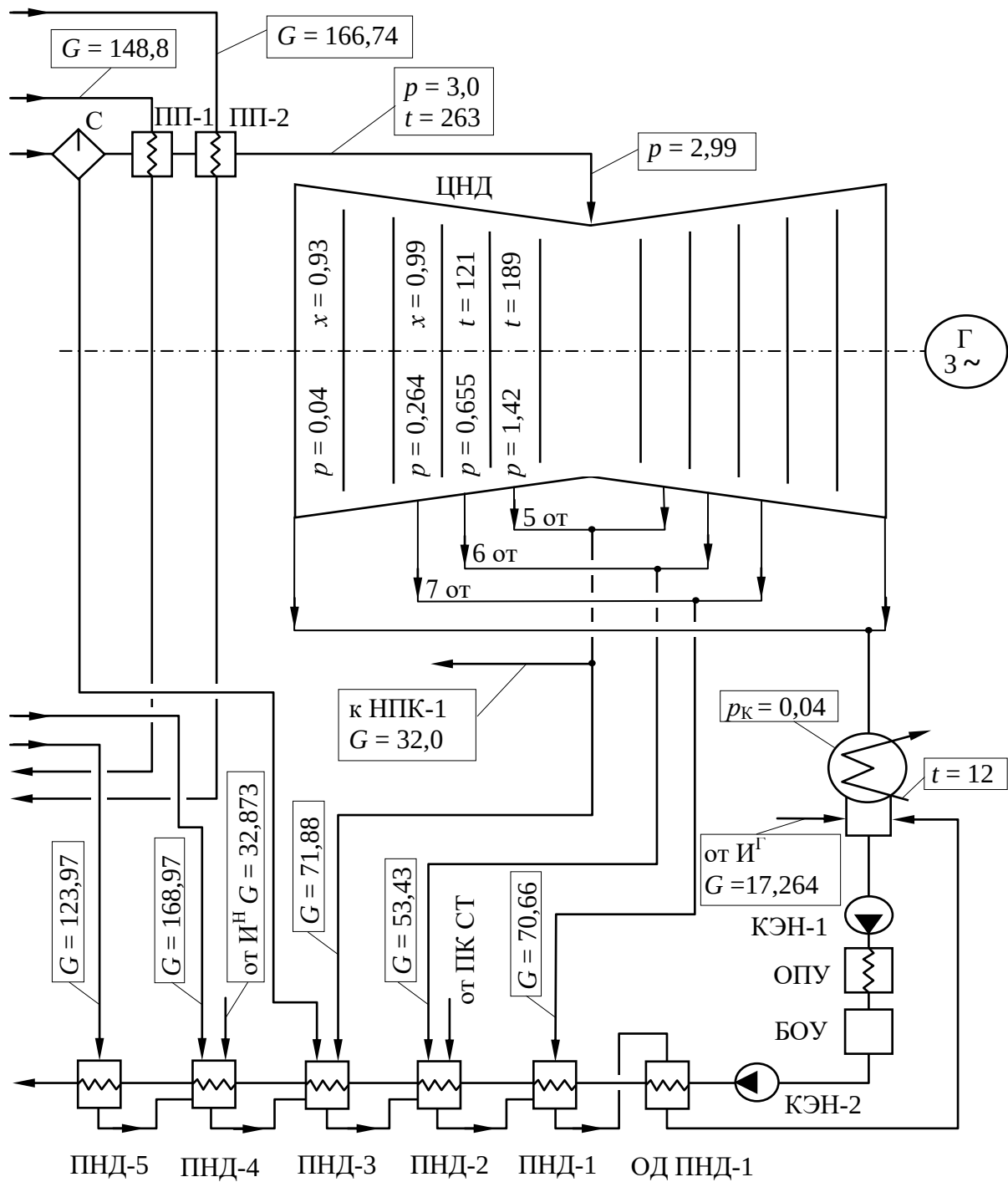


Рис. Е.5. Функциональная схема рабочего



контура с турбиной К-500-65/3000

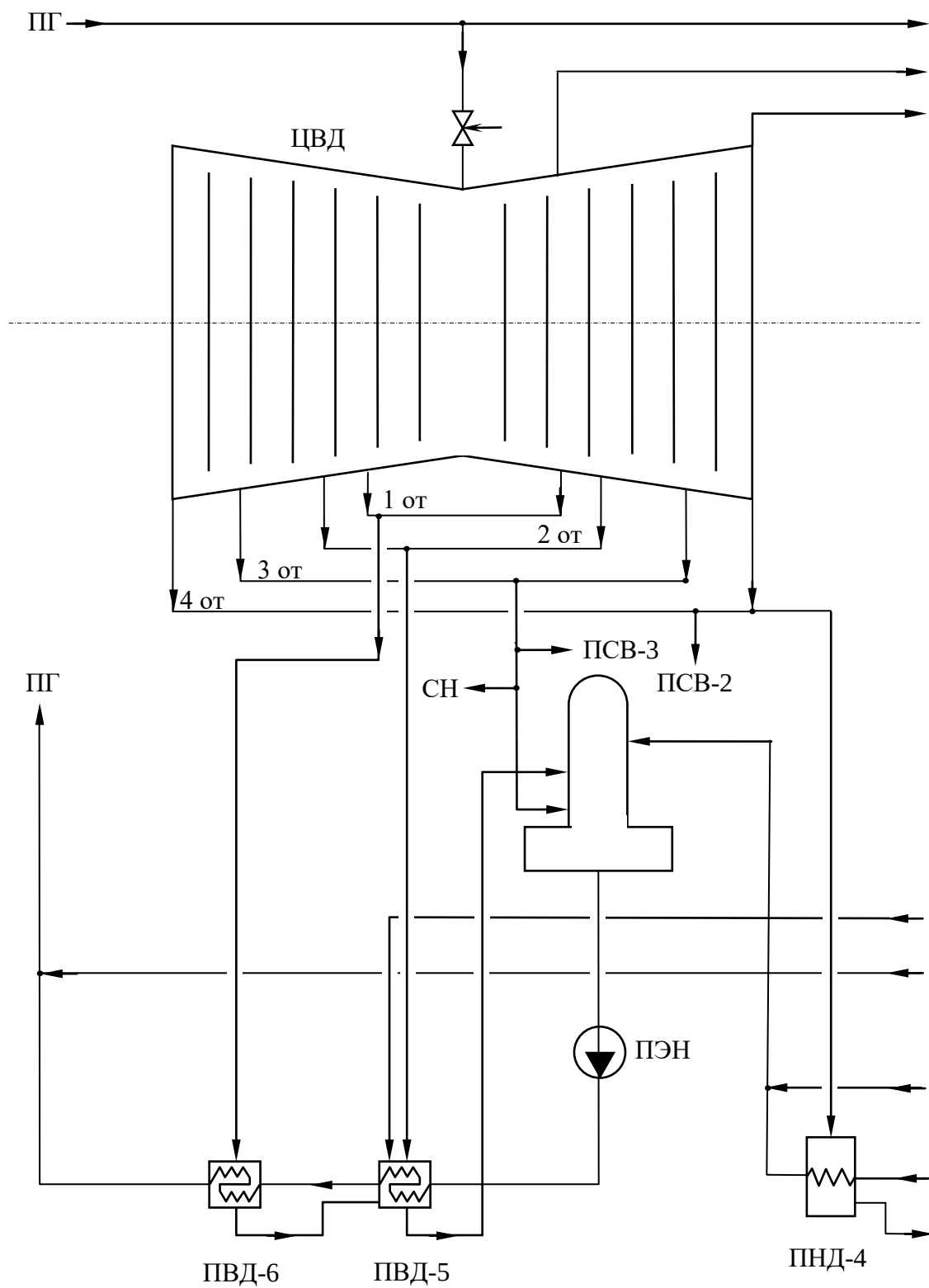


Рис. Е.6 – Функциональная схема рабочего



ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Функциональные схемы РУ и ПТУ разрабатываемой ЯЭУ АЭС

В разделе 10 данного пособия приведены методические рекомендации относительно составления функциональной схемы разрабатываемой энергоустановки. Раздел построен относительно варианта эскизного проекта ЯЭУ АЭС в пределах курсового проекта по дисциплине «АЭС и У».

В то же время эскизный проект ЯЭУ АЭС представляется также в составе выпускной квалификационной работы, где круг данных систем и элементов энергоблока должен быть значительно расширен. Соответственно, должна быть значительно расширена и функциональная схема. Ее целесообразно выполнять в виде двух взаимосвязанных функциональных схем – схемы РУ и схемы ПТУ. Каждую из схем следует выполнять в виде самостоятельного графического документа.

В настоящем приложении функциональные схемы РУ и ПТУ приведены относительно принятого варианта установки.

Расширение схемы РУ, в основном, сводится к дополнительному изображению схем следующих систем: системы компенсации давления, подпитки-продувки первого контура, организованных протечек теплоносителя первого контура, продувки парогенераторов, систем безопасности (САОЗ высокого и низкого давления, гидроаккумулирующих емкостей, спринклерной системы), водяного охлаждения, очистки теплоносителя, арматуры системы главных паропроводов.

Функциональная схема РУ показана на рисунке Ж.1.

Расширение схемы ПТУ, в основном, сводится к дополнительному изображению следующих систем: системы главных паропроводов, элементов системы сепарации и промежуточного перегрева пара и их подключения к ЦВД и ЦНД, системы отборов турбины, системы основного конденсата, систем регенерации низкого и высокого давления, систем основной и вспомогательной питательной воды, деаэраторов, питательных насосов, потоков сред теплофикационной установки.

Функциональная схема ПТУ показана на рисунке Ж.2.

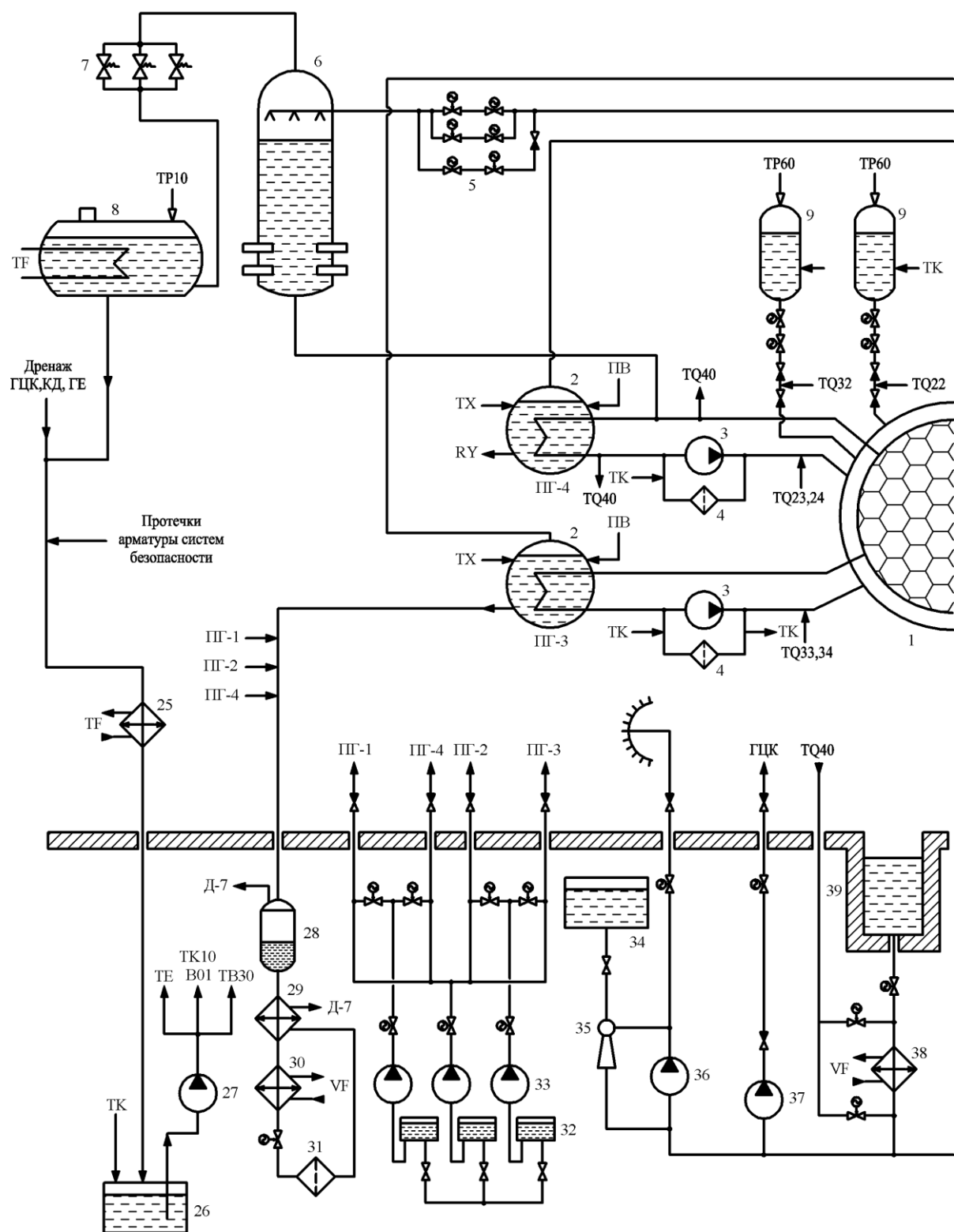
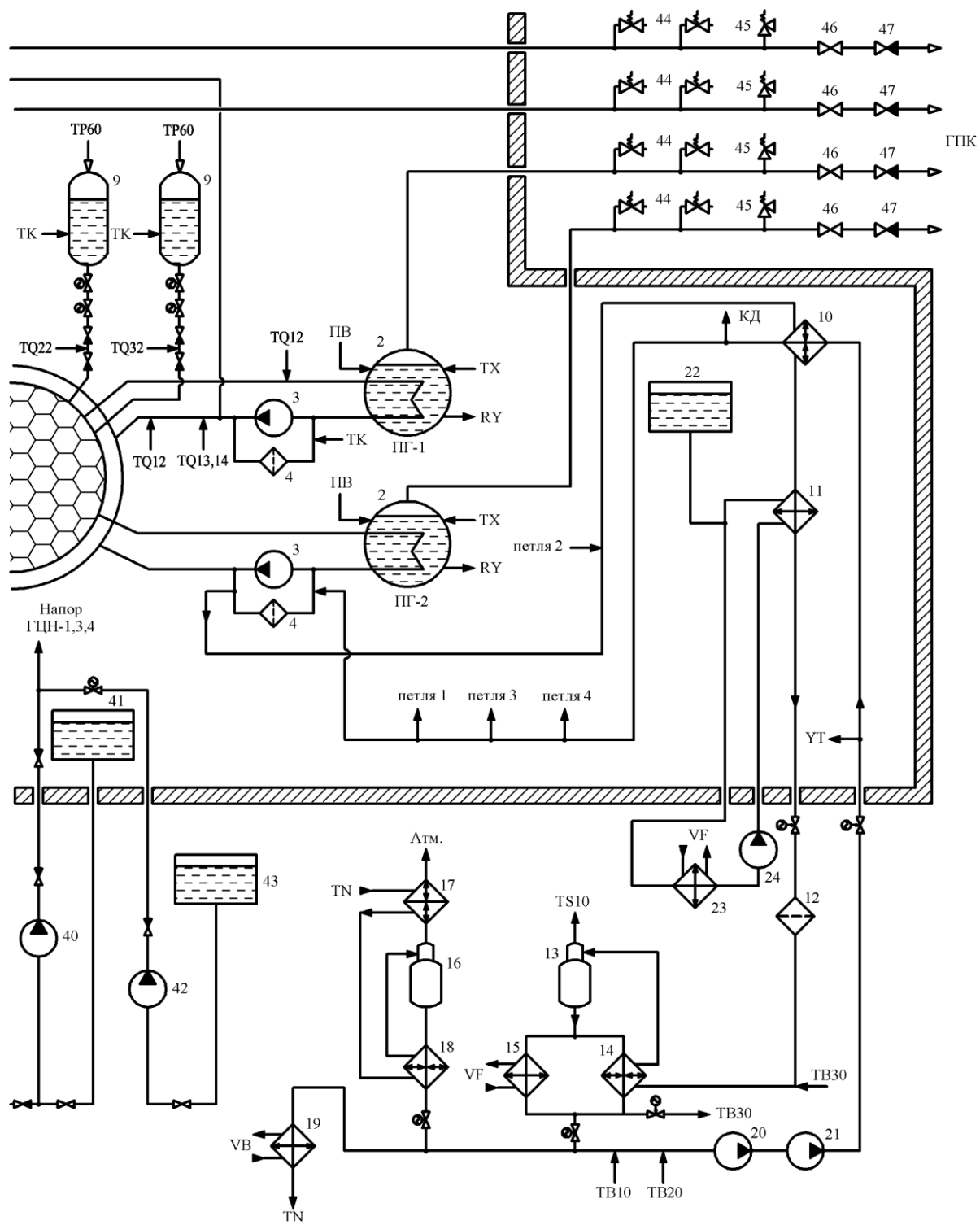
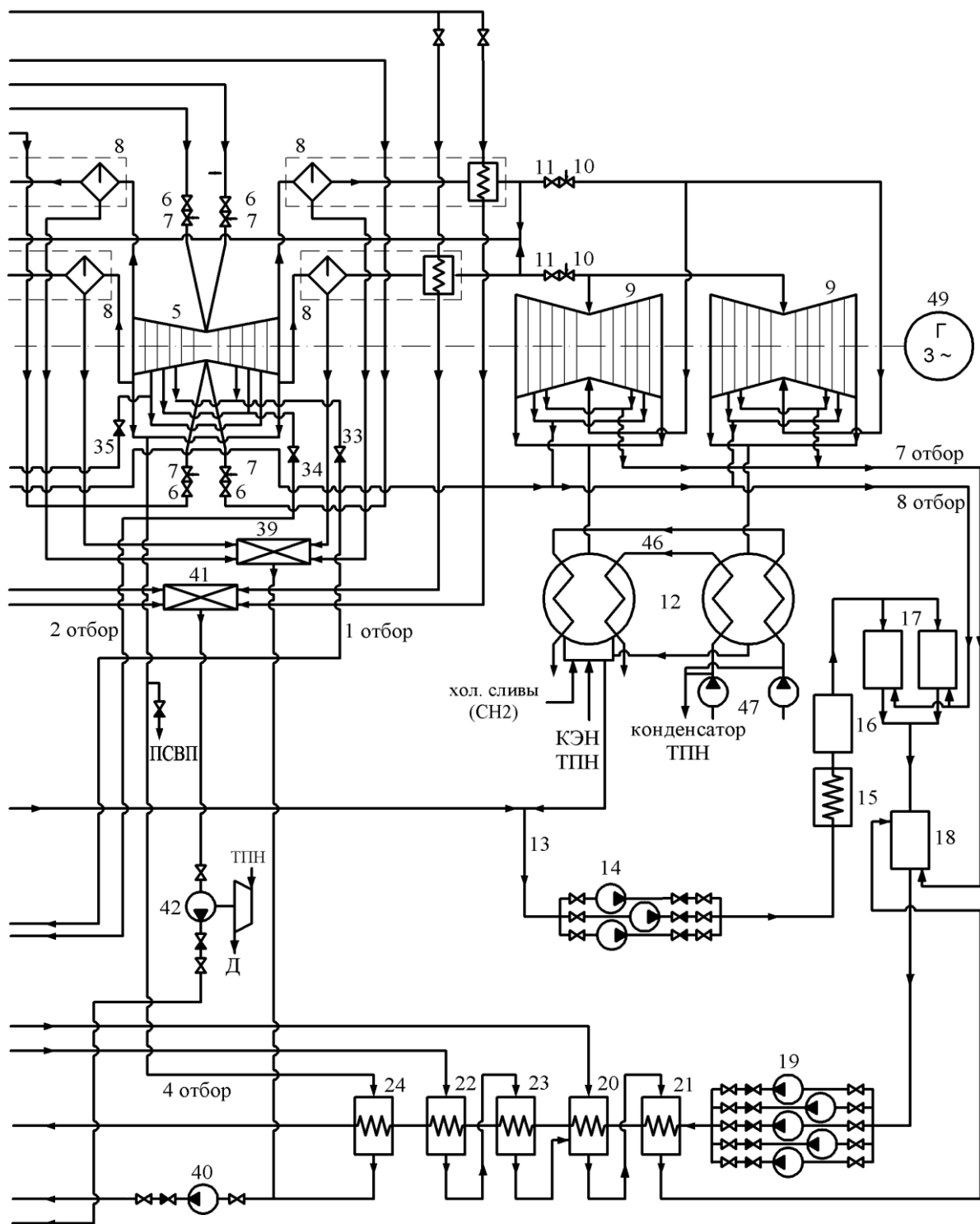


Рис. Ж.1. Функциональная схема



реакторной установки



паротурбинной установки

Т а б л и ц а Ж.1

Перечень элементов функциональной схемы РУ

Поз.	Наименование	Кол-во	Обозначение
1	Ядерный реактор	1	YC00B01
2	Парогенератор	4	YB10-40W01
3	Главный циркуляционный насос	4	YD10-40D01
4	Высокотемпературный фильтр (СВО-1)	4	TC10-40N01
5	Впрыск в компенсатор давления		YP11,12,13
6	Компенсатор давления	1	YP10B01
7	Импульсно-предохранительное устройство КД	3	YP21-23S01
8	Барботажный бак	1	YP20B01
9	Гидроаккумулирующая емкость	4	YT10-40B01
10	Регенеративный теплообменник продувки	1	TK80W01
11	Доохладитель продувки	1	TK80W02
12	Система очистки продувочной воды и организованных протечек первого контура (СВО-2)		TE
13	Деаэратор подпитки-продувки	1	TK10B01
14	Охладитель подпиточной воды	1	TK11W01
15	Доохладитель подпиточной воды	1	TK12W01
16	Деаэратор борного регулирования	1	TK70B01
17	Охладитель выпара деаэратора борного регулирования	1	TK70W01
18,19	Охладитель чистого дистиллята	2	TK70W02, TK71W01
20	Предвключенный (бустерный) насос	3	TK21,22,23D01
21	Основной подпиточный насос	3	TK21,22,23D02
22	Дыхательный бак промежуточного контура	1	TF10B01
23	Теплообменник промежуточного контура	2	TF21,22W01
24	Насос промежуточного контура	3	TF31,32,33D01
25	Теплообменник организованных протечек	1	TY10W01
26	Бак организованных протечек	1	TY20B01
27	Насос организованных протечек	3	TY21-23D01
28	Расширитель продувки	2	RY10B01,02
29	Регенеративный теплообменник продувки	1	RY10W01
30	Доохладитель продувки	1	RY10W02
31	Система очистки продувочной воды второго контура ПГ (СВО-5)		RY
32	Бак аварийного запаса питательной воды	3	TX10,20,30B01
33	Аварийный питательный насос	3	TX10,20,30D01
34	Бак запаса спринклерного раствора	3	TQ11,21,31B01
35	Водоструйный насос	3	TQ11,21,31D02
36	Спринклерный насос	3	TQ11,21,31D01

Окончание табл. Ж.1

Поз.	Наименование	Кол-во	Обозначение
37	Насос аварийного и планового расхолаживания	3	TQ12,22,32D01
38	Теплообменник аварийного и планового расхолаживания	3	TQ10,20,30W01
39	Бак-приямок	1	TQ10B01
40	Насос аварийного ввода бора	3	TQ13,23,33D01
41	Бак аварийного запаса борного концентрата	3	TQ13,23,33B01
42	Насос аварийного впрыска бора	3	TQ14,24,34D01
43	Бак аварийного запаса борного концентрата	3	TQ14,24,34B01
44	Импульсно-предохранительные устройства ПГ	8	TX50-80S03,04
45	Быстродействующая редукционная установка сброса пара в атмосферу	4	TX50-80S05
46	Быстрозапорный отсечной клапан	4	TX50-80S06
47	Невозвратно-запорный клапан	4	TX50-80S07

Т а б л и ц а Ж.2

Перечень элементов функциональной схемы ПТУ

Поз.	Наименование	Кол-во	Обозначение
1	Главный паропровод турбинного отделения		RA
2	Быстродействующая редукционная установка БРУ-К	4	RC11,12S01,02
3	Быстродействующая редукционная установка БРУ-СН	2	RQ11,12S01
4	Главная паровая задвижка	4	RA11-14S01
5	ЦВД главного турбоагрегата	1	SA10
6	Стопорный клапан ЦВД	4	RA11-14S02
7	Регулирующий клапан ЦВД	4	RA11-14S03
8	Сепаратор-пароперегреватель	4	RB11-14W01
9	ЦНД главного турбоагрегата	4	SA21-24
10	Стопорный клапан ЦНД	4	RB11-14S01
11	Регулирующий клапан ЦНД	4	RB11-14S02
12	Главный конденсатор (ГК)	4	SD11-14
13	Главный конденсатный трубопровод (основной конденсат)		RM
14	Конденсатный насос первого подъема	3	RM11-13D01
15	Охладитель пара уплотнений	1	SD30W01
16	Блочная обессоливающая установка	1	RE
17	Подогреватель воды системы регенерации низкого давления №1 (ПНД-1)	2	RN80W01,02
18	Подогреватель воды системы регенерации низкого давления №2 (ПНД-2)	1	RN70W01

Поз.	Наименование	Кол-во	Обозначение
19	Конденсатный насос второго подъема	5	RM61-65D01
20	Подогреватель воды системы регенерации низкого давления №3 (ПНД-3)	1	RH60W01
21	Охладитель дренажа ПНД-3	2	
22	Подогреватель воды системы регенерации низкого давления №4 (ПНД-4)	1	RH50W01
23	Охладитель дренажа ПНД-4	2	
24	Подогреватель воды системы регенерации низкого давления №5 (ПНД-5)	1	RH40W01
25	Деаэратор	2	RL21,22B01
26	Главный питательный трубопровод		RL
27	Насос питательный предвключенный	2	RL31,32D01
28	Насос питательный основной	2	RL41,42D01
29	Насос питательный вспомогательный	2	RL51,52D01
30	Подогреватель воды системы регенерации высокого давления №6 (ПВД-6)	2	RD21,22W01
31	Подогреватель воды системы регенерации высокого давления №7 (ПВД-7)	2	RD11,12W01
32	Главный питательный клапан	4	RL71-74S01
33	Клапан обратный с сервоприводом (КОС) на подаче пара к ПВД-7	1	RD10S01
34	Клапан обратный с сервоприводом (КОС) на подаче пара к ПВД-6	1	RD20S01
35	Клапан обратный с сервоприводом (КОС) на подаче пара к деаэратору	1	RD30S01
36	Клапан обратный с сервоприводом (КОС) на подаче пара к ПНД-4	1	RH50S01
37	Клапан обратный с сервоприводом (КОС) на подаче пара к ПНД-3	1	RH61S01
38	Клапан обратный с сервоприводом (КОС) на подаче пара к подогревателю сетевой воды основному первой ступени	1	RH62S01
39	Сепаратосборник СПП	1	RB20B01
40	Циркуляционный насос сепарата	2	RB31,32D01
41	Конденсатосборник СПП	1	RN70B01
42	Конденсатный гидротурбонасос	2	RN81,82D01
43	Турбина турбопитательного насоса	2	SA51,52
44	Конденсатор турбины ТПН	2	SD51,52
45	Конденсатный насос конденсатора ТПН	4	RW51,52D11,21
46	Система технического водоснабжения ПТУ		VC
47	Циркуляционный насос технического водоснабжения главного конденсатора	4	VC10D01-04
48	Генератор электроэнергии	1	

ЛИТЕРАТУРА

1. *Кирияченко В.А.* Основы теории и проектирования ядерных энергетических установок / В.А. Кирияченко, В.Н. Петрыкин, Б.Л. Пилипчук, С.Б. Смирнов и др.: Учебник. – Севастополь: СНУЯЭиП, 2011. – 480 с.
2. *Зорин В.М.* Атомные электростанции: учебное пособие / В.М. Зорин. – М.: Издательский дом МЭИ, 2012. – 672 с.
3. *Седнин А.В.* Атомные электрические станции. Курсовое проектирование / А.В. Седнин, Н.Б. Карницкий, М.Л. Богданович. – Изд-во «Высшая школа». – Минск, 2010. – 152 с.
4. *Маргулова Т. Х.* Атомные электрические станции: учебник для вузов. Изд. 5-е. / Т.Х. Маргулова. – М.: ИздАТ, 1994. – 289 с.
5. *Браславский Ю.В.* Альбом технологических схем реакторного отделения АЭС с ВВЭР-1000 (В-320) / Ю.В. Браславский, В.Ф. Дудаков. – Севастополь.: СНУЯЭиП, 2010. – 78 с.
6. *Браславский Ю.В.* Основное оборудование и технологические системы реакторного отделения АЭС с ВВЭР-1000 (модификация В-320): учеб. пособие / Ю.В. Браславский, А.В. Сукрушев – Севастополь: СевГУ, 2018. – 204 с.: ил.
7. *Матузаев К.Б.* Ядерная энергетическая установка АЭС с ВВЭР-1000: оборудование, системы и элементы. – Ч. II. Системы реакторной установки: учеб. пособие/ К.Б. Матузаев, Г.Я. Мерзликин, В.В. Шаповаленко. – Севастополь СевГУ, 2015. – 144: с.: ил.
8. *Чупрынин С.А.* Альбом технологических схем турбинного отделения ПТУ с турбиной К-1000-60/1500-2: учеб. пособие – Севастополь, СНУЯЭиП, 2011. – 69 с.
9. *Ташлыков О.Л.* Парогенераторы АЭС: учебник / О.Л. Ташлыков, А.И. Бельтюков. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2019. – 304 с.
10. *Костюк А.Г.* Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 448 с.
11. *Солонин В.И.* Ядерные энергетические установки [Электронный ресурс] : учебное пособие / В.И. Солонин. – Электрон. дан. – Москва : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 88 с. – Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/52206>.
12. *Лебедев В.А.* Ядерные энергетические установки [Электронный ресурс] : учебное пособие / В.А. Лебедев. – Электрон. дан. – Санкт-Петербург : Лань, 2015. – 192 с. – Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/67466>.

У ч е б н о е и з д а н и е

**Сукрушев Александр Владимирович
Браславский Юрий Валентинович**

ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ ЯЭУ АЭС

Учебное пособие

Издается в авторской редакции

Изд. № 227/2020. Объем 21,25 п.л. Усл. печ. л. 19,76. Уч.-изд.л. 20,825.
РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»