

Киров В.С.

**Атомные электрические
станции (ч. 1)**



Одесса, ОНПУ, 2018

Министерство образования и науки Украины

**ОДЕССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

В.С. Киров

АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ
Часть 1

Учебное пособие для студентов специальности
6.050603, 143 - «Атомная энергетика»

Утверждено
на заседании кафедры АЭС
ИЭКСУ ОНПУ
Протокол № 7 от 25.01.2018 г.

Одесса ОНПУ 2018

Учебное пособие по дисциплине «Атомные электрические станции» (часть 1), (разделы Энергетические ресурсы. производство и распределение энергии, Атомная энергетика: типы АЭС, Технологическое оборудование, совместная работа реакторов различных типов, Выбор параметров пара на АЭС, Термодинамические циклы, тепловая и общая экономичность АЭС, Регенеративный подогрев питательной воды, Деаэрационно-питательная установка, Конденсационные установки АЭС, Сепарационные устройства АЭС, Трубопроводы и трубопроводная арматура АЭС).

Учебное пособие составлено для студентов специальности **6.050603, 143** – «*Атомная энергетика*» всех форм обучения / Составитель В.С. Киров – Одесса ОНПУ 2018 – 201 с.

В учебном пособии содержатся сведения о технологическом оборудовании основных производств (цехов) АЭС, о принципах их работы, конструкциях и составе, особенностях их работы и основных режимах эксплуатации.

Особое внимание уделяется вопросам надежной и безопасной работе отдельного оборудования и всего комплекса основного производства АЭС.

Излагаемый материал основан на лучших образцах учебной и учебно-методической литературы по атомной энергетике последних лет. Всесторонне проиллюстрирован графиками, схемами и компоновочными чертежами отдельных узлов и объектов АЭС.

В конце каждого раздела приводится перечень вопросов, на которые студенты должны обратить повышенное внимание при изучении материалов пособия.

Настоящее пособие может быть использовано не только при изучении дисциплины «Атомные электрические станции», но и при прохождении производственных практик, а также при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Составитель В.С. Киров, канд. техн. наук, профессор.

Рецензент: В.П. Кравченко, доктор техн. наук, профессор

ОГЛАВЛЕНИЕ

1.ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ. ПРОИЗВОДСТВО И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ.....	6
1.1. Современное состояние и Программа развития энергетики Украины до 2030 г.....	6
1.1.1. «Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года и на дальнейшую перспективу».....	8
1.1.2. Новая Энергетическая Система Украины до 2035 г. «БЕЗОПАСНОСТЬ, ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ».....	9
1.2. Энергетическая система.....	20
1.2.1. Особенности работы электрических станций.....	20
1.2.2. Графики электрических нагрузок.....	22
1.2.3. Участие АЭС в регулировании электрической нагрузки.....	27
1.2.4. Графики тепловых нагрузок.....	28
Вопросы для самоконтроля.....	30
2. АТОМНАЯ ЭНЕРГЕТИКА.....	32
2.1. Классификация АЭС.....	32
2.2. Основное технологическое оборудование АЭС.....	35
2.3. Совместная работа АЭС с реакторами различных типов.....	36
Вопросы для самоконтроля.....	40
3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ, ТЕПЛОВАЯ И ОБЩАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АЭС.....	42
3.1. Выбор начальных параметров пара.....	42
3.2. Термодинамические циклы паротурбинных установок в T,S-диаграмме.....	43
3.3. Выбор конечных параметров пара.....	48
3.4. Реальные процессы в паротурбинных установках и показатели тепловой экономичности АЭС.....	49
Вопросы для самоконтроля.....	55
4. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ.....	58
4.1. Оптимальное распределение регенеративного подогрева по ступеням турбин АЭС и выбор числа подогревателей.....	60
4.2. Типы регенеративных подогревателей и схемы их включения.....	62
4.3. Материалы и конструкции ПНД и ПВД.....	66
Вопросы для самоконтроля.....	84
5. ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА.....	85
5.1. Назначение деаэрационной установки.....	85

5.2. Питательная установка.....	105
Вопросы для самоконтроля.....	109
6. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ АЭС.....	111
6.1. Задачи и основные элементы конденсационной установки и выбор вакуума в конденсаторе.....	111
Тепловой баланс конденсационной установки.....	112
Таблица 6.1. Значения кратности охлаждения и нагрева охлаждающей воды в конденсаторах современных паровых турбин.....	114
6.2. Отсос парогазовой смеси из парового объема конденсатора.....	115
Пароэжекторные охладители.....	118
6.3. Деаэрация в конденсаторе.....	119
6.4. Методы борьбы с присосами охлаждающей воды в конденсаторах.....	121
6.5. Методы борьбы с заносами внутреннего сечения трубок конденсаторов.....	123
Быстрое увеличение давления в конденсаторе.....	123
Медленное увеличение давления в конденсаторе.....	124
Установки шариковой очистки трубок конденсаторов.....	125
6.6. Современные конденсаторы турбин насыщенного пара.....	129
Вопросы для самоконтроля.....	139
7. СЕПАРАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА АЭС.....	141
7.1. Принцип работы и области применения сепарационных устройств	141
7.2. Сепараторы-пароперегреватели.....	144
Сепаратор турбины АК-70.....	146
СПП турбины К-220-44 СПП-220-1.....	148
Поверхности нагрева СПП.....	151
Сепаратор-пароперегреватель СПП-1000.....	152
7.3. Сепарационные устройства парогенерирующего оборудования АЭС	154
Вопросы для самоконтроля.....	159
8. ТРУБОПРОВОДЫ И ТРУБОПРОВОДНАЯ АРМАТУРА АЭС.....	161
8.1. Категории, материал и сортамент трубопроводов.....	161
8.2. Расчет трубопроводов на прочность.....	166
8.3. Расчет гидравлических и тепловых потерь в трубопроводах.....	168
8.4. Опоры трубопроводов.....	172
8.5. Энергетическая арматура.....	175
Задвижки.....	177
Вентили.....	181
Дроссельно-регулирующая арматура.....	186
Защитно-предохранительная арматура.....	189

Вопросы для самоконтроля.....	198
ЛИТЕРАТУРА.....	200

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

1.ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ.

ПРОИЗВОДСТВО И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ [1, 2, 7, 8, 9]

1.1. Современное состояние и Программа развития энергетики Украины до 2035 г.

О степени научно-технического развития страны принято судить по годовой выработке электроэнергии и по установленной мощности в расчёте на душу населения. Удельное годовое потребление первичной энергии Украины в 2005 году (первые годы самостоятельности) составляла 4,5 т у.т./чел., что значительно меньше, чем в развитых странах мира (США, ЕС-15, Япония), но выше уровня ряда развивающихся стран мира (КНР, Индия, Турция).

Технологический уровень страны опосредствовано характеризуется показателем потребления электрической энергии на одно лицо (кВт·ч/чел.). Удельное годовое потребление электроэнергии в Украине в 2005 г. составило 3789 кВт·ч/чел., что в 2–3 раза ниже, чем в развитых странах мира. В 1990 г. (за год до развала СССР) этот показатель составлял в Украине 5198 кВт·ч/чел. Отставание по этому показателю от развитых стран мира вызвано резким падением потребления электрической энергии промышленностью и сельским хозяйством в 90-х годах. С 2000 года некоторая тенденция роста этого показателя.

Обобщающими показателями эффективности использования топливно-энергетических ресурсов страны являются удельные расходы первичной энергии на единицу валового внутреннего продукта страны (энергоёмкость ВВП). В 2005 г. энергоёмкость ВВП Украины составляла 0,89 кг условного топлива на 1 доллар США с учётом паритета реальной покупательной способности (ПКС), что в 2,6 раза превышает средний уровень энергоёмкости ВВП стран мира. Причиной высокой энергоёмкости является избыточное потребление в отраслях экономики энергетических продуктов на производство единицы продукции, что предопределяет соответствующий рост импорта углеводородов в Украину.

Высокая энергоёмкость ВВП в Украине является следствием существенного технологического отставания в большинстве отраслей экономики и жилищно-коммунальной сферы, неудовлетворительной отраслевой структуры национальной экономики и, в частности, импортно-экспортных операций и влияния „теневого" сектора экономики.

В настоящее время электроэнергия вырабатывается на электростанциях трёх типов: тепловых электростанциях, сжигающих органическое топливо (ТЭС); гидравлических электростанциях, использующих энергию воды (ГЭС) и тепловых электростанциях, использующих внутриядерную энергию (АЭС). Последняя (АЭС) явилась результатом использования фундаментальных открытий прошлого столетия. Несмотря на относительно недлительное производство электроэнергии на АЭС, они уже дают значительный вклад в развитие Украины, позволяя значительно экономить ресурсы органического топлива.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

Как используются первичные источники энергии, и потребляется энергия конечными потребителями?

Украина принадлежит к странам частично обеспеченных традиционными видами первичной энергии, а, следовательно, вынуждена прибегать к их импорту. Энергетическая зависимость Украины от поставок органического топлива, с учётом условно - первичной ядерной энергии, в 2004 году составляла 60,7 %, стран ЕС – 51 %. Подобной или близкой к украинской есть энергозависимость таких развитых стран Европы как Германия – 61,4 %, Франция – 50 %, Австрия – 64,7 %. Многие страны мира имеют значительно низшие показатели обеспечения собственными первичными ТЭР, в частности Япония использует их около 7 %, Италия - около 18 %.

Уровень энергетической зависимости Украины является среднеевропейским, но он характеризуется отсутствием диверсификации источников снабжения энергоносителей, в первую очередь нефти, природного газа и ядерного топлива.

Структура потребления первичной энергии в Украине в 2005 г. характеризовалась показателями, приведёнными в табл. 1.1.

Таблица 1.1. Структура потребления первичной энергии в Украине, странах ЕС-15, США и в мире в целом (в 2005 году)

	Мир	Украина	Страны ЕС-15	США
Природный газ	21%	41%	22%	24%
Нефть	35%	19%	41%	38%
Уголь	23%	19%	16%	23%
Уран	7%	17%	15%	8%
Гидроресурсы и другие возобновляемые источники	14%	4%	6%	7%
Всего	100%	100%	100%	100%

Из приведённой таблицы видно, что наибольший объем приходится на природный газ - 41%, тогда как в странах мира удельный вес потребления газа составлял 21%, объем потребления нефти в Украине составлял 19%, уголь - 19%, урана - 17%, гидроресурсов и других возобновляемых источников - 4%.

Запасы угля в Украине ограничены. Для обеспечения внутренних потребностей электроэнергией и теплотой необходимо некоторое количество первичных энергоресурсов закупать за рубежом.

С целью обеспечения развития энергетики и промышленности Украины в целом и обеспечения на этой основе условий для интенсивного развития экономики и повышения уровня жизни населения страны, в 2003 г. по поручению

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

КМ Украины от 11.06.2001 № 7492/3 Специальная комиссия под руководством вице-президента НАН Украины, акад. А.К. Шидловского разработала документ под названием *«Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года и на дальнейшую перспективу»*.

1.1.1. «Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года и на дальнейшую перспективу».

Перспективы развития топливно-энергетического комплекса Украины определены «Энергетической стратегией Украины на период до 2030 года», одобренной Распоряжением Кабинета Министров Украины от 15.03.2006 г. № 145-р.

Однако, как показали первые 5 лет работы по Первой Энергетической Стратегии Украины (ЭСУ), многие показатели развития энергетической базы Украины были не выполнены. Это можно объяснить рядом обстоятельств: мировой экономической кризис 2008-2010 г.г., недостатками, свойственными Первой ЭСУ (фактическое отсутствие диверсификации поставок энергоресурсов, отсутствие использования передового опыта ряда европейских государств по доставке и использованию различных энергоресурсов, отсутствие кооперации с ближайшими соседями по энергообеспечению и энергообмену и др.).

В связи с этим в 2011 г. была дополнительно разработана и принята *Государственная целевая экономическая программа развития ядерной энергетики Украины до 2020 года*.

В 2014 году в результате того, что Донецкая и Луганская области, основные поставщики угля в Украине, провозгласили себя народными республиками, сложились такие обстоятельства, что возник в Украине ощутимый дефицит угля. Для обеспечения целостности государства Украина, Президент, Кабинет Министров Украины и Украинский Совет Безопасности предприняли военные действия против самопровозглашенных республик с целью обеспечения неприкосновенности границ Украины и возвращения Донецка и Луганска в состав управляемых территорий. Некоторое время угольные шахты Донецка и Луганска не работали, а после возобновления добычи угля стали искать поставщиков угля на стороне.

Правительство Украины с целью принуждения Донецкой и Луганской областей подчиняться Указам Президента, Правительства и Конституции Украины, приняло решение не покупать уголь, добываемый в Донецкой и Луганской областях.

Следует иметь в виду, что большинство ТЭС Центра и Востока Украины спроектированы для использования угля шахт Донбасса и Луганска (АШ). В стране возникли проблемы с нормальным энергообеспечением промышленности и коммунальных потребителей.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

В этих условиях Президент и Правительство принимают решение покупать уголь марки АШ за рубежом. После нескольких пробных закупок угля из Польши, Южной Африки и др., был заключен Договор от имени государственной компании «Центрэнерго» с США на поставку 700 тыс. тонн угля. Уголь планируют использовать на Трипольской ТЭС возле Киева.

13 сентября 2017 г., ночью в морской порт "Южный" прибыло судно Ocean Ambitious с первой партией, 62000 тонн энергетического угля из США, сообщила пресс-служба порта.

Стоимость угля первой партии поставки составил 113 долларов США. Стоимость угля различных поставок будет несколько отличаться от названной величины.

Министерство энергетики и угольной промышленности Украины для обеспечения нормального энергоснабжения государства, кроме поставок угля АШ из-за рубежа, приняло решение о строительстве ЛЭП 750 РАЭС – Киев и ЗАЭС – Каховка. ЛЭП РАЭС – Киев уже сдали в эксплуатацию, ЛЭП ЗАЭС – Каховка должны ввести в эксплуатацию в конце октября 2017 г. Кроме того, решено ряд ТЭС, использующих уголь АШ, перевести на уголь марки Г отечественной добычи (Львовского угольного бассейна).

К настоящему времени переведена на уголь марки Г Змиевская ТЭС (Харьковская обл.). Планируется перевести на уголь марки Г еще несколько ТЭС Центра Украины. Подробнее об этом говорил на пресс-конференции [Министр](#) энергетики и угольной промышленности Украины *Игорь Насалик* (07.02 2017 г.).

1.1.2. Новая Энергетическая Стратегия Украины до 2035 г. «БЕЗОПАСНОСТЬ, ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ, КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ»

По распоряжению Президента Украины и КМ Украины в 2015 г. начали разрабатывать Новую ЭСУ до 2035 г. «БЕЗОПАСНОСТЬ, ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ, КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ»

В процессе разработки ЭСУ применялся программно-целевой подход. *В отличие от предыдущих энергетических стратегий, метод прогнозирования будущего состояния энергетической системы заменяется на составление алгоритмов для достижения желаемых результатов.* В частности, ключевых «маяков» формирования энергетической политики, развития энергетики на каждом из трех основных этапов реализации стратегии, наименование которых приводятся ниже. В дальнейшем предполагается корректировка прогнозных целевых показателей в зависимости от фактического социально-экономического развития Украины.

В разработке документа принимали участие ведущие украинские неправительственные организации и государственные учреждения при поддержке ев-

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

ропейских структур и экспертов. На завершающем этапе публичного обсуждения проекта ЭСУ были организованы профессиональные дискуссии с участием представителей ведущих научно-исследовательских институтов, отраслевых компаний, международных и общественных организаций, отечественных и иностранных экспертов. По результатам обсуждения сформирована окончательная редакция ЭСУ.

Таким образом, Новую ЭСУ можно считать результатом совместных усилий экспертного сообщества Украины, отечественных компаний, государственных учреждений и представителей авторитетных международных организаций.

18 августа 2017 года Распоряжением № 605-р КМ Украины ОДОБРИЛ Новую ЭСУ

ЭСУ является документом, который определяет стратегические ориентиры развития энергетического комплекса Украины на период до 2035 года. На следующем этапе будет сформирована высококачественная модель прогнозирования энергетического баланса Украины с помощью ведущих экспертов (в том числе из ЕС), что позволит получить надежные данные, которые будут использованы в процессе выполнения ЭСУ, или приведут к корректировке ЭСУ, если это будет необходимо.

ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ, АББРЕВИАТУР И СРОКОВ, использованных в тесте ЭСУ:

АЭС - атомная электростанция

ВВП - валовой внутренний продукт

ВИЭ - восстанавливаемые источники энергии

ГАЭС - гидроаккумулирующая электростанция

ГЭС - гидроэлектростанция

ГНС - газонаполнительная станция

ГПЗ - газоперерабатывающий завод

ГРС - газораспределительные системы

ГТС - газотранспортная система

ЭСУ - Энергетическая стратегия Украины на период до 2035 года "Безопасность, энергоэффективность, конкурентоспособность"

ЕС - Европейский Союз

ЗАЭС - Запорожская атомная электростанция

ОПСЭ - общее первичное снабжение энергии, которая рассчитывается как сумма производства (добыча), импорта, экспорта, международной бункеровки судов и изменения запасов энергоресурсов в стране

КИУМ - коэффициент использования установленной мощности

КПД - коэффициент полезного действия

СПГ – компримированный (сжиженный) природный газ

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

МЭА - Международное энергетическое агентство (International Energy Agency)

МЗНН - минимальные запасы нефти и нефтепродуктов

Минэнергоуголь - Министерство энергетики и угольной промышленности Украины

НАТО - Организация Северо-атлантического договора (North Atlantic Treaty Organization)

НКРЭКУ - Национальная комиссия, которая осуществляет государственное регулирование в сферах энергетики и коммунальных услуг

НКТ – неконтролируемые территории: отдельные районы Донецкой и Луганской областей, которые являются временно оккупированными

НПЗ - нефтеперерабатывающий завод

НТС - нефтетранспортная система Украины

ОЭСР - Организация экономического сотрудничества и развития

ОЭС Украины - Объединенная энергетическая система Украины

ООН - Организация Объединенных Наций (United Nations)

Парижское соглашение - Парижское соглашение, совершенное в г. Париже 12 декабря 2015 года на Двадцать первой Конференции Сторон Рамочной конвенции Организации Объединенных Наций об изменении климата и подписанную от имени Украины 22 апреля 2016 года в г. Нью-Йорке

ТЭК - топливно-энергетический комплекс

ППС - паритет покупательной способности

ПХГ - подземное хранилище газа

РФ - Российская Федерация

СУГ - LPG, сжиженный углеводородный/нефтяной газ (Liquefied Petroleum Gas)

ТЭС - теплоэлектростанция

ТЭЦ - теплоэлектроцентраль

т н.э. - тонна нефтяного эквивалента

ЦО - централизованное отопление

ЦТС - централизованное теплоснабжение

EITI - Инициатива прозрачности добывающих отраслей (Extractive Industries Transparency Initiative)

ENTSO – E Европейская сеть системных операторов передачи электроэнергии (European Network of Transmission System Operators for Electricity)

ENTSO - G - Европейская сеть системных операторов снабжения природным газом (European Network of Transmission System Operators for Gas)

OPAL –газопровод протяженностью 470 км, который дает возможность транспортировать газ от немецкого побережья Балтийского моря к границе с Чехией. OPAL соединяет газопровод "Северный поток" с потребителями русского газа в Центральной и Восточной Европе, обходя Украину.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

Price Cap Regulation – (регулирование предельной цены) - это метод стимулирующего тарифообразования на услуги операторов энергетических сетей по признакам естественной монополии. Используется с целью установления верхнего предела тарифа в соответствии с индексами, которые отображают изменение общего уровня инфляции в экономике страны на протяжении отчетного периода (как правило, одного года) и с учетом способности оператора получать большую прибыльность по отношению к среднестатистической прибыльности, среднестатистической компании-оператора того или другого вида энергетических сетей в стране. В случае чрезмерной прибыльности, **НКРЭКУ** уменьшает избыточную прибыльность конкретного оператора, тем же перераспределяя эту избыточную прибыль между компанией-оператором и потребителями ее услуг за счет уменьшения размера тарифа.

SAIDI – (System Average Interruption Duration Index) - индекс средней длительности длинных перерывов в электроснабжении в системе, который рассчитывается как отношение суммарной длительности отключений потребителей вследствие всех длинных перерывов в электроснабжении за отчетный период к общему количеству потребителей

SAIFI – (System Average Interruption Frequency Index) - индекс средней частоты перерывов в системе, которая характеризует количество перерывов в электроснабжении потребителей.

Этапы реализации стратегии ЭСУ:

- **ЭТАП 1-й. Реформирование энергетического сектора (до 2020 года).**

В течение ближайших трех лет главные акценты будут сделаны на внедрении реформ и формировании конкурентной и инвестиционно привлекательной среды.

В указанный срок предусматривается создать полноценные рынки природного газа и электроэнергетики в соответствии с энергетическим законодательством ЕС. Также на этом этапе планируется завершить интеграцию Украины в ENTSO-G, а также выполнить большую часть мероприятий по интеграции ОЭС Украины в энергосистему ENTSO-E.

Реформирование энергетических компаний в соответствии с обязательствами Украины в рамках Договора об учреждении Энергетического Сообщества, увеличение добычи газа, снижение энергоемкости ВВП и дальнейшее развитие ВИЭ – вот ключевые задачи реализации ЭСУ на этом этапе.

Будет создан рынок угольной продукции. Реструктуризация угольной промышленности будет сопровождаться комплексом мер по смягчению социальных и экологических последствий ликвидации / консервации угольных шахт и

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

социальной реконверсии регионов закрытия шахт в соответствии с лучшими европейскими практиками.

В сфере охраны окружающей среды должно быть обеспечено соблюдение высоких экологических норм производства, транспортировки, трансформации и потребления энергии; финансирования инвестиционных проектов в рамках Национального плана сокращения выбросов от крупных сжигающих установок в соответствии с законодательством Украины и обязательств перед Энергетическим Сообществом.

На первом этапе ожидается достичь радикального прогресса в сфере ВИЭ через увеличение их доли в конечном потреблении до 11 % (8 % от ОППЭ) за счет проведения стабильной и прогнозируемой политики в области стимулирования развития ВИЭ и в сфере привлечения инвестиций.

Таблица 1.1. Повышение энергоэффективности

Описание ключевого показателя эффективности	Тип	2015 год	2020 год	2025 год	2030 год	2035 год
Энергоемкость ВВП, ОПСЭ в т н.э. / тыс. долл. ВВП (ППС)	Цель	0,28	0,20	0,18	0,15	0,13
Расходы топлива на объем направленной на энергорынок электроэнергии, произведенной на ТЭС, г у.т. / кВт-ч	Цель	396	384	367	353	334
Удельные затраты при производстве тепла котельными, кг у.т. / Гкал	Цель	165	160	155	150	145
Доля потерь в электросетях, %	Цель	>12%	10%	9%	8%	<7,5%
Доля потерь в теплосетях, %	Цель	>20%	<17%	<13%	<11%	<10%

Из табл. 1.1. Видно, что энергоемкость ВВП (ОПСЭ) планируют уменьшить почти в 2 раза; удельный расход топлива на ТЭС уменьшится практически на 20 %; удельный расход топлива в отопительных котельных уменьшится на 14 %; практически в 2 раза сократятся потери в электросетях и теплосетях.

Затраты на электроэнергию и теплоснабжение будут составлять меньше 6 % ВВП.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

- **ЭТАП 2-й. Оптимизация и инновационное развитие энергетической инфраструктуры (до 2025 года).**

Второй этап внедрения ЭСУ будет ориентирован на работу в условиях новой рыночной среды и фактической интеграции ОЭС Украины с энергосистемой Европы, существенно повлияет на обоснование выбора объектов для реконструкции или нового строительства в энергетической сфере и повышению энергоэффективности.

Задачами этого этапа является:

внедрение механизмов привлечения инвестиций для замещения мощностей, которые должны быть выведены из эксплуатации;
повышение уровня корпоративного управления субъектов хозяйствования и их способности использовать доступные инструменты внутреннего и внешнего рынков капитала и ресурсов энергетического рынка Украины.

На этом этапе предстоит:

- интеграция украинской энергосистемы с зоной континентальной Европы ENTSO-E в режиме эксплуатации;
- полная интеграция в европейскую систему транспортировки газа ENTSO-G;
- реализация инвестиционных проектов в рамках Национального плана сокращения выбросов от крупных сжигающих установок;
- формирование местных систем теплоснабжения на основе экономически обоснованного учета потенциала местных видов топлива, логистики снабжения, региональной и общегосударственной энергетической инфраструктуры;
- повышение эффективности действующих систем централизованного теплоснабжения;
- привлечение частных инвестиций.

Кроме того, **ожидается** модернизация и совершенствование систем учета и привлечения потребителя к управлению собственным спросом на энергетические ресурсы. В газовом секторе ожидается обеспечения полного покрытия внутренних потребностей в природном газе *собственными ресурсами из-за увеличения добычи, а также оптимизация работы ГТС в соответствии с ожидаемыми сценариями ее загрузки.*

На этом этапе планируется интенсивное привлечение инвестиций в сектор ВИЭ, развитие и внедрения «умных» энергетических сетей (Smart Grids) и создание разветвленной инфраструктуры для развития электротранспорта.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

Таблица 2.1. Программа повышения энергетической независимости Украины

Описание ключевого показателя эффективности	Тип	2015 год	2020 год	2025 год	2030 год	2035 год
Интеграция с континентальной частью Европейской энергосистемы ENTSO-E	Цель	Не достигнуто	Не достигнуто	Достигнуто	Достигнуто	Достигнуто
Необходимость импорта газа из РФ для балансирования спроса, млрд. м ³	Ограничения	6,1	0	0	0	0
Доля одного поставщика на рынке ядерного топлива, % (На каждом отдельном этапе цепи производства ЯТ)	Ограничения	>90	<70	<60	<60	<60
Импортозависимость (брутто, импорт энергоресурсов в ОПСЭ, %)	Ограничения	51,6%	<50%	<33%	<33%	<33%
Уровень интеграции рынков электроэнергии (газа) Украины и ЕС, % (пропускная способность интерконнекторов относительно объема внутреннего рынка)	Цель	2 (20)	2 (30)	15(40)	15(40)	18(40)

Интеграция Украины с электросетями ЕС будет достигнута в 2025 году. Необходимость импорта газа из РФ полностью прекратится в 2020 году. Украина перейдет на полное обеспечение в потребностях газа за счет собственной добычи. Улучшится диверсификация энергоснабжения за счет уменьшения доли одного поставщика до величины менее 60 % от общего объема поставок энергоресурса. Доля импорта энергоресурсов в ОПСЭ планомерно будет снижаться, и в 2035 году станет меньше 1/3.

Планируется резко повысить надежность электро- и теплоснабжения. Так, к 2035 году SAIDI (простой по вине электрокомпании в год на 1 абонента) уменьшатся с 617 мин/год·абонет в 2015 г. до <150 мин/год·абонет. А аварийное состояние тепловых сетей уменьшится с >20 % в 2015 году до <1 % в 2035 г.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

• ЭТАП 3-й. Обеспечение устойчивого развития (до 2035 года).

Третий этап ЭСУ направлен на инновационное развитие энергетического сектора и строительство новой генерации. Инвестиции в новые мощности генерации для замещения мощностей, которые должны быть выведены из эксплуатации. Выбор типа генерации будет зависеть от прогнозной ценовой конъюнктуры на топливо и интенсивности развития каждого типа генераций, что будет способствовать повышению уровня конкуренции между ними; от внедрения smart-технологий для выравнивания пиков потребления.

Таблица 3.1. Ориентировочный прогноз производства электроэнергии к 2035 году, млрд кВт·ч

Наименование составляющих структуры генерации электрической энергии (базовый сценарий)	2015 год	2020 год	2025 год	2030 год	2035 год
АЭС	87,6	85	91	93	94
ТЭС/ТЭЦ	67,5	60	64	63	63
Гидро	7	10	12	13	13
ВИЭ (солнце и ветер)	1,6	9	12	18	25
Всего (производство электрической энергии)	163,7	164	178	185	195

Производство электроэнергии на АЭС и ТЭС на протяжении всего периода будет оставаться практически на одном уровне. Гидроэнергетика даст электроэнергии в 2035 году ориентировочно 13 млрд. кВт·ч, что почти в двое превысит производство 2015 г. Такой рост в гидроэнергетике будет обеспечен за счет модернизации и установки новых гидротурбин на существующих ГЭС, а также за счет строительства ГАЭС.

Резко возрастет производство электроэнергии за счет возобновляемых источников энергии (солнца и ветра). С 1,6 млрд. кВт·ч. В 2015 г., до 25 млрд. кВт·ч в 2035 г.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

Общее производство электроэнергии в 2035 году ориентировочно достигнет 195 млрд. кВт·ч, что позволит не только удовлетворить потребности Украины, но и обеспечит экспорт электроэнергии за рубеж, в основном в страны ЕС.

В сфере энергоэффективности и охраны окружающей среды предусматривается введение стандартов строительства «пассивный дом», достижения целевых показателей сокращения выбросов SO₂, NO_x и пыли согласно Национальному плану сокращения выбросов от крупных сжигающих установок, и внедрение в Украине системы торговли квотами на выбросы парниковых газов.

Перед газовым сектором будут стоять следующие задачи:

- увеличение национальной газодобычи, в частности нетрадиционного газа и добычи на континентальном шельфе и в пределах исключительной (морской) экономической зоны Украины;
- адаптация мощностей ГТС в условиях развития общеевропейского рынка природного газа.

Угольный сектор в этот период должен достичь конкурентных и прозрачных условий функционирования.

ВИЭ будут развиваться наиболее динамичными темпами по сравнению с другими видами генерации, что позволит увеличить их долю в структуре ОППЭ до 25 %.

- Задачи по этапам должны быть согласованы между собой для обеспечения концентрации усилий на реализации ЭСУ. Результатом выполнения программ является достижение целей и количественных и качественных показателей, определенных ЭСУ. Достижения параметров, приведенных в прогнозных балансах ОППЭ на период до 2035 года, доли ВИЭ в ОППЭ и уровня энергоэффективности национальной экономики должно стать обобщающим результатом относительно количественных показателей выполнения ЭСУ.

Важно подчеркнуть, что достижение этих показателей станет возможным только в случае успешного выполнения задач ЭСУ и комплексного проведения социально-экономических реформ в стране.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

Таблица 4.1. Структура ОПСЭ Украины в %%

Наименование источников первичной поставки энергии	2015 год	2020 год (прогноз)	2025 год (прогноз)	2030 год (прогноз)	2035 год (прогноз)
Уголь	30,4	22	16,1	14,3	12,5
Природный газ	28,9	29,3	31	30,8	30,2
Нефтепродукты	11,6	11,5	9,2	8,2	7,3
Атомная энергия	25,5	29,3	32,2	29,7	25,0

Продолжение таблицы 4.1

Наименование источников первичной поставки энергии	2015 год	2020 год (прогноз)	2025 год (прогноз)	2030 год (прогноз)	2035 год (прогноз)
Биомасса, биотопливо и отходы	2,3	4,9	6,9	8,8	11,5
Солнечная и ветровая энергия	0,1	1,2	2,4	5,5	10,4
ГЭС	0,5	1,2	1,1	1,1	1,0
Термальна́я энергия*	0,6	0,6	1,1	1,6	2,1
Всего	100	100	100	100	100
В т.ч. ископаемые ресурсы	96	92	88	83	75
В т.ч. возобновляемые ресурсы	4	8	12	17	25

Примечание:

* Термальна́я энергия окружающей среды и сбросные ресурсы техногенного происхождения.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

Таблица 5.1. Структура ОПСЭ Украины в млн.т.н.э.

Наименование источников первичной поставки энергии	2010 год	2015 год	2020 год (прогноз)	2025 год (прогноз)	2030 год (прогноз)	2035 год (прогноз)
Уголь	38,3	27,3	18	14	13	12
Природный газ	55,2	26,1	24,3	27	28	29
Нефтепродукты	13,2	10,5	9,5	8	7,5	7
Атомная энергия	23,4	23,0	24	28	27	24
Биомасса, биотопливо и отходы	1,5	2,1	4	6	8	11
Солнечная и ветровая энергия	0,0	0,1	1	2	5	10
ГЭС	1,1	0,5	1	1	1	1
Термальная энергия*		0,5	0,5	1	1,5	2
Всего	132,3	90,1	82,3	87	91	96

Примечание:

* Термальная энергия окружающей среды и сбросные ресурсы техногенного происхождения.

Из анализа данных, приведенных в табл. 4.1 и 5.1 видно каким образом изменится структура ОПСЭ за годы реализации ЭСУ:

ощутимо упадет доля угля и нефтепродуктов, их придется закупать;

резко возрастет доля биомассы, биотоплива и сжигаемых отходов производства;

фактически станет в ряд достойных источников энергии и резко возрастет ВИЭ;

практически не изменится доля природного газа и ядерной энергии;

доля биржевой торговли энергоресурсами на конец срока ЭСУ составит 60 % от внутреннего потребления.

ЭСУ это только направление развития энергетики Украины на ближайшую перспективу. Для практической реализации положений ЭСУ необходима дополнительная разработка Плана/Программы мероприятий, учитывающего конкретные шаги и сроки для всех участников, а также ответственность и отчетность всех участников за выполненную работу.

В случае отклонения конкретных результатов от намеченных в ЭСУ показателей, должны быть проанализированы причины, скорректированы (в случае необходимости) планы дальнейших работ по реализации ЭСУ.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

1.2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА

1.2.1. Особенности работы электрических станций:

работа осуществляется круглосуточно, без перерывов;

потребление и производство электроэнергии равны, так как практически отсутствуют возможности накопления электроэнергии на электростанции в процессе производства;

аварийный останов оборудования на электростанции снижает экономические показатели не только самой электростанции, но и того промышленного оборудования, электроснабжение которого прекращается после аварии на станции. При этом следует иметь в виду, что на многих производствах это приводит к аварийному состоянию оборудования, которое может потребовать значительных восстановительных работ.

Сказанное предъявляет высокие требования к надёжности электроснабжения, которые легче удовлетворить, если отдельные электростанции, как тепловые, так и гидравлические, объединять в *энергетические системы* для параллельной работы. Соответственно под энергетической системой (ЭС) подразумевается *совокупность электростанций и электрических и тепловых сетей, соединённых между собой и связанных общностью режима в процессе производства, преобразования и распределения электрической и тепловой энергии при общем управлении этим режимом*, которое осуществляется диспетчером энергетической системы.

Объединение в системы кроме повышения надёжности энергоснабжения позволяет больше загружать те агрегаты, экономические показатели которых выше. В результате появляется возможность экономии органического топлива. Объединение в систему позволяет уменьшить общее число резервных агрегатов, предусмотренных для бесперебойного снабжения предприятий, а также вести дальнейшее наращивание мощностей более крупными агрегатами, так как на работе мощных ЭС включение и выключение таких агрегатов скажется меньше.

Еще более высокая ступень развития – объединение нескольких энергетических систем.

Основой электроэнергетики Украины в настоящее время является Объединённая электроэнергетическая система (ОЭС) Украины, которая осуществляет централизованное электрообеспечение внутренних потребителей, взаимодействует с энергосистемами смежных стран, обеспечивает экспорт, импорт и транзит электроэнергии. Она объединяет энергогенерирующие мощности, распределительные сети регионов Украины, которые связаны между собой системообразующими линиями электропередачи напряжением 220 – 750 кВ. Оперативно – технологическое управление ОЭС, управление режимами энергосистемы, обеспечение условий надёжности при параллельной работе с энергосистемами других стран осуществляется централизованно государственным предприятием ОДУ ОЭС (г. Киев) и НЭК „Укрэнерго” (г. Киев).

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

В отдельных случаях электрическая станция может работать не в системе, а изолированно. Такие станции используют для энергоснабжения небольшой группы предприятий и населённых пунктов, расположенных в удалённых мало-населённых районах со слабо развитой промышленностью.

Естественно, что крупное энергетическое объединение требует большой надёжности межсистемных связей. Этому вопросу в Украине уделяется огромное внимание.

Наибольшим потребителем среди отраслей экономики Украины будет оставаться промышленность, электропотребление которой в 2030 г. оценивается на уровне 169,8 млрд. кВт·ч (среднегодовой прирост составит 3,2%). За этот период электропотребление в сельском хозяйстве вырастет более чем в три раза (с 3,1 до 10,1 млрд. кВт·ч). Электропотребление в строительстве за период с 2005 г. по 2030 г. вырастет с 1,0 до 5,8 млрд. кВт·ч, на транспорте - с 9,4 до 12,9 млрд. кВт·ч, в жилищно-коммунальном хозяйстве и в быту с 40,1 млрд. кВт·ч до 143,6 млрд. кВт·ч.

Величина технологических расходов электрической энергии на ее передачу сетями в 2005 г. составила 25,3 млрд. кВт·ч, или 14,9% от общего объема поступления электроэнергии в сеть. За период с 2000 по 2004 гг. среднегодовой объем расходов электроэнергии составлял 31,7 млрд. кВт·ч, или 19,9% от общего отпуска электроэнергии в сеть. Сегодня уровень расходов электроэнергии на ее транспорт почти в 2 раза превышает уровень 1990 года и в 2,5 раза больше чем в государствах с развитой экономикой.

Внедрение экономичных мероприятий, направленных на стимулирование снижения расходов электроэнергии в электросетях позволило, начиная с 2002 г., несколько снизить их уровень, прежде всего сверхнормативную составляющую.

За счёт проведения в 2005 – 2015 годах организационно-технических мероприятий по снижению технологических расходов электрической энергии в сетях их объем следует ожидать в 2010 году на уровне 12,2% от общего отпуска электроэнергии в сеть, в 2015 году – 9,8%, в 2020 – 8,6%, в 2030 году – **8,2%**. Это обеспечит экономию электрической энергии за этот период в объёме 375 млрд. кВт·ч.

Общая мощность всех типов электростанций, работающих в ОЭС Украины, по данным Минэнергоугля, по состоянию на 1 января 2016 г. оценивается в **56116 МВт**.

В т.ч. общая мощность ТЭС составляет **27735 МВт (49,4% от общего)**;

АЭС - **13835 МВт (24,7%)**;

ТЭЦ и блок-станций - **6728 МВт (12,0%)**;

ГЭС - **4600 МВт (8,2%)**;

Электростанций на альтернативных источниках энергии (ветровые, солнечные, биомасса и т.п.) - **2033 МВт (3,6%)**;

ГАЭС - **1186 МВт (2,1%)**

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

Надёжность работы системы обеспечивается за счёт средств автоматической разгрузки и регулирования, а также широкого применения противоаварийной автоматики. Отставание необходимых внутрисистемных и межсистемных линий ограничивает возможности маневрирования в необходимых режимах. Это вызывает аварии в энергосистемах. Так, в США в год происходит по 5–6 крупных аварий. Наиболее ярко проявились недостатки в обеспечении надёжности энергоснабжения в процессе двух широко известных аварий – в ноябре 1965 г., когда Нью-Йорк и большая территория на севере США на 12 часов остались без электроснабжения, и в июле 1977 г., когда электроснабжение Нью-Йорка прекратилось на 25 ч.

В 2005 г. в Москве из-за пожара на одной из подстанций и отказов в системе автоматической разгрузки имело место отключение огромной территории Москвы и Московской области от электроснабжения, которое продолжалось также около 12 часов.

1.2.2. Графики электрических нагрузок

Основная задача электростанций – обеспечение электроэнергией промышленности и коммунально-бытовых нужд населения. По своим характеристикам *промышленная и коммунально-бытовая электрические нагрузки* существенно различаются как по значению, так и по переменности в течение суток. Потребности в электроснабжении характеризуются графиками электрических нагрузок. Зависимость нагрузки от времени суток называется *суточным графиком электрической нагрузки*. Он может составляться как для отдельной ЭС, так и для ОЭС в целом. Наиболее существенно изменение электрической нагрузки, связанной с коммунально-бытовыми нуждами. На рис. 1.1 представлен такой суточный график для ЭС, из которого видно, что электрическая нагрузка зимой больше, чем летом, и резко снижается в ночные часы. Наименьшее ее значение называют *минимумом нагрузки*. В дневные и вечерние часы наблюдается повышение нагрузки, причём более значительное изменение – зимой. Имеется два *максимума нагрузки* – утренний и вечерний. Графики электрических нагрузок должны обеспечиваться («покрываться») в обязательном порядке. Поэтому стремятся провести все необходимые ремонты в летний период, чтобы практически все оборудование ЭС могло использоваться для обеспечения зимнего максимума. Часто этот максимум называют *пиком нагрузки*.

Для характеристики плотности графика нагрузок используют два коэффициента:

α – отношение минимальной нагрузки к максимальной;

β – отношение средней нагрузки к максимальной.

Для коммунально-бытовой электрической нагрузки $\alpha = 0,45$ как летом, так и зимой; коэффициент β существенно выше:

$\beta = 0,88$ летом и $0,78$ зимой.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

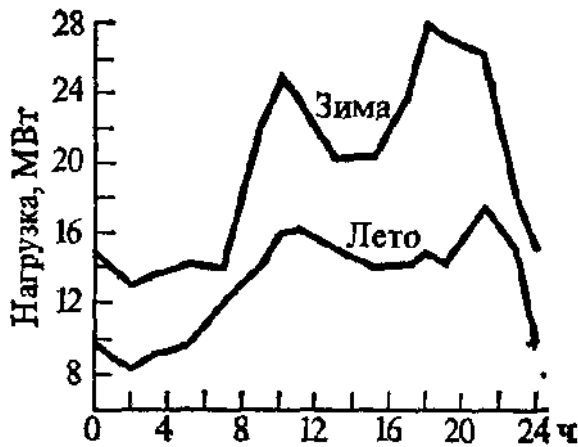


Рис. 1.1. Суточный график коммунально-бытовой электрической нагрузки ЭС в рабочие дни.

Основная электрическая нагрузка связана с потребностями промышленности. На рис. 1.2 приведён суточный график промышленной 2 и полной 1 нагрузок. Из графика видно, что и здесь нагрузка переменна в течение суток – имеются минимумы и максимумы. Однако плотность графиков на рис. 1.2 выше ($\alpha = 0,75$ зимой и $0,76$ летом; $\beta = 0,90$ зимой и $0,89$ летом) и, кроме того, различие в коэффициентах α и β для условий зимы и лета практически отсутствует.

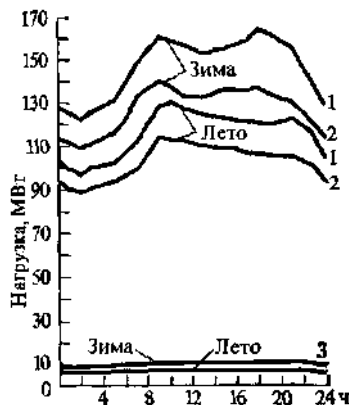


Рис. 1.2. Суточный график электрической нагрузки ЭС в рабочие дни.

Это объясняется определяющим влиянием более постоянной в течение суток промышленной нагрузки, значение которой примерно в шесть раз больше коммунально-бытовой.

Приведённая на рисунке полная электрическая нагрузка больше, чем отпускаемая потребителям. Часть электрической энергии расходуется самими электростанциями, например, для электроприводов многочисленных насосов и вентиляторов. Этот расход на *собственные нужды* 3 (рис. 1.2) составляет в целом по ЭС Украины $\sim 7 - 8 \%$. Кроме того, в процессе передачи электроэнергии по проводам существуют потери непосредственно в электрических сетях, составляющие сегодня около 15% (в прошлые годы больше).

Промышленная электрическая нагрузка более равномерна при обслуживании предприятий, работающих в три смены; наименее равномерна для предприятий, работающих в одну смену.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

Для построения полного суточного графика электрической станции или электрической системы необходимо кроме промышленной и коммунально-бытовой нагрузок учесть также потребление электроэнергии электрифицированным транспортом, потери электроэнергии в электрических сетях системы и расход электроэнергии на собственные нужды. Такой полный суточный график представлен на рис. 1.3.

Графики электрических нагрузок, изображённые на рис. 1.1–1.3, соответствуют рабочим дням недели. Электрическая нагрузка в субботу, воскресенье и праздничные дни снижается примерно вдвое по сравнению с рабочими. Это может потребовать останова ряда крупных энергетических агрегатов, что снижает их эксплуатационные показатели. Но, с другой стороны, это позволяет энергетическим системам проводить в эти дни профилактические ремонты оборудования и, таким образом, повышать надёжность его работы.

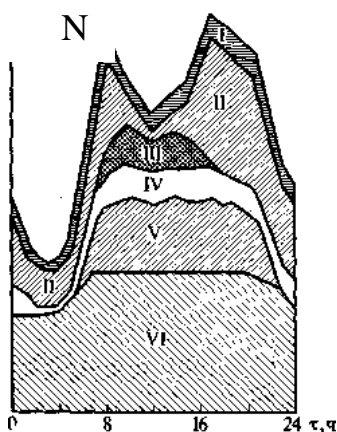


Рис. 1.3. Полный суточный график электрической нагрузки крупного промышленного района в зимний период:

I — потери в сетях и собственные нужды электростанции; II — коммунально-бытовая нагрузка; III — односменные промышленные предприятия; IV — электрифицированный транспорт; V — двухсменные промышленные предприятия; VI — трёхсменные промышленные предприятия

Для электростанции, или для энергетической системы, суточные графики электрической нагрузки строят по месяцам года, а затем на основании этих данных — *годовой график электрических нагрузок по продолжительности*. Этот график характеризует число часов в год, в течение которых нагрузка энергосистемы равна определённой величине N_3 .

Для построения графика нагрузок по продолжительности ломаные линии суточных графиков нагрузки заменяются ступенчатыми. Кривая $N_3=f(\tau)$, полученная в результате такой суммарной обработки наиболее характерных суточных графиков нагрузки для годового периода, показана на рис. 1.4. Площадь под кривой $N_3=f(\tau)$ соответствует годовому производству электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{год}}$ (кВт·ч) в рассматриваемой системе.

Нагрузку, характерную для наибольшего числа часов работы, называют *базовой (I)*; для наименьшего — *пиковой (III)*. Обычно в покрытии годового графика

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

нагрузки системы участвуют агрегаты и станции разной экономичности. Распределяют суммарную нагрузку по отдельным станциям (агрегатам) так, чтобы обеспечить наиболее экономичную работу системы в целом.

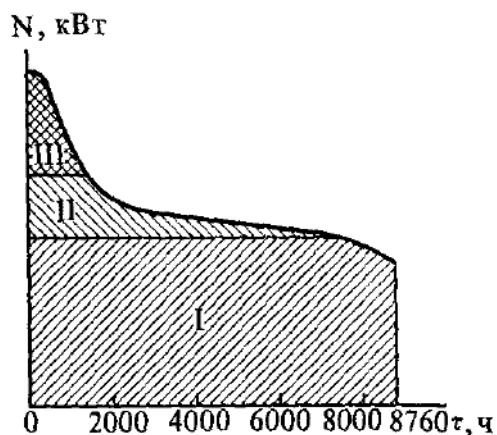


Рис. 1.4. Годовой график электрических нагрузок по продолжительности

Этого можно достичь, если станции, имеющие меньшие затраты на топливо, будут загружаться большее число часов в году, а станции с большими затратами на топливо — меньшее. Станции, работающие с наибольшей возможной нагрузкой значительную часть года и тем самым участвующие в покрытии нижней части графика продолжительности нагрузки, называют *базовыми*; станции, используемые в течение небольшой части года только для покрытия пиковой нагрузки, — *пиковыми*. Кроме того, в системе имеется ряд электростанций, несущих *промежуточную (II)* нагрузку между базовой и пиковой (*полупиковые*).

Для покрытия пиковых нагрузок в системах, имеющих в своем составе гидростанции, наиболее целесообразно использовать *гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС)*. В периоды «провала» нагрузки ГАЭС работает в насосном режиме, затрачивая электроэнергию, вырабатываемую другими ЭС, для закачки воды из нижнего водохранилища в верхнее. Это выравнивает график. В период увеличения нагрузки ГАЭС работает в турбинном режиме, сбрасывая уровень воды из верхнего водохранилища и сокращая участие тепловых ЭС в регулировании нагрузки. Такая ГАЭС реализована на Южноукраинской АЭС (Ташлыкская). В качестве пиковых могут сооружаться также установки, специально предназначенные для этой цели и приспособленные для частых пусков и остановов. Тепловая экономичность пиковых электростанций обычно ниже, чем у базовых, из-за работы в переменных режимах, но это несущественно в связи со сравнительно небольшой выработкой ими электроэнергии. К числу пиковых установок относятся, например, газотурбинные установки.

Одна из основных характеристик электростанции — *установленная мощность*, определяемая как сумма номинальных мощностей электрогенераторов. *Номинальная мощность генератора* — это наибольшая мощность, при которой он может работать длительное время в режимах, оговорённых техническими условиями.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

Переменность электрической нагрузки во времени заставляет выбирать мощность электростанции по максимуму нагрузки в зимнее время. Это означает, что в остальное время оборудование станции используется не полностью. Для оценки полноты использования установленного оборудования ЭС пользуются *коэффициентом использования установленной мощности станции* КИУМ ($\mu_{уст}$) – это отношение количества выработанной электроэнергии в течение года $\mathcal{E}_{год}$ (кВт·ч) к тому количеству, которое могло быть выработано при годовой работе станции с установленной мощностью, т. е. к $N_{уст} \cdot 8760$ (кВт·ч):

$$\text{КИУМ} = \mathcal{E}_{год} / (N_{уст} \cdot 8760) \quad (1.1)$$

где 8760 – число часов в году.

Работа станции может также характеризоваться *годовым числом часов использования установленной мощности*

$$\tau_{уст} = \mathcal{E}_{год} / N_{уст} \quad (1.2)$$

Коэффициент использования установленной мощности и число часов использования установленной мощности связаны между собой соотношением

$$\text{КИУМ} = \tau_{уст} / 8760 \quad (1.3)$$

Число часов использования установленной мощности зависит от того, в каком режиме работает станция. Для станций, работающих с базовой нагрузкой, число часов использования установленной мощности составляет обычно 6000–7000, в то время как полупиковые – около 4500 ч/год, а для специальных пиковых агрегатов $\tau_{уст}$ может быть 2000 ч/год и менее.

По данным ГП НАЭК «Энергоатом» в среднем за 10 месяцев 2011 года КИУМ АЭС Украины составил 72,5 %, а за 7 месяцев 2012 года – 73,6 %.

Тепловые электростанции в отличие от гидравлических должны снабжать промышленность и население не только электрической, но и теплотой. Это относится и к атомным электростанциям. Действующие в настоящее время атомные электростанции обеспечивают теплом жилые посёлки самих АЭС и близко расположенные жилпоселки. В конце 70 г.г. прошлого столетия были разработаны проекты создания атомных ТЭЦ, которые должны решать вопросы теплоснабжения для крупных жилых поселков и городов, т.е. решается задача более широкого использования атомных электростанций для теплоснабжения. Одна из таких АТЭЦ планировалась для Одессы (~ 28 км от черты города).

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

1.2.3. Участие АЭС в регулировании электрической нагрузки

Проблема участия АЭС в регулировании нагрузки возникла в связи с непригодностью к работе в условиях глубокой разгрузки прямоточных энергоблоков сверхкритических параметров, являющихся основой развития ТЭС. Действующие в настоящее время АЭС легко участвуют в регулировании нагрузки. Но большие, чем на тепловых электростанциях, капитальные затраты на АЭС и малая топливная составляющая себестоимости электроэнергии делают экономически целесообразным использование их в режиме «базовой» нагрузки. В последние годы были успешно проведены работы по:

- а) приспособлению энергоблоков ТЭС сверхкритических параметров к несению частичных нагрузок;
- б) реконструкции ряда ТЭС с барабанными паровыми котлами для их работы в пиковом и полупиковом режимах;
- в) сооружению в отдельных ЭС гидроаккумулирующих электростанций;
- г) созданию специальных маневренных энергоблоков с барабанными котлами мощностью по 500 МВт для установки на новых ТЭС.

С учетом этих обстоятельств на рис. 1.5 показаны рекомендации покрытия графика электрических нагрузок в перспективе для европейской части. В качестве регулирующих электростанций, покрывающих пиковую область переменной части графика электрических нагрузок, могут быть использованы газотурбинные установки или гидроаккумулирующие станции. Примером наиболее правильного использования АЭС в ЭС может служить Южно-Украинский энергетический комплекс общей мощностью более 6 млн. кВт. В его состав входят Южно-Украинская АЭС мощностью 4 млн. кВт, Ташлыкская ГАЭС мощностью –1,8 млн. кВт с большим водохранилищем (используемым также и для целей охлаждения «циркуляционной» воды конденсаторов) и Константиновская ГАЭС мощностью 0,38 млн. кВт. При этом будет полностью обеспечена работа Южно-Украинской АЭС в базовом режиме.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

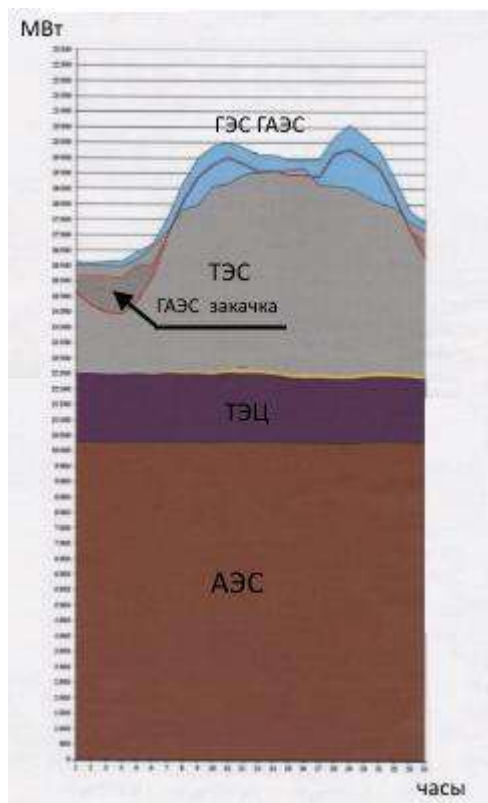


Рис. 1.5. Суточный график производства/потребления электроэнергии в ОЭС Украины за 1 марта 2016 г.

- АЭС – 247,5 МВт/55,2 %
- ТЭС ГК – 125,5 МВт/28,0 %
- ТЭЦ – 53,6 МВт/12,0 %
- ГЭС ГАЭС – 19,1/4,3 %
- НБЭ – 2,9 МВт/0,6 %

Суточное производство – 448,6 МВт;
Суточное потребление – 430,5 МВт
ГАЭС закачка – 5,6 МВт
Сальдо перетоков – 12,5 МВт
В.ч. экспорт – 5,1 МВт
Импорт – 0,0 МВт

В связи с общей тенденцией энергетики – укрупнением основных агрегатов – следует помнить, что для энергоблоков АЭС единичные мощности 1000 МВт приемлемы только для больших энергетических систем, когда включение и выключение столь крупных агрегатов будет относительно слабо влиять на работу всей ЭС. Исходя из резервирования в системе и регулирования ее нагрузки считается, что единичная мощность реакторного блока не должна быть больше 10 % мощности ЭС, в которую он включен. Такое положение имеет место для ОЭС Украины, и поэтому строительство АЭС повышенной единичной мощности допустимо и целесообразно. В Программе развития АЭС до 2030 г. предусматривается возможность строительства реакторов ВВЭР-1500.

Особенность атомной энергетики – малые затраты на перевозку «топлива». В связи с этим мощные АЭС располагают в *центре электрических нагрузок*, что экономичнее. По той же причине целесообразно применение АЭС для удаленных районов с затруднительностью доставки органического топлива для использования его на ТЭС. Примером может быть Билибинская АТЭЦ.

1.2.4. Графики тепловых нагрузок.

Наиболее равномерна в течение года промышленная тепловая нагрузка, но она меняется в течение суток в зависимости от характера загрузки предприятий (рис. 1.6). Отопительная тепловая нагрузка существенно зависит не только от

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

времени года, но и от температуры наружного воздуха в отопительный период (рис. 1.7).

Горячее водоснабжение мало зависит от времени года (летом несколько меньше, чем зимой), а в течение суток меняется аналогично коммунально-бытовой электрической нагрузке. График суммарной тепловой нагрузки по продолжительности для отопления и бытового горячего водоснабжения

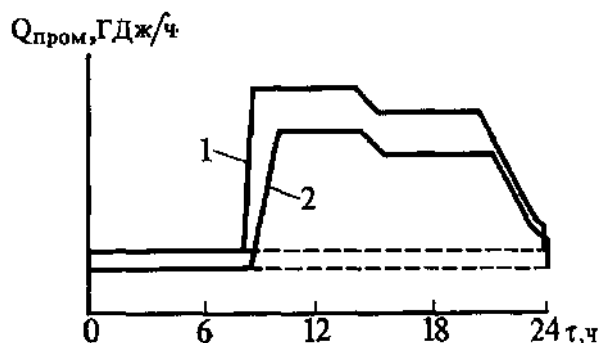


Рис.1.6. Суточный график теплотребления промышленных предприятий, работающих в 2 смены: 1 – зимой; 2 – летом

(рис. 1.8) строят аналогично годовому графику по продолжительности для электрической нагрузки, а площадь под кривой $Q_{от.быт} = f(\tau)$ соответствует годовому потреблению теплоты на отопление и бытовое горячее водоснабжение $Q_{год.от.быт}$. Число часов использования максимума этой нагрузки

$$\tau_{от.быт.макс} = Q_{год.от.быт} / Q_{от.быт.макс} \quad (1.4)$$

Обычно $2500 \text{ ч} < \tau_{от.быт.макс} < 4000 \text{ ч}$, т. е. всегда меньше, чем для электрической нагрузки.

Для промышленной нагрузки также может быть построен график потребления по продолжительности и определено число часов использования максимума производственной тепловой нагрузки, которое достигает 6000 ч.

$$\tau_{пром.макс} = Q_{год.пром} / Q_{пром.макс}, \quad (1.5)$$

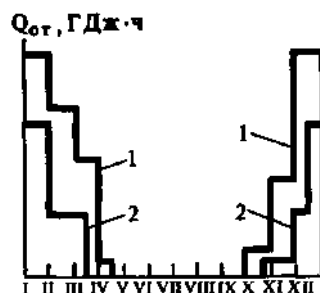


Рис. 1.7. Годовой график отопительной нагрузки по месяцам: 1 – максимум; 2 – минимум

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

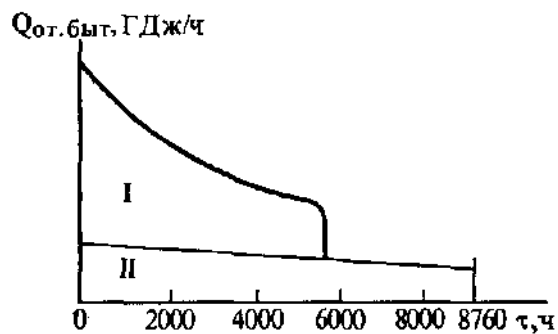


Рис.1.8. Годовой график тепловой нагрузки по продолжительности для отопления и горячего водоснабжения:

I – отопление; II – горячее водоснабжение.

Вопросы для самоконтроля

1. По каким показателям судят о степени научно-технического развития страны?
2. Каким был уровень удельного годового потребления э/э в Украине в 2005 г.?
3. Как соотносится уровень удельного годового потребления э/э в Украине в 2005 г. со средним мировым уровнем?
4. Каков был показатель удельного годового потребления э/э в Украине в 1990 г.?
5. Какой была энергоемкость ВВП в Украине в 2005 г.?
6. Как значение энергоемкости ВВП в Украине в 2005 г. соотносится со средним значением энергоемкости ВВП в мире?
7. Какими обобщенными показателями можно охарактеризовать недостатки современной энергетики Украины?
8. Какими обобщенными показателями можно охарактеризовать преимущества современной энергетики Украины?
9. Сколько периодов развития экономики предусмотрено в Стратегии развития энергетики до 2030 г.?
10. Назовите периоды развития экономики Украины до 2030 г.? (2006–2010, 2011–2020, 2021–2030)
11. Сколько тонн угля будет доставлено из США по Договору на поставку до конца 2017 г.?
12. Где планируют использовать уголь АШ, доставляемый из США?
13. Запишите формулу для определения КИУМ.

1. Энергетические ресурсы. Производство и распределение электрической и тепловой энергии

14. Какую величину составлял КИУМ АЭС Украины в 2004 г.?
15. До какого значения планируют довести КИУМ АЭС Украины в 2030?
16. Сколько планируют произвести электроэнергии в 2030 г на АЭС Украины?
17. Какова должна быть установленная мощность АЭС Украины для выполнения намеченного годового объема производства электроэнергии в 2030 г.?
18. Какой должна быть доля АЭС от общего производства электроэнергии в Украине, планируемая Стратегией на 2030 г.?
19. Какое годовое производство электроэнергии (в млрд. кВт·ч) планируется в Украине на 2030 г.?
20. Какой объем годового производства электроэнергии (в млрд. кВт·ч) достигнуто в Украине в 2016 г.?
21. Какова доля АЭС Украины в общем годовом производстве электроэнергии в 2016 г.?
22. Каким путем пойдет развитие атомной энергетики в Украине в ближайшие годы?
23. Что такое Энергосистема?
24. Что объединяет энергогенерирующие мощности Украины в единую систему?
25. Кто является наибольшим потребителем электроэнергии среди отраслей экономики Украины?
26. Какой уровень технологических потерь планируется на 2030 год в Украине?
27. Какой величиной оценивается потребление электроэнергии самими электростанциями?
28. Что такое номинальная мощность генератора?
29. Нарисуйте суточный график производства электроэнергии в ОЭС Украины (ориентировочно в 2016 году).
30. Нарисуйте годовой график тепловой нагрузки по продолжительности для отопления и горячего водоснабжения.

2. АТОМНАЯ ЭНЕРГЕТИКА.

Типы АЭС, технологическое оборудование, совместная работа реакторов различных типов [1, 2, 10, 11, 13]

2.1. Классификация АЭС

Атомная энергетика от традиционной теплоэнергетики отличается источником получения тепловой энергии, которая в турбине превращается в механическую. Со времени пуска первой АЭС наряду с тепловыми электростанциями на органическом топливе существуют тепловые электростанции на ядерном топливе. Пока это электростанции конденсационного типа, отпускающие потребителям только электроэнергию. Именно такие электростанции получили наименование *атомные электростанции* (АЭС).

Однако возможно создание атомных станций, отпускающих потребителям не только электроэнергию, но и теплоту. Такие электростанции называют *атомными теплоэлектроцентралями* (АТЭЦ). Длительное время находится в эксплуатации Билибинская АТЭЦ на Чукотке мощностью 48 МВт. В 80-х годах прошлого столетия было начато сооружение первенца мощных АТЭЦ – Одесской АТЭЦ, а также Минской АТЭЦ.

Можно также использовать внутриядерную энергию только для целей горячего водоснабжения на *атомных станциях теплоснабжения* (АСТ). В АСТ парообразование отсутствует. Сооружение АСТ было начато в Нижнем Новгороде и Воронеже. Наряду с этим разрабатывались также *атомные станции промышленного теплоснабжения* (АСПТ) для снабжения технологическим паром с давлением около 2 МПа промышленных предприятий.

К настоящему времени атомная энергетика используется в основном для производства электроэнергии. В качестве двигателя на атомных электростанциях пока применяют только паровые турбины. Но в отношении реакторных установок существует большое разнообразие, отражающееся на общей организации технологического процесса электростанции и требующее их классификации. В этом отношении для атомных электростанций наибольшее значение имеет классификация по числу контуров. В числе действующих сегодня имеются *одноконтурные, двухконтурные и трехконтурные АЭС*.

В системе любой АЭС различают *теплоноситель* и *рабочее тело*. Рабочим телом, т. е. средой, которая совершает работу, с преобразованием тепловой энергии в механическую, является *водяной пар*. Требования к чистоте пара, поступающего на турбину, настолько высоки, что могут быть удовлетворены с экономически приемлемыми показателями только при конденсации всего пара и возврате конденсата в цикл. Поэтому контур рабочего тела для АЭС, как и для любой современной тепловой электростанции, всегда замкнут и добавочная вода поступает в него лишь в небольших количествах для восполнения утечек и некоторых других потерь конденсата.

Назначение теплоносителя на АЭС – отводить теплоту, выделяющуюся в реакторе. Для предотвращения отложений на тепловыделяющих элементах необходима высокая чистота теплоносителя. Поэтому для него также необходим замкнутый контур и в особенности потому, что теплоноситель реактора всегда радиоактивен.

Если контуры теплоносителя и рабочего тела не разделены, АЭС называют *одноконтурной* (рис.2.1, а). В реакторе происходит парообразование, пар направляется в турбину, где производит работу, превращаемую в генераторе в электроэнергию.

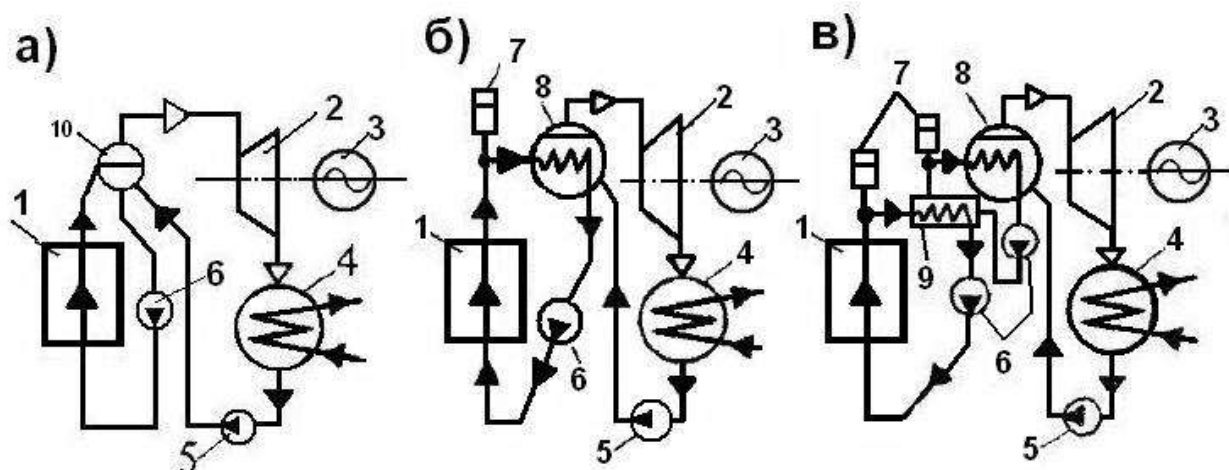


Рис. 2.1. Классификация АЭС в зависимости от числа контуров:

а – одноконтурные; **б** – двухконтурные; **в** – трехконтурные;

1 – реактор; 2 – паровая турбина; 3 – электрический генератор; 4 – конденсатор;

5 – питательный насос; 6 – циркуляционный насос; 7 – компенсатор объема;

8 – парогенератор; 9 – промежуточный теплообменник; 10 – барабан-сепаратор

После конденсации всего пара в конденсаторе конденсат насосом подается снова в реактор. Такие реакторы работают с принудительной циркуляцией теплоносителя, для чего устанавливают *главный циркуляционный насос*.

В одноконтурных схемах все оборудование работает в радиоактивных условиях, что осложняет его эксплуатацию. Большое преимущество таких схем – простота и большая экономичность. Параметры пара перед турбиной и в реакторе отличаются лишь на значение потерь в паропроводах. По одноконтурной схеме в Украине работала Чернобыльская АЭС, а в РФ работают до настоящего времени Курская и Смоленская АЭС.

Если контуры теплоносителя и рабочего тела разделены, то АЭС называют двухконтурной (рис.2.1,б). Соответственно контур теплоносителя называют *первым*, а контур рабочего тела – *вторым*. В таких схемах реактор охлаждается теплоносителем, который прокачивается через него и парогенератор главным циркуляционным насосом. Образованный таким образом контур теплоносителя является радиоактивным, он включает в себя не все обо-

рудование станции, а лишь его часть. В систему первого контура входит *компенсатор давления (объема)*, так как объем теплоносителя изменяется в зависимости от температуры.

Пар из парогенератора двухконтурной АЭС поступает в турбину, затем в конденсатор, а конденсат из него насосом возвращается в парогенератор. Образованный таким образом второй контур включает в себя оборудование, работающее в отсутствие радиационной активности; это упрощает эксплуатацию станции. На двухконтурной станции обязателен *парогенератор* – элемент, разделяющий оба контура, поэтому он в равной степени принадлежит как первому, так и второму контуру. Передача теплоты через поверхность нагрева требует перепада температур между теплоносителем и кипящей водой в парогенераторе. Для водного теплоносителя это означает поддержание в первом контуре более высокого давления, чем давление пара, подаваемого на турбину. Стремление избежать закипания теплоносителя в активной зоне реактора приводит к необходимости иметь в первом контуре давление, существенно превышающее давление во втором контуре. По двухконтурной схеме работают Ровенская, Запорожская, Хмельницкая и Южноукраинская АЭС, а также многие АЭС в мире. Построенные при содействии СССР АЭС в Германии, Болгарии, Чехии, Венгрии и Финляндии также работают по двухконтурной схеме.

В качестве теплоносителя в схеме АЭС, показанной на рис.2.1,б, могут быть использованы также и газы. Газовый теплоноситель прокачивается через реактор и парогенератор *газодувкой*, играющей ту же роль, что и главный циркуляционный насос. В отличие от водного теплоносителя, для газовых теплоносителей давление в первом контуре может быть не только выше, но и ниже, чем во втором контуре.

Каждый из описанных двух типов АЭС с водным теплоносителем имеет свои преимущества и недостатки, поэтому на заре развития АЭС развивались станции обоих типов. У них был ряд общих черт, к их числу относится *работа турбин на насыщенном паре средних давлений*. Одноконтурные и двухконтурные АЭС с водным теплоносителем наиболее распространены, причем в мире в основном предпочтение отдается двухконтурным АЭС, в Украине также используются сегодня только двухконтурные АЭС, а в РФ на их долю приходится почти 65 % установленной мощности.

В процессе эксплуатации возможно возникновение неплотностей на отдельных участках парогенератора, особенно в местах сварки парогенераторных трубок в коллекторе или за счет коррозионных повреждений самих трубок. Если давление в первом контуре выше, чем во втором, то может возникнуть переток теплоносителя, вызывающий радиоактивность второго контура. В определенных пределах такой переток не нарушает нормальной эксплуатации АЭС. Но существуют теплоносители, интенсивно взаимодействующие с паром и водой. Это может создать опасность выброса радиоактивных веществ в обслуживаемые помещения. Таким теплоносителем является,

например, жидкий натрий. Поэтому создают дополнительный, *промежуточный* контур для того, чтобы даже в аварийных ситуациях можно было избежать контакта радиоактивного натрия с водой или водяным паром. Такие АЭС называют *трехконтурными* (рис. 2.1,б).

Радиоактивный жидкометаллический теплоноситель насосом прокачивается через реактор и промежуточный теплообменник, в котором отдает теплоту нерадиоактивному жидкометаллическому теплоносителю. Последний прокачивается через парогенератор по системе, образующей промежуточный контур. Давление в промежуточном контуре поддерживается более высоким, чем в первом. Поэтому переток радиоактивного натрия из первого контура в промежуточный невозможен. В связи с этим при возникновении неплотности между промежуточным и вторым контурами контакт воды или пара будет только с нерадиоактивным натрием. Система второго контура для трехконтурной схемы аналогична двухконтурной схеме. Трехконтурные АЭС наиболее дорогие из-за большого количества оборудования.

По трехконтурной схеме работают Шевченковская АЭС (Казахстан) и третий блок Белоярской АЭС (РФ).

Кроме классификации атомных электростанций по числу контуров можно выделить отдельные типы АЭС в зависимости от:

- 1) типа реактора – на тепловых или быстрых нейтронах;
- 2) параметров и типа паровых турбин, например, АЭС с турбинами на насыщенном или перегретом паре;
- 3) параметров и типа теплоносителя – с газовым теплоносителем, теплоносителем «вода под давлением», жидкометаллическим и др.;
- 4) конструктивных особенностей реактора, например, с реакторами канального или корпусного типа, кипящим с естественной или принудительной циркуляцией и др.;
- 5) типа замедлителя реактора, например, с графитовым или тяжеловодным замедлителем, и др.

Наиболее полная характеристика АЭС объединяет все эти классификации. Например, Ровенская АЭС – двухконтурная атомная электростанция с реактором корпусного типа на тепловых нейтронах с теплоносителем «вода под давлением» и турбинами на насыщенном паре; Чернобыльская АЭС – одноконтурная атомная электростанция с реактором канального типа на тепловых нейтронах с графитовым замедлителем и турбинами на насыщенном паре; Белоярская АЭС – трехконтурная атомная электростанция с реактором на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем и турбинами на перегретом паре.

2.2. Основное технологическое оборудование АЭС

На рис. 2.1 показано основное технологическое оборудование АЭС. Сердцем АЭС является реактор 1. Для АЭС по рис. 2.1,а, активная зона

охлаждается пароводяной смесью; реакторы АЭС по рис. 2.1, б и в охлаждаются однофазной жидкостью – вода под давлением (рис. 2.1, б), жидкий натрий (рис. 2.1, в). Однофазность теплоносителя вызывает необходимость включения в состав АЭС компенсатора давления (объема) 7, задачу которого в одноконтурной АЭС выполняет барабан-сепаратор. Обязательным агрегатом АЭС по рис. 2.1, б и в является парогенератор 8.

Циркуляция теплоносителя в реакторе обеспечивается главным циркуляционным насосом 6. Для всех схем, изображенных на рис. 2.1, двигателем является паровая турбина 2, но ее параметры и соответственно конструктивная схема различаются – для водного теплоносителя это турбина насыщенного пара среднего давления; для жидкометаллического – турбина перегретого пара высокого давления. В связи с этим в первом случае возникает необходимость таких элементов, как *междуцилиндровый сепаратор* и *промежуточный пароперегреватель*. Для схемы, изображенной на рис. 2.1, а, пар на турбину поступает из реактора; для схем, показанных на рис. 2.1, б и в – из парогенераторов.

Отработавший в турбине пар конденсируется в конденсаторе 4 и насосом возвращается в парообразующий агрегат – реактор (рис. 2.1, а) или парогенератор 8 (рис. 2.1, б, в).

Таким образом, технологический процесс производства электроэнергии на АЭС включает в себя: повышение температуры конденсата до температуры насыщения и получение из него пара; расширение пара в турбине со снижением давления и температуры от начальных, значений перед турбиной до значений, отвечающих вакууму в конденсаторе. Суммарное протекание этих процессов определяет *термодинамический цикл АЭС*. При этом выявляется необходимость дополнения реальных тепловых схем АЭС рядом вспомогательных элементов, имеющих важное значение для повышения экономичности и надежности работы АЭС.

2.3. Совместная работа АЭС с реакторами различных типов

Одноконтурные АЭС и подавляющее большинство двухконтурных, в том числе и работающих в Украине, используют пока только реакторы с водным теплоносителем.

Одним из недостатков водного теплоносителя для АЭС является невозможность применения в реакторе природного урана и связанная с этим необходимость его обогащения. В результате наряду с обогащенным топливом получается большое количество обедненного («отвального») урана. Из рис. 2.2 видно, что количество этого отвального урана очень велико. Так, при содержании в отвале 0,3%, ^{235}U и обогащении до 5% из 1 кг природного урана можно получить всего 0,085 кг обогащенного урана, а 0,915 кг пойдет в отвал. Уменьшение обогащения до 3,5%, так же как и более глубокое обедне-

АТОМНАЯ ЭНЕРГЕТИКА.

ние отвального урана, несколько улучшает конечные показатели. Но в любом случае расход отвального урана превышает 80% направляемого на обогащение природного урана. Это создает все бОльшие и бОльшие запасы неиспользуемого урана и, безусловно, является нерациональным использованием урановых топливно-энергетических ресурсов.

Основной изотоп ^{238}U , которого в природном уране более 99%, в реакторах на тепловых нейтронах с водным теплоносителем участвует в реакции деления очень слабо. Деление части ядер ^{238}U быстрыми нейтронами добавляет лишь около 5% к энергии, получившейся за счет деления ^{235}U . Однако в реакторах на тепловых нейтронах имеет место и несколько более эффективное использование ^{238}U в результате образования вторичного горючего.

В любом реакторе имеет место захват основным изотопом урана ^{238}U нейтронов, получающихся в результате деления ядер. Это приводит к образованию нового горючего – плутония ^{239}Pu , являющегося искусственным делящимся изотопом. Количество этого изотопа существенно зависит от типа реактора. В реакторах на тепловых нейтронах образование такого вторичного ядерного горючего невелико. В реакторах на быстрых нейтронах во вторичное горючее ^{239}Pu может быть превращено и использовано около половины всего ^{238}U . Кроме того, быстрые нейтроны могут вызвать непосредственное деление ^{238}U примерно для 0,25 загруженного урана. Таким образом, для реакторов на быстрых нейтронах может быть использовано не менее $3/4$ загруженного топлива и только 0,25 загруженного урана окажется неиспользованной в отработанных твэлах, в то время как в реакторах на тепловых нейтронах используется лишь 2,4% для ВВЭР и 1,2% для РБМК от загруженного топлива.

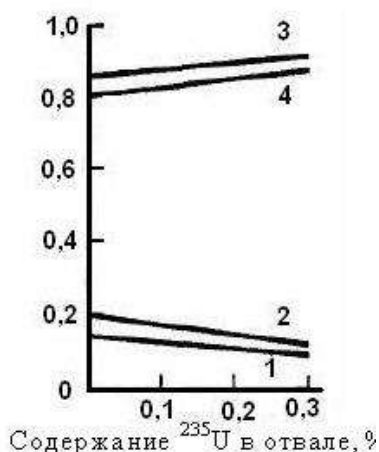


Рис. 2.2.. Выход обогащенного урана (1, 2) и расход урана в отвал (3, 4) в расчете на 1 кг природного урана в зависимости от содержания ^{235}U в отвале:

- 1, 3 – при конечном обогащении 5%;
- 2, 4 – при конечном обогащении 3,5%

Образовавшийся в реакторе с водным теплоносителем ^{239}Pu может быть или использован в реакторе как вторичное горючее, небольшая часть которого в результате дополнительного захвата нейтронов превращается в пассивные высшие изотопы, или выгружен для последующего использования в других реакторах, например, в активной зоне реакторов на быстрых нейтронах.

За счет деления вторичного ядерного горючего выработка электроэнергии для реакторов на тепловых нейтронах в расчете на загруженный в реактор ^{235}U может увеличиться в 2–3 раза. Это свидетельствует о важности влияния этого процесса на экономические показатели атомной энергетики.

Для использования этого процесса реакторы на тепловых нейтронах должны содержать возможно меньше конструкционных материалов, поглощающих нейтроны, чтобы не уменьшать полезное поглощение нейтронов в ^{238}U , приводящее к образованию ^{239}Pu . Это стремление приводит к ограничению верхнего уровня температуры теплоносителя в современной атомной энергетике на тепловых нейтронах.

В реакторах на тепловых нейтронах используется очень малая доля загруженного в них топлива. Глубокое использование ядерного топлива возможно только в реакторах на быстрых нейтронах, теплоносителем для которых является, например, жидкий натрий. Соответствующие АЭС работают по трехконтурной схеме. Для реакторов на быстрых нейтронах характерна возможность использования как природного, так и отвального урана (в зоне воспроизводства). В этом огромное значение реакторов на быстрых нейтронах и их несомненная перспективность. Однако для работы реакторов на быстрых нейтронах требуется загрузка в активную зону или сильно обогащенного урана по ^{235}U , или ^{239}Pu . Более экономично второе решение. Но это означает, что необходима наработка ^{239}Pu в реакторах на тепловых нейтронах с выгрузкой его для использования в реакторах на быстрых нейтронах. Поэтому *совместное использование реакторов на тепловых и быстрых нейтронах* будет характерно для довольно длительного периода развития атомной энергетики. По мере освоения реакторов на быстрых нейтронах и улучшения их характеристик доля таких реакторов будет увеличиваться, а доля реакторов на тепловых нейтронах – снижаться. Улучшение характеристик реакторов на быстрых нейтронах позволит не только прекратить в последующем использование в них ^{239}Pu , наработанного в реакторах на тепловых нейтронах, но даже нарабатывать в реакторах на быстрых нейтронах ^{239}Pu для использования в других реакторах. Таким образом, строительство реакторов на быстрых нейтронах даже после их полного освоения не означает отказа от сооружения АЭС на тепловых нейтронах. Развитие атомной энергетики в бывшем СССР предполагало длительную совместную работу АЭС с реакторами на быстрых нейтронах и АЭС с реакторами на тепловых нейтронах.

Важность проблемы АЭС с реакторами на быстрых нейтронах очевидна. Необходимо иметь в виду, что обеспеченность энергетики ядерным топливом определяется в расчете на его использование в реакторах на быстрых нейтронах. В настоящее время в мире скопилось не менее 1 млн. т обедненного урана, вовлечение которого в производство электроэнергии возможно только в реакторах на быстрых нейтронах и в дальнейшем – в термоядерных реакторах.

АТОМНАЯ ЭНЕРГЕТИКА.

В настоящее время в эксплуатации находятся энергоблоки с реакторами на быстрых нейтронах БН-600 (с 1980 года) и БН-800 (с 2015 года).

В них загружают стандартный уран-235. Перевести недавно построенный БН-800 (2015 г.) на 100-процентную загрузку мокс-топливом (от англ. *mixed-oxide fuel*, состоящего из смеси оксидов урана-238 и плутония-239) руководство станции планирует лишь к 2019 году. К этому времени рассчитывают запустить на Красноярском горно-химическом комбинате экспериментальную линию по производству мокс-топлива, и они смогут поставлять необходимое количество топливных сборок для БН.

В свое время США планировали построить завод по производству мокс-топлива в Южной Каролине. Но этот проект быстро свернули, когда поняли, насколько он невыгоден экономически. Стоимостные показатели производства смешанного уран-плутониевого топлива "раздели" бы даже экономику США.

Специалисты РФ считают, что реакторы типа БН очень важны еще и потому, что они гораздо более безопасны по сравнению с другими типами.

К примеру, чтобы обеспечить работу реактора на тепловых нейтронах (типа ВВЭР), нужно загрузить топливо в реактор на год вперед. А это существенно увеличивает запас реактивности, что потенциально опасно. В реакторы на жидком натрии (типа БН) лишнего топлива загружать не нужно, и это принципиально безопаснее. Кроме того, *большое преимущество реакторов типа БН в том, что благодаря интегральной компоновке оборудования уровень доз, которые получает эксплуатационный персонал, в десятки раз ниже, чем получают эксплуатационники реакторов других типов.*

Корпорация Росатом примет окончательное решение о строительстве новейшего реактора на быстрых нейтронах БН-1200 до конца 2017 года. Проект такого энергоблока уже готов. Россия - единственная страна, где в промышленную эксплуатацию введены два реактора на быстрых нейтронах - БН-600 и БН-800. Они установлены на Белоярской АЭС в Свердловской области. Разрабатываемый БН-1200 - более мощный. Планируется, что при помощи этого реактора будет реализован проект замкнутого ядерного топливного цикла.

Наряду с Россией активно разрабатывают проекты реакторов на быстрых нейтронах *Китай, Индия, Франция*. Заместитель генерального директора МАГАТЭ Михаил Чудаков сообщил в рамках FR17, что к проекту хотят присоединиться и другие страны. По его словам, быстрые реакторы такж бу-

дуг способны решать вопросы с накопившимся отработанным ядерным топливом.

2.4. Вопросы для самоконтроля.

1. Что такое Атомные электростанции (АЭС)?
2. Что такое Атомные теплоэлектроцентрали (АТЭЦ)?
3. Что такое Атомные станции теплоснабжения (АСТ)?
4. Что такое Атомные станции промышленного теплоснабжения (АСПТ)?
5. Что такое рабочее тело (дать определение и примеры)?
6. Что такое теплоноситель (дать определение и примеры)?
7. Почему контур рабочего тела АЭС всегда замкнут?
8. Дайте определение одноконтурной АЭС.
9. Дайте определение двухконтурной АЭС.
10. Нарисуйте простейшую схему одноконтурной АЭС
11. Нарисуйте простейшую схему двухконтурной АЭС
12. Нарисуйте простейшую схему трехконтурной АЭС
13. Какое рабочее тело используется в турбинах АЭС Украины?
14. Какое рабочее тело используется в турбинах трехконтурных АЭС?
15. Есть ли в Украине трехконтурные АЭС?
16. Какой теплоноситель используется в АЭС Украины?
17. Какой теплоноситель используется в работающих сегодня трехконтурных АЭС?
18. Какой теплоноситель используется в промежуточном контуре трехконтурных АЭС?
19. Давление теплоносителя в промежуточном контуре выше или ниже, чем давление в первом контуре трехконтурной АЭС, и почему?
20. Какого типа реакторы (по энергии нейтронов, вызывающих деление) используются на АЭС Украины?
21. Какого типа реакторы (по энергии нейтронов, вызывающих деление) используются в реакторах Шевченковской (Казахстан) и Белоярской (РФ) АЭС?
22. На каком паре (по параметрам) работают турбины трехконтурных АЭС)
23. На каком паре (по параметрам) работают турбины АЭС Украины?
24. Как классифицируют реакторы по типу замедлителя?
25. Как классифицируют реакторы по конструктивному признаку?
26. Приведите полную классификацию блока Запорожской АЭС?
27. К какому контуру относится *парогенератор* двухконтурной АЭС?
28. Каким теплоносителем охлаждается активная зона реактора кипящего типа? (ПВС)

АТОМНАЯ ЭНЕРГЕТИКА.

29. Каким теплоносителем охлаждается активная зона реакторов Украины?
30. Сколько из 1 кг природного урана можно получить ^{235}U (в г), при обогащении до 5% и содержании ^{235}U в отвале 0,3 % ?
31. Сколько урана пойдет в отвал при обогащении 1 кг природного урана до 5 % при содержании в отвале ^{235}U 0,3 %. Ответ привести в г? Какая доля загруженного урана используется в современных реакторах типа ВВЭР? Ответ привести в %.
32. Какова доля неиспользованного урана в отработанных твэлах современных реакторов на быстрых нейтронах? Ответ привести в %
33. Что более экономично, загружать в РБНы сильно обогащённый ^{235}U или ^{239}Pu ?
34. Где производят ^{239}Pu для РБНов на первых этапах их развития?
35. Из каких источников получают ^{239}Pu при длительном и достаточно развитом состоянии РБН?
36. При развитом состоянии (в количественном и качественном отношении) РБН, откажутся ли от использования реакторов на тепловых нейтронах?
37. Какие блоки с реакторами на БН уже работают в мире?
38. Какое топливо загружается в эти реакторы?
39. Какой реактор на БН запланирован к строительству в РФ? (Укажите его проектную мощность в МВт).
40. Какое топливо планируют загружать в реакторы на БН после 2019 г.?
41. Что такое мокс-топливо?

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ, ТЕПЛОВАЯ И ОБЩАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АЭС [1, 2, 3, 13, 14]

3.1. Выбор начальных параметров пара

На всех современных АЭС работа, превращаемая в электроэнергию, производится в паровых турбинах. Параметры пара, поступающего на турбину, находятся в прямой зависимости от параметров теплоносителя, отличающихся для различных типов АЭС.

На основе расчетных проработок и опыта эксплуатации одноконтурных АЭС давление теплоносителя в реакторе в настоящее время принимается равным **7 МПа**. Парообразование в реакторе одноконтурной АЭС отвечает температуре воды в реакторе, равной **285°C**. Соответственно начальные параметры пара перед турбиной составляют **6,5 МПа и 280°C**.

Для двухконтурной АЭС теплоносителем является вода под давлением **16 МПа**. Условие однофазности теплоносителя на выходе из реактора – его недогрев до кипения. Соответственно ограничивается не только температура теплоносителя на выходе из реактора, но и температура на входе в реактор (на выходе из парогенератора), которая принимается равной **290°C**. С учетом необходимого перепада температур в парогенераторе (между теплоносителем и пароводяной смесью) температура парообразования составляет **278°C**, что соответствует давлению **6,4 МПа**. Начальные параметры пара перед турбиной ~ **6 МПа и 274°C**.

Если теплоноситель для двухконтурной АЭС газообразный, то его предельные температуры зависят, прежде всего, от его теплофизических свойств. Так, например для CO_2 – **600÷650 °C**.

Для трехконтурных АЭС сегодня практически единственным теплоносителем является жидкий натрий. В перспективе может быть использован свинец, ртуть смесь натрия с калием и др. Предельная его температура связана только со стойкостью конструкционных материалов, а давление, как и для газового теплоносителя, не связано с уровнем температур.

Уровень температуры теплоносителя на выходе из реактора для газоохлаждаемых реакторов и РБН с натриевым теплоносителем выше критической температуры воды. Следовательно, выше критической температуры может быть и начальная температура пара перед турбиной.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

3.2. Термодинамические циклы паротурбинных установок в T, S-диаграмме

$$\eta_t^k = (T_1 - T_2)/T_1 = 1 - T_2/T_1. \quad (3.1)$$

Наивысшее значение термического КПД имеет **цикл Карно**, состоящий из двух изотерм и двух изоэнтроп (адиабат). Термический КПД цикла Карно тем выше, чем больше начальная (T_1, K) и меньше конечная (T_2, K) температуры цикла.

Свойства водяного пара таковы, что в результате изоэнтропийного сжатия невозможно подогреть воду до наивысшей температуры цикла; в связи с этим идеальным термодинамическим циклом тепловых электростанций с рабочим телом вода является не цикл Карно, а **цикл Ренкина**. В нем увеличение энтальпии воды до значения, отвечающего температуре насыщения, происходит практически по нижней пограничной кривой. В связи с этим термический КПД идеального цикла Ренкина η_t меньше, чем для цикла Карно:

$$\eta_t^k > \eta_t \quad (3.2)$$

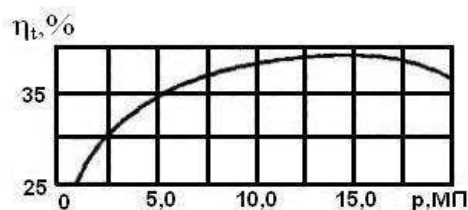


Рис. 3.1. Термический КПД для турбины на насыщенном паре в зависимости от начального давления

Для цикла Ренкина на перегретом паре, как и для цикла Карно, термический КПД тем выше, чем больше начальная температура пара. Но для *цикла Ренкина на насыщенном паре зависимость термического КПД от начальной температуры пара неоднозначна.*

Из рис. 3.1 видно, что максимальный КПД цикла Ренкина на насыщенном паре достигается при начальных давлениях пара 13–15 МПа. На рис. 3.1, обращает на себя внимание также наиболее существенный рост КПД до давления 7,5 МПа, замедленный рост КПД при увеличении давления от 7,5 до 13 МПа и снижение КПД при дальнейшем увеличении давления пара. *Это подтверждает целесообразность выбора начального давления насыщенного пара перед турбиной $6 \div 7$ МПа.*

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

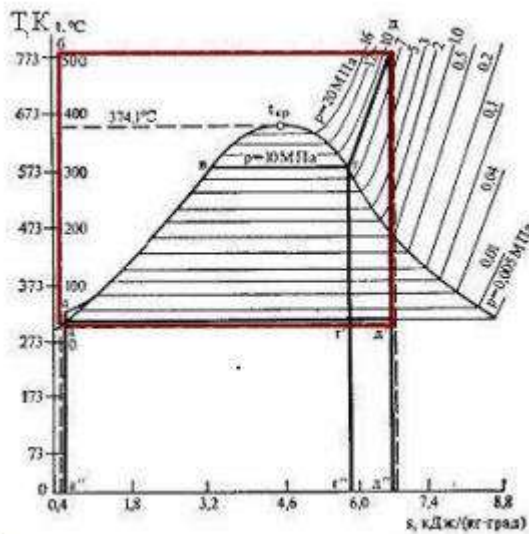


Рис. 3. 2. T,s - диаграмма для АЭС с турбиной на перегретом паре высокого давления

На рис. 3.2 представлена T,s - диаграмма водяного пара. На ней для температуры 500°C красными линиями нанесен идеальный цикл Карно. Количество теплоты для этого цикла характеризуется площадями: для горячего источника $a''b\delta\delta''$; для холодного источника – $a''a\delta\delta''$; для теплоты, превращенной в работу – $ab\delta\delta''$. Соответственно, КПД цикла Карно η^k составит отношение площадей $ab\delta\delta''$ и $a''b\delta\delta''$.

Идеальный цикл Ренкина для начальной температуры 500°C, означающий для водяного пара работу на перегретом паре, на рис. 3.2 нанесен сплошными черными линиями для начального давления, например, 10 МПа (без учета регенерации).

Сопоставление идеальных циклов Карно и Ренкина для начальной температуры 500°C подтверждает сказанное о меньшем КПД цикла Ренкина в сравнении с циклом Карно.

Из сопоставления идеальных циклов Ренкина для перегретого и насыщенного пара на рис. 3.2 видны *преимущества перегретого пара перед насыщенным при равных начальных давлениях пара.*

Более высокая тепловая экономичность приводит к меньшему расходу пара, что имеет и самостоятельное значение – облегчение конструирования мощных турбин и удешевление всего оборудования АЭС.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

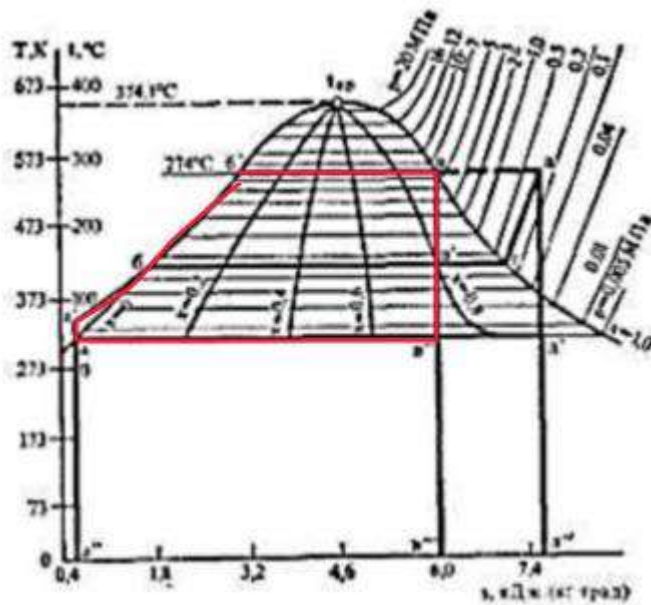


Рис. 3.3. Сопоставление циклов на перегретом и насыщенном паре для одинаковых начальных температур пара

Перегретый пар всегда повышает тепловую экономичность, если сопоставлять его работу с *насыщенным паром того же давления*. Если же введение перегрева требует снижения давления, а такое положение имеет место, если предельная температура теплоносителя меньше критической температуры воды, т.е. для АЭС с водным теплоносителем, то *насыщенный пар оказывается более выгодным*.

На рис. 3.3 показаны циклы перегретого и насыщенного пара для случая, когда начальная температура пара составляет 274°C (параметры пара перед турбиной для энергоблока ВВЭР-1000).

Из рис. 3.3. отчетливо видно снижение КПД при переходе от насыщенного пара к перегретому *при одном и том же значении начальной температуры*.

Таким образом, если начальная температура цикла ограничена и отвечает докритическим давлениям водяного пара, то цикл насыщенного пара обладает более высокой тепловой экономичностью, чем цикл перегретого пара для той же начальной температуры.

Атомные электрические станции на насыщенном паре не могут полностью использовать цикл, показанный на рис. 3.3. В процессе расширения насыщенного пара в турбине его влажность непрерывно увеличивается и достигает значений, недопустимых по условиям эрозионного износа проточной части.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

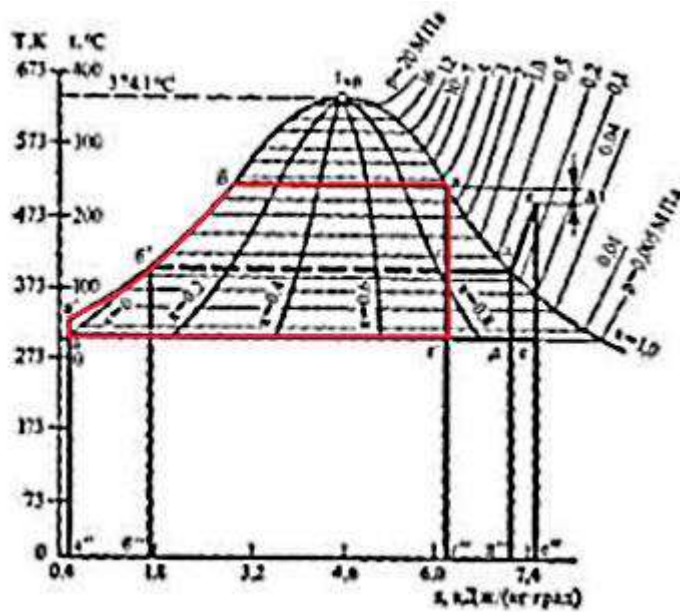


Рис. 3.4. Идеальный термодинамический цикл, реализуемый в современных паротурбинных установках АЭС с водным теплоносителем, без учета регенеративного подогрева питательной воды.

В связи с этим идеальный цикл для АЭС с водным теплоносителем (рис. 3.4) включает в себя *промежуточную сепарацию* – пар, достигший предельно допустимых значений влажности, после головного цилиндра турбины отводится в специальный сепаратор и осушается в нем – линия gd – при постоянном давлении (температуре). При этом полезная работа возрастает на величину площади $g'dd'$.

В результате сепарации влаги можно осуществить еще и промежуточный перегрев пара за счет конденсации части пара начальных параметров. Это позволяет при последующем расширении пара в турбине обеспечить в ее последних ступенях допустимую влажность пара. Перегрев производится в поверхностном теплообменнике, в связи с чем конечная температура промежуточного перегрева будет меньше начальной температуры греющего свежего пара на значение температурного напора Δt (рис. 3.4).

КПД цикла с промежуточными сепарацией и перегревом пара оказывается меньшим, чем для цикла без промежуточных сепарации и перегрева пара. Однако, осуществление цикла без сепарации и перегрева при давлении в холодном источнике **0,005 МПа** невозможно из-за высокой влажности

Следует также иметь в виду, что влажность пара вызывает снижение внутреннего относительного КПД турбины, поэтому промежуточный перегрев повышает η_{oi} . В связи с этим при введении промежуточного перегрева КПД турбинной установки может не только уменьшиться, но и сохраниться тем же или даже увеличиться.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

Кроме того, введение промежуточного перегрева, способствуя уменьшению конечной влажности, позволяет глубже расширять пар в турбине, что способствует повышению КПД цикла.

В связи с этим *промежуточные сепарация и перегрев пара признаны обязательными для АЭС с водным теплоносителем.*

Приведенные выше циклы рассматривались при отсутствии регенеративного подогрева питательной воды. В таких условиях весьма значителен бесполезный отвод теплоты в холодном источнике.

Для осуществления *регенеративного подогрева питательной воды* влажный пар из ступеней турбины может отводиться для частичной конденсации в регенеративных подогревателях и затем возвращаться в турбину для дальнейшего производства работы в ней.

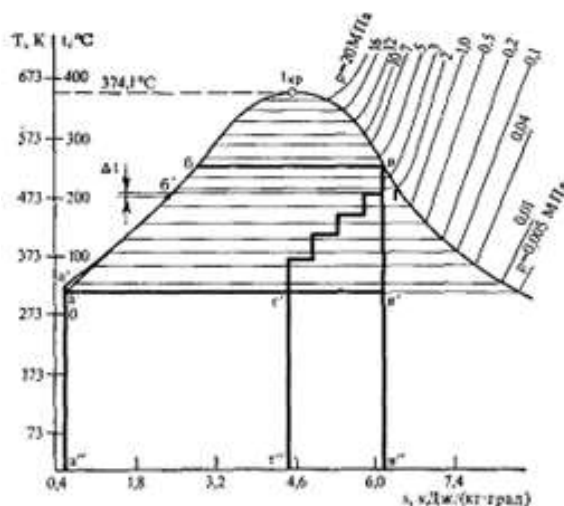


Рис. 3.5. Сопоставление идеальных термодинамических циклов насыщенного пара при наличии и отсутствии регенеративного подогрева питательной воды

Такой идеальный цикл для насыщенного пара представлен на рис. 3.5 в сопоставлении с аналогичным циклом при отсутствии регенеративного подогрева. Анализ этого цикла свидетельствует об уменьшении отвода теплоты в холодном источнике при регенеративном подогреве. При этом уменьшается и полезная работа.

Но сравнение величин этих площадей свидетельствует о повышении термического КПД цикла. Смысл регенеративного подогрева питательной воды может быть пояснен и несколько иначе, а именно: из рис. 3.5 видно, что для подогрева воды от точки a' до точки b' используется не теплота, выделяемая в реакторе, а теплота частичной конденсации пара, работающего в турбине. За счет теплоты,

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

выделяемой в реакторе, при этом будут осуществляться процессы по линиям $b'b$ и $bв$. Таким образом, температура воды после регенеративного подогрева, т. е. в точке b' , всегда будет, во-первых, существенно меньше температуры насыщенного пара (температуры кипения воды) и, во-вторых, несколько меньше температуры, характерной для точки $г$, в связи с необходимостью иметь температурный напор Δt в обычно применяемых поверхностных регенеративных подогревателях.

Значительное и легко достижимое увеличение термического КПД при использовании регенеративного подогрева питательной воды привело к *обязательному его использованию* во всех паротурбинных установках.

3.3. Выбор конечных параметров пара

Из рис. 3.2–3.5 видно, что на тепловую экономичность паротурбинной установки влияют не только начальные, но и конечные параметры пара, – чем ниже давление за турбиной (давление в конденсаторе), тем больше производимая работа и больше термический КПД установки.

С учетом этого обстоятельства для современных энергоблоков ТЭС сверхкритических параметров на органических топливах расчетное давление в конденсаторе принимается около 0,0035 МПа.

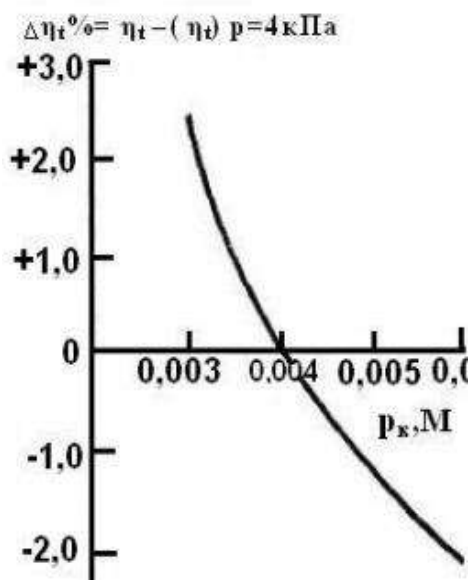


Рис. 3.6. Изменение термического КПД паротурбинной установки в зависимости от вакуума (при неизменных начальных параметрах)

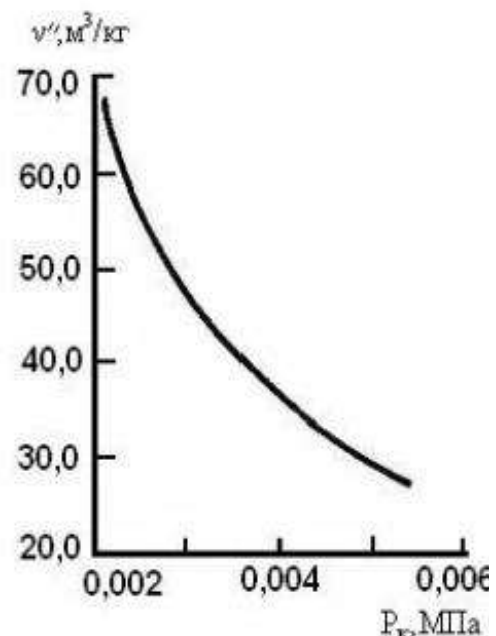


Рис. 3.7. Изменение удельного объема насыщенного пара в зависимости от давления пара в конденсаторе

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

Из рис. 3.6 видно, что переход от давления **0,0035 МПа** в конденсаторе к **0,0045 МПа** снижает термический КПД примерно на **1,5%**, но одновременно (рис. 3.7) почти в **1,3** раза уменьшается удельный объем пара – от **40,2** до **31,7 м³/кг**. Увеличение удельного объема пара при одном и том же массовом расходе требует соответствующего роста проходных сечений последних ступеней турбины. Если же учесть упомянутый выше повышенный расход пара на турбинах насыщенного пара, то станет очевидной практическая невозможность создания мощных турбин насыщенного пара с конечным давлением 0,0035 МПа. Поэтому, несмотря на некоторое снижение тепловой экономичности, конечное давление пара для АЭС с водным теплоносителем принимается не ниже **0,0040 МПа**, а для мощных турбин предпочтительнее **0,0045 МПа**.

Конкретный выбор конечного давления пара связан с частотой вращения турбины 50 или 25 с⁻¹, причем для быстроходных турбин окружные скорости выше и допустимая влажность поэтому меньше.

Для АЭС с высокотемпературным газовым и жидкометаллическим теплоносителем в связи с применением перегретого пара и, особенно, при его дополнительном промежуточном перегреве возможно расширение пара до давления **0,0035 МПа**.

3.4. Реальные процессы в паротурбинных установках и показатели тепловой экономичности АЭС

Все процессы, составляющие циклы паротурбинных установок АЭС, протекают с потерями, снижающими тепловую экономичность.

Для изучения реальных процессов, и тем более для тепловых расчетов элементов АЭС используют h, s -диаграммы для водяного пара, в которой по оси ординат откладываются значения энтальпий.

На рис. 3.8 представлена h, s -диаграмма водяного пара в пределах давлений, температур и влажностей, характерных для АЭС с водным теплоносителем.

Рассмотрим на рис. 3.8 значения энтальпий в разных точках идеального цикла насыщенного пара. В процессе идеального цикла в турбине происходит адиабатное расширение пара от начального давления перед турбиной p_0 до давления в конденсаторе p_k . При этом энтальпия пара уменьшается от ее значения перед турбиной h_0 до энтальпии влажного пара перед конденсатором $h_{ка}$. Разность этих энтальпий называется *располагаемым адиабатным перепадом энтальпий*:

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

$$H_a = h_0 - h_{ka} \quad (3.3)$$

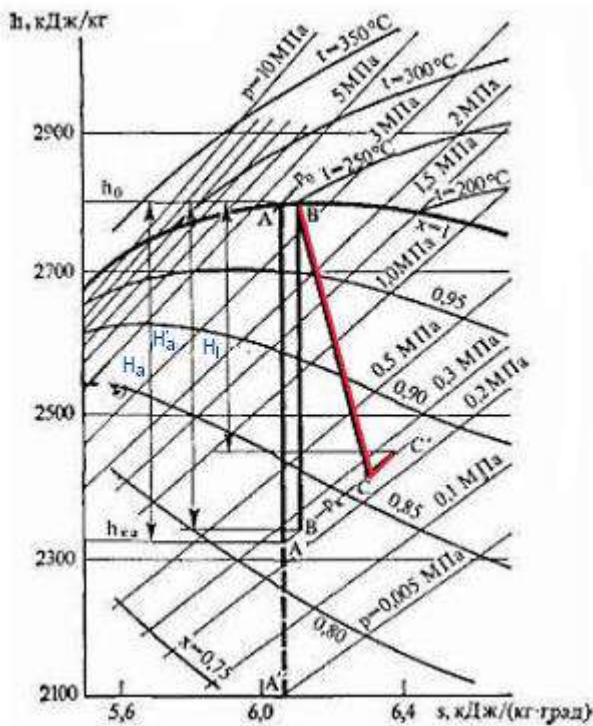


Рис. 3.8. Идеальный и реальный процессы в паротурбинной установке на насыщенном паре в hs -диаграмме без промежуточных сепарации и пароперегрева

Ее также называют *удельной располагаемой внутренней работой идеального цикла*:

$$w_a = H_a. \quad (3.4)$$

Адиабатный перепад энтальпий в насосе

$$H_{на} = h_{к.на} - h'_k = w_{на} \quad (3.5)$$

В процессе изобарного подвода теплоты конденсат превращается в сухой насыщенный пар, и энтальпия пара возрастает до h_0 . Разность энтальпий h_0 и $h_{к.на}$ называется *удельной располагаемой теплотой турбины*:

$$q_0 = h_0 - h_{к.на}. \quad (3.6)$$

Отношение адиабатного перепада энтальпий в турбине к удельной располагаемой теплоте турбины составляет *термический КПД идеального цикла Ренкина*:

$$\eta_t = H_a/q_0 = w_a/q_0. \quad (3.7)$$

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

В (3.7) не учтен расход энергии на работу насоса, т. е. это КПД без учета расхода на собственные нужды, называемый *КПД брутто*. С учетом расхода на собственные нужды станции (в данном случае на работу насоса) удельная полезная внутренняя работа идеального цикла Ренкина

$$w_t = w_a - w_{на}. \quad (3.8)$$

Коэффициент полезного действия нетто – КПД с учетом расхода на собственные нужды

$$\eta_{т\text{ нт}} = (H_a - H_{на})/q_0 = w_t / q_0 = (w_a - w_{на})/q_0. \quad (3.9)$$

На рис. 3.8 показаны h_0 , $h_{ка}$ и H_a . Процесс AA' подтверждает сказанное ранее о неизбежности промежуточной сепарации пара – даже для начального давления пара 4,4 МПа (ВВЭР-440) влажность пара доходит до недопустимого значения (около 17%) уже при давлении 0,25 МПа, а при конечном давлении пара 0,005 МПа (пунктир до точки A'') влажность пара после турбины достигла бы 23%.

В отличие от идеального цикла в реальном цикле Ренкина имеют место потери теплоты. В реальном рабочем процессе в турбине вследствие этого используется не весь располагаемый перепад энтальпий H_a , а лишь часть его H_i , называемая *действительным перепадом энтальпий*.

Отношение использованного перепада энтальпий H_i к располагаемому H_a , (или внутренней работы 1 кг пара в турбине w_i к располагаемой работе w_a) характеризует совершенство проточной части турбины (или ее отдельных цилиндров) и паровпускных устройств. Его называют *внутренним относительным КПД турбины* (цилиндра) η_{oi}

Рассмотрим потери теплоты в турбине. При входе в турбину располагаемая работа теряется за счет дросселирования пара в регулирующих органах. Этот процесс (AB на рис. 3.8) происходит при постоянной энтальпии, но увеличивает энтропию и уменьшает располагаемый адиабатический перепад энтальпий до H'_a . Соответственно коэффициент дросселирования определяется по формуле

$$\eta_{др} = H'_a / H_a. \quad (3.10)$$

Для характеристики процесса расширения пара в турбине служит коэффициент η_{oi} (внутренний относительный КПД), который определяется по формуле

$$\eta_{oi} = H_i / H_a \quad (3.11)$$

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

Некоторая часть пара отбирается при давлении $p < p_0$ с подачей на уплотнения вала турбины и штоков клапанов и последующим возвратом в промежуточные ступени турбины. В результате внутренняя работа 1 кг пара, подведенного к турбине, уменьшится на $\Delta w_{пр}$ и составит

$$w'_i = w_i - \Delta w_{пр} = w_i (1 - \xi_{пр}), \quad (3.12)$$

где $\xi_{пр} = (0,5 \div 1,0) \cdot 10^{-2}$ — коэффициент потерь с протечками

Величина w'_i является фактической работой, совершенной 1 кг пара в турбине. Этой работе соответствует *внутренний абсолютный КПД турбины*

$$\eta_i = w'_i / q_0 = H_i (1 - \xi_{пр}) / q_0 = \eta_t \eta_{oi} (1 - \xi_{пр}) \quad (3.13)$$

Удельная работа на муфте турбины w_e меньше w'_i на значение механических потерь, а удельная энергия, снимаемая с выводов генератора $w'_э$, меньше, чем w_e , на потери в генераторе, т. е.

$$w_e = w'_i \eta_{мех}; \quad w'_э = w_e \eta_{г}, \quad (3.14)$$

где $\eta_{мех} = 0,96 \div 0,98$ — механический КПД; $\eta_{г}$ — КПД генератора, равный при воздушном охлаждении $0,97 \div 0,98$, при водородном $0,98 \div 0,99$.

С учетом потерь с протечками, механических и в генераторе определяют относительный эффективный КПД турбоустановки;

$$\eta_{оэ} = \eta_{oi} (1 - \xi_{пр}) \eta_{мех} \quad (3.15)$$

абсолютный эффективный КПД турбоустановки;

$$\eta_e = \eta_t \eta_{оэ} = w_e / q_0 = \eta_t \eta_{oi} (1 - \xi_{пр}) \eta_{мех} \quad (3.16)$$

относительный электрический КПД турбоустановки;

$$\eta_{оэ} = \eta_{oi} (1 - \xi_{пр}) \eta_{мех} \eta_{г}; \quad (3.17)$$

абсолютный электрический КПД брутто турбоустановки;

$$\eta'_э = w'_э / q_0 = \eta_t \eta_{oi} (1 - \xi_{пр}) \eta_{мех} \eta_{г}; \quad (3.18)$$

Для определения абсолютного КПД нетто турбоустановки должен быть, прежде всего, определен расход энергии на привод питательного насоса. Остальные насосы турбоустановки (конденсатные, дренажные и др.) имеют небольшую мощность, и их относят условно к общестанционным механизмам.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

Если расход электроэнергии на привод питательного электронасоса составляет $w_{э.н}$, то удельная выработка электроэнергии нетто

$$w_{э.нт} = w_{э} - w_{э.н}; \quad (3.19)$$

электрический КПД нетто турбоустановки

$$\eta_{э.нт} = w_{э.нт} / q_0 = (w_{э} - w_{э.н}) / q_0; \quad (3.20)$$

Приведенные выше соотношения отвечают простому циклу Ренкина. Но они могут быть распространены и на сложные циклы – с регенерацией и промежуточными сепарацией и перегревом пара. В этом случае удельная располагаемая теплота турбины

$$q_0 = h_0 + \alpha_{п.п} \Delta h_{п.п} - q_{п.в} - h_{к.н} \quad (3.21)$$

где $\alpha_{п.п}$ – доля пара, прошедшего промежуточный перегрев; $\Delta h_{п.п}$ – приращение энтальпии пара в промежуточном пароперегревателе; $q_{п.в}$ – теплота, подведенная к питательной воде в регенеративной системе.

Для того чтобы перейти от КПД турбинной установки к КПД всей АЭС, нужно учесть также потери теплоты в реакторном контуре и в трубопроводах.

Для двухконтурных АЭС существуют еще потери теплоты в парогенераторе, а потери теплоты в трубопроводах должны учитываться отдельно для I и II контуров. Эти потери теплоты учитываются через КПД реакторного контура η_p , парогенератора $\eta_{пг}$, трубопроводов одноконтурной станции $\eta_{тр}$, трубопроводов I и II контуров двухконтурной АЭС $\eta_{тр}^{1к}$, $\eta_{тр}^{2к}$.

Тогда КПД брутто для одноконтурной АЭС

$$\eta_{АЭС} = \eta_{э} \eta_p \eta_{тр}; \quad (3.22)$$

для двухконтурной АЭС

$$\eta_{АЭС} = \eta_{э} \eta_p \eta_{тр}^{1к} \eta_{тр}^{2к} \eta_{п.г} \quad (3.23)$$

Потери теплоты в трубопроводах, парогенераторах и реакторных контурах невелики. Так, $\eta_{тр} = 0,985 \div 0,988$. Еще более высокими являются значения η_p и $\eta_{п.г}$. КПД нетто станции для одноконтурной АЭС

$$\eta_{АЭС\text{нт}} = \eta_{э.нт} \eta_p \eta_{тр}; \quad (3.24)$$

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

для двухконтурной АЭС

$$\eta_{\text{АЭС нт}} = \eta_{\text{э.нт}} \eta_{\text{р}} \eta_{\text{к}}^{\text{1к}} \eta_{\text{тр}}^{\text{2к}} \eta_{\text{п.г}} \quad (3.25)$$

Кроме КПД для характеристики тепловой экономичности используют также величину *удельного расхода теплоты*. Для турбинной установки

$$q_{\text{э}} = q_0/w_{\text{э}} = 1/\eta_{\text{э}}, \quad (3.26)$$

а для станции в целом удельные расходы теплоты АЭС по выработке и отпуску электроэнергии брутто и нетто составят

$$q_{\text{АЭС}} = 1/\eta_{\text{АЭС}}; q_{\text{АЭС нт}} = 1/\eta_{\text{АЭС нт}} \quad (3.27)$$

Для определения количества теплоты в кДж, необходимого для выработки 1 кВт.ч электроэнергии, значения $q_{\text{э}}$ и $q_{\text{АЭС}}$ (или $q_{\text{АЭС нт}}$) следует умножить на 3600.

Для современных АЭС с водным теплоносителем необходимы промежуточные сепарации и перегрев пара, осуществляемых между цилиндрами среднего и низкого давления турбины. Соответствующий реальный процесс в h,s -диаграмме представлен на рис. 3.9.

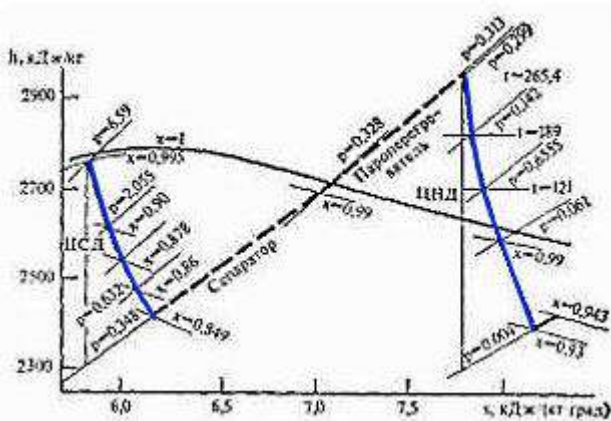


Рис. 3.9. Реальный процесс в паротурбинной установке на насыщенном паре в hs -диаграмме с промежуточными сепарацией и перегревом

Сравнение рис. 3.9 и 3.8 показывает, что сепарация и промежуточный перегрев пара после цилиндра низкого давления позволяют более чем вдвое увеличить располагаемый адиабатный теплоперепад. Соответственно уменьшится расход пара на турбину, что облегчит ее конструирование для больших мощностей.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

3.5. Вопросы для самоконтроля

1. Какое давление теплоносителя принимается в одноконтурных реакторах на тепловых нейтронах?
2. Какая температура теплоносителя достигается в реакторах на тепловых нейтронах?
3. Какие начальные параметры пара (температура и давление) достигаются в одноконтурных реакторах на тепловых нейтронах?
4. По каким соображениям ограничивается температура теплоносителя на входе и на выходе из работающих сегодня реакторов на тепловых нейтронах?
5. Назовите температуру теплоносителя на входе в РТН (ВВЭР-1000)
6. При какой температуре начинается кипение рабочего тела в ПГ АЭС с ВВЭР-1000?
7. При каком давлении начинается кипение рабочего тела в ПГ АЭС с ВВЭР-1000?
8. Назовите начальные параметры пара перед турбиной в блоках АЭС с ВВЭР-1000?
9. Назовите предельную температуру теплоносителя CO_2 в РТН?
10. Какой теплоноситель используется в современных РБН?
11. Какие параметры циклов водяного пара используются в современных РБН?
12. Начальные температура и давление пара докритические и ограничены. Какой цикл обладает большей экономичностью при этих условиях цикл на насыщенном паре или на перегретом паре?
13. Могут ли АЭС на насыщенном паре, работать по циклу, изображенному на рис. 3.4 (красная линия)? Ответ–Да, Нет.
14. Что даёт перегрев пара после сепарации?
15. На всех ли современных АЭС применяется промежуточные сепарация и перегрев пара? Ответ–Да, Нет.
16. Регенеративный подогрев питательной воды уменьшает полезную работу турбины. Возрастает или уменьшается при этом эффективность (КПД) цикла с регенерацией питательной воды? Ответ–Да, Нет.
17. Во всех ли современных ПТУ применяется регенеративный подогрев питательной воды?
18. Снижение давления пара в конденсаторе турбины снижает или повышает КПД ПТ цикла?
19. Какое расчетное давление в конденсаторе современных ПТУ ТЭС сверхкритических параметров принимается сегодня. Ответ привести в кПа.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

20. Не ниже какого принимается конечное давление в конденсаторах современных ПТУ АЭС? Ответ привести в кПа.
21. Какое давление в конденсаторах ПТУ современных мощных АЭС считается предпочтительным? Ответ привести в кПа.
22. Связан ли выбор конечного давления в конденсаторах ПТУ АЭС от частоты вращения вала турбины? Ответ—Да, Нет.
23. Почему (по какому показателю) ограничивают конечное давление в конденсаторах быстроходных ПТУ АЭС?
24. Изменяется ли энтальпия пара по ходу от ПГ до первой ступени турбины.
25. Какие гидравлические потери имеют место при движении пара от ПГ до входа в ЦВД? Назовите эти потери.
26. Запишите формулу определения давления острого пара?
27. Из какого места отбирается греющий пар для перегрева рабочего тела в ПП2?
28. Есть ли на пути движения греющего пара ПП2 запорно-регулирующая арматура?
29. Запишите формулу для расчета располагаемого адиабатного перепада энтальпий.
30. Запишите формулу для расчета удельной располагаемой теплоты турбины.
31. Запишите формулу для термического КПД идеального цикла Ренкина.
32. Запишите формулу для удельной полезной внутренней работы идеального цикла Ренкина.
33. Запишите формулу для КПД нетто идеального цикла Ренкина.
34. Запишите формулу для внутреннего относительного КПД турбины (цилиндра).
35. Чему равен коэффициент потерь с протечками ($\zeta_{пр}$). Запишите диапазон значений без пробела и лишних знаков, кратный 10^{-2} . (Нпр. $(3\div 6)\times 10^{-2} \rightarrow 36$)
36. Запишите формулу для внутреннего абсолютного эффективного КПД турбины с использованием η_t , η_{oi} , $\zeta_{пр}$, и $\eta_{мех}$.
37. Запишите формулу для относительного электрического КПД турбоустановки.
38. Запишите формулу для абсолютного электрического КПД брутто турбоустановки.
39. Запишите формулу для электрического КПД нетто турбоустановки.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА АЭС. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛОВ АЭС

40. Запишите формулу для удельной располагаемой теплоты турбины, работающей в реальном цикле Ренкина с регенерацией, промежуточным перегревом пара и конденсатным насосом с электроприводом.
41. Запишите формулу для КПД брутто одноконтурной АЭС.
42. Запишите формулу для КПД брутто для двухконтурной АЭС.
43. Какой величиной оцениваются потери теплоты в трубопроводах реакторов и ПГ. Запишите диапазон значений без пробела и лишних знаков.
(Нпр. $(3 \div 6) \rightarrow 36$)
44. Запишите формулу для КПД нетто одноконтурной АЭС.
45. Запишите формулу для КПД нетто двухконтурной АЭС.
46. Запишите формулу для определения удельного расхода теплоты нетто АЭС по выработке и отпуску электроэнергии.
47. Укажите на представленной h,s диаграмме линию осушения пара в сепараторе.
48. Укажите на представленной h,s диаграмме линию осушения и перегрева пара в пароперегревателе СПП.
49. Укажите на представленной h,s диаграмме линию потери с выходной скоростью.
50. Укажите на представленной h,s диаграмме точку, в которой выполняют отбор пара на турбину привода питательного насоса.

4. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

[1, 2, 3, 10, 11, 13]

Регенеративный подогрев питательной воды применяется в настоящее время на всех паротурбинных установках. Это объясняется тем, что такой подогрев существенно повышает тепловую и общую экономичность установок. В схемах с регенеративным подогревом потоки пара, отводимые из турбины в регенеративные подогреватели, совершают работу без потерь в холодном источнике (конденсаторе). При этом для одной и той же мощности турбогенератора N_g расход пара в конденсатор уменьшается, и КПД установки увеличивается.

Количество пара, отбираемого из отборов, зависит прежде всего от температуры, до которой может быть подогрет конденсат турбин. Чем выше параметры пара перед турбиной, тем больше интервал температуры, на который может быть осуществлен подогрев конденсата, и больше эффект от применения схемы с регенеративным подогревом. Обычно на АЭС с ПТУ на насыщенном паре температура питательной воды находится в пределах от 170°C – до 225°C (при номинальной нагрузке и расчетных параметрах перед турбиной).

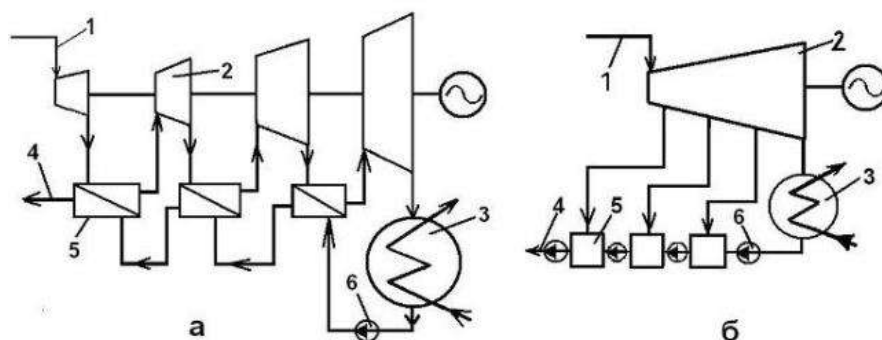


Рис. 4.1. Схемы регенеративного подогрева питательной воды в трех регенеративных подогревателях при отводе в подогреватели всего потока пара (а) (теоретический цикл) и при отводе в них небольшой части пара из отборов турбины (б):

1 – подвод пара к турбине; 2 – турбогенераторная установка; 3 – конденсатор; 4 – к парогенератору; 5 – регенеративный подогреватель; 6 – насос

На рис. 4.1, а приведена теоретическая схема подогрева питательной воды при трех регенеративных подогревателях. По этой схеме регенеративный подогрев ведется всем потоком рабочей среды. При такой организации процесса регенеративные подогреватели, проходные сечения отборов и коммуникаций громоздки, а потери в них на трение чрезмерно большие. Кроме того, возрастает влажность пара в последних ступенях турбины. Поэтому в реальных установках в регенеративные подогреватели отводится не весь поток пара, а только небольшая его часть (см. рис. 4.1,б). Здесь этот пар конденсируется, отдавая свое тепло питательной воде. Образовавшийся при этом конденсат вводят в общий поток питательной воды. При такой схеме расход пара в турбине уменьшается от одного отбора к другому.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Для одной и той же мощности турбины общий расход пара возрастает, так как поток, выводимый в регенеративную систему, совершает меньшую работу, чем такой же поток, поступающий в конденсатор. В результате высота лопаток в части высокого давления получается большей, а в части низкого давления – меньшей. Это, как известно, увеличивает внутренний относительный КПД η_{oi} . Таким образом, применяемая на реальных установках схема не только устраняет недостатки цикла с постоянным расходом пара, но и дает возможность выполнить проточную часть турбины более совершенной.

На рис.4.2 в T,s -диаграмме изображены регенеративные циклы при адиабатическом расширении насыщенного пара, когда подогрев питательной воды осуществляется изобарически во многих подогревателях. При такой схеме, когда число подогревателей бесконечно большое, нагрев воды может быть осуществлен до температуры пара T_0 и ступенчатая линия рабочего процесса преобразуется в плавную кривую, эквидистантную кривой подогрева питательной воды **AB**. Полученный при этом цикл называют предельным регенеративным циклом насыщенного пара. Легко видеть, что к. п. д. этого цикла равен КПД цикла Карно.

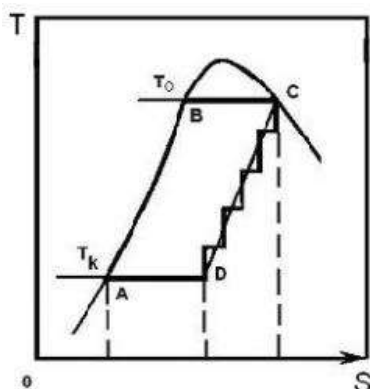


Рис. 4.2. Регенеративный цикл для насыщенного пара

Из рассмотрения рабочего процесса пара для схемы с регенеративным подогревом питательной воды видно, что регенеративный подогрев увеличивает КПД установки, несмотря на то, что расход пара на турбину при этом возрастает. Количественная зависимость между значениями КПД регенеративной и простейшей конденсационной установок может быть получена из следующих соотношений.

Расходы отбираемого пара, являющегося *греющим паром подогревателей*, обозначают через α в долях от полного расхода пара на турбину, т. е. $\alpha = D/D_0$. Нумерацию отборов пара из турбины (1, 2, 3 и т. д.) ведут по ходу пара от головной части машины к конденсатору; подогреватели нумеруют по ходу воды от конденсатора до входа в реактор одноконтурной АЭС или в парогенератор двухконтурной АЭС.

4.1. Оптимальное распределение регенеративного подогрева по ступеням турбин АЭС и выбор числа подогревателей

Рассмотрим вначале одноступенчатый регенеративный подогрев, приняв для простоты его осуществление путем прямого смешения питательной воды или конденсата после конденсатора с отборным паром. На рис. 4.4 представлены схема такого *смешивающего регенеративного подогревателя* и его расчетные параметры. Для 1 кг питательной воды баланс теплоты

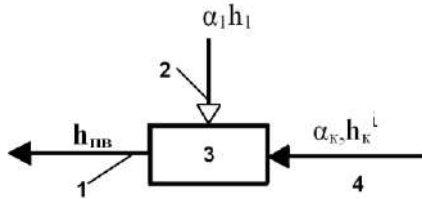


Рис.4.4. Тепловая схема одноступенчатой регенерации:

1 – отвод питательной воды в парообразующую установку; 2 – подвод отборного пара; 3 – смешивающий регенеративный подогреватель; 4 – подвод конденсата из конденсатора

$$1 \cdot h_{пв} = \alpha_k h'_k + \alpha_1 h_1 \quad (4.5)$$

или подставив $\alpha_k = 1 - \alpha_1$, будем иметь

$$h_{пв} = (1 - \alpha_1) h'_k + \alpha_1 h_1 \quad (4.5a)$$

Дополнив левую часть произведением $\alpha_1 h_{пв}$, взятым со знаками плюс и минус, получим

$$\alpha_1 = (h_{пв} - h'_k) / [(h_{пв} - h'_k) + (h_1 - h_{пв})] \quad (4.6)$$

В условиях известных (заданных) значений энтальпий конденсата и питательной воды КПД регенеративного цикла зависит от выбора энтальпии отборного пара. В самом деле, чем выше h_1 тем меньше работа, которая будет произведена отборным паром в турбине, но меньше и расход отбираемого пара. Можно показать, что для одноступенчатой регенерации (рис. 4.5.) степень максимальной эффективности получается при условии $\Delta h_{в1} = h_0 - h_1$. При этом нагрев воды в подогревателе равен теплоперепаду в турбине от входа в нее до отбора на регенерацию, т.е. $\Delta h_{в1} = 0,5 \cdot (h' - h'_k)$. Это отвечает степени регенерации $K_p = 0,5$.

Для получения большего выигрыша от регенеративного подогрева применяют несколько подогревателей. При этом оптимальная степень регенерации увеличивается. Расчетные исследования для многоступенчатой регенерации приводят к выводу о том, что для всех последующих отборов оптимальный подогрев в каждом подогревателе равен теплоперепаду между выше расположенным отбором и отбором на данный подогреватель. В общем виде это означает, что для i -го подогревателя оптимально $\Delta h_{вi} = h_{i+1} - h_i$, а оптимальная степень регенерации для z подогревателей составляет

$$q_{p,опт} = z / (z + 1).$$

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Температура питательной воды, соответствующая оптимальной степени регенерации, называется термодинамически оптимальной температурой регенеративного подогрева.

При выбранной общей степени регенерации важно также распределение подогрева по отдельным ступеням. При некотором соотношении подогревов по ступеням суммарные потери от необратимости оказываются минимальными.

В современных турбинных установках общее количество регенеративных подогревателей составляет от 4–5 до 8. Более 8 подогревателей не применяют, так как с каждым последующим подогревателем тепловая экономичность увеличивается все слабее, а капиталовложения возрастают в равной мере.

Энтальпия питательной воды

$$h_{\text{пв}} = h'_{\text{к}} + \sum_{i=1}^z \Delta h_{\text{в}i} \quad (4.7)$$

Температура питательной воды может достигнуть температуры кипения, т. е. $h_{\text{пв}} = h'$ только для бесконечно большого числа ступеней регенерации, т. е. при $z \rightarrow \infty$. Конечное число подогревателей соответствует температуре питательной воды меньшей, чем температура парообразования: $h_{\text{пв}} < h'$.

Если значения подогрева воды в каждом из z регенеративных подогревателей приняты равными, т. е. применено равномерное распределение регенеративного подогрева, то

$$\Delta h_{\text{в}} = (h_{\text{пв}} - h'_{\text{к}}) / (z + 1) \quad (4.8)$$

Такое распределение близко к оптимальному, но позволяет использовать для всех подогревателей одно и то же оборудование.

При равномерном распределении регенеративного подогрева энтальпия питательной воды

$$h_{\text{пв}} = h'_{\text{к}} + z \Delta h_{\text{в}} \quad (4.9)$$

В зависимости от числа регенеративных подогревателей при равномерном регенеративном подогреве в каждом из них температура воды повышается на 15–30°C.

При выборе значения степени регенерации необходимо иметь в виду пологое протекание кривых (рис.4.5) в области их оптимума. Поэтому целесообразен выбор $q_{\text{р}}$ левее оптимума, так как при этом уменьшается расход греющего пара, прямо пропорциональный степени регенерации. Обычно значение $q_{\text{р}}$ выбирают на 10–15% меньшим, чем термодинамически оптимальное.

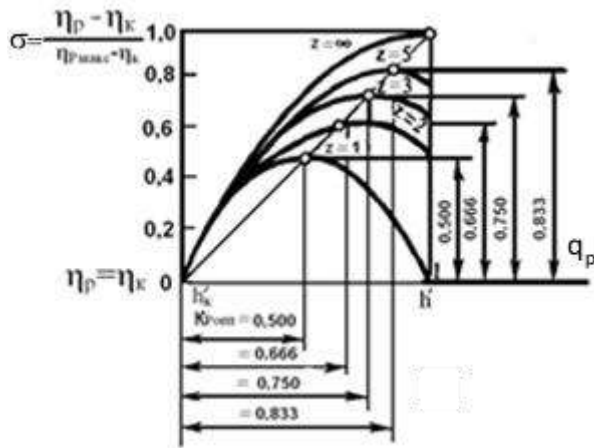


Рис. 4.5. Повышение тепловой экономичности в зависимости от числа регенеративных подогревателей и конечной температуры питательной

4.2. Типы регенеративных подогревателей и схемы их включения

В конденсаторе давление рабочей среды наименьшее; в парообразующем агрегате – наибольшее. Этот перепад давлений должен быть преодолен насосом (см. тепловую схему ПТУ). Установка на этом пути регенеративных подогревателей существенно повышает требуемый напор насоса, так как необходимо преодолеть еще и гидравлические сопротивления всех подогревателей. Если для подачи воды в парообразующий агрегат насос установлен только после конденсатора, то все регенеративные подогреватели находятся под давлениями, превышающими давление в парообразующем агрегате. Это удорожает оборудование. В связи с этим тракт от конденсатора до парообразующего агрегата разделяют на две части: конденсатный и питательный тракты. Между ними обычно устанавливается *деаэратор*. Напор *конденсатного насоса (КН)*, устанавливаемого после конденсатора, равен давлению в деаэраторе, суммируемому с сопротивлением всего тракта, в том числе с сопротивлениями всех регенеративных подогревателей, расположенных до деаэратора. В связи с относительно низкими давлениями для этих подогревателей их называют *подогревателями низкого давления (ПНД)*. После деаэратора (*Д*) устанавливается *питательный насос (ПН)*, напор которого равен перепаду давлений между парообразующим агрегатом и деаэратором, суммируемому с сопротивлением всего тракта, в том числе с сопротивлениями всех регенеративных подогревателей, расположенных после деаэратора. В связи с относительно высокими давлениями для этих подогревателей их называют *подогревателями высокого давления (ПВД)*. Обычно число ПНД не более пяти, а число ПВД – не более трех.

Оптимизация регенеративного подогрева рассматривалась в предыдущем параграфе для смешивающих подогревателей, т. е. для схемы по рис.4.4. Эти подогреватели имеют тот недостаток, что давления воды в каждом из них равны давлениям отборных паров и потому отличаются. Это означает необходимость при-

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

менения соответствующего числа насосов для подачи воды в последующие подогреватели или использование гидростатического столба H для повышения давления, как это показано на рис. 4.6 для ПНД.

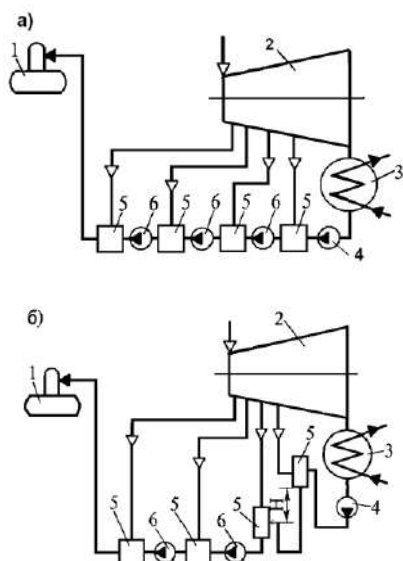


Рис. 4.6. Регенеративные схемы со смешивающими ПНД:

а – только с перекачивающими насосами; *б* – с перекачивающими насосами и частичным самотечным движением воды;

1 – деаэрактор; 2 – цилиндр низкого давления турбины; 3 – конденсатор; 4 – конденсаторный насос; 5 – ПНД смешивающего типа; 6 – перекачивающий насос

В связи с этим для ПНД в основном, а для ПВД как единственное решение используют *регенеративные подогреватели поверхностного типа*. Для них *давление воды по тракту независимо от давлений пара в отборах турбины*. При этом достаточно одного насоса для прокачки воды через несколько подогревателей.

Поверхностные подогреватели для нагрева воды до той же температуры, что и в смешивающих подогревателях, требуют отвода из турбины пара более высокой температуры для создания температурного напора в подогревателе. В связи с этим несколько увеличивается недовыработка электроэнергии турбиной и снижается тепловая экономичность станции. Выбор температурного напора – важная задача, решаемая комплексно, так как, чем больше напор в подогревателе, тем больше недовыработка электроэнергии, но тем меньше требуемая поверхность теплообмена и соответственно ее стоимость. Если теплообменная поверхность выполнена из более дорогих конструкционных материалов, то оптимальный температурный напор несколько больше. Для оптимизации регенеративной системы с поверхностными подогревателями с достаточной точностью могут быть использованы соотношения, полученные для смешивающих подогревателей.

Схемы с поверхностными подогревателями показаны, например, для ПНД на рис. 4.7. Греющие пары поступают в корпуса подогревателей. За счет нагрева воды, протекающей внутри трубок, происходит конденсация этих паров. Образующийся конденсат собирается в нижней части корпусов. Этот конденсат, иногда называемый *дренажом подогревателей*, *дренажными насосами* (рис. 4.6, *а*) закачивается в линию основного конденсата и смешивается с потоком нагреваемого конденсата.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

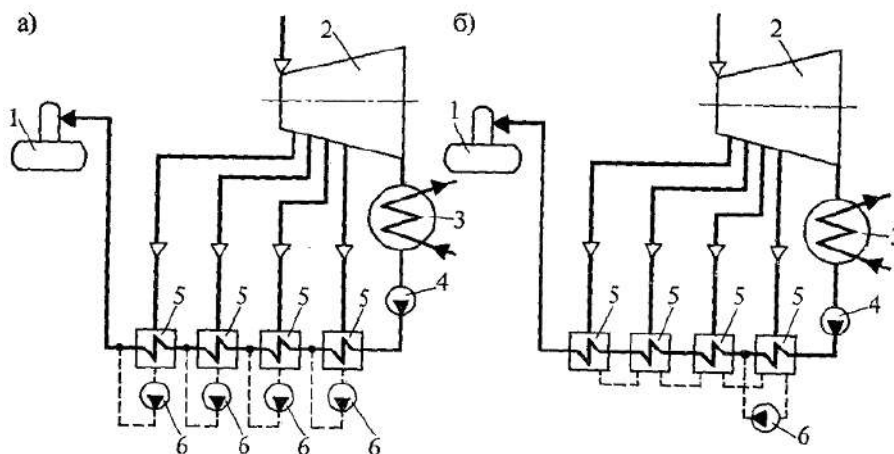


Рис. 4.7. Регенеративные схемы с поверхностными ПНД: 1–деаэратор; 2–ЦНД турбины; 3 – конденсатор; 4 – конденсатный насос; 5 – ПНД поверхностного типа; 6– дренажный насос;

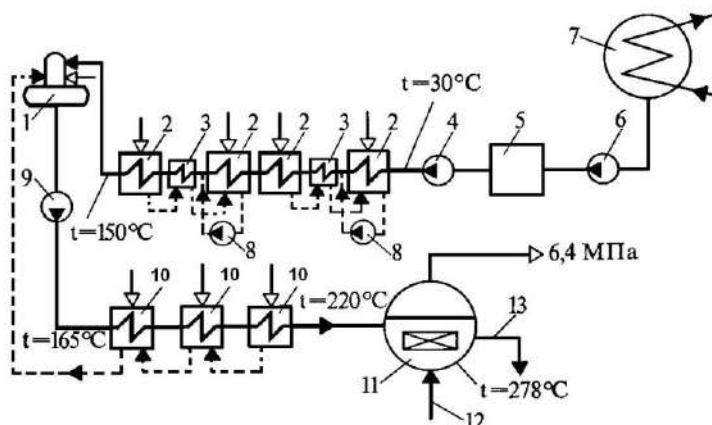


Рис. 4.7 в. Конденсатно-питательный тракт двухконтурной АЭС с реактором ВВЭР-1000: 1– деаэратор; 2 – ПНД; 3 – ОД; 4 – КН II; 5 – конденсатоочистка; 6 – КН I; 7 – конденсатор; 8 –ДН; 9 – ПН; 10 – ПВД; 11 – парогенератор; 12 – возврат очищенной продувочной воды; 13– вода парогенератора, направляемая на очистку.

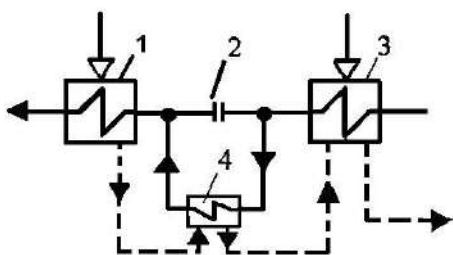


Рис. 4.7, г. Установка вынесенного охладителя дренажа ПНД: 1– ПНД; 2– дроссельная шайба; 3– ПНД; 4 – ОД.

Из рис. 4.7б видно, что можно сократить число дренажных насосов за счет использования каскадного слива дренажей из корпусов подогревателей, находящихся под большим давлением, в корпуса с меньшим давлением и закачкой суммарного дренажа в тракт конденсата одним насосом. На случай аварийного выхода из строя дренажного насоса предусматривается возможность его байпасирования и каскадного слива дренажей в конденсатор. В этом случае вообще отпадает необходимость в дренажном насосе. Однако в нормальной эксплуатации полный каскадный слив в конденсатор применять не следует, так как при этом теплота суммарных дренажей, отвечающая температуре после первого ПНД, не возвращается в цикл, а увеличивает отвод теплоты в конденсаторе, т. е. снижается тепловая экономичность.

В связи с различием в давлениях трактов ПНД и ПВД схемы возврата в цикл дренажей греющих паров отличаются. Для ПНД используют комбинации каскадного слива с дренажными насосами, а для ПВД только каскадный слив – в деаэрактор (см. Рис. 4.7в). Последнее объясняется трудностями создания дренажных насосов относительно небольшой производительности для высоких температур среды. В условиях низких температур и давлений, т. е. для ПНД, создание дренажных насосов и обеспечение их надежной работы затруднений не вызывает. Схема закачки дренажей ПНД по рис. 4.7а наиболее экономична и близка к схемам со смешивающими подогревателями, но требует нескольких насосов.

При каскадном сливе дренажей конденсат греющего пара с более высоким давлением сливается в корпус с меньшим давлением. В связи с этим происходит частичное парообразование этого конденсата и соответствующее уменьшение расхода отборного пара из турбины, что снижает экономичность регенеративного цикла. Для предотвращения этого явления в конструкциях регенеративных подогревателей предусматриваются охладители дренажей либо, в дополнение к регенеративным подогревателям, применяют установку вынесенных *охладителей дренажей (ОД)*. Так как при этом вся схема усложняется и удорожается, то иногда их используют не после каждого ПНД.

Вопросы организации слива дренажей имеют большое значение, так как в современных паротурбинных установках на регенеративные подогреватели поступает 20–40% полного расхода пара на турбину, а иногда и более.

Независимо от способа слива дренажа из подогревателя должен быть обеспечен отвод только конденсата. Проскок вместе с конденсатом некоторой части пара снижает тепловую экономичность установки, так как это равносильно увеличению недовыработки электроэнергии в турбине. Для предотвращения проскока пара у подогревателей устанавливают специальные регулирующие клапаны, которые имеют привод от датчика уровня конденсата в корпусе подогревателя и предотвращают его чрезмерное понижение.

Конденсация греющего пара в подогревателе способствует выделению в его корпусе над уровнем конденсата *неконденсирующихся газов*. Для вакуумных ПНД дополнительным источником этих газов является подсос воздуха. В одноконтурных АЭС в паровом объеме регенеративных подогревателей могут скапливаться

и благородные газы, образующиеся в реакторе и поступающие в пар. В связи с этим обязательна вентиляция паровых объемов регенеративных подогревателей (в т.ч. и смешивающего типа). Вместе с удаляемыми газами может уходить и некоторое количество пара. Для уменьшения потерь пара отсос ограничивается, а место отсоса выбирается в нижней части парового объема корпуса.

Парогазовая смесь из всех подогревателей сбрасывается каскадно в конденсатор, откуда удаляется эжекторными насосами. Вынос с парогазовой смесью также и конденсата греющего пара исключается, так как в подогревателях предусмотрены устройства, предотвращающие повышение уровня в нем. Это необходимо также потому, что повышение уровня заливает поверхность теплообмена и тем самым уменьшает ее для конденсации греющего пара и снижает подогрев воды. Кроме того, при значительном повышении уровня могла бы возникнуть опасность заброса конденсата в ступени турбины. Поэтому на линиях греющего пара устанавливаются обратные клапаны.

4.3. Материалы и конструкции ПНД и ПВД

При поверхностных ПНД и ПВД продукты коррозии, образующиеся в конденсатном тракте, могут отлагаться на поверхностях теплообмена в парогенераторах двухконтурных АЭС и реакторах одноконтурных АЭС. При этом возможно ухудшение теплоотвода и снижение тепловой экономичности и надежности работы АЭС. С наибольшей интенсивностью коррозия протекает в области температур, характерных для конденсатного тракта. В связи с этим для теплообменных поверхностей ПНД используют материалы, обладающие высокой коррозионной стойкостью. К их числу относятся латуни и аустенитные нержавеющие стали.

Латуни дешевы и обладают высокой теплопроводностью. Однако поступление в воду оксидов меди, составляющих основу латуней, *недопустимо* для одноконтурных АЭС, и для двухконтурных АЭС (по опыту эксплуатации первых блоков с ВВЭР) также не рекомендуется. Поэтому латунные ПНД используются в основном в турбинных установках ТЭС.

Аустенитные стали дороги и обладают низкой теплопроводностью, поэтому их применение в системе регенерации двухконтурных АЭС должно быть обосновано экономически. В одноконтурных АЭС применение аустенитных сталей для труб поверхности теплообмена ПНД оправдано соображениями безопасности.

Различие в стоимости вызывает различие в оптимальных значениях температурных напоров в ПНД. Так, для латунных ПНД принимают более низкие минимальные значения Δt , а для аустенитных нержавеющих ПНД $\Delta t_{\text{мин}}$ в 2÷3 раза выше, чем для латуней, т. е. чем дороже материал ПНД, тем большим должен быть температурный напор, чтобы уменьшить требующуюся поверхность нагрева. В результате выполненных различными НИИ и КБ научно-исследовательских работ оказалось возможным применение для ПНД перлитных, слабеле-

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

гированных сталей. Они не только дешевле аустенитных нержавеющей, но и более технологичны и теплопроводны. Для таких ПНД возможно использование столь же малого температурного перепада, как для латуней.

Основным недостатком подогревателей низкого давления поверхностного типа является наличие в них высоких значений недогрева воды до температуры насыщения греющего пара, $\Delta t_{\text{мин}}$. Особенно велик недогрев для подогревателей, работающих при давлении ниже атмосферного. Так, для большинства конденсационных блоков эта величина составляет 8–10 °С, что существенно превышает расчетные значения (3–5 °С). Потери экономичности блока от недогрева питательной воды в вакуумных подогревателях по данным испытаний составляют 0,2–0,3 %, что равносильно ежегодному перерасходу 2–3 тыс. т условного топлива на каждом блоке.

Основной причиной высокого недогрева является наличие воздуха в греющем паре, который проникает в подогреватель через неплотности. Влияние примеси воздуха на недогрев воды показано на рис. 4.8, где приведены данные тепловых испытаний ПНД современных блоков. Из приведенных данных видно, что при содержании воздуха в паре 0,2–0,3 % поверхностный подогреватель практически перестает работать.

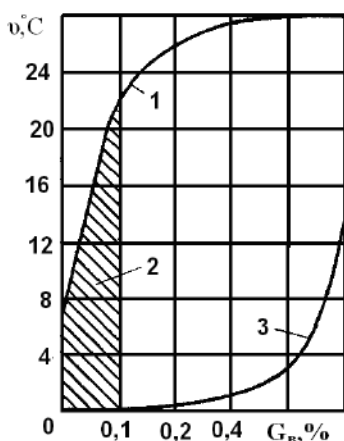


Рис. 4.8. Зависимость недогрева от содержания воздуха в подогревателе:

1 — поверхностный подогреватель; 2 — зона фактической работы; 3 — смешивающий подогреватель

В области температур, характерных для питательного тракта, коррозия конструкционных материалов протекает с существенно меньшей интенсивностью. Поэтому для ПВД используют дешевые углеродистые стали, принимая для них $\Delta t_{\text{мин}} = 3 \div 5^\circ\text{C}$.

Как отмечалось, система регенерации низкого давления с подогревателями поверхностного типа (особенно ПНД, работающие при давлении ниже атмосферного) является одним из основных источников поступления окислов меди и железа в паровой тракт блока, что является результатом коррозии и эрозии труб.

Эти недостатки могут быть устранены при применении комбинированной схемы регенерации, когда подогреватели низкого давления, работающие при давлении выше атмосферного, выполняются поверхностного типа, а подогреватели с давлением греющего пара ниже атмосферного — смешивающего типа.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Для конструктивных схем поверхностных регенеративных подогревателей характерны следующие общие положения:

1. Теплообменная поверхность располагается в корпусе. При компоновке машинного зала предусматривается возможность извлечения трубной системы из корпуса.

2. Среда с большим давлением (конденсат, питательная вода) направляется внутрь труб малого диаметра; греющий пар – снаружи, т.е. корпус подогревателя, имеющий большой диаметр, рассчитывается на давление греющего пара, поэтому он получается менее металлоемким, чем при обратном взаимном движении сред.

3. Греющий пар в регенеративных подогревателях всегда направляется сверху вниз, так как при этом облегчается вывод воздуха из верхней части корпуса и отвод конденсата из нижней части.

4. Змеевиковая поверхность нагрева подогревателей выполняется наиболее компактно.

5. Трубки отвода неконденсирующихся газов из верхней части корпуса выполняются из нержавеющей аустенитных сталей.

6. За счет большего давления нагреваемой среды (конденсат, питательная вода) обеспечивается не вскипание воды в подогревателях и отсутствие гидравлических ударов.

На рис. 4.9 представлена конструктивная схема поверхностного ПНД, используемого в ПТУ АЭС (ПН-1800-42-4-1А). Буквы и цифры в типоразмере обозначают следующее: ПН – подогреватель низкого давления поверхностного типа; 1800 – общая поверхность теплообмена в м²; 42, 4 – рабочее давление воды и греющего пара, соответственно, в кгс/м²; 1 – номер модификации; А – означает, что данный ПНД используется на АЭС.

Поверхность нагрева состоит из вертикальных стальных трубок $d=16 \times 1$, мм, концы которых развальцованы в трубных досках с приваркой. Трубный пучок заключен в кожух с окном по всей высоте со стороны входа пара. Поток пара проходит перпендикулярно трубному пучку по восьми каналам, образованным перегородками, которые одновременно исключают вибрацию трубок. Нижняя трубная доска приварена к корпусу подогревателя, а нижняя водяная камера прикреплена с помощью фланца и шпилек к фланцу корпуса. Верхняя водяная камера соединена с трубной доской фланцевым соединением и может перемещаться вместе с трубным пучком, воспринимая термические напряжения. Плотность разъема между водяной камерой и трубной доской обеспечивается установкой мембранного уплотнения.

Питательная вода поступает в подогреватель через патрубков в верхней водяной камере. Перегородка в камере обеспечивает двухходовое движение воды.

При проходе пара между трубками происходит его конденсация. Конденсат пара собирается на промежуточных перегородках, которые имеют вырезы.

Под вырезами в перегородке установлены лотки с перфорированными днищами. Конденсат пара переохлаждается при движении по перегородке и, соприкасаясь с трубками, по которым осуществляется первый ход воды, в виде струй стекает через отверстия в днище лотка. Контакт пара с переохлажденным конденсатом приводит к интенсивному выделению воздуха и неконденсирующихся газов, которые отводятся в вертикальную перфорированную трубу и выводятся из подогревателя.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Для уменьшения поверхности, затапливаемой конденсатом, отвод его осуществляется из объема корпуса ниже нижней трубной доски.

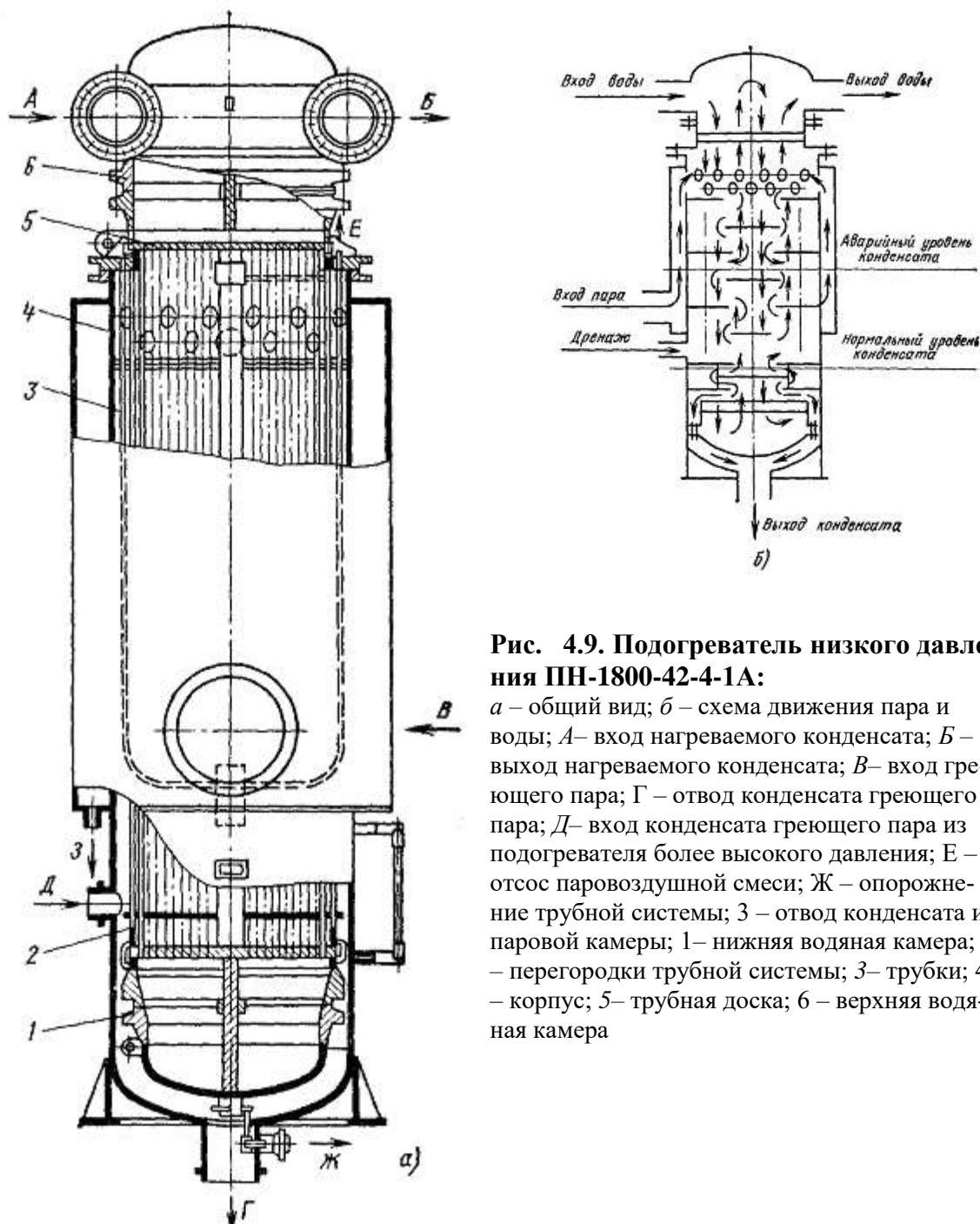


Рис. 4.9. Подогреватель низкого давления ПН-1800-42-4-1А:

a – общий вид; *б* – схема движения пара и воды; *A*– вход нагреваемого конденсата; *B* – выход нагреваемого конденсата; *B*– вход греющего пара; *Г* – отвод конденсата греющего пара; *Д*– вход конденсата греющего пара из подогревателя более высокого давления; *Е* – отсос паровоздушной смеси; *Ж* – опорожнение трубной системы; *З* – отвод конденсата из паровой камеры; *1*– нижняя водяная камера; *2* – перегородки трубной системы; *3*– трубки; *4* – корпус; *5*– трубная доска; *6* – верхняя водяная камера

Для мощных современных ПТУ АЭС применяются ПНД, имеющие большую поверхность теплообмена. Так, для ТУ К-1000-60/1500 и К-1000-60/3000 применяются ПНД ПН-3000-25-16- IА; ПН-3200-30-16-IA; (IIА, IIIА, IVА).

Конструктивная схема регенеративного ПНД с трубной системой из нержавеющей аустенитной стали типа ОХ18Н10Т представлена на рис. 4.10. Охлаждение

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

конденсата греющего пара осуществляется в самом подогревателе. Корпус подогревателя выполняют из перлитных сталей, иногда с плакировкой аустенитной сталью.

В настоящее время созданы и используются на крупных энергоблоках ТЭС и АЭС подогреватели смешивающего типа.

Основное условие эффективной работы подогревателей смешивающего типа – обеспечение равномерного распределения в аппарате взаимодействующих фаз (пара и воды). При этом необходимо обеспечить как можно большую поверхность их соприкосновения. Увеличение поверхности воды

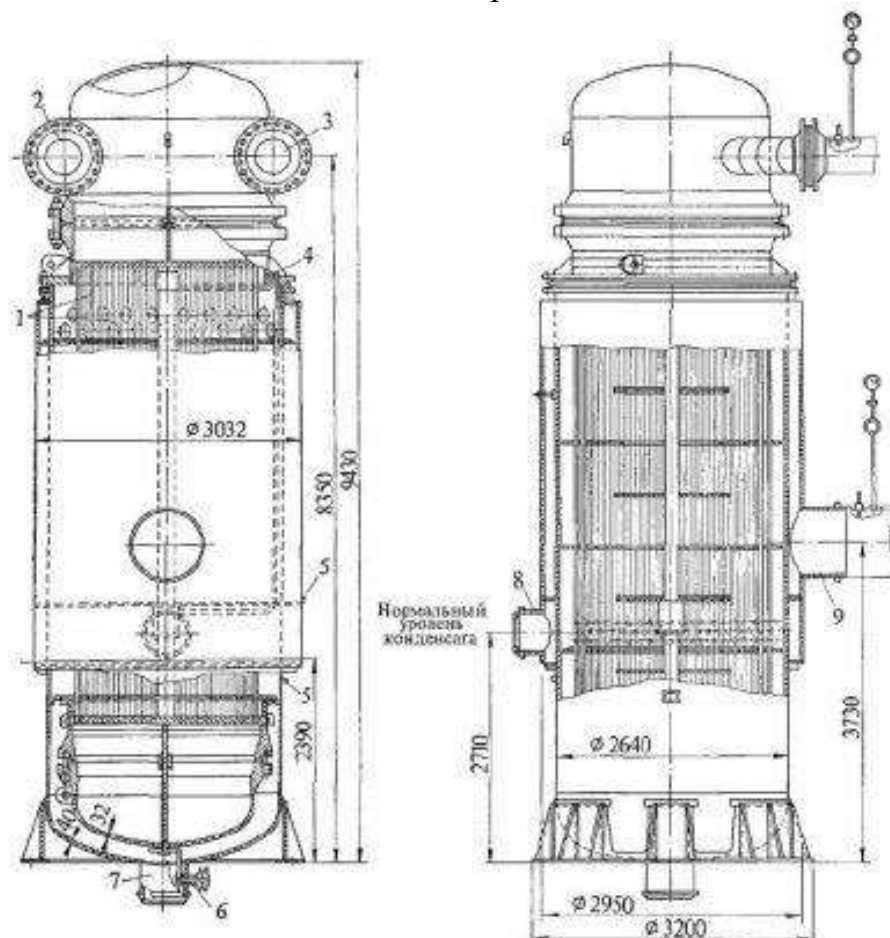


Рис. 4.10. Регенеративный ПНД с трубной системой из аустенитной нержавеющей стали (ПН-3000-25-16-IV А):

1 – трубная система; 2 – вход воды; 3 – выход воды; 4 – отсос парогазовой смеси; 5 – к водоуказательному прибору; 6 – опорожнение трубной системы; 7 – выход конденсата греющего пара; 8 – впуск конденсата греющего пара соседнего подогревателя; 9 – вход греющего пара

можно достигнуть путем дробления ее на капли или тонкие струи. Дробление воды производится с помощью перфорированных тарелок, различных разбрызгивающих сопел или насадок. Дробление воды может осуществляться также потоком пара. Рассмотрим конструкции подогревателей смешивающего типа, использованных в системе регенерации энергоблоков мощных турбин.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

На рис. 4.11 показана схема установки подогревателей низкого давления смешивающего типа. На турбине К-1000-60/3000 установлены горизонтальные подогреватели смешивающего типа марки ПНСГ-2000-IA и ПНСГ-4000-IIA. Маркировка обозначает, что это подогреватели низкого давления смешивающего типа, горизонтальные. Цифры (2000 и 4000) определяют номинальный расход основного конденсата в т/ч, I и II – номер подогревателя в тепловой схеме (нумерация от конденсатора), буква А – используется на АЭС. Пробное гидравлическое давление для подогревателей смешивающего типа – 0,2 МПа. Подогреватели устанавливаются последовательно один над другим (гравитационная схема), что исключает необходимость применения дополнительных насосов для перекачивания конденсата греющего пара из П1 в П2. В то же время такое включение подогревателей требует обоснованного выбора высоты их установки, так как при всех режимах работы необходимо обеспечивать достаточный напор для конденсатных насосов и возможность слива конденсата из верхнего подогревателя в нижний. Водяную камеру нижнего подогревателя целесообразно выполнять безнапорной со свободным уровнем конденсата, все подводящие и отводящие трубопроводы верхнего подогревателя целесообразно располагать в нижней части его корпуса, а у нижнего присоединять к верхней части его корпуса. Это позволяет уменьшить длину соединительных трубопроводов и упростить компоновку подогревателей.

Разность высот между подогревателями должна выбираться по максимально возможной разности давлений в подогревателях с учетом гидравлического сопротивления трубопроводов слива и некоторого запаса высоты.

Для энергоблока К-1000-60/3000 разница высот 6,5 м, а для энергоблока К-300-240 – 8,5-9 м, что вполне обеспечивает нормальную работу подогревателей для большинства режимов. Для некоторых режимов работы блока за счет повышенной разницы давлений в подогревателях происходит перегрузка («запирание») нижнего подогревателя. В этом случае конденсат из верхнего подогревателя по линии перепуска поступает на всас конденсатных насосов, минуя нижний подогреватель.

Конструктивные схемы горизонтальных подогревателей смешивающего типа приведены на рис. 4.12.

Первый, по ходу конденсата, подогреватель имеет диаметр 1,6 м и длину 4,5 м. Внутри корпуса последовательно расположены три яруса лотков с отверстиями диаметром 8 мм, между которыми (в центральной части корпуса) имеется канал для прохода пара. Последовательно перетекая с одного лотка на другой, вода дробится на тонкие струи. Установка лотков обеспечивает подвод пара одновременно ко всем струйным пучкам, кроме самого верхнего. Струи конденсата, стекающие с верхнего лотка, обеспечивают конденсацию пара, проходящего по каналу между лотками. Выделяемый в процессе конденсации пара воздух отводится по специальным каналам и выводится из аппарата.

Верхний лоток является как бы приемной водяной камерой подогревателя, так как на него поступает весь поток конденсата турбины после конденсатных насосов первого подъема.

Пар в подогреватель подводится по трубопроводу диаметром 800 мм. Защита от попадания воды в турбину предусматривается установкой аварийных отводов конденсата в конденсатор или во всасывающий коллектор конденсатных насосов второго подъема.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Конструкция второго подогревателя (П2) не отличается от описанной выше. Для обеспечения нормальной работы насосов подогреватель оснащен конденсатосборником. Установка барботажных устройств и подвод к ним пара и дренажа из вышестоящих подогревателей позволяют проводить в конденсатосборнике деаэрацию конденсата. Конденсатосборник отделен от парового отсека подогревателя перегородкой с обратными клапанами, что позволяет предотвратить попадание влаги в паропровод греющего пара и отказаться от установки на нем защитной арматуры.

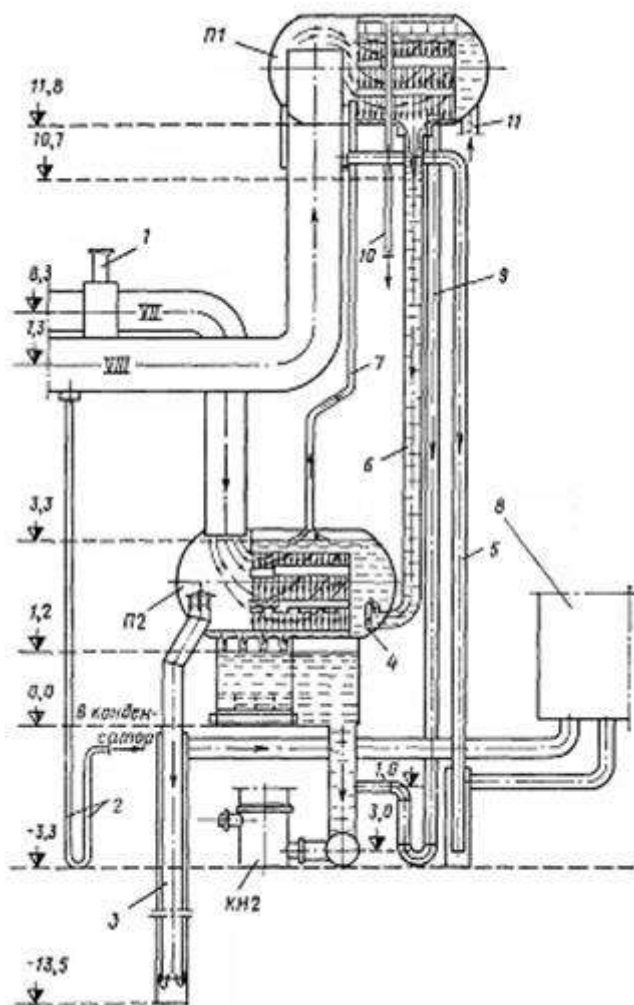


Рис. 4.11. Схема установки подогревателей низкого давления смешивающего типа:

П1 – подогреватель № 1; П2 – подогреватель № 2; КН2 – конденсатный насос второго подъема; 1 – клапан обратный; 2 – гидрозатвор; 3 – аварийный слив; 4 – клапан; 5 – аварийный слив из П1; 6 – подвод конденсата к П2; 7 – отвод паровоздушной смеси; 8 – бак; 9 – слив конденсата помимо П2; 10 – отвод паровоздушной смеси; 11 – подвод конденсата

Наряду с горизонтальными смешивающими подогревателями разработаны конструкции их вертикального исполнения с напорным водораспределением. Нагревательная секция этих аппаратов выполнена с напорным пленочным водораспределением.

Следует отметить, что при гравитационной схеме включения подогревателей и размещении их около турбины более целесообразным является применение подогревателей горизонтального типа.

В схеме с перекачивающими насосами целесообразно использовать вертикальные конструкции.

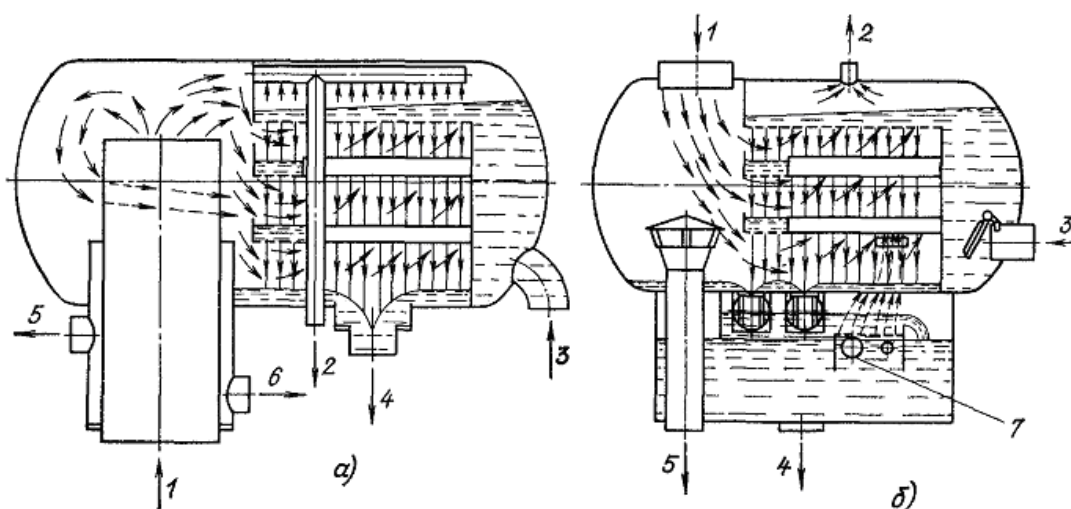


Рис. 4.12. Конструктивные схемы смешивающих подогревателей низкого давления:

а – конструктивная схема ПНД-1; б – конструктивная схема ПНД-2; 1 – подвод пара; 2 – отвод паровоздушной смеси; 3 – подвод конденсата; 4 – отвод конденсата; 5 – аварийный слив конденсата; 6 – аварийный отвод конденсата на всас насоса; 7 – подвод конденсата из подогревателя более высокого давления

Подогреватели высокого давления для регенеративного подогрева питательной воды на отечественных электростанциях выпускаются ПО «Красный котельщик» (РФ).

Система регенерации высокого давления выполняется как однопоточной – с нагревом воды в одной группе последовательно расположенных подогревателей, так и многопоточной – с нагревом воды в двух (редко – трех) параллельных группах ПВД. Рабочее давление воды в трубных системах определяется полным давлением питательных насосов. В соответствии с ОСТ для АЭС максимальное рабочее давление пара в ПВД 2,8 МПа, питательной воды 9,7 МПа.

Теплообменная поверхность ПВД заключается в один корпус и разделяется на зоны конденсации греющего пара (КП), охлаждения конденсата греющего пара (ОК.).

Зона ОК включается перед зоной КП по всему потоку питательной воды или с применением байпасирования части потока через перепускную диафрагму.

Конструктивно все ПВД (за исключением подогревателей для К-500-60/1500) представляют собой вертикальный аппарат сварной конструкции и с теплообменной поверхностью, набранной из свитых в плоские спирали гладких труб наружным диаметром 32 мм и толщиной стенки 4 мм, присоединенных к вертикальным раздающим (две или три) и собирающим (две или три) коллекторным трубам. Соединение коллекторных труб с подводящим и отводящим питательную воду патрубками осуществляется в нижней части подогревателя с помощью специальных развилок и тройников.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Для организации движения пара и отвода образующегося конденсата между спиральными трубными элементами установлены горизонтальные перегородки (через 8–12 рядов плоскостей навивки спиралей). Спиральные элементы зон ОК располагаются в специальных кожухах.

Все элементы трубной системы изготовлены из стали 20. Элементы корпуса выполняются из углеродистой стали 20К или низколегированной 09Г2С (0,09% углерода, 2% марганца, до 1% кремния); некоторые элементы входа греющего пара при повышенной его температуре изготавливаются из стали 12Х1МФ. Конструктивные особенности выполнения ПВД видны на рис. 4.12, 4.13.

Подогреватели типа ПВ-2000-120 для К-500-60/1500 (Нововоронежская АЭС) – кожухотрубные аппараты горизонтального типа из нержавеющей стали (корпус, распределительная камера, каркас трубной системы – из стали марки 12Х18Н10Т; трубная доска, U-образные трубки 16Х1,4 мм – из стали 08Х18Н10Т).

В настоящее время применяются стали перлитного и ферритного классов при изготовлении подогревателей для АЭС. Рекомендации по расчету поверхностных регенеративных подогревателей даны в РТМ 24.271.23-74 «Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давлений» (М.: НТЭ и ТМ, 1974 г.). Рекомендации по расчету смешивающих регенеративных подогревателей даны в РТМ 108.033.01-76 «Расчет и проектирование смешивающих подогревателей низкого давления и схемы их включения» (Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1977 г.).

Схема движения потока воды в подогревателе ПВ-2500-97-28А показана на рис. 4.13. После входного патрубка поток питательной воды разветвляется по раздающим коллекторам. Диафрагмы, установленные в этих коллекторах, разделяют потоки в зонах охладителя конденсата и КП. После нагрева части потока в зоне охладителя конденсата происходит смешение его с основным потоком питательной воды. Весь поток питательной воды поступает в собирающие коллекторы, откуда поступает непосредственно в выходной патрубок.

Греющий пар подводится в корпус подогревателя через паровой штуцер В. Спиральные элементы теплообменной поверхности охладителя конденсата размещаются в специальных кожухах, в которых с помощью системы промежуточных перегородок в межтрубном пространстве создается направленное движение потоков пара и конденсата.

Поток пара поступает в подогреватель и распределяется по всей высоте его поверхности. Конденсат пара с помощью перегородок, установленных в межтрубном пространстве, отводится за пределы трубного пучка и вдоль стенок корпуса стекает в охладитель конденсата. Над верхним днищем кожуха охладителя устанавливается специальная перфорированная труба, через которую из подогревателя отводятся неконденсирующиеся газы.

На рис. 4.15 показана конструкция ПВД горизонтального типа (ПВ-2000-120-17А).

Поверхность теплообмена этого подогревателя представляет собой два отдельных направленных в противоположные стороны U-образных трубных пучка. В центре корпуса расположена общая цилиндрическая водяная камера с двумя трубными досками.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

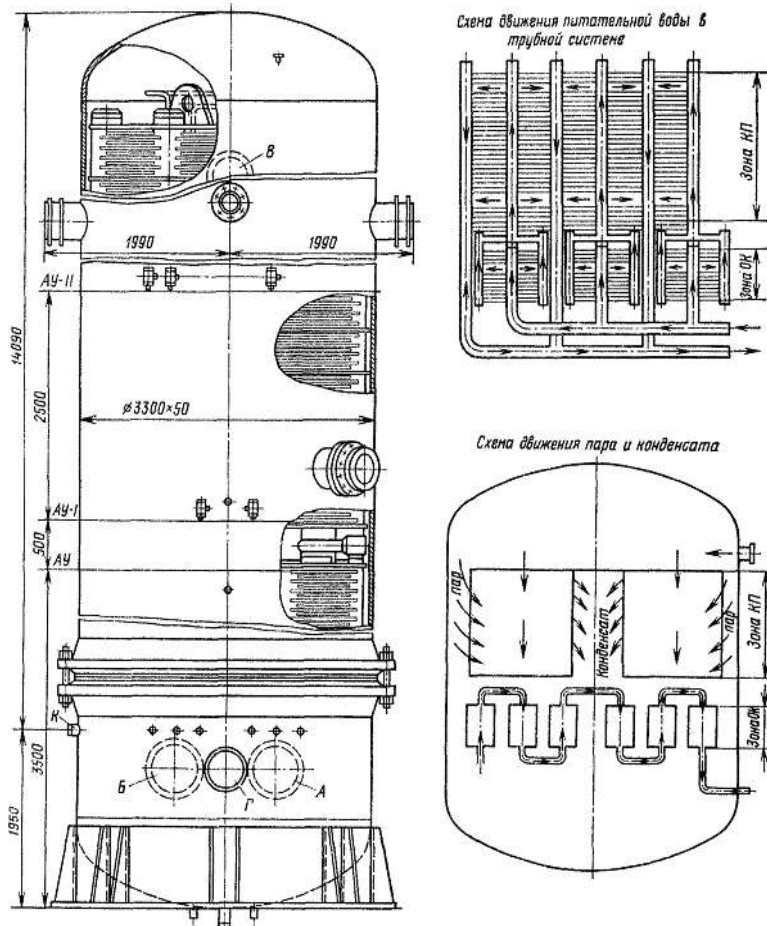


Рис. 4.13. Подогреватель высокого давления ПВ-2500-97-28А:
 А, Б – вход и выход питательной воды; В – вход греющего пара; Г – отвод конденсата

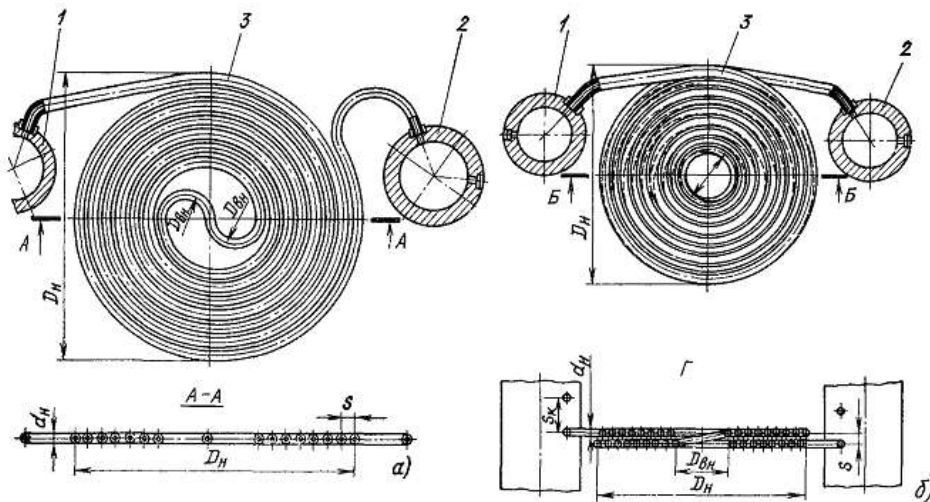


Рис. 4.14. Форма навивки спиральных труб:
 а – одноплоскостная; б – двухплоскостная; 1 – коллектор подвода питательной воды; 2 – коллектор отвода питательной воды; 3 – спиральный змевик

В подогревателе отсутствует охладитель перегрева, а поверхность охладителя конденсата выделена в нижней части трубных пучков.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Греющий пар поперечным потоком омывает горизонтально расположенные трубки и конденсируется на их поверхности. Конденсат пара отводится в кожух охладителя конденсата, где передает теплоту питательной воде при продольно-встречном омывании трубок.

Все подогреватели высокого давления помимо автоматического устройства регулирования уровня конденсата в корпусе, которым оснащены и ПНД, имеют также автоматическое защитное устройство. Назначение этого устройства – защита турбины от попадания воды в случае превышения уровня ее в корпусе в результате разрыва труб, появления свищей в местах сварки и других причин.

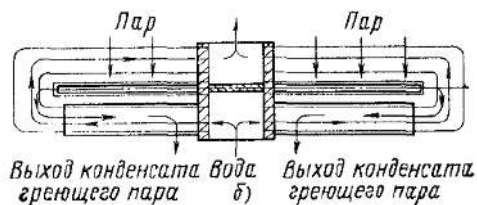
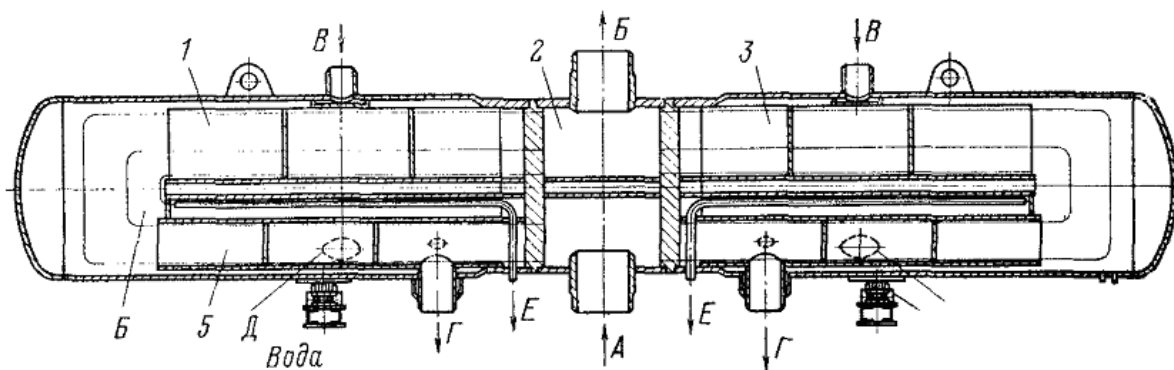


Рис. 4.15. Подогреватель высокого давления ПВ-2000-120-17А:

а – общий вид; б – схема движения теплоносителей; 1 – корпус с трубной системой (левая часть); 2 – промежуточная водяная камера; 3 – корпус с трубной системой (правая часть); 4 – опора подвижная; 5 – поверхность охладителя конденсата; 6 – собственно подогреватель: А – вход питательной воды; Б – выход питательной воды; В – вход греющего пара; Г – выход конденсата греющего пара; Д – вход конденсата из подогревателя более высокого давления; Е – отвод паровоздушной смеси

Поддержание нормального уровня конденсата в корпусе каждого из подогревателей в заданном диапазоне осуществляется регулирующим клапаном путем изменения количества конденсата, каскадно сбрасываемого в подогреватель более низкого давления. При превышении допустимого нормального уровня открывается клапан аварийного сброса конденсата. При дальнейшем повышении уровня сверх так называемого первого аварийного предела приборы защиты дают команду на включение клапана с электромагнитным приводом, закрывающего доступ питательной воды к ПВД и направляющего ее по байпасному трубопроводу

в парогенерирующий агрегат. При достижении уровнем конденсата второго аварийного предела приборы защиты дают команду на отключение питательных насосов и останов энергоблока.

Защитное устройство предусматривается одно на группу ПВД. Однако подача импульсов по уровню конденсата на него предусмотрена от каждого корпуса подогревателя. При срабатывании защиты все ПВД отключаются по питательной воде.

В связи с предстоящим созданием блоков АЭС повышенной единичной мощности (до 1500 МВт) серьезные изменения будут внесены и в систему регенеративного подогрева турбоустановки.

Основные тенденции разработки систем регенерации современных турбоустановок АЭС мощностью 330, 1000 и 1500 МВт характеризуются следующими техническими решениями:

- установкой ПНД-1 между выхлопами цилиндров низкого давления (ЦНД), что уменьшает длину вакуумных паропроводов и повышает компактность установки;

- определенным сокращением ступеней регенерации низкого и высокого давления с соответствующим повышением давления в деаэраторе, что упрощает схему турбоустановки, сокращает капитальные и ремонтные затраты;

- применением трубок из коррозионностойкой стали не только в поверхностных подогревателях низкого давления (ПНД), но также и в ПВД, что снижает на 80...90 % вынос соединений железа в парогенератор и их отложение на поверхности нагрева, обеспечивает сохранение тепловой мощности энергоблока в межремонтный период и позволяет увеличить выработку электроэнергии на 2...3 %.

К числу мер, позволяющих упростить систему регенерации и снизить капитальные затраты, относится увеличение разделительного давления между ЦВД и ЦНД до 1,1 МПа с включением деаэратора на это давление греющего пара. Это позволяет исключить из схемы ПНД-4 (с увеличением тепловой нагрузки деаэратора и переводом ПНД-3 на более высокий отбор пара), уменьшить габариты сепаратора-пароперегревателя (СПП) и упростить конструкцию насоса закачки сепарата в деаэратор.

В разрабатываемых в настоящее время турбоустановках сохранена особенность систем регенерации низкого давления, состоящая в использовании смешивающего ПНД-2. Это обеспечивает максимально возможный нагрев конденсата в этом аппарате вне зависимости от эксплуатационных присосов воздуха и наличия значительного недогрева конденсата в поверхностном ПНД-1, а также устраняет тепловую перегрузку последующих аппаратов поверхностного типа (ПНД-3 и ПНД-4) и тем самым исключает вибрацию и выход из строя трубок. Такое техническое решение подтверждено длительным опытом эксплуатации энергоблоков с турбинами К-1000-60/3000, имеющих смешивающие ПНД-1 и ПНД-2. При этом случаев выхода из строя поверхностных ПНД-3, ПНД-4 и ПНД-5 не наблюдалось.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Важным преимуществом применения смешивающего подогревателя является разрыв в нем потока основного конденсата. Это позволяет выбрать арматуру в последующем тракте до деаэратора с условным давлением 2,5, а не 4,0 МПа, что вместе с уменьшением ее количества и удешевлением ПНД-2 снижает капитальные затраты на оборудование указанного тракта на 20...25 %.

Ниже приведена краткая характеристика конструктивного профиля указанных аппаратов, разработанных НПО ЦКТИ (РФ), на примере турбоустановки мощностью 1500 МВт.

ПНД-1. Расположение ПНД-1 в вакуумном пространстве конденсатора уменьшает возможность поступления воздуха в корпус, но не исключает его поступления с греющим паром. Требование минимального диаметра корпуса этого подогревателя приводит к необходимости создания (при применении U-образных нержавеющих труб) двухходовых по основному конденсату аппаратов с длиной, ограниченной поперечным размером конденсатора. Эффективность работы вакуумных ПНД-1 в большой степени зависит от эффективности отвода неконденсирующихся газов из корпуса.

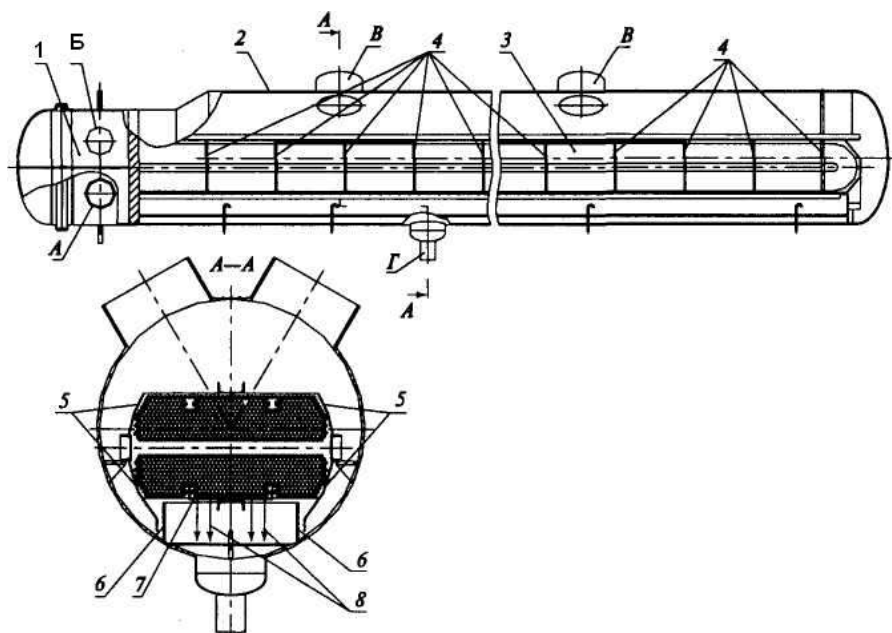


Рис. 4.16. Горизонтальный подогреватель низкого давления ПНД-1.

1 – водяная камера; 2 – корпус; 3 – трубная система; 4 – вертикальные перегородки; 5 – кожух; 6 – вертикальный лист; 7 – лоток; 8 – смешивающий воздухоохлаждитель; А – вход основного конденсата; Б – выход основного конденсата; В – вход пара; Г – выход конденсата пара

Для эффективного отвода неконденсирующихся газов из корпуса горизонтального ПНД-1 разработано устройство с использованием смешивающего воздухоохладителя. Подогреватель низкого давления (рис. 4.1б) имеет водяную камеру, вынесенную за пределы конденсатора. Корпус с установленными на нем патрубками для подвода пара почти полностью располагается в горловине конденсатора. Трубная система, поверхность теплообмена которой набрана из U-образных нержавеющей труб, имеет вертикальные перегородки. С боковых сторон трубная система закрыта кожухами, нижняя кромка которых совместно с вертикальными листами образует гидрозатвор по всей длине трубной системы. При поступлении пара в корпус через патрубки В этот гидрозатвор препятствует его проникновению в нижнюю часть корпуса, минуя поверхность теплообмена.

В нижней части корпуса установлен лоток с перфорированным дном и боковыми стенками. Внутри лотка располагается часть труб первого хода, затопленных стекающим с поверхности теплообмена конденсатом греющего пара, что обеспечивает его переохлаждение. Каскад струй переохлажденного конденсата из отверстий в днище лотка образует смешивающий воздухоохладитель. В него поступает смесь пара и неконденсирующихся газов, прошедшая межтрубное пространство второго, а затем первого ходов основного конденсата. В результате конденсации пара на струях переохлажденного конденсата возрастает концентрация неконденсирующихся газов, выход которых обеспечивается отверстиями в корпусе или установкой перфорированной трубы. Конденсат греющего пара, стекающий с поверхности теплообмена труб второго хода и из смешивающего воздухоохладителя, через патрубок Г и гидрозатвор отводится в конденсатор.

Установка поверхностного ПНД-1 в горловине конденсатора сокращает длину паропровода, а, следовательно, уменьшает гидравлические потери в тракте подачи пара в корпус ПНД и возможность поступления в него воздуха, а также освобождает место в турбинном цехе. Встроенный ПНД-1 имеет низкую степень ремонтпригодности, поэтому его надежность должна быть обеспечена принятием соответствующих конструктивных решений, правильным выбором материалов и технологии изготовления.

Смешивающий ПНД-2. Для эффективности и надежности работы смешивающего подогревателя в его составе должны быть следующие элементы:

конденсатосборник, отделенный перегородкой от собственно подогревателя и предназначенный для окончательной деаэрации основного конденсата и обеспечения нормальной работы конденсатных насосов второй ступени;

переливное устройство, исключающее затопление аппарата в аварийной ситуации (останов насосов откачки конденсата, отказ системы регулирования уровня конденсата в аппарате и др.). Переливное устройство связано с конденсатором безарматурной линией с гидрозатвором;

обратные клапаны на входе греющего пара в аппарат, исключающие обратный поток пара из аппарата в турбину при сбросе нагрузки турбины. В случае отказа обратного парового клапана влажность обратного потока пара в турбину не будет

опасной для лопаточного аппарата турбины благодаря специальной перегородке, ограничивающей интенсивность вскипания конденсата в конденсаторосборнике.

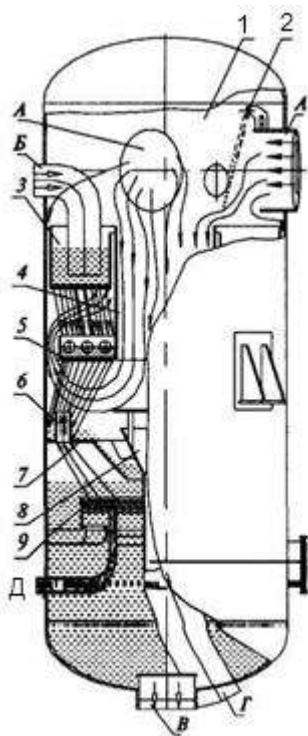


Рис. 4.17. Смешивающий ПНД-2.

1 – паровая камера; 2 – обратный клапан; 3 – водяная камера; 4 – центральная паровая труба; 5 – перфорированная тарелка; 6 – уравнивательные трубы; 7 – перегородка; 8 – воронка аварийного перелива; 9 – барботажное устройство; А – вход пара; Б – вход конденсата; В – выход конденсата; Г – аварийный перелив; Д – вход конденсата из ПНД-3

Анализ исходных параметров, принятые условия работы смешивающего ПНД-2, сравнение массогабаритных характеристик и технологичности изготовления аппарата в горизонтальном и вертикальном вариантах исполнения позволили сделать выбор конструкции для турбоустановки 1500 МВт в пользу вертикального аппарата диаметром 4200 мм. Этот вариант целесообразен также по условиям компоновки в сочетании с вертикальными ПНД-3 и ПНД-4 для обеспечения компактности системы регенерации низкого давления.

Принципиальная схема смешивающего ПНД-2 представлена на рис. 4.17. Верхняя часть корпуса подогревателя является паровой камерой, в которой расположены патрубки подвода греющего пара А.

На внутренних концах патрубков предусмотрены обратные клапаны в виде дисков, угол открытия которых ограничен 30° .

Ниже паровой камеры расположена водяная камера в виде тора прямоугольного сечения. Патрубки подвода основного конденсата проходят через паровую камеру и вводятся в водяную камеру через ее верхнюю кольцевую крышку. Дно водяной камеры имеет перфорацию. Она установлена в корпусе аппарата на кронштейнах с расчетным зазором для пропуска определенной части пара. К верхней крышке этой камеры приварена центральная паровая труба, на нижнем конце которой закреплена кольцевая перфорированная тарелка. Водяная камера, центральная паровая труба и перфорированная тарелка соединены в единый блок, являющийся узлом нагрева основного конденсата. Ниже узла нагрева расположена

перегородка специальной конструкции, состоящая из горизонтального и конусного колец. На горизонтальном кольце установлены уравнивательные патрубки. Конусное кольцо вместе с конусной воронкой переливного устройства образует кольцевое сужающееся сопло.

В верхней части конденсатосборника установлено барботажное устройство в виде горизонтального листа, имеющего по периферии кольцевую перфорацию и вертикальный борт. Под барботажный лист подводится конденсат греющего пара ПНД-3. В нижнем эллиптическом днище корпуса размещены: патрубок отвода основного конденсата к конденсатным насосам второй ступени и патрубок аварийного перелива конденсата в конденсатор. Предусмотрено измерение уровня конденсата не только в конденсатосборнике, но и над перегородкой, при этом контролируется работа аварийного перелива. Кроме того, предусмотрена защита от недопустимого превышения уровня над перегородкой, воздействующая на останов конденсатных насосов первой ступени.

Как уже указывалось, наиболее надежным средством, предотвращающим переполнение подогревателя в аварийных ситуациях, является безарматурная линия аварийного перелива конденсата через специальный гидрозатвор в конденсатор. Его отличие от обычного гидрозатвора «труба в трубе» заключается в том, что для предотвращения выкипания и срыва гидрозатвора его опускная ветвь, заполненная паром, изолируется от подъемной ветви. Последнее достигается применением двойной стенки внутренней трубы с заполнением зазора между стенками воздухом. Предусматривается также заполнение гидрозатвора при его срыве. Предварительные тепло-гидравлические расчеты показали, что подогреватель обеспечивает нагрев основного конденсата до температуры насыщения греющего пара во всех расчетных режимах работы турбоустановки. Обеспечивается также надежная работа аппарата не только в нормальных режимах, но и при значительной тепловой перегрузке (до 25 %).

ПНД-3 и ПНД-4. Подогреватели низкого давления ПНД-3 и ПНД-4 выполняются вертикальными с нижним расположением распределительной водяной камеры и U-образными трубами поверхности теплообмена из коррозионностойкой стали 08X18H10T. В качестве материала корпуса, водяной камеры, трубной доски применена углеродистая сталь. Разработка этих подогревателей выполняется с учетом основных конструктивных решений, проверенных при эксплуатации энергоблоков 1000 МВт АЭС (подогреватели ПН-3200-16-30-1,11) с трубной системой, набранной из прямых труб. На рис. 4.18 приведены ПНД-3 и ПНД-4 для энергоблоков 1000 МВт нового поколения.

Трубная система, состоящая из U-образных труб, горизонтальных перегородок и расположенных между ними под углом одна к другой вертикальных перегородок, размещена в облегающем ее кожухе. Со стороны патрубка подвода пара он имеет «окно» по всей высоте трубной системы для входа пара на трубы поверхности теплообмена только второго хода.

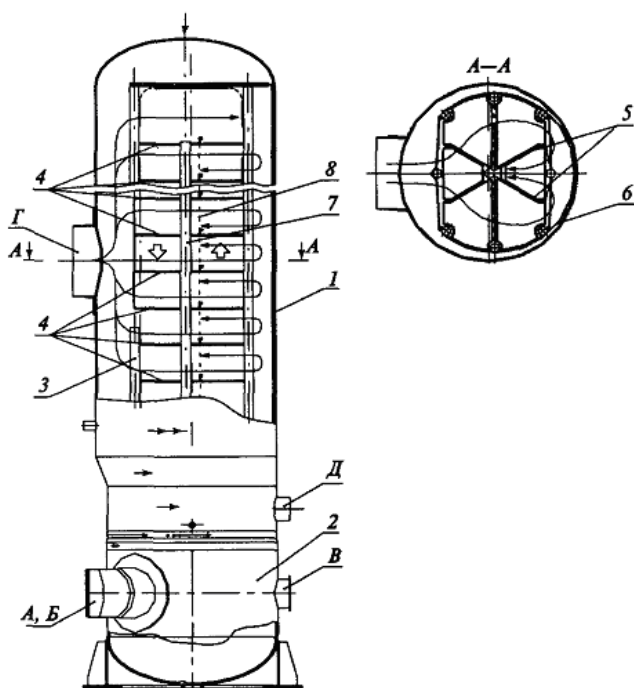


Рис. 4.18. Подогреватели низкого давления ПНД-3 и ПНД-4.

1 – корпус; 2 – водяная камера; 3 – трубная система; 4 – горизонтальные перегородки; 5 – вертикальные перегородки; 6 – кожух; 7 – перфорированная труба; 8 – смешивающий воздухоохладитель; А, Б – соответственно вход и выход основного конденсата; В – люк; Г – вход пара; Д – выход конденсата.

Принятая система взаимного расположения горизонтальных и вертикальных перегородок обеспечивает уменьшение проходного сечения по мере конденсации пара на всем пути его движения в трубной системе. Это позволяет поддерживать скорость парового потока на определенном уровне, благодаря чему устраняется возможность образования в трубной системе застойных зон, плохо вентилируемых паром.

ПВД. Длительный опыт эксплуатации установленных в системе регенерации высокого давления АЭС коллекторно-спиральных ПВД выявил их низкие надежность и тепловую эффективность, в связи с чем для ПВД турбоустановок АЭС нового поколения разрабатываются подогреватели камерного типа, имеющие более высокие технико-экономические показатели.

Положительный опыт эксплуатации камерных ПВД горизонтального исполнения на энергоблоке мощностью 500 МВт Нововоронежской АЭС, а также опыт эксплуатации камерных ПВД-К на зарубежных электростанциях положены в основу технических решений, принятых НПО ЦКТИ при разработке ПВД для энергоблоков 1000 и 1500 МВт.

Из рассмотренных вариантов водяных камер и трубных досок ПВД-К на данном этапе наиболее технологичной в изготовлении была признана плоская трубная доска, к которой приваривается цилиндрическая обечайка водяной камеры с эллиптическим днищем. Заданные параметры работы ПВД-К в схеме турбины мощностью 1000 МВт Ляньюньганской АЭС определили геометрические размеры подогревателя и его основных элементов. Заложенные в конструкцию ПВД-К этой АЭС узлы и детали могут легко трансформироваться и

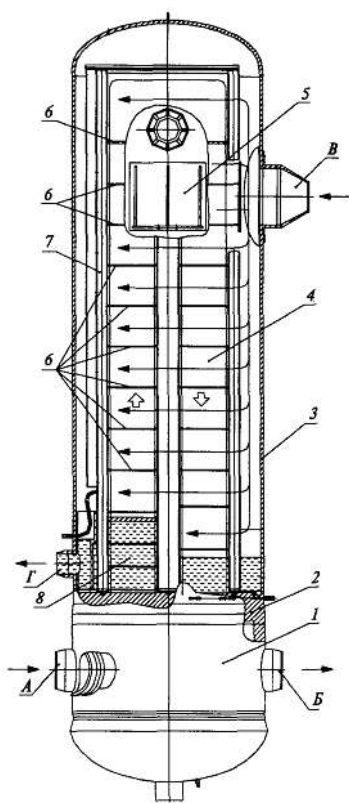


Рис. 4.19. Подогреватель высокого давления.

1 – водяная камера; 2 – трубная доска; 3 – корпус; 4 – трубная система; 5 – опора; 6 – перегородка; 7 – перфорированная труба; 8 – охладитель конденсата; А – вход питательной воды; Б – выход питательной воды; В – вход пара; Г – выход конденсата греющего пара.

применяться для других энергоблоков мощностью 1000 МВт [АЭС Куданкулам (Индия), Бушер (Иран), Нововоронежская] и 1500 МВт. Разработанные по единой конструктивной схеме вертикальные ПВД-К имеют нижнее расположение водяной камеры с установленной на ней опорой. Опора может быть размещена и на корпусе, как это показано на рис. 4.19. Концы U-образных труб поверхности теплообмена крепятся в трубной доске вальцовкой и сваркой. Трубная система с горизонтальными перегородками разработана с учетом проверенных в эксплуатации конструктивных решений, которые обеспечили ее надежность и тепловую эффективность в аналогичных по назначению аппаратах.

4.4. Вопросы для самоконтроля

1. Объясните причину использования регенеративного подогрева питательной воды на всех турбоустановках ТЭС и АЭС. Почему для реализации идеи регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды используется не весь пар, а только часть его? Изобразите этот процесс на диаграмме T, s . Сопоставьте регенеративный цикл ТУ на насыщенном паре с циклом Карно.

2. Что такое степень регенерации? В каких пределах изменяется эта величина и от чего она зависит? Запишите уравнение теплового баланса для 1 кг пара в ТУ с регене-

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

рацией и выражение для термического КПД ТУ с регенерацией. Сопоставьте термический КПД регенеративного и нерегенеративного циклов. Приведите и обоснуйте выводы из такого сопоставления.

3. Как распределяется регенеративный подогрев между подогревателями? Каково реальное число (ступеней) регенеративного подогрева в современных ТУ? Изобразите схему регенерации современной ТУ с 8-ю подогревателями и деаэратором (первые 2 подогревателя – смешивающего типа). Какие температуры недогрева принимаются в подогревателях (ПНД и ПВД), какой подогрев питательной воды и основного конденсата имеет место в различных подогревателях и деаэраторе?

4. Изобразите схему регенерации ТУ К-220-44?

5. Изобразите схему регенерации ТУ К-500-60/1500?

6. Изобразите схему регенерации ТУ К-1000-60/1500-1?

7. Изобразите схему регенерации ТУ К-1000-60/1500-2?

8. Какие схемы слива конденсата греющего пара применяют в ПНД и в ПВД? Чем объяснить различия в схемах слива? Каково назначение охладителей конденсата греющего пара? В чем различие охладителей дренажа в ПНД и в ПВД?

9. Какие материалы используют для изготовления ПНД и ПВД? Какими соображениями руководствуются при выборе материалов для изготовления ПВД и ПНД?

10. Опишите конструктивную схему подогревателя ПН-1800-42-4-1А, представленного на рисунке 4.8. Что обозначают буквы и цифры в типоразмере подогревателя? Опишите ход основного конденсата, греющего пара, конденсата греющего пара, неконденсированных газов в подогревателе.

11. Опишите конструктивные схемы подогревателей смешивающего типа и схемы их установки, представленные на рисунке 4.13: конструктивные характеристики отдельных узлов, используемые материалы, ход пара, воды, неконденсирующихся газов в пределах подогревателя, перетоки воды, дренажа греющего пара, неконденсирующихся газов из одного подогревателя в другой.

12. Опишите конструктивную схему подогревателя ПВ-2000-120 для ТУ К-500-60/1500, которая представлена на рисунке 4.15. Его особенность, материал для его изготовления, ход пара и воды.

13. Как предполагается изменить конструктивную схему ПВД перспективных ТУ мощностью 1500 МВт (ПВД-К, рис. 4.19)?

14. Приведите описание конструктивной схемы перспективных ПНД поверхностного типа (см. рисунок 4.17), опишите путь воды, пара и конденсата в ПНД.

15. Конструктивные особенности ПНД-1 поверхностного типа и ПНД-2 смешивающего типа перспективных мощных ТУ (1500 МВт), место их размещения, путь воды, пара и конденсата в них (см. рисунок 4.15, 4.17).

16. Каковы основные тенденции в изменении организации регенеративного подогрева в перспективных мощных турбоустановках АЭС?

5. ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА [1, 2, 3, 10, 11, 13]

5.1. Назначение деаэрационной установки

На тракте от конденсатора до парогенератора двухконтурной АЭС (или реактора одноконтурной АЭС) происходят не только теплофизические, но и физико-химические преобразования рабочей среды. Если первые являются результатом процессов теплообмена, то вторые еще и результатом взаимодействия среды с конструкционными материалами. В результате коррозии этих материалов среда загрязняется оксидами металлов, обладающими весьма малой растворимостью и потому способными создавать твердые отложения. Для уменьшения этих отложений применяют коррозионностойкие материалы, а в дополнение к этому в тракте обеспечивают такие физико-химические характеристики среды, при которых проявляется максимальная стойкость против коррозии.

До настоящего времени нет установившейся терминологии в области удаления коррозионно-агрессивных газов из воды. Ранее выдвигалось требование об удалении из воды растворенного воздуха, этот процесс получил название деаэрации, а аппараты для его осуществления – деаэраторы. Эти термины, так же как и десорбция и десорберы, не охватывают сущности всех явлений и процессов, протекающих в аппаратах по удалению газов. Однако с учетом исторически сложившейся терминологии в литературе сохранены термины «деаэраторы», а о протекающих в них процессах говорится как о дегазации, поскольку оно шире понятий деаэрация и десорбция.

Рассмотрим физико-химические процессы на конденсатно-питательном тракте двухконтурной АЭС с деаэратором (рис. 5.1). Современные нормы технологического проектирования предписывают обязательную установку 100%-ной очистки конденсата после конденсатора не только для одноконтурных, но и для двухконтурных АЭС. Для того чтобы фильтры конденсатоочистки работали при низких давлениях, устанавливают

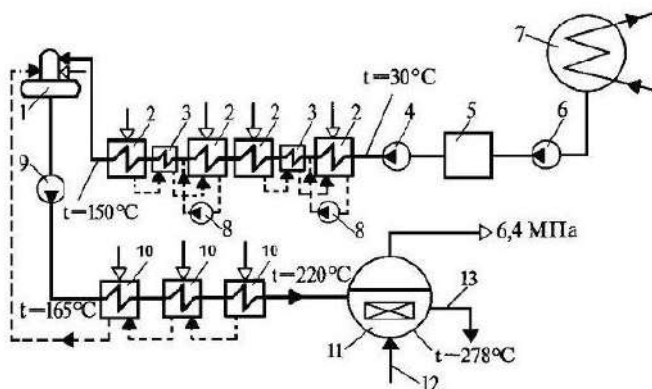


Рис. 5.1. Конденсатно-питательный тракт двухконтурной АЭС с реактором ВВЭР-1000:

1 – деаэратор; 2 – ПНД; 3 – ОД; 4 – КН II; 5 – конденсатоочистка; 6 – КН I; 7 – конденсатор; 8 – ДН; 9 – ПН; 10 – ПВД; 11 – парогенератор; 12 – возврат очищенной продувочной воды; 13 – вода парогенератора, направляемая на очистку

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

последовательно (до и после конденсатоочистки) два конденсатных насоса – КН-I преодолевает суммарные сопротивления тракта до конденсатоочистки и ее фильтров и создает подпор для КН-II, который преодолевает суммарные сопротивления всех ПНД и ОД и обеспечивает давление в деаэраторе 1. Из деаэратора питательная вода, согретая до температуры кипения, отвечающей давлению в деаэраторе, питательным насосом (ПН) прокачивается через все ПВД и подается в парогенератор.

Вакуум в конденсаторе способствует проникновению в его паровой объем некоторого количества воздуха. Специальными устройствами этот воздух в большей своей части удаляется из конденсатора. Однако некоторое количество воздуха и, главное, содержащегося в нем кислорода все же остается в конденсате, так как при низких температурах растворимость кислорода в воде высока (Рис. 5.2.).

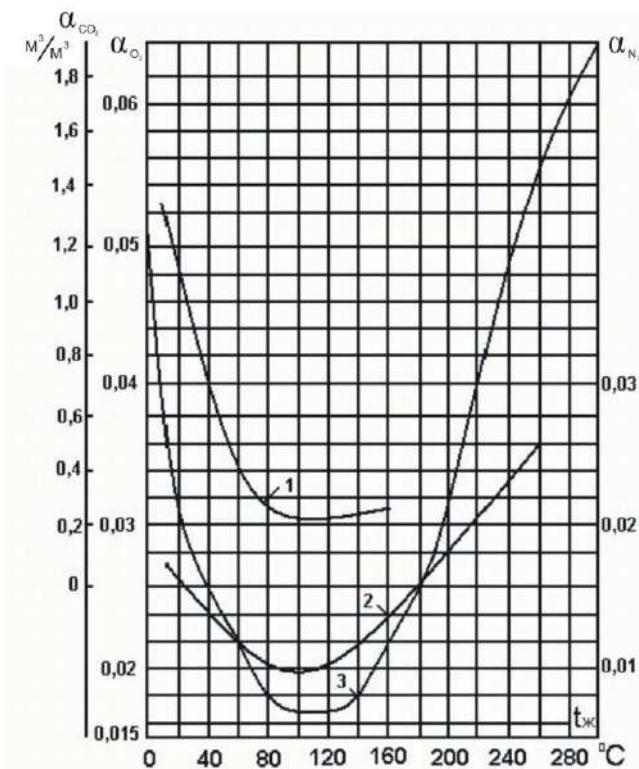


Рис. 5.2. Значения коэффициента абсорбции водой:
1– двуокиси углерода; 2– азота; 3– кислорода

установлено влияние кислорода на протекание коррозионных процессов, проявляющееся по-разному в зависимости от чистоты воды. Так, в водах высокой чистоты, обычно характеризуемой значением удельной электропроводности $\mathfrak{z}=0,1\div 0,2$ мкСм/см (микросименс), действие кислорода оказывается положительным – на поверхностях сталей и латуней создается окисная пленка, хорошо сцепленная с металлом и защищающая его от коррозии. Если же вода имеет более высокую \mathfrak{z} , то кислород интенсифицирует коррозию и от него в таких условиях надо освобождаться.

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Теплообменная поверхность конденсатора 7 работает в условиях перепада давления. По паровой стороне поддерживается вакуум, а давление охлаждающей воды должно быть достаточным для преодоления суммарных сопротивлений тракта охлаждающей воды до и после конденсатора и трубной поверхности конденсатора. В связи с этим давление охлаждающей воды на входе в конденсатор составляет обычно около 0,2 МПа, что создает перепад давлений по обеим сторонам трубок, достигающий практически до 0,3 МПа. Наличие этого перепада вызывает незначительный переток охлаждающей воды в конденсирующийся пар. Связанное с этим появление в конденсате хлоридов, бикарбонатов, карбонатов и кремниевой кислоты увеличивает α . Конденсатоочистка задерживает все эти примеси, и в конденсатно-питательный тракт поступает вода высокой чистоты. В таких условиях включение в конденсатно-питательный тракт специального элемента – деаэратора, имеющего своим назначением удаление неконденсирующихся газов, не имеет обоснования и вполне можно перейти к бездеаэраторной схеме (рис.5.3)

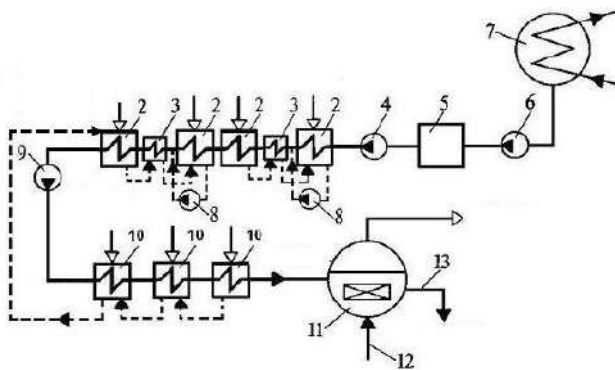
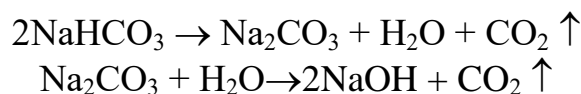


Рис. 5.3. Конденсатно-питательный тракт двухконтурной АЭС с реактором ВВЭР-1000 (бездеаэраторная схема). Обозначения смотри на Рис. 5.1.

Это удешевляет затраты на оборудование и строительные конструкции.

Существует, однако, большое число ранее сооруженных блоков двухконтурных АЭС, не имеющих конденсатоочистки. В этих случаях следует освобождаться от кислорода, причем в основном перед ПВД, которые выполнены из сталей, подверженных кислородной коррозии, т. е. установка деаэратора становится целесообразной.

Кроме того, некоторые из естественных примесей, поступивших с присосом охлаждающей воды в конденсатор, способны подвергаться разложению в условиях повышения температур. Так, бикарбонаты разлагаются с образованием карбонатов и свободной углекислоты, а за тем в результате гидролиза карбонатов еще образуется свободная углекислота:



Углекислота является коррозионно-агрессивным агентом, особенно по отношению к углеродистым сталям, из которых выполнены ПВД. Поэтому необходи-

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

мо ее удаление до поступления воды в тракт ПВД. В этом главная причина необходимости установки деаэрата при отсутствии конденсатоочистки.

Рассмотрим теперь конденсатно-питательный тракт одноконтурной АЭС, для которой установка 100%-ной конденсатоочистки всегда была обязательной. В воду реактора, а потому и в выдаваемый им насыщенный пар, в результате диффузионного проникновения через оболочки ТВЭЛов или в связи частичной разгерметизацией незначительного количества ТВЭЛов могут поступать газообразные продукты деления. Кроме того, в воде реактора под воздействием нейтронного облучения протекает радиолиз воды с образованием атомарного водорода, молекулярного кислорода и в меньшей степени перекиси водорода и ряда других соединений. Водород и кислород интенсивно переходят в насыщенный пар. Отвод пара из реактора способствует непрерывному протеканию интенсивного радиолиза. Таким образом, пар, поступающий на турбину, несет с собой неконденсирующиеся газы. Это относится естественно и к греющим парам, направляемым в регенеративную систему. При конденсации греющего пара неконденсирующиеся газы в значительной мере удаляются из паровых объемов подогревателей, что особенно важно для одноконтурных АЭС в отношении водорода и кислорода, могущих образовывать гремучую смесь. Непрерывное их выделение и сброс в конденсатор для последующего контактного сжигания водорода – обязательное условие надежности работы одноконтурной АЭС. Поэтому установка деаэрата для одноконтурной АЭС целесообразна, несмотря на наличие конденсатоочистки.

На станциях без 100 %-ной конденсатоочистки в турбинный конденсат за счет присосов охлаждающей воды в конденсаторе могут поступать карбонаты и бикарбонаты. При повышении температуры в системе регенеративного подогрева за счет термолиза бикарбонатов (а частично и карбонатов), в паре и соответственно в конденсате обнаруживается углекислота, которая интенсифицирует коррозию конструкционных материалов. Поэтому удаление углекислоты из цикла также обязательно.

Можно рассматривать также *химическую деаэрацию*, например, за счет введения в воду гидразина (N_2H_4). Этот метод достаточно дорог и избирателен – гидразин полностью выводит кислород из воды, но не влияет на другие газовые составляющие. Поэтому в современных установках гидразин применяется только как средство удаления кислорода, остающегося после основного дегазационного устройства, для которого на современных ТЭС и АЭС используется *термическая деаэрация*.

Она обеспечивается в условиях парообразования воды или конденсации водяного пара. При этом абсолютное давление над жидкой фазой представляет собой сумму парциальных давлений газов и водяного пара:

$$p = \sum p_r + p_{H_2O}$$

Если уменьшить содержание газов в воде до $p_{H_2O} \approx p$, то получим $\sum p_r \approx 0$. Из сказанного следует, что термическая деаэрация универсальна, а не избирательна

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

по отношению к отдельным газам, присутствующим в воде ТЭС и АЭС. Большим преимуществом термической деаэрации является ее органическое сочетание с элементами тепловой схемы – конденсационной установкой и регенеративной системой. В самом деле, в конденсаторе осуществляется конденсация отработавшего пара, которая (в целях недопущения снижения термической эффективности) в современных конденсаторах осуществляется без переохлаждения конденсата. Это означает, что температура конденсата в конденсатосборнике равна температуре насыщения, т. е. обеспечивается основное условие термической деаэрации. Эти же условия обеспечиваются в корпусах поверхностных регенеративных подогревателей, где происходит конденсация отборного пара турбин за счет подогрева питательной воды.

Для обеспечения условия $p_{\text{H}_2\text{O}} \approx p$, необходим постоянный отвод выделяющихся из воды газов, что требует непрерывного расходования некоторого количества насыщенного пара. Это означает, что кроме температурного фактора для обеспечения этого условия в элементах и в устройствах деаэрации воды необходимо создать соответствующие гидродинамические условия.

Общая схема деаэрационной установки представлена на рис. 5.4. В ее состав входят деаэрационная колонка (одна, чаще две) и связанные с ней охладитель выпара и деаэрационный бак. Деаэрационная колонка является одновременно подогревателем смешивающего типа, в котором имеет место не только подогрев основного потока конденсата за счет отборного пара турбины, но и его соединение с некоторыми другими потоками и, прежде всего, с дренажами ПВД. В охладителе выпара пар из парогазовой смеси конденсируется со сбросом неконденсирующихся газов в конденсатор для последующего удаления и возвратом конденсата пара в регенеративную систему.

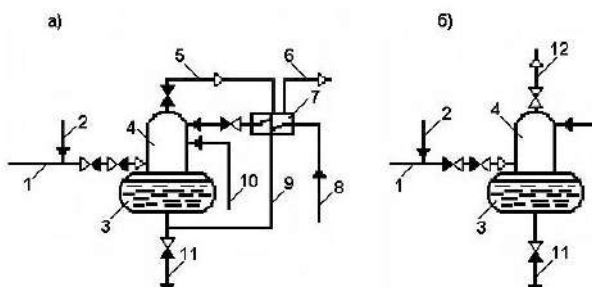


Рис. 5.4. Общая схема деаэрационной установки:

а– с охладителем выпара; б– без охладителя выпара; 1– греющий пар из отбора турбины; 2– резервная подача греющего пара (от БРОУ); 3– деаэрационный бак; 4– деаэрационная колонка; 5– отвод выпара; 6– сброс газов; 7 – охладитель выпара; 8 – подача основного конденсата, минуя ПВД; 9– отвод конденсата выпара; 10– подача основного конденсата после ПВД; 11– к питательному насосу; 12 – на эжекторы конденсатора

Отличие деаэрационной колонки от обычного смешивающего подогревателя заключается в массовом расходе греющего пара. В смешивающем подогревателе расход пара определяется исходя только из подогрева воды до температуры ки-

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

пения при полной конденсации греющего пара; в деаэрационной колонке расход греющего пара должен не только обеспечивать такой подогрев, но и превышать его, для того чтобы создать наиболее благоприятные гидродинамические условия для выноса неконденсирующихся газов. Так как при этом уходит довольно большое количество пара (не менее 1 кг/т для удаления кислорода и не менее 3 кг/т для удаления углекислоты), то не рекомендуется выброс этой паровоздушной смеси, называемой *выпаром деаэратора*. При этом возможны два решения, которые позволяют увеличить расход выпара до 5–10 кг/т, что улучшает деаэрацию без потерь конденсата. Решения эти таковы: либо в схему деаэрационной установки включается охладитель выпара (ОВ) (7 на рис. 5.4, а), в котором конденсация пара происходит за счет нагрева части питательной воды перед входом в деаэрацию, либо выпар деаэратора направляется на эжекторы конденсатора (рис. 5.4, б) и конденсируется в их холодильниках совместно с основным паром эжекторов. Для двухконтурных АЭС выброс выпара в атмосферу нежелателен по условиям экономичности, а для одноконтурных АЭС он недопустим в связи с радиоактивностью пара.

Таким образом, доведение неподвижной воды до состояния кипения еще не обеспечивает полного удаления растворенных в ней газов. Это объясняется тем, что в данных условиях равновесие между жидкостью и газом устанавливается при длительном соприкосновении этих фаз. В термических деаэраторах установление равновесной растворимости между водяной и газовой фазами происходит, в основном, благодаря образованию и удалению пузырьков газа и диффузии газов через поверхность контакта фаз.

Доведя воду до кипения, можно удалить из воды 90 – 95 % растворенных в ней газов. Для более глубокой дегазации необходимо обеспечить благоприятные условия для диффузии газов. Это весьма трудоемкая задача, которая ставится перед деаэрационной установкой, а эффект дегазации является решающим критерием для оценки работоспособности деаэратора.

Взаимодействие между газом и жидкостью можно организовать двумя способами: распределением жидкости в газе (пленочные, насадочные, струйные и капельные аппараты) и газа в жидкости (барботажные аппараты).

Аппараты, в которых жидкость распределяется в газе, при нормальных режимах работы не обладают высокой эффективностью дегазации. Только при резком повышении турбулизации потоков и изменении способа их распределения, иными словами, с приближением к барботажному режиму можно существенно повысить интенсивность массопередачи в этих аппаратах. Однако вследствие того, что они не приспособлены для такой работы, предельные режимы в них являются неустойчивыми и возможны лишь в узком диапазоне соотношения расходов жидкости и пара.

При барботаже газа через жидкость происходит значительное увеличение поверхности контакта фаз. Если поверхность соприкосновения фаз для пленочных и насадочных аппаратов изменяется в пределах от 50 до 500 м² на 1 м³ объема

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

аппарата, то для барботажных аппаратов эта величина составляет 670–1500 м²/м³. При этом резко возрастают коэффициенты тепло- и массопередачи.

Требования, которым должен отвечать современный термический деаэратор как физико-химический аппарат сводятся к следующему:

а) все ступени деаэрата должны быть непрерывного действия; в деаэраторе не должно быть застойных зон ни по воде, ни, особенно, по пару;

б) в деаэраторе на всем пути между паром и водой должен быть четко выраженный противоток. Это обеспечит максимальную разность между равновесным давлением газа в воде и его парциальным давлением над водой;

в) для непрерывного и устойчивого протекания процесса дегазации обрабатываемой воды деаэратор должен вентилироваться необходимым количеством пара;

г) способ обработки деаэрируемой воды, особенно на последних ступенях дегазации, должен обеспечивать многократную обработку ее паром и максимальное развитие поверхности контакта фаз;

д) в деаэраторе должны быть предусмотрены условия для удаления мельчайших газовых пузырьков, возникающих при нагревании воды или падении давления;

е) для обеспечения глубокой дегазации и, особенно, для эффективного протекания процессов термического разложения бикарбонатов и других термически нестойких соединений необходимо перед последней ступенью деаэрации выдерживать воду при температуре, близкой к температуре насыщения;

ж) обработка воды в последней ступени дегазации должна по возможности осуществляться при температуре более высокой, чем температура насыщения, соответствующая давлению в паровом пространстве деаэрата, что обеспечивает дополнительную дегазацию воды за счет эффекта вскипания;

з) должна быть предотвращена возможность повторного заражения воды кислородом и углекислотой в деаэраторе.

Рассмотрение конструкций существующих деаэраторов показывает, что наиболее полно перечисленным выше требованиям удовлетворяет двухступенчатый деаэратор с небольшой колонкой и затопленным барботажным устройством в аккумуляторном баке, например, деаэратор системы ЦКТИ. Высокая эффективность работы подобного аппарата была подтверждена рядом специальных испытаний и опытом эксплуатации многих десятков деаэраторов.

Принципиальная схема такого двухступенчатого деаэрата приведена на рис. 5.5. Аппарат включает в себя струйную колонку с двумя перфорированными тарелками, расположенную у одного торца бака-аккумулятора. В нижней части бака у противоположного его торца расположено барботажное устройство. Конденсат и химически очищенная вода подаются на верхнюю тарелку, где смешиваются, а затем в виде струй сливаются сначала на вторую дырчатую тарелку и далее – в бак-аккумулятор. После выдержки в баке вода поступает в барботажное устройство, основным элементом которого является горизонтальный дырча-

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

тый лист. Пар подается на барботажное устройство и в паровой объем бака-аккумулятора.

Теплообмен и дегазация протекают в рассматриваемом аппарате в следующем порядке. В струйной колонке при контакте пара с дегазируемой водой происходит ее нагрев. Этот процесс протекает тем интенсивнее, чем выше турбулизация потоков пара и воды и чем меньше парциальное давление воздуха в паре. При этом внутри жидкости происходит выделение мельчайших газовых пузырьков.

Параллельно с нагревом воды в струйном потоке идут процессы дисперсного выделения газов и физической десорбции, т. е. перенос газа из жидкой фазы в газообразную путем молекулярной и турбулентной диффузии. Преобладание того или иного вида диффузии зависит от степени турбулизации системы. При этом возможно также механическое увлечение струей воды определенного количества газов в мелкодисперсном состоянии из греющего пара и возникновение рециркуляции неконденсирующихся газов в зоне конденсации.

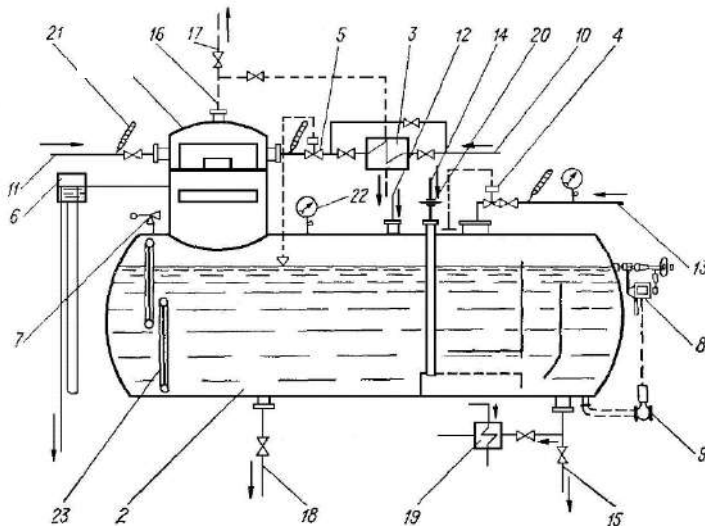


Рис. 5.5. Принципиальная схема двухступенчатой деаэрационной установки системы ЦКТИ

1—деаэрационная колонка; 2—аккумулятор; 3—охладитель выпара; 4—регулятор давления; 5—регулятор уровня; 6—гидравлический затвор; 7—предохранительный клапан; 8—регулятор перелива и сигнализатор уровня; 9—вентиль с электромагнитным приводом; 10—подвод химически очищенной воды; 11—подвод основного конденсата; 12—подвод конденсата подогревателей высокого давления; 13—подвод греющего пара; 14—подвод барботажного пара; 15—отвод деаэрированной воды; 16—отвод выпара; 17—выхлоп в атмосферу; 18—дренаж; 19—теплообменник для охлаждения проб воды; 20—ограничительная диафрагма; 21—термометр; 22—манометр; 23—водомерные стекла

При наличии бака-аккумулятора (определенной выдержки воды) происходят удаление из воды мельчайших газовых пузырьков и процессы разложения

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

бикарбоната натрия, углекислого аммония, карбонатов и нестойких органических веществ. Последнее требует определенного времени, и, следовательно, для обеспечения глубокой дегазации продолжительность пребывания воды в деаэраторе играет большую роль. При этом следует учитывать, что скорости реакций термического разложения взаимосвязаны со скоростью вывода из сферы их протекания выделяющегося свободного углекислого газа путем десорбции. Поэтому результирующая скорость этих сопряженных процессов в конечном итоге определяется скоростью самого медленного из них, т. е. скоростью десорбции CO_2 . Чем выше коэффициенты десорбции, тем быстрее будут протекать реакции разложения бикарбонатов и карбонатов.

Размещение барботажного устройства в баке-аккумуляторе интенсифицирует процессы удаления кислорода и особенно свободной углекислоты за счет хорошей вентиляции парового пространства бака. Это обеспечивает более глубокое разложение бикарбонатов и карбонатов по сравнению с одноступенчатым деаэратором.

Вода, поступающая на барботажное устройство, кроме растворенных газов, содержит еще и определенное количество мельчайших газовых пузырьков, имеющих ничтожно малую подъемную силу, в связи с чем удаление их связано с большими трудностями. Если не принять мер по удалению газовых пузырьков, то они могут снова растворяться в воде при ее охлаждении или при повышении давления. На начальном участке барботажного листа происходит интенсивный подогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в деаэраторе. Эффективность процесса дегазации воды на этом участке незначительна. Основной процесс дегазации происходит на остальной части барботажного листа при температуре насыщения, соответствующей давлению в этой части деаэратора. Определяющими факторами при этом являются: увлечение газовых пузырьков потоком пара и турбулентная диффузия. Таким образом, бак-аккумулятор и барботажная ступень играют чрезвычайно важную роль в схеме деаэрационной установки.

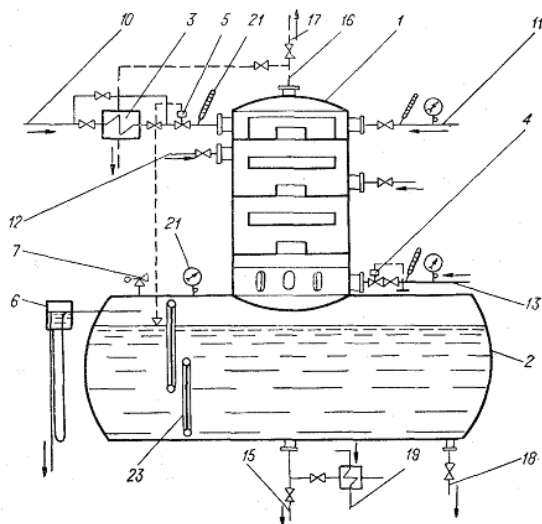


Рис. 5.6. Принципиальная схема одноступенчатой деаэрационной установки. Обозначения см. на рис. 5.5

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

На рис.5.6 приведена типовая схема одноступенчатой деаэрационной установки. Она имеет деаэрационную колонку, расположенную в центре бака-аккумулятора. Подача пара осуществляется только под колонку. В ней происходит подогрев воды до температуры, близкой к температуре насыщения и дегазации воды. В баке-аккумуляторе за счет отстоя происходит частичное удаление мельчайших газовых пузырьков.

На работу одноступенчатого деаэратора большое влияние оказывает величина недогрева воды до температуры насыщения, соответствующей давлению пара в баке-аккумуляторе. Достаточно отметить, что при недогреве воды до температуры насыщения в одноступенчатом деаэраторе атмосферного давления только на $0,5^{\circ}\text{C}$, концентрация кислорода в деаэрированной воде составляет 70 мкг/кг. Избежать этого в таком деаэраторе практически невозможно. В двухступенчатом деаэраторе дополнительный подогрев воды до температуры насыщения происходит в барботажном устройстве.

Существенное влияние на эффективность работы деаэрационной колонки и одноступенчатого деаэратора в целом оказывает величина удельного расхода пара (отношение общего расхода пара к производительности деаэратора). Это обусловлено тем, что с изменением количества пара при прочих равных условиях изменяется средняя разность парциальных давлений каждого из удаляемых газов, следовательно, и остаточная концентрация их в деаэрированной воде. Одновременно с этим изменяется концентрация неконденсирующихся газов в греющем паре по всей высоте деаэрационной колонки, что влияет на величину подогрева воды. Зависимости между остаточной концентрацией кислорода в деаэрированной воде и удельным расходом пара для одноступенчатого струйного деаэратора и струйной колонки двухступенчатого деаэратора имеют аналогичный характер. Однако благодаря второй барботажной ступени дегазации, являющейся своеобразным барьером против проскоков кислорода и углекислого газа, расход пара оказывает сравнительно меньшее влияние на эффективность работы двухступенчатого деаэратора в целом.

Предельная величина подогрева воды в деаэраторе зависит от скорости пара в струйной ступени. Так как расход пара на деаэратор практически определяется его производительностью и температурой исходной воды, то естественно, что с понижением температуры воды растет расход пара и его скорость. Это приводит к возникновению значительных перепадов давлений между отсеками деаэратора и уносу капельной влаги в расположенный выше отсек. В результате происходит переполнение верхней тарелки данного отсека и перелив воды через ее борт. При превышении величины критической скорости пара происходит затапливание колонки, сопровождаемое сильными гидравлическими ударами, обращенное движение воды и вынос ее из деаэратора через выпарную трубу.

Двухступенчатые деаэраторы в отличие от одноступенчатых аппаратов обеспечивают в широком диапазоне нагрузок подогрев больших добавок холодной химически очищенной воды. Это достигается тем, что в струйной части двух-

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

ступенчатого деаэратора происходит снижение скорости парового потока по сравнению со струйной колонкой одноступенчатого деаэратора.

В одноступенчатой деаэраторной установке повышение концентрации кислорода и углекислого газа в исходной воде без увеличения удельного расхода выпара приводит к росту остаточных концентраций этих газов в деаэрированной воде. В двухступенчатой деаэраторной установке увеличение концентрации газов в исходной воде также ведет к повышению их концентрации в воде после первой ступени, однако дальнейшая обработка воды в барботажном устройстве обеспечивает минимальные концентрации коррозионно-агрессивных газов в деаэрированной воде.

Технические требования к термическим деаэраторам питательной воды ТЭС и АЭС определяются ГОСТ 16860–71, нормами технологического проектирования и правилами технической эксплуатации электростанций (ПТЭ). Согласно этим требованиям при работе с нагрузками от 30 до 120 % от номинальной производительности должен обеспечиваться средний подогрев воды от 15 до 25° С в вакуумных деаэраторах и от 10 до 40° С в деаэраторах атмосферного и повышенного давлений. Деаэраторы блочных установок должны обеспечивать деаэрацию воды при нагрузках от 10 (при подогреве воды не менее чем на 70° С) до 100% от номинальной производительности. При этих условиях остаточная концентрация кислорода должна быть не более: 50 мкг/кг в подпиточной воде после деаэраторов всех типов при начальной концентрации кислорода, соответствующей состоянию насыщения; 30 мкг/кг в питательной воде при тех же условиях; 20 мкг/кг в питательной воде после деаэраторов атмосферного и повышенного давлений при начальной концентрации кислорода не более 3 мг/кг; 10 мкг/кг в питательной воде после деаэраторов повышенного давления при начальной концентрации кислорода не более 1 мг/кг. Свободная двуокись углерода в деаэрированной воде должна отсутствовать при начальной ее концентрации не выше: 20 мг/кг – перед деаэраторами вакуумного и атмосферного типов при бикарбонатной щелочности не менее 0,7 мг-экв/кг; 10 мг/кг – перед деаэраторами вакуумного и атмосферного типов при бикарбонатной щелочности не менее 0,3 мг-экв/кг; 1 мг/кг – перед деаэраторами повышенного давления.

В зависимости от рабочего давления, при котором осуществляется выделение газов из воды, термические деаэраторы делятся на:

- а) вакуумные, в которых дегазация происходит при абсолютном давлении 0,07 – 0,05 МПа, ДСВ (деаэратор смешивающий, вакуумный);
- б) атмосферные, работающие при давлении 0,12 МПа, ДСА;
- в) повышенного давления – 0,7-1,2 МПа, ДСП. Деаэраторы могут иногда работать и при давлениях, отличных от указанных. В этих случаях выбор давления в них производится на основе технико-экономических расчетов.

Шкала типоразмеров охватывает вакуумные деаэраторы производительностью 5–3200 т/ч, атмосферные – 5–400 т/ч и повышенного давления – 6–4000 т/ч. Под номинальной производительностью деаэрационной колонки понимается расход воды, состоящий из суммы исходных потоков, подлежащих деаэрации, и

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

сконденсированного в деаэраторе пара. Для деаэраторов, использующих в качестве теплоносителя деаэрированную перегретую воду, этот поток не входит в номинальную производительность.

Указанные производительности соответствуют для деаэраторов вакуумного и атмосферного типов номинальной производительности деаэрационной колонки, а для деаэраторов повышенного давления – расходу деаэрированной воды, отводимой из деаэрационного бака.

Кроме приведенной классификации получило распространение деление деаэраторов по применяемому в них способу распределения деаэрируемой воды в паре: пленочные, струйные, капельные; и пара в воде: барботажные. В случае применения в деаэраторе одного из указанных способов распределения аппарат считается одноступенчатым, при комбинации нескольких способов – двух- или трехступенчатым.

Рассмотрим конструктивные особенности деаэраторов, получивших распространение на стационарных паротурбинных электростанциях (ТЭС и АЭС).

Существующие конструкции барботажных устройств можно разделить на две группы: незатопленные и затопленные. Незатопленные устройства располагают в нижней части деаэрационной колонки либо в паровом пространстве аккумулятора бака, и слой воды над ними не превышает 0,3–0,5 м, а в большинстве случаев составляет 0,1–0,2 м. Затопленные барботажные устройства располагают в баке-аккумуляторе под слоем воды, высота которого составляет 2–3 м.

Примерами деаэраторов с незатопленными барботажными устройствами являются непровальные и провальные дырчатые листы или тарелки. Схема непровальной дырчатой тарелки изображена на рис. 5.7.

Вода, двигаясь по дырчатому листу, непрерывно и многократно обрабатывается паром, подводимым под лист и проходящим через отверстия в нем. При нормальных режимах работы под листом образуется паровая подушка, которая предотвращает провал жидкости через отверстия дырчатого листа.

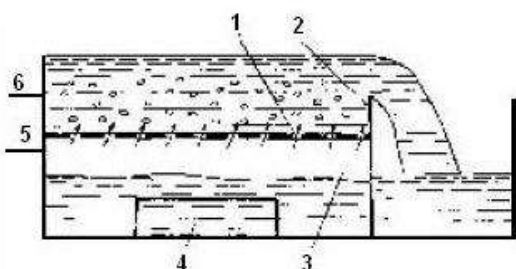


Рис. 5.7. Непровальная дырчатая тарелка

1 – дырчатый лист; 2 – водосливный порог; 3 – паровая подушка; 4 – отверстие для прохода избыточного пара; 5 – подвод воды; 6 – подвод пара

На рис. 5.8 показана схема струйно-барботажного деаэратора системы ЦКТИ с непровальной дырчатой тарелкой в паровом пространстве бака-аккумулятора. Вода после струйной колонки 1 по лотку 2 направляется на начальный участок беспровального барботажного листа 3. Медленнодвигающаяся по листу вода обрабатывается паром и деаэрируется, затем, переливаясь через порог 4 и гидрозатвор 5, поступает в бак. Пар подводится по трубе 6, вентилирует паровое про-

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

пространство бака и через короб 7 поступает под барботажный лист 3. Избыточный пар перепускается в обвод листа через каналы 8 в колонку.

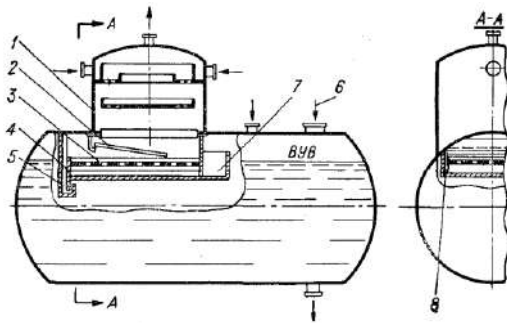


Рис. 5.8. Струйно-барботажный деаэратор с непровальной тарелкой в паровом пространстве аккумуляторного бака

На мощных блоках ТЭС и АЭС применяют деаэраторы струйно-барботажного типа с непровальной тарелкой в нижней части деаэрационной колонки. Схема такой деаэрационной колонки представлена на рис. 5.9 (стрелками в корпусе показано движение пара). Конденсаты, подлежащие деаэрации, поступают через штуцера 1 и 14 в смесительное устройство 2 и через отверстия в горловине 3 сливаются на перфорированную тарелку 4. Струи конденсата, падающие на тарелку 4 и далее на водоперепускной лист 5, пересекаются потоком греющего пара и прогреваются за счет его конденсации. С листа 5 конденсат сливается на барботажное устройство через сегментное отверстие 13. Барботажное устройство, в котором происходит окончательная деаэрация, состоит из перфорированного листа 6, пароперепускных труб 12 и сливных труб 7. Греющий пар подается по трубе 10 под барботажное устройство. Площадь перфорации барботажного листа принята такой, что даже при минимальной нагрузке деаэратора под листом образуется паровая подушка. Это обеспечивает контакт всей воды с греющим паром в барботажном устройстве. При максимальной нагрузке в работу включаются трубы 12 для пропуска пара мимо перфорированного листа.

Поддон 11 соединен с барботажным листом, образуя гидрозатвор. Оставшийся несконденсированным пар вместе с газами (выпар деаэратора) отводится через штуцер 15. Деаэрированная вода сливается в деаэрационный бак 8 через его горловину 9.

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

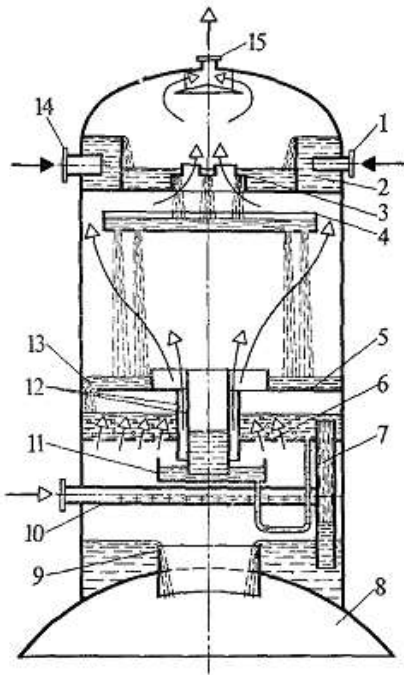


Рис. 5.9. Схема деаэрационной колонки с барботажной ступенью в нижней части

За время движения вниз вода прогревается до температуры насыщения за счет конденсации греющего пара. Конденсат греющего пара присоединяется к струям воды, а остальной пар проходит дальше по высоте колонки, обеспечивая ее вентиляцию, унося с собой *неконденсирующиеся газы*, выделившиеся в процессе деаэрации.

Вода и греющий пар движутся встречными потоками: вода вниз, а пар – вверх. Движение пара вверх не только обеспечивает наилучшую вентиляцию в деаэраторе, но и увеличивает время пребывания в нем движущейся вниз воды, что улучшает ее прогрев и деаэрацию.

Деаэраторы смешивающего типа имеют существенный недостаток, заключающийся в том, что вследствие конденсации греющего пара в нижней части колонки в верхнюю ее часть проходит все меньшее количество пара. Это затрудняет прогрев конденсата в верхней части колонки и требует увеличения расхода выпара до 5–10 кг/т.

Увеличение расхода выпара улучшает характеристики деаэратора по конечному эффекту дегазации. Однако чрезмерно увеличивать этот расход не следует, чтобы не увеличивать затраты на теплообменную поверхность охладителя выпара или потери теплоты на тракте от выхода выпара из деаэратора до места установки эжекторов конденсатора.

Если для конденсации пара выпара использовать конденсат после ПНД, то перепад температур для работы ОВ окажется малым, а необходимая поверхность ОВ – очень большой. Можно применить решение, показанное на рис. 5.4, а, направив в ОВ конденсат с низкой температурой. В таком случае необходимая поверхность ОВ резко уменьшается. Большое кислородосодержание и влажнопаровая среда, в условиях которой работает поверхность нагрева охладителя выпара, способствуют его интенсивной коррозии. Поэтому, особенно для однокон-

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

турных АЭС, поверхность теплообмена приходится изготавливать из коррозионно-стойких сталей.

При не налаженной работе деаэрационной колонки она может выдавать плохо проаэрированную воду и при довольно большом расходе выпара. Это может быть вызвано наличием даже небольшого ($1-2^{\circ}\text{C}$) недогрева до кипения. Для предотвращения этого явления при расчете системы регенерации подогрев воды в деаэрационной колонке выбирают примерно вдвое меньшим, чем в каждом из ПНД и ПВД. Так, в каждом из ПНД нагрев происходит на $\sim 30^{\circ}\text{C}$, в каждом ПВД – на $\sim 35^{\circ}\text{C}$, а в деаэраторе – только на 15°C . В хорошо налаженных деаэраторах недогрев воды до кипения практически отсутствует.

Производительность деаэрационной установки выбирают по ее полной потребной мощности, но резервных деаэраторов не применяют. Для мощных турбинных установок АЭС, особенно при работе на насыщенном паре, может возникнуть необходимость параллельной работы двух деаэраторов (К-1000). Возможна также параллельная работа деаэраторов нескольких турбин, обслуживающих один реактор. При параллельной работе деаэраторы соединяют уравнивательными линиями как по питательной воде, так и по греющему пару. При этом основной регулятор давления пара располагают на уравнивательной паровой линии, а регулятор давления, установленный на каждом деаэраторе, играет вспомогательную роль.

Выбор давления в деаэраторе и параметров греющего пара для деаэратора – одна из задач расчета тепловой схемы АЭС. Можно считать, что процесс деаэрации воды будет проходить одинаково эффективно при любых давлениях, т. е. переменное давление в деаэраторе допустимо. Однако деаэратор соединен с питательным баком и через питательную линию – с питательным насосом. При снижении давления в этой системе может произойти вскипание с нарушением работы питательного насоса и самой деаэрации в результате набухания воды и заброса ее в деаэрационную колонку. Поэтому предпочтительнее поддерживать давление постоянным, при переменных параметрах греющего пара. Этого достигают с помощью редуктора с соответствующей автоматикой. Поддержание постоянства давления греющего пара в деаэраторах конденсационной электростанции, т. е. в отсутствие регулируемых отборов, невозможно, так как давление в отборах изменяется пропорционально нагрузке, а в режиме холостого хода практически равно нулю. В связи с этим при номинальном режиме целесообразно подавать на деаэратор пар из отбора, давление в котором превышает давление в деаэраторе на 40–45%. Этот источник пара обеспечивает работу деаэратора в интервале нагрузок примерно от 70 до 100%, т. е. в наиболее вероятном режиме. Если нагрузка становится ниже 70%, то деаэратор переключается на предыдущий отбор, с помощью которого обычно возможно пароснабжение до нагрузки 30–40%. И, наконец, для режимов пуска и холостого хода предусмотрена подача свежего пара с его дросселированием (БРУ-Д, БРУ-СН) (см. рис. 5.4).

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

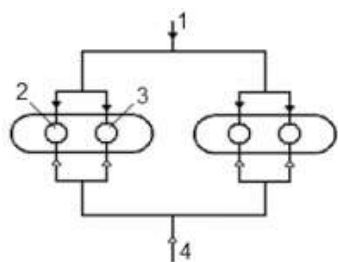


Рис. 5.10. Раздача конденсата в деаэраторы турбины мощностью 500 МВт:

1– линия конденсата после ПНД; 2– деаэрационный бак; 3– деаэрационная колонка;

Производительности деаэрационных колонок существенно меньше производительности линии ПНД, поэтому для турбины мощностью 500 МВт конденсат после ПНД приходилось распределять, например, по четырем деаэрационным колонкам (рис. 5.10, К-220-44 – ДСП-2000, 2x1000/120), расположенным по две на один бак, симметрично по его длине (деаэраторы на рисунке расположены в плане). Аналогично подается в деаэрационные колонки конденсат греющих паров ПВД. В смесительном устройстве (см. рис. 5.9) этот поток смешивается с основным конденсатом, поступающим после ПНД. Если на один реактор предусмотрено две машины по 500 МВт и деаэрационные системы обеих машин объединены, то для каждой турбины на линиях подачи в деаэрационную головку основного конденсата никакой арматуры не устанавливают. Возможная неравномерность подачи ликвидируется за счет работы уравнивающих водо- и пароперепускных труб между деаэрационными баками. На линиях между деаэраторами разных турбин отсечная арматура имеется, но практически не используется.

В последних проектах используются новые, более мощные деаэрационные головки, что позволяет для турбин мощностью 1000 МВт ограничиться четырьмя головками, как это было ранее для турбин мощностью 500 МВт (ДСП-3200, 2x1600/185, 2 шт.). Вместимость деаэрационного бака немного больше. Она составляет 120 – 185 м³, т. е. деаэрационные баки могут обеспечить не более чем трехминутный запас питания парогенератора двухконтурной АЭС или реактора одноконтурной АЭС на случай перебоя в подаче конденсата. Основной запас конденсата обеспечивается в утепленных баках аварийного питания (БЧК), расположенных вне главного корпуса. Для блоков АЭС мощностью 1000 МВт таких баков три, а вместимость каждого – 1000 м³. Вода из них подается в деаэрационные баки специальными аварийными насосами, включаемыми автоматически при нарушении нормальной подачи конденсата.

Для того чтобы в нормальной эксплуатации запас воды в деаэрационном баке был возможно большим, уровень в нем поддерживают высоким, но обязательно ниже места присоединения деаэрационной колонки, чтобы не нарушать ее работы и не создать возможности заброса воды в ступени турбины через трубопровод подвода греющего пара. Поэтому деаэрационный бак на отметке максимально допустимого уровня воды снабжают автоматическими переливными клапанами. Кроме того, на линии отборного пара от турбины к деаэратору имеется обратный клапан, закрывающийся при сбросе нагрузки турбиной. Это предохраняет тур-

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

бину от поступления в нее пара, образующегося в объеме деаэрационного бака при сбросе давления, и от заброса в турбину воды вместе с этим паром.

Кроме отборного пара турбин целесообразна подача к деаэратору также и редуцированного свежего пара (см. рис. 5.4), что дает возможность подавать дополнительное количество греющего пара при нерасчетном недогреве воды перед деаэратором. Это позволяет также использовать деаэратор в системе расхолаживания реактора и снабжать деаэратор греющим паром при частичных нагрузках, когда давление отборного пара меньше давления в деаэраторе. Наличие деаэрационного бака представляет определенные удобства для химических очисток и дезактивации оборудования, для приема второстепенных потоков пара и для организации некоторых других эксплуатационных операций. Поэтому пока еще для отечественных АЭС не осуществлено ни одного проекта с использованием бездеаэрационных схем. Что же касается отсутствия необходимости собственно деаэрации, то эксплуатация всегда имеет возможность закрыть выпар деаэратора, что эквивалентно бездеаэрационной схеме.

В настоящее время в схеме серийных энергоблоков АЭС с реактором ВВЭР-1000 применяется деаэрационная установка, включающая два деаэратора ДП-3200(2x1600)/185-А, каждый из которых состоит из двух вертикальных деаэрационных колонок ДП-1600-А, установленных на одном баке вместимостью 210 м³. Такая установка имеет ряд недостатков, влияющих на технико-экономические показатели и надежность работы энергоблока. В частности, опасность разверок давлений и уровней (в двух баках), наличие уравнивающих трубопроводов по пару и воде, сложную обвязку деаэраторов трубопроводами, значительные высоту и массу деаэрационных колонок и др. Деаэратор ДП-3200(2x1600)/185-А рассчитан на работу при постоянном давлении 0,69 МПа (7,0 кгс/см²).

За более чем 15 лет эксплуатации серийных энергоблоков ВВЭР-1000 накоплен большой объем материала с предложениями по совершенствованию конструктивных и компоновочных решений деаэрационной установки. Эти предложения направлены главным образом на использование одного деаэратора с увеличенным объемом бака вместо двух, что позволяет обеспечить сокращение габаритов машинного зала и повышение надежности турбоустановки.

Указанные предложения подтверждены и зарубежным опытом, где в основном применяются деаэраторы на рабочее давление 1,0... 1,3 МПа с одним баком большого объема. В баке, как правило, имеется затопленное барботажное устройство.

С учетом изложенного, а также изменившихся требований к деаэрационной установке (повышение рабочего давления, работа деаэратора на скользящем давлении) было принято решение в схемах перспективных энергоблоков АЭС применять только один деаэратор повышенного давления с деаэрационным баком большой вместимости.

В 2000 г. для энергоблока с реактором ВВЭР-1000 для Китая был разработан деаэратор нового типа ДП-6000/250-А. Он состоит из одной горизонтальной де-

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

аэрационной колонки, установленной на деаэрационном баке вместимостью 400 м³. В колонке размещаются низконапорное водораспределительное устройство (струйные форсунки) и перфорированные тарелки, образующие две струйные ступени. В баке деаэрата расположено затопленное барботажное устройство. Основные технические характеристики деаэрата приведены в таблице.

Для энергоблока АЭС с реактором ВВЭР-1500 рассматриваются два варианта деаэрата: с одной деаэрационной колонкой горизонтального типа и с деаэрационными колонками вертикального типа.

В конструкции обоих вариантов применена двухступенчатая (струйно-барботажная) схема обработки воды. Струйные ступени деаэрации располагаются в деаэрационных колонках (горизонтальной или вертикальных). В обоих вариантах в качестве деаэрирующих элементов используются низконапорные форсунки.

На рис. 5.11 представлена принципиальная схема деаэрата с шестью вертикальными малогабаритными колонками производительностью 1300 т/ч каждая, установленными на одном баке вместимостью 540 м³. Основные технические характеристики обоих вариантов деаэрата для энергоблока с реактором ВВЭР-1500 приведены в таблице.

Разработанные варианты конструкции деаэрата для энергоблока с реактором ВВЭР-1500 по основным показателям, тепловой и дегазационной эффективности практически равноценны. Из сравнения их массогабаритных характеристик следует, что деаэрат с горизонтальной колонкой имеет большие вертикальный габарит и металлоемкость, чем деаэрат с вертикальными малогабаритными колонками.

С учетом изложенного вариант деаэрата с вертикальными колонками, установленными на укрупненном деаэрационном баке, представляется более предпочтительным.

Рассмотренные конструкции деаэратов базируются в основном на известных и проверенных решениях. В них использованы узлы и элементы, унифицированные с серийными устройствами. Применение в качестве водораспределителя в верхней части колонок эффективного струйного устройства (форсунки) позволяет создать поверхность контакта жидкой и паровой фаз, достаточную для эффективного тепломассообмена в аппарате. Использование в колонках струйных тарелок, а в баке затопленного барботажного устройства дает возможность гарантировать необходимые нагрев и деаэрацию воды во всех проектных режимах работы деаэрата.

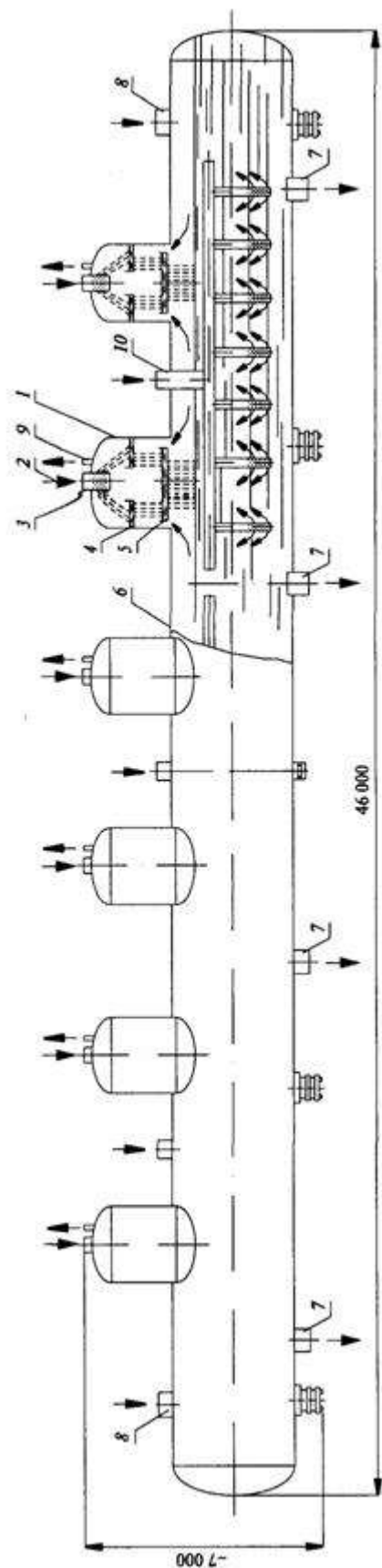


Рис. 5.11. Принципиальная схема деаэратора производительностью 8 000 т/ч с вертикальными малогабаритными колонками для энергоблока АЭС с ВВЭР-1500.
 1 – деаэрационная колонка; 2 – основная конденсат; 3 – струйная низконапорная форсунка; 4 – верхняя перфорированная тарелка; 5 – нижняя перфорированная тарелка; 6 – деаэрационный бак; 7 – расходные штуцеры; 8 – корпусные штуцеры; 9 – штуцеры выпара; 10 – подвод пара на барботаж

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Таблица 5.1. Сравнительные показатели современных деаэраторов для мощных энергоблоков АЭС

Показатель	Деаэратор для энергоблока АЭС с ВВЭР-1000 с горизонтальной колонкой	Деаэратор для энергоблока АЭС с ВВЭР-1500	
		с горизонтальной колонкой	с вертикальными колонками
Производительность деаэратора (номинальная), т/ч	6 000	8 000	8 000
Производительность колонки, т/ч	6 000	8 000	1 300
Число колонок, шт	1	1	6
Давление рабочее, абсолютное, МПа (кгс/см ²)	0,824 (8,4)	1,18 (12,0)	1,18 (12,0)
Диапазон изменения давления при работе на скользящих параметрах, МПа (кгс/см ²)	0,824...0,48 (8,4...4,9)	1,18...0,69 (12,0...7,0)	1,18...0,69 (12,0...7,0)
Диаметр колонки (условный), мм	3 000	3 000	2 400
Вместимость бака, м ³	400	540	540
Диаметр корпуса бака (условный), мм	3 800	3 800	3 800
Длина бака, мм	36 000	48 000	48 000
Полная высота деаэратора, мм	7 700	8 200	7 000
Сухая масса деаэратора, кг	213 500	324 000	285 000

5.2. ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Питательная установка – один из важнейших элементов тепловой схемы станции, обеспечивающий надежность работы и бесперебойность отпуска электроэнергии. Ее задача состоит в непрерывном восполнении убыли воды в парообразующей установке, связанной прежде всего с расходом пара на турбину, а также с расходом пара прочими потребителями, утечками и т. д. Особенно большое значение имеет питательная установка для одноконтурных АЭС, в которых она подает воду непосредственно в реактор.

Конечное давление за питательной установкой должно превышать давление в парообразующей установке на значение сопротивления всего питательного тракта от деаэратора до нее. При этом возможны две схемы включения питательной установки – *одноподъемная* и *двухподъемная*.

При одноподъемной схеме (рис. 5.12, а) *питательный насос* создает полное давление, необходимое для подачи воды в парообразующую установку. Под этим давлением находится трубная система всех ПВД. При двухподъемной схеме (рис. 5.12, б) устанавливают два питательных насоса с последовательным их включением. Первый из них 4 должен создавать давление, обеспечивающее не вскипание питательной воды во всех ПВД, в том числе и в питаемом греющим паром первого отбора турбины. Поэтому давление воды после *насоса первого подъема* должно быть выше давления в первом отборе при любом режиме работы турбины. Далее вода поступает в *питательный насос второго подъема* 5, создающий полное давление питательной воды.

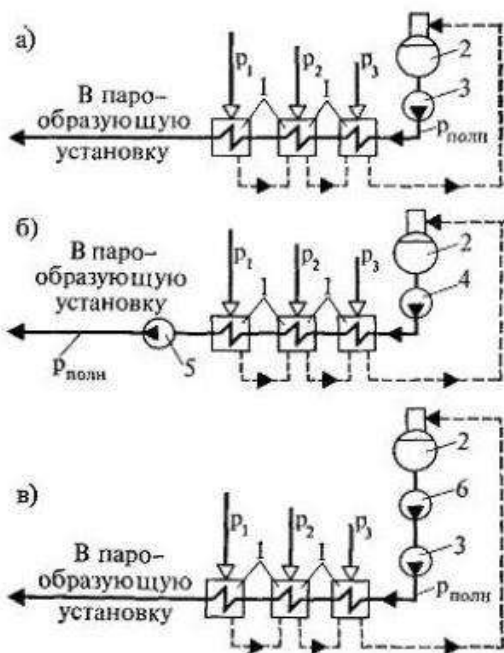


Рис. 5.12. Схемы включения питательных насосов:

а — одноподъемная; б — двухподъемная;
 в — одноподъемная с бустерным насосом;
 1–ПВД; 2– деаэрационный бак; 3 – одноподъемный питательный насос; 4, 5 – питательные насосы первого и второго подъемов; 6– бустерный насос.

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Преимущество двухподъемной схемы – работа всех ПВД под меньшим давлением. Поэтому они дешевле, а работа их надежнее. Однако при равных преодолеваемых суммарных сопротивлениях и равных массовых расходах питательной воды расход электроэнергии на работу питательной установки в одноподъемной схеме меньше; насос работает на относительно холодной воде, в то время как основной питательный насос в двухподъемной схеме перекачивает воду более высокой температуры. Таким образом, установка одного насоса дешевле, чем двух последовательных, а работа насоса на холодной воде надежнее. Поэтому двухподъемная схема включения питательных насосов на АЭС распространения не получила.

Надежность работы питательных насосов требует, прежде всего, предотвращения вскипания воды в насосе. Вода в деаэрационных баках находится при температуре кипения, поэтому при уменьшении давления в питательном насосе за счет входного сопротивления она могла бы вскипеть, нарушив работу насоса. Для предотвращения этого явления деаэрационный бак поднимают над отметкой установки питательного насоса на 9–20 м (в зависимости от давления в деаэраторе 0,35–0,7–1,2 МПа), а сопротивление линий, подающих воду к питательному насосу, не должно превышать 0,01 МПа. Тем самым создается самоторможение испарения при входе в питательный насос, и кавитация становится невозможной. Установка деаэраторов на большой высоте над питательным насосом повышает стоимость строительных конструкций и представляет определенные неудобства. Для существенного уменьшения высоты подъема деаэратора применяют питательные установки с *бустерным насосом* (рис. 5.12, в). Вероятность кавитации в насосе всегда выше для быстроходных насосов. Бустерный насос *б* выбирается тихоходным, и поэтому требуемая высота расположения деаэратора резко уменьшается. Основной напор создается быстроходным насосом *з*, подпор для которого создает бустерный насос, исключая тем самым возможность кавитации. Такая схема широко используется на установках сверхкритических параметров ТЭС на органических топливах. Ее применяют и на АЭС, но в отличие от ТЭС стремятся оба насоса скомпоновать как единый агрегат, создавая бустерную тихоходную ступень перед основной быстроходной частью питательного насоса. Возможны также варианты совершенствования входных устройств быстроходных насосов, при которых осуществление схемы по рис. 5.12, а не требует столь значительных высот расположения деаэратора, как было указано выше.

В качестве питательных насосов обычно используют центробежные многоступенчатые насосы с сальниковым, а на одноконтурных атомных станциях – с механическим уплотнением вала. Питательная вода даже одноконтурных станций не требует дорогих и неэкономичных герметичных бессальниковых насосов, так как ее радиоактивность невелика и доступность насоса для эксплуатационного персонала в процессе работы определяется отнюдь не протечками, но радиоактивностью питательной воды по ^{13}N , а в случае нарушения плотности твэлов – газообразными продуктами деления, прежде всего ксенона и криптона.

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Протечки питательных насосов отводятся в дренажные баки, откуда вода после очистки возвращается в цикл.

Число и производительность питательных насосов принимают с учетом необходимости бесперебойной работы питательной установки. Питательные центробежные многоступенчатые насосы выбирают на полный расход питательной воды для обслуживаемой ими установки – парогенератора или реактора. Все насосы должны быть однотипными. Если предусмотрен резервный насос, то число работающих насосов и производительность резервного выбирают так, чтобы при выключении одного из работающих насосов и включении резервного производительность питательной установки сохранялась на уровне 100%, т. е. если полную производительность обеспечивают два работающих насоса, то резервный выбирается исходя из 50%-ной нагрузки всей установки. Для парогенераторов АЭС с ВВЭР-440 предусматривали на каждый блок один резервный и четыре основных насоса, работающих на питательную магистраль, общую для всех парогенераторов блока, т. е. производительность каждого насоса составляла 25% от общего расхода питательной воды.

При наличии резервных насосов вся питательная установка снабжается системой *автоматического запуска* – при выключении одного из работающих насосов и связанного с этим снижения давления в напорной магистрали автоматически запускается резервный насос.

Для блоков ВВЭР-1000 резервирование питательных насосов не предусмотрено. При выходе из строя одного из двух установленных насосов соответственно снижается мощность блока. Отсутствие резервирования объясняется выбором для этих насосов турбопривода. Выбор типа привода для питательных насосов – *электропривод* или *турбопривод* с установкой специальной *приводной турбины* – имеет большое значение. Электропривод питательных насосов наиболее распространен благодаря своей простоте, скорости включения и высокому КПД. Для электропривода используют асинхронные электродвигатели. По условиям конструирования таких двигателей верхний предел их единичной мощности ограничивается. Синхронные электродвигатели не ставят таких ограничений, но они менее удобны при пуске и в эксплуатации. Поэтому, когда мощность питательной установки велика, целесообразно использовать специальную приводную турбину, тем более что при этом КПД станции повышается.

В связи с общим направлением развития теплоэнергетики – повышением единичной мощности парообразующей установки и ее питательных насосов – турбопривод становится основным. Так, для АЭС на 1000 МВт и более мощность питательной установки достигает (в зависимости от параметров и типа реактора) 20 – 25 МВт. Для атомных станций турбопривод имеет ещё и то преимущество, что в случае аварийного обесточивания питание реактора может продолжаться до полного его расхолаживания за счет снабжения приводной турбины редуцированным паром. Положительными качествами турбопривода являются также экономичное регулирование производительности насосов изменением

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

числа оборотов, непосредственный привод насоса без редуктора и неограниченная единичная мощность.

При установке для мощных блоков двух рабочих питательных насосов по 10–12,5 МВт каждый приводная турбина должна быть многоступенчатой. Такие турбины требуют прогрева перед пуском и не могут поэтому использоваться как резервные. Оба питательных насоса работают на общий питательный коллектор.

Для мощностей, при которых возможно выполнение как турбо- так и электропривода, решение должно быть принято на основе технико-экономического расчета. При этом необходимо иметь в виду, что чем больше мощность питательной установки, тем выше КПД турбопривода, который при определённой мощности становится равным полному КПД электропривода и превышает его при дальнейшем увеличении мощности. Между тем для крупных АЭС мощность питательной установки становится столь большой, что ее экономичность может уже заметно влиять на общий КПД станции.

Для атомных электростанций с ВВЭР-1000 предусмотрен турбопривод с конденсационной приводной турбиной с собственным конденсатором и подачей конденсата из него в основной конденсатор. Турбина питается паром, отбираемым после промежуточного пароперегревателя основной турбины (250°C; 1,44 Мпа, БРУ-ТПН), но предусмотрена также подача редуцированного свежего пара через коллектор пара собственных нужд. Кроме того, устанавливаются еще два пусковых питательных насоса с подачей по 150 м³/ч, выполняемых с электроприводом.

Для одноконтурных АЭС турбопривод пока не применялся, несмотря на мощность питательной установки не меньшую, чем для ВВЭР-1000. Одна из причин – необходимость биологической защиты водяной емкости конденсатора приводной турбины. В связи с этим рассматривается вопрос об использовании пара после приводной турбины в системе регенерации, т. е. без установки отдельного конденсатора.

Подача питательной установки в эксплуатации должна изменяться в соответствии с нагрузкой обслуживаемого ею блока. Так как регулирование подачи питательных насосов методом дросселирования связано с энергетическими потерями, при турбоприводе предпочтение должно быть отдано регулированию частоты вращения за счет изменения частоты вращения приводной турбины; при электроприводе последовательно выключают из работы по одному из параллельно включенных насосов. По новым правилам при электроприводе допускается, как и при турбоприводе, отказ от установки резервного питательного насоса, а при установке двух турбин их деаэрационно-питательные системы не объединяют.

Для обеспечения питания парогенераторов АЭС с ВВЭР в условиях полного обесточивания предусмотрена система аварийного питания. Для ВВЭР-1000 она состоит из трех баков обессоленной воды вместимостью по 1000 м³, расположенных вне главного здания (но с утеплением), и трех аварийных электронасосов с подачей по 150 м³/ч, подсоединенных к системе надежного электропита-

ния. Насосы забирают воду, каждый из своего бака. Два из них могут подавать воду каждый на «свой» два парогенератора. Третий насос со своим баком, по существу, резервирует первые два и может подавать воду в любой из парогенераторов. Для приема воды от аварийных насосов на парогенераторах предусмотрены специальные штуцера. Забор воды из баков возможен только аварийными насосами, поэтому эти баки всегда заполнены, а после аварийного израсходования заполняются вновь.

5.3. Вопросы для самоконтроля

1. Физико-химические особенности процессов, протекающих на тракте конденсатор – деаэратор одноконтурных и двухконтурных АЭС.
2. Какие способы деаэрации Вам известны? Какой способ деаэрации применяется на ТЭС и АЭС и почему?
3. Общая схема деаэраторной установки. Назначение отдельных частей деаэратора. Необходимые и достаточные условия, обеспечивающие качественную дегазацию воды.
4. Что такое бездеаэраторная схема? Что способствует внедрению в практику построения тепловых схем ТЭС и АЭС бездеаэраторных схем? Какие преимущества имеет бездеаэраторная схема перед схемами с деаэратором? Почему до сего дня не получили практического внедрения бездеаэраторные схемы на ТЭС и АЭС?
5. Приведите описание конструктивной схемы двухступенчатого деаэратора системы ЦКТИ (см. рис. 5.5). Как происходит процесс дегазации воды в этой конструкции? Чем она отличается от одноступенчатого деаэратора?
6. Приведите описание конструктивной схемы одноступенчатого деаэратора (см. рис.5.6). Опишите процесс дегазации воды в этом деаэраторе. Каково отличие этого деаэратора от двухступенчатого деаэратора ЦКТИ по показателям качества дегазации?
7. Приведите описание конструкции струйно-барботажной колонки (см. рис.5.8), опишите путь греющего пара, воды и удаляемых газов. Для чего в деаэратор подают пара больше, чем необходимо для нагрева воды до температуры насыщения? Какова величина избытка пара для обеспечения качественной дегазации в современных деаэраторах?
8. Выбор параметров и производительности деаэраторов современных турбоустановок. Могут ли работать деаэраторы при переменных параметрах греющего пара и переменной производительности? Для чего применяют регуляторы давления в системе дегазации?
9. Какие соображения привели к необходимости разработки одного деаэратора на ТУ с большим баком-аккумулятором и одной горизонтальной или 6 вертикальными струйными колонками? Какое водораспределение применяется в них, используется ли барботажная ступень? На каких станциях уже предусмотрено использование деаэраторов новой конструкции?

ДЕАЭРАТОРНО-ПИТАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

10. Что такое питательная установка, и каково ее назначение? Какие схемы включения питательной установки Вам известны, и каковы их особенности? Какие существуют способы устранения вскипания воды во всасывающем патрубке насоса?

11. Какова мощность привода питательных насосов современных ТУ АЭС, какой привод используется для питательных насосов, каковы особенности приводов питательных насосов АЭС? Применяются ли резервные питательные насосы на АЭС?

12. Какова особенность питательной установки одноконтурных АЭС? Какой вид привода используется в питательных установках одноконтурных АЭС? Применяются ли резервные насосы в питательных установках одноконтурных АЭС?

6. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ АЭС [1, 2, 3, 10, 11, 12, 13, 14]

6.1. Задачи и основные элементы конденсационной установки и выбор вакуума в конденсаторе

Замкнутость пароводяного цикла тепловых электростанций предопределяет необходимость конденсации всего расхода пара, проработавшего в турбине. Этот процесс осуществляется в *конденсационной установке* при постоянном давлении за счет нагрева охлаждающей воды, температура которой ниже температуры насыщения пара. Показанное на рис. 6.1 изменение температуры охлаждающей воды отвечает длине пути воды в конденсаторе. Процесс конденсации может идти при любом давлении. Однако, чем меньше температура отвода теплоты цикла (что соответствует более низкому давлению конденсации), тем выше тепловая экономичность паротурбинной установки при неизменных начальных параметрах. Характеристики водяного пара таковы, что, добиваясь расширения пара в турбине до давлений, меньших атмосферного, можно увеличить теплорепад в ней на 25–30 и даже 40% в зависимости от начальных параметров пара. Поэтому задачей конденсационной установки является также *установление и поддержание разрежения* в выхлопном патрубке турбины, а тем самым и внутри конденсатора.

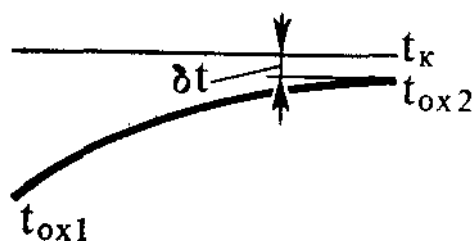


Рис. 6.1. Соотношение температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды

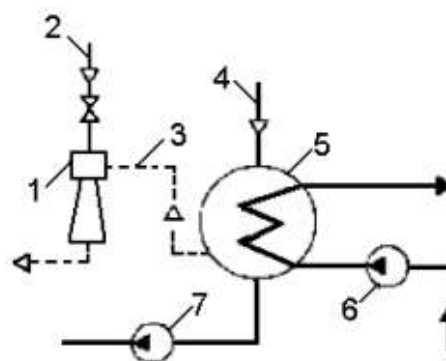


Рис. 6.2. Схема конденсационной установки:

1 – пароструйный эжектор; 2 – подвод пара к эжектору; 3 – отсос паровоздушной смеси; 4 – пар из выходного патрубка турбины; 5 – поверхностный конденсатор; 6, 7 – циркуляционный и конденсатный насосы.

Схема конденсационной установки с учетом сказанного представлена на рис. 6.2. Из выходного патрубка турбины в паровой объем поверхностного конденсатора поступает пар, отработавший в турбине.

Через трубки конденсатора *циркуляционным насосом* прокачивается охлаждающая вода. Образовавшийся конденсат стекает в нижнюю часть конденсатора и *конденсатным насосом* возвращается в цикл. Для создания разрежения в

выхлопном патрубке турбины в пусковой период и для его поддержания в конденсаторе при работе в состав конденсационной установки входит **пароструйный эжектор**. В связи с разрежением в конденсаторе в его паровой объем постоянно поступает воздух из окружающей среды, поэтому паровой эжектор работает непрерывно, отсасывая этот воздух из конденсатора вместе с некоторым количеством пара.

Вакуум в конденсаторе существенно влияет на тепловую экономичность станции. Ранее, в разделе 3 Выбор параметров пара на ТУ АЭС была показана зависимость термического КПД паротурбинной установки от конечного давления пара. Показано, что, снизив давление в конденсаторе с 0,004 до 0,003 МПа, можно увеличить КПД установки примерно на 2% и, наоборот, увеличение давления с 0,004 до 0,005 МПа приведет к снижению экономичности более чем на 1%.

Конденсация пара в конденсаторе происходит за счет нагрева циркуляционной охлаждающей воды от начальной температуры t_{ox1} до конечной t_{ox2} (см. рис. 6.1), поэтому температура конденсации должна превышать t_{ox2} и может лишь приближаться к ней. Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{ox1} в зависимости от выбранной системы технического водоснабжения и месторасположения станции меняется в пределах от 0 до 15 °С в зимнее время и от 15 до 33°С в летнее. Если принять нагрев воды в конденсаторе ~10°С, то выходная температура воды летом составит от 25 до 43 °С.

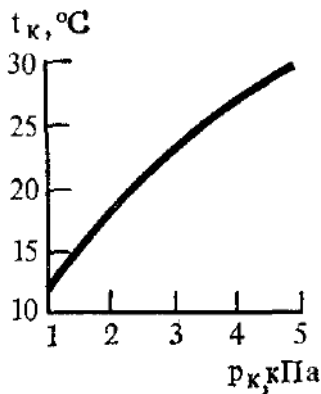


Рис. 6.3. Изменение температуры конденсации t_k в зависимости от давления в конденсаторе

Воспользовавшись зависимостью температуры от давления пара (рис. 6.3), можно установить, что давление в конденсаторе может при этом составить 0,0033 – 0,006 МПа. Теплообмен через поверхность нагрева не позволяет вести конденсацию пара при температуре конденсата, равной выходной температуре охлаждающей воды, и требует дополнительного перепада температур δt (см. рис. 6.1), принимаемого на уровне 3–5 °С, реже до 10 °С. С учетом этих обстоятельств **тепловой баланс конденсационной установки** запишется

$$D_k (h_k - h'_k) = W (h_{ox2} - h_{ox1}), \quad (6.1)$$

где D_k – расход пара в конденсатор, кг/с; h_k и h'_k – соответственно энтальпии пара после турбины и конденсата после конденсатора, кДж/кг; W – расход охлаждающей циркуляционной воды, кг/с; h_{ox1} и h_{ox2} – энтальпии этой воды до и после конденсатора, кДж/кг.

В уравнении не учтена потеря теплоты в окружающую среду, так как она пренебрежимо мала по сравнению с основными членами уравнения. Уравнение (6.1) можно переписать в виде

$$m = W / D_k = (h_k - h'_k) / (h_{ox2} - h_{ox1}) \quad (6.2)$$

или

$$m = W / D_k = (h_k - h'_k) / [(t_{ox2} - t_{ox1}) C_p^B] \quad (6.2a)$$

Значение m , равное отношению расхода охлаждающей воды к расходу конденсата, называется *кратностью охлаждения*. Теплоемкость воды $C_p^B = 4,19$ кДж/кг и в малом интервале температур t_{ox} практически постоянна. Тогда в зависимости от кратности охлаждения из равенства (6.2a) выходная температура охлаждающей воды

$$t_{ox2} = t_{ox1} + (h_k - h'_k) / (4,19 \cdot m) \quad (6.3)$$

Так как температура конденсации $t_k = t_{ox2} + \delta t$, то с учетом (6.3) можно написать

$$t_k = t_{ox1} + \delta t + (h_k - h'_k) / (4,19 \cdot m) \quad (6.4)$$

Из (6.4) следует, что температура (давление) конденсации зависит от начальной температуры охлаждающей воды и, следовательно, от источника и системы водоснабжения, а также от времени года. Но при одной и той же начальной температуре охлаждающей воды вакуум в конденсаторе существенно зависит от кратности охлаждения, поэтому выбор вакуума в конденсаторе может быть сделан на основе технико-экономических расчетов. При этом следует учитывать, что чем глубже вакуум, тем выше экономичность турбинной установки, меньше расход пара и расходы на конденсатные и питательные насосы, меньше капиталовложения на парообразующие установки и на паропроводы. При этом большими должны быть поверхность теплообмена в конденсаторе и кратность охлаждения, капиталовложения в циркуляционную установку и расход электроэнергии на привод циркуляционных насосов.

На рис. 6.4 приведена зависимость давления в конденсаторе от кратности охлаждения при $\delta t = 3$ °С для трех значений входной температуры охлаждающей воды: 10, 15 и 20 °С. Расчетные кривые построены исходя из следующих соображений. На входе в конденсатор пар обычно бывает влажным. Теплота парообразования для давлений 3–5 кПа может быть в среднем оценена как 2430 кДж/кг. Если принять влажность пара на входе в конденсатор в среднем равной 9 %, то

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ АЭС

для конденсации 1 кг пара необходимо отвести от него примерно 2195 кДж/кг. Тогда вместо (6.4) с учетом теплоемкости воды можно написать

$$t_k = t_{ox1} + \delta t + 2195 / (4,19 \cdot m) \quad (6.4a)$$

или

$$t_k = t_{ox1} + \delta t + 525 / m$$

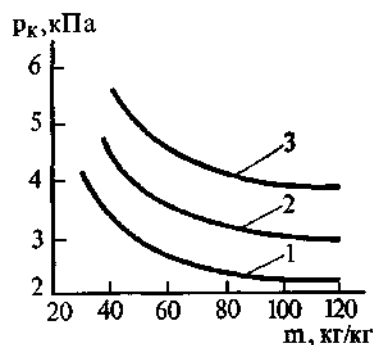


Рис.6.4. Зависимость давления в двухходовом конденсаторе от кратности охлаждения:
 1 — $t_{ox1} = 10 \text{ C}$; 2 — $t_{ox1} = 15 \text{ C}$;
 3 — $t_{ox1} = 20 \text{ C}$

Таблица 6.1. Значения кратности охлаждения и нагрева охлаждающей воды в конденсаторах современных паровых турбин

Число ходов охлаждающей воды в конденсаторе	Кратность охлаждения, кг/кг	Нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, °C
Одноходовой	80-120	5-7
Двухходовой	50-70	7-10
Трех- и четырехходовой	40-50	10-13

Из рис. 6.4 видно, что увеличение кратности охлаждения более 80 нецелесообразно для двухходовых конденсаторов, так как при этом теоретически возможный вакуум в конденсаторе изменяется в малой степени. Обычно кратность охлаждения $m = 50 \div 70$ для двухходовых конденсаторов АЭС и $80 \div 120$ для одноходовых конденсаторов АЭС.

Из (6.4) следует, что технико-экономическому выбору подлежит также и δt . Поэтому варианты расчеты для выбора кратности охлаждения и оптимального вакуума должны производиться для различных значений δt . Окончательный выбор вакуума в конденсаторе требует совместного рассмотрения результатов этих расчетов с влиянием давления за турбиной на ее экономичность и на возможность конструктивного выполнения последних ступеней и надежности их работы. Расчеты с учетом этих факторов приводят к заключению о целесообразности вакуума не глубже 4 кПа для мощных турбин насыщенного пара, применяемых в атомной энергетике, в сравнении с турбинами тех же мощностей в обычной теплоэнергетике, для которых давление в конденсаторе выбирают обычно 3,5 кПа.

Таблица 6.2. Изменение мощности турбин и экономичности ПТУ при изменении давления отработавшего пара на ± 1 кПа

Марка турбины	Номинальная мощность турбины, МВт	Изменение мощности турбины, МВт	Изменение экономичности ПТУ, %
К-750-65/3000 ХТЗ	750	8,91	1,19
К-800-240 ЛМЗ	800	4,94	0,62
К.-500-65/3000 ХТЗ	500	8,00	1,60
К-220-44 ХТЗ	220	4,06	1,85
К-1000-60/1500-1 ХТЗ (3 ЦНД)	1000	12,75	1,28

6.2. Отсос парогазовой смеси из парового объема конденсатора

В конденсатор поступает не только влажный пар из последних ступеней турбины, но и воздух через неплотности в соединениях корпуса конденсатора с выхлопным патрубком турбины и ряда других мест, например, в линиях отборного пара и его конденсата, находящихся под разрежением.

Для одноконтурных АЭС необходимо иметь в виду поступление в конденсатор определенных количеств продуктов радиолиза, а также благородных газов, проникающих даже через практически герметичные оболочки ТВЭЛ. Поступление продуктов радиолиза увеличивает газосодержание среды при входе в конденсатор. Так, для турбин двухконтурных АЭС количество кислорода, поступающего в конденсатор с паром, составляет не более 0,01 мг/кг, а для турбин одноконтурных АЭС – $5 \div 40$ мг/кг.

В связи с поступлением в конденсатор неконденсирующихся газов давление в нем равно сумме парциальных давлений водяного пара и всех остальных газов, а конденсация водяного пара происходит при его парциальном давлении, отвечающем температуре насыщения, зависящей от температуры охлаждающей воды. Таким образом, давление в конденсаторе тем значительно отличается от парциального давления водяного пара, чем больше газосодержание. Поэтому от степени удаления неконденсирующихся газов из конденсатора зависит степень переохлаждения конденсата, а поэтому и тепловая экономичность АЭС.

Наличие газов неблагоприятно также и для коэффициента теплоотдачи при конденсации и необходимой поверхности охлаждения в конденсаторе. Так, при массовой концентрации газов, равной 1 %, коэффициент теплоотдачи при конденсации пара уменьшается вдвое по сравнению со значением, отвечающим чистому пару; при $2,5 \div 3$ % – уже в четыре раза. Количество подсасываемого воздуха зависит от состояния уплотнений в местах соединений, находящихся под разрежением, и не поддается расчетному определению. Обобщение большого количества данных эксплуатации позволяет при расчете воздухоудаляющих

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ АЭС

устройств нормировать присосы воздуха в зависимости от мощности турбины в пределах от 30 до 60 кг/ч.

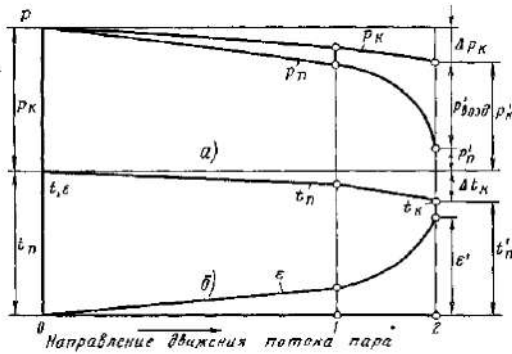


Рис. 6.5. Изменение параметров паровоздушной смеси в объеме конденсатора:

а – изменение парциального давления пара p_n и давления в конденсаторе p_k ;

б – изменение температуры пара и относительного содержания воздуха ε .

0- вход в конденсатор; 1- начало зоны воздухоохладителя; 2- отсос паровоздушной смеси

Каково же влияние воздуха в конденсаторе?

$P_k = P_{\Pi} + P_B$ P_{Π} – парциальное давление пара; P_B – парциальное давление воздуха.

$$\frac{P_B}{P_{\Pi}} = \frac{D_B}{D_{\Pi}} \cdot \frac{R_B}{R_{\Pi}}$$

R_B и R_{Π} – газовые постоянные воздуха и пара, соответственно.

$$\frac{R_B}{R_{\Pi}} \approx 0,622$$

$\varepsilon = D_B/D_{\Pi}$, отсюда

$$P_{\Pi} = \frac{P_k}{1 + 0,622 \cdot \varepsilon}$$

Пусть $P_k = 4$ кПа, $\varepsilon = 0,01$ (это значительно меньше допустимого)

Тогда уменьшение парциального давления пара в связи с присосом воздуха составит $P_k - P_{\Pi} = 0,064$ кПа.

По мере движения паровоздушной смеси от патрубка входа в конденсатор до патрубка отсоса воздуха относительное содержание воздуха в смеси увеличивается и может содержать на выходе 60-70 %.

Парциальное давление пара по мере конденсации падает, а воздуха растет (Рис. 6.5).

Разность давлений $P_k - P'_k = \Delta P$ – называют паровым сопротивлением конденсатора.

Вместе с воздухом отсасывается и некоторое количество пара, что может вызвать потерю конденсата, для исключения которой паровоздушная смесь должна быть охлаждена в соответствующем теплообменнике с возвратом конденсата в систему. Так как поверхность теплообмена такого теплообменника тем больше, чем больше пара в отсасываемой смеси, то отсос целесообразно делать в области завершения конденсации. Место отсоса зависит, прежде всего, от направления потоков пара в конденсаторе – различают конденсаторы с нисходящим (рис. 6.6, а), восходящим (рис. 6.6, б) и боковым (рис. 6.6, в) потоками.

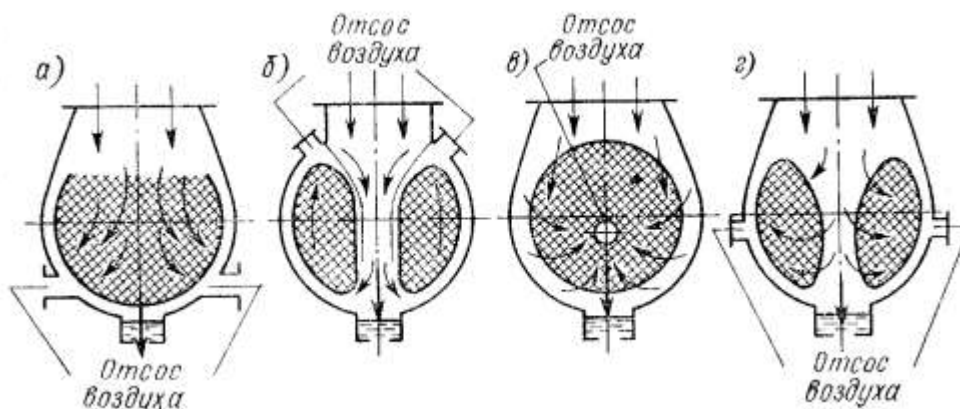


Рис. 6.6. Схемы расположения теплообменных поверхностей и потоки пара в конденсаторах.

Большая компактность конденсатора, приведенного на рис. 6.6, а, является кажущимся преимуществом, так как паровое сопротивление его наибольшее – малы проходные сечения в начале потока пара (на его полном расходе), а омывание паром всей поверхности нагрева затруднено. Главный недостаток этой схемы – наибольшее переохлаждение конденсата, так как завершение пути пара к месту отсоса совпадает с местом отвода конденсата. Современные схемы конденсаторов (рис. 6, б, в, г) выполняются регенеративными за счет контакта конденсата, сливающегося в конденсатосборник, с основным потоком пара, поступающего в конденсатор, предупреждается или ликвидируется переохлаждение конденсата.

Воздух непрерывно отсасывается основным пароструйным эжектором. Пар к пароструйному эжектору подводят из отборов турбин. Можно использовать и выпар деаэраторов повышенного давления, что целесообразно, так как ликвидируется лишний элемент – охладитель выпара, а расход пара с выпаром практически равен расходу, требующемуся для работы основных эжекторов. Для пусковых режимов к основным и пусковым эжекторам предусматривают также подвод свежего пара через редуктор.

Для выброса воздуха его давление за эжектором должно быть выше атмосферного. При этом на двухконтурных станциях воздух выбрасывают непосредственно в атмосферу, а на одноконтурных – через систему технологической вентиляции.

Расход рабочего пара на эжекторы имеет заметное значение ($0,5 \div 0,8\%$ расхода на турбину), и, кроме того, некоторое количество пара поступает с воздухом из конденсатора. Во избежание потерь конденсата и для уменьшения тепловых потерь с рабочим паром конструкция эжекторов органически сочетается с холодильниками пара. Эти теплообменники охлаждаются основным конденсатом турбин, поэтому их правильнее называть *подогревателями на сбросном паре эжекторов*.

Затраты на эжекторы с охладителями пара тем меньше, чем меньше расход пара. Последнее достигается за счет применения двух- и трехступенчатых эжекторов с одинаковыми степенями сжатия для каждой из ступеней.

Схема двухступенчатой парозежекторной установки представлена на рис. 6.7. Чем ниже температура конденсата в охладителях, тем полнее будет сконденсирован рабочий пар первой ступени. Это уменьшит отсос паровоздушной смеси во вторую ступень, что, в свою очередь, позволит снизить расход пара на нее и тем самым общую подачу пара на эжекторы.

Парозежекторные охладители всегда устанавливают непосредственно после конденсатного насоса (после БОУ), т. е. первыми по ходу конденсата в регенеративной системе. Использование теплоты конденсации пара эжекторов в системе регенерации обязательно, турбинный конденсат подогревается в этих теплообменниках на $2\div 3$ °С для конденсационных станций и на $5\div 7$ °С для теплофикационных в связи с меньшим пропуском для них пара в конденсатор.

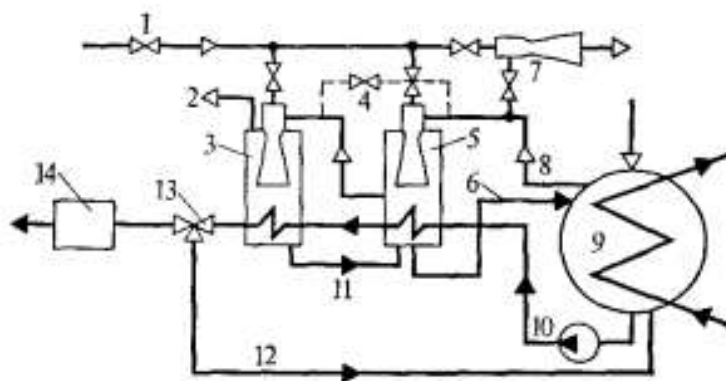


Рис. 6.7. Схема включения паровых эжекторов для отсоса газовой смеси из конденсаторов: 1– подвод рабочего пара; 2– выпуск воздуха; 3 – вторая ступень основного эжектора; 4– переключатель для возможности работы одной второй ступени при пуске турбины; 5 – первая ступень основного эжектора; 6– отвод конденсата в паровой объем конденсатора; 7 – пусковой эжектор; 8– отсос воздуха из конденсатора; 9 – конденсатор турбины; 10 – конденсатный насос; 11 – перепуск конденсата рабочего пара эжектора из холодильника второй ступени в холодильник первой ступени; 12 – трубопровод для рециркуляции конденсата турбины при ее пуске; 13 – клапан рециркуляции и поддержания уровня в конденсаторе; 14– конденсатоочистка.

Кроме основного, постоянно работающего эжектора предусматривают установку специального **пускового эжектора**, включаемого в процессе пуска для первоначального удаления воздуха из конденсатора и корпуса турбины, который при ее холостом ходе также находится под разрежением. В связи с кратковременностью работы пускового эжектора его конструкция обычно проста – его выполняют одноступенчатым и часто без охладителей, а отсасываемую паровоздушную смесь сбрасывают непосредственно в атмосферу. В одноконтурных

станциях отсасываемая парогазовая смесь радиоактивна. В связи с этим обязательен охладитель и у пускового эжектора.

Учитывая большое влияние давления в конденсаторе на экономичность турбинной установки, основные эжекторы устанавливаются с резервом – два работающих и один резервный. Пусковые эжекторы резерва не требуют.

В область отсоса газов из конденсатора сбрасывают и паровоздушную смесь из ПНД для последующего совместного удаления из системы. Особенно большое значение это имеет для одноконтурных АЭС, в которых все сбрасываемые радиоактивные потоки должны быть по возможности объединены. Для этих станций направляют в область отсоса конденсатора также и охлажденный выпар деаэраторов.

Для поддержания расчетного вакуума нельзя допускать такого повышения уровня конденсата в конденсаторе, при котором из теплообмена будет исключаться часть поверхности охлаждения. С другой стороны, неблагоприятно и значительное снижение уровня конденсата или, тем более, полное опорожнение конденсатора, так как это может привести к уменьшению напора воды над насосом и к кавитации при входе в конденсатный насос. Задачу поддержания уровня конденсата в конденсаторе решает специальный *клапан рециркуляции* (13 на рис. 6.7).

Для уменьшения расхода пара на эжекторы необходимо следить, прежде всего, за плотностью соединения корпуса конденсатора с выхлопным патрубком турбины, так как сечение этого соединения наибольшее.

6.3. Деаэрация в конденсаторе

Непрерывный отсос газов из конденсаторов решает попутно и задачу дегазации образующегося конденсата. В конденсаторе этот процесс протекает с не меньшим успехом, чем в собственно деаэраторе, если исключить переохлаждение конденсата.

В настоящее время деаэрация в конденсаторе считается обязательной независимо от наличия деаэратора. Пример организации деаэрации показан на рис. 6.8. Деаэрация происходит в барботажном устройстве внизу конденсатора, где конденсат, прежде чем поступить к конденсатному насосу, барботируется паром, поступающим по линии 7 из последнего отбора турбины под дырчатый щит 5. Паровоздушная смесь из объема над барботажным устройством перегородкой 3 направляется в область отсоса газов из конденсатора.

Основной конденсат перегородкой 3 направляется для барботажной деаэрации на дырчатый лист 5 и сливается через перегородку 4 к месту отвода из конденсатора 8. Количество подаваемого пара должно быть достаточным для того, чтобы обеспечивались температура насыщения деаэрируемого конденсата и интенсивный отвод воздуха, выделяющегося из конденсата.

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ АЭС

Чем больше расход пара, тем лучше деаэрация, но тем больше поверхности теплообменников для его последующей конденсации. Оптимальным является расход пара, равный 1–2 кг на 1 т деаэрируемого конденсата.

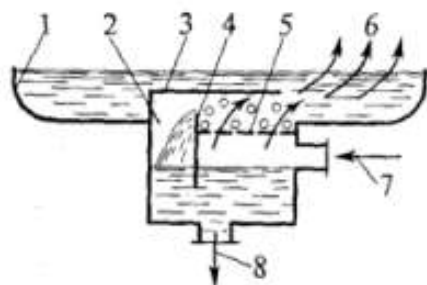


Рис. 6.8. Схема барботажной деаэрации в конденсаторе:

1 – нижняя часть конденсатора; 2 – конденсатосборник; 3 – направляющая перегородка; 4 – переливная перегородка; 5 – дырчатый щит; 6 – отвод паровоздушной смеси к отсосу из конденсатора; 7 – подвод пара; 8 – отвод продеаэрированного конденсата к конденсатным насосам.

Из рис. 6.8 видно, что при малых расходах пара он может не занимать все сечение дырчатого щита и тогда часть конденсата будет проливаться через щит непроеаэрированной. Из того же рисунка видно, что обеспечить контакт всех потоков конденсата с паром затруднительно, поэтому барботажную деаэрацию в конденсаторе в последние годы заменяют струйной, схема которой показана на рис. 6.9. Деаэрационное устройство располагается в нижней части конденсатора над конденсатосборником. Дырчатый лист 3 и система шахматно расположенных стержней 4 обеспечивают стекание конденсата в виде отдельных струек. Это обеспечивает более полный контакт конденсата с паром, подаваемым для деаэрации по линии 1.

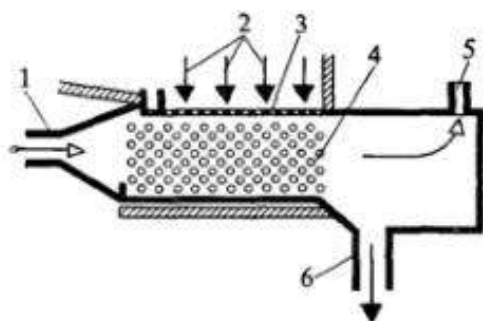


Рис. 6.9. Схема струйной деаэрации в конденсаторе:

1 – подвод пара; 2 – подвод конденсата; 3 – дырчатый щит; 4 – система стержней для дробления конденсата на струйки; 5 – отвод паровоздушной смеси к отсосу из конденсатора; 6 – отвод продеаэрированного конденсата.

В одноконтурных станциях паровой эжектор непрерывно удаляет образующиеся в реакторе продукты радиолитического разложения воды, в том числе атомарный водород и атомарный кислород. Для предотвращения возможного образования гремучей смеси в специальных контактных аппаратах организуют сжигание водорода.

6.4. Методы борьбы с присосами охлаждающей воды в конденсаторах

Вакуум в паровом объеме конденсатора и давление охлаждающей воды выше атмосферного создают существенный перепад давлений, за счет которого в конденсирующийся пар через неплотности может проникать охлаждающая вода, сильно ухудшающая качество конденсата. Поэтому борьба с присосами охлаждающей воды в конденсаторах имеет большое значение для экономичности и надежности работы АЭС. При значительном присосе охлаждающей воды надо заглушить или заменить разрушенные трубки, что требует останова турбины. Если конденсатор имеет две самостоятельные половины для подачи охлаждающей воды, то можно отключать подачу циркуляционной воды в ту часть конденсатора, где находится аварийная трубка. При этом турбинная установка будет продолжать работать, хотя и на сниженной нагрузке.

Присос охлаждающей воды выражается в процентах от расхода пара на турбину и составляет обычно $0,002 \div 0,005\%$. Предельно допустимый присос составляет $0,02\%$ (для сильно минерализованных вод, например морских, существенно меньше).

Создание абсолютно плотного конденсатора невозможно. Наиболее вероятным местом неплотностей являются места соединений трубок с трубными досками. Для борьбы с присосом использовались двойные трубные доски и образование в конденсаторе «солевых» отсеков. На схеме, представленной на рис. 6.10, а, поверхностный конденсатор имеет двойные трубные доски.

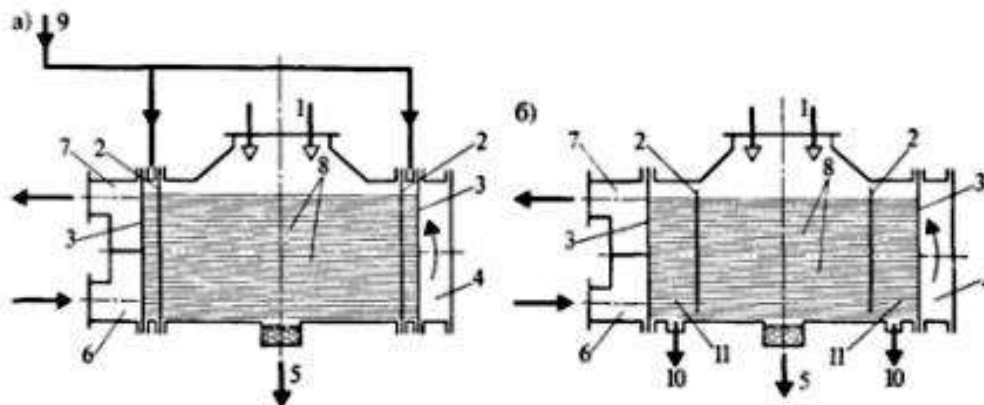


Рис. 6.10. Схема двухходового поверхностного конденсатора с двойными трубными досками (а) и с «солевыми» отсеками (б):

1 – вход пара; 2 – дополнительная трубная доска; 3 – основная трубная доска; 4 – поворотная камера охлаждающей воды; 5 – отвод основного конденсата; 6 – входная камера охлаждающей воды; 7 – выходная камера охлаждающей воды; 8 – конденсаторные трубки; 9 – подача конденсата или обессоленной воды из верхнего бачка; 10 – отвод конденсата «солевых» отсеков; 11 – «солевой» отсек.

Трубки ввальцованы в основные доски 3. На некотором расстоянии от них установлены дополнительные трубные доски. Между досками находится промежуточная камера, в которую подается конденсат по линии 9, создающий в ка-

мере большее давление, чем напор циркуляционной воды. Для этого бак для подачи конденсата в промежуточную камеру располагают на значительной высоте. В случае одноконтурной станции во избежание перетока активной среды в охлаждающую воду применяют не конденсат, а обессоленную воду. Недостаток такого способа – безвозвратная потеря конденсата, перетекающего в охлаждающую воду, а главное – сложность изготовления и особенно ремонта таких конденсаторов и усложнение компоновки.

Если пропустить весь конденсат через ионообменную установку, то все примеси, поступающие с присосом охлаждающей воды, будут в ней задержаны, и вредное влияние присоса ликвидировано. Можно обессоливать не весь конденсат, а только ту его часть, которая протекает вблизи трубных досок и поэтому в наибольшей степени подвержена влиянию присоса охлаждающей воды. Для этого в конденсаторе (рис. 6.10, б) на некотором расстоянии от основной трубной доски 3 устанавливают «ложную» (дополнительную) трубную доску 2, создающую, хотя и без особой плотности, «солевые» отсеки. В этом случае на ионообменную установку направляют только конденсат «солевых» отсеков, а затем его смешивают с основным конденсатом.

Двойные трубные доски и «солевые» отсеки, усложняя и удорожая установку, не могут полностью обеспечить высокую чистоту конденсата, поэтому использование их не нашло широкого применения.

Наиболее простой и дешевый метод борьбы с присосами в местах вальцовок – применение *уплотняющих обмазок*, которые наносят на трубную доску при монтаже конденсатора и восстанавливают в процессе ремонта при эксплуатации. Этот способ в настоящее время основной.

Присос охлаждающей воды связан не только с неплотностями в местах вальцовок, но и с коррозионными трещинами, возникающими в процессе коррозии материала десятков тысяч трубок. Из перечисленных способов борьбы с влиянием присосов только обессоливание всего конденсата позволяет предотвратить вредное влияние присоса, происходящего не только в местах вальцовок, но и через коррозионные трещины в самих конденсаторных трубках. Поэтому для АЭС обязательно обессоливание всего расхода конденсата, что особенно важно для одноконтурных АЭС.

Независимо от принятых решений благоприятна большая толщина основных трубных досок, так как при этом увеличивается глубина и, следовательно, плотность вальцовки. Такое решение принято для всех конденсаторов турбин АЭС.

Для борьбы с присосом через коррозионные трещины в трубках можно также использовать более коррозионностойкие материалы, чем латунь, например мельхиор или аустенитные стали. Однако это удорожает конденсатор, и такое решение следует принимать только при весьма агрессивных сильно минерализованных водах, когда коррозия протекает наиболее интенсивно, а присос наиболее опасен. Необходимо считаться также с уменьшением коэффициента теплопередачи и ростом потребной поверхности трубок в конденсаторе при переходе от латуни к другим материалам.

Ионообменная конденсатоочистка удаляет как соли жесткости, так и хлорид-ионы, т. е. полностью обеспечивает требуемое качество конденсата для одноконтурных АЭС. Немаловажное значение имеет такая установка и для защиты реактора одноконтурной АЭС от возможных аварийных ситуаций, например при разрыве конденсаторных трубок.

Конденсатоочистка увеличивает габариты всей установки и удорожает ее, поэтому необходимо стремиться к возможно большей ее компактности, что достигается повышением скоростей фильтрации в конденсатоочистке до 80 м/ч (на фильтрах системы подготовки добавочной воды применяют 30 м/ч). С этой же целью рекомендуется использовать фильтры смешанного слоя, так как эффективность ионного обмена в них выше, чем в отдельных слоях катионита и анионита. Наиболее рационально применение трех фильтрующих установок – двух рабочих и одной резервной – для возможности регенерации в процессе эксплуатации. Для увеличения межрегенерационного периода наряду со 100%-ной конденсатоочисткой обязательно выполнение уплотняющих обмазок, чтобы уменьшить поступление примесей на фильтры. Однако если охлаждающая вода особенно агрессивна (например, морская вода), то она может в короткий срок разрушить обмазку и концентрации примесей перед конденсатоочисткой возрастут. В этом частном случае вместо обмазки мест вальцовок целесообразны двойные трубные доски.

Ионообменные фильтры на конденсате одноконтурной станции, так же как и нижняя (водяная) часть конденсатора, должны иметь биологическую защиту. Радиоактивность ионообменных смол должна быть учтена при проведении регенерации.

6.5. Методы борьбы с заносами внутреннего сечения трубок конденсаторов

К числу серьезных нарушений работы конденсационной установки, кроме ранее рассмотренных, следует отнести увеличение давления в конденсаторе.

Различают быстрое увеличение давления и медленное повышение давления.

Быстрое увеличение давления в конденсаторе обычно связано с затоплением нижней части трубного пучка. В этом случае поверхность охлаждения уменьшается, часть охлаждающей воды, идущей через эти трубки, исключается из работы и поэтому нагрев охлаждающей воды, и температурный напор увеличиваются. Это приводит к быстрому возрастанию давления. Характерными признаками затопления трубного пучка являются непосредственное увеличение уровня конденсата в конденсаторе, наблюдаемое по указателю, а также выбрасывание из выхлопных труб эжектора воды, увлекаемой паром к месту отсоса.

При быстром увеличении давления следует, выполняя все обычные операции, диктуемые повышением давления в конденсаторе, пустить резервный конденсатный насос и затем проверить. При необходимости, – отрегулировать рабо-

ту регулятора уровня конденсата в конденсатосборнике, а также конденсатного насоса.

Медленное повышение давления в конденсаторе является наиболее частой неполадкой. При анализе причин этого явления следует, прежде всего, убедиться, что это не связано с увеличением температуры охлаждающей воды, поступающей к конденсатору. Медленное повышение давления при неизменном расходе пара в конденсатор может происходить из-за постепенного уменьшения расхода охлаждающей воды и ухудшения теплопередачи.

Наиболее частой причиной медленного повышения давления в конденсаторе является постепенное уменьшение расхода охлаждающей воды через его трубный пучок. Необходимо подчеркнуть, что даже небольшое уменьшение расхода охлаждающей воды приводит к существенным потерям экономичности. По данным специальных исследований получено, что сокращение расхода на 10 % приводит к ухудшению вакуума в летнее время на 0,4%, а в зимнее – на 0,2%. Это соответствует примерно такой же потере экономичности турбоустановки на ТЭС и примерно в 2 раза большим потерям для турбоустановок АЭС с быстроходными турбинами.

Сильное влияние уменьшения расхода охлаждающей воды связано не только с увеличением ее нагрева, но и с уменьшением коэффициента теплопередачи из-за уменьшения скорости воды в конденсаторных трубках.

Уменьшение расхода охлаждающей воды через конденсатор происходит по двум основным причинам: 1) из-за увеличения гидравлического сопротивления циркуляционного тракта; 2) из-за снижения уровня воды во всасывающей камере.

Увеличение гидравлического сопротивления циркуляционного тракта связано с заносами водоочистительных устройств на водозаборе циркуляционной насосной, напорных водоводов и даже трубных досок конденсатора водной растительностью, мусором, илом, щепой и т. д., а также отложения различного характера на конденсаторных трубках конденсатора, уменьшения проходного сечения разбрызгивающих сопел градирен вследствие их засорения выпадающей из воды накипью и взвешенными частицами и некоторыми другими причинами.

Часто отрицательное влияние того или иного фактора является комплексным. Занос участка циркуляционного тракта до циркуляционного насоса приводит не только к снижению расхода охлаждающей воды, но и к снижению давления на входе в насос; это может вызвать кавитацию, износ и разрушение насоса. Аналогичным образом занос трубок конденсатора отложениями не только вызывает снижение расхода охлаждающей воды, но и увеличивает сопротивление передаче теплоты от конденсирующего пара к охлаждающей воде из-за низкой теплопроводности отложений. Это приводит к увеличению температурного напора и давления в конденсаторе.

Обнаружить участок заноса сравнительно легко с помощью приборов, измеряющих давление: увеличение разности давлений во входном и выходном сечениях участка свидетельствует об увеличении гидравлического сопротивления.

При заносе водоочистительных устройств на водозаборе, а также трубных досок конденсатора осуществляется их механическая чистка. В последнем случае половины конденсатора поочередно отключают, предварительно снижая нагрузку турбоагрегата соответствующим образом.

Характер загрязнений внутренней поверхности конденсаторных трубок зависит от типа водоснабжения и местных условий. Это могут быть органические слизистые отложения животных и растительных микроорганизмов, минеральные отложения, главным образом карбонаты кальция и магния, отложения взвешенных в воде веществ (глины, золы, песка и т.д.), выпадающих из воды при ее малой скорости протекания. Сложный характер отложений обуславливает различные методы борьбы с ними. Предпочтение следует отдавать профилактическим мероприятиям, не допускающим появления самих отложений (хлорирование, непрерывная очистка резиновыми шариками и т.д.). В тех случаях, когда соответствующие профилактические мероприятия не дают необходимого эффекта и давление в конденсаторе из-за загрязнения его трубок возрастает на 0,5 кПа, производят чистку конденсатора. Выбор способа чистки определяется характером отложений.

При необходимости удалить накипь, прочно связанную со стенками трубок, применяют химические методы чистки с использованием различных кислот; при этом должно быть исключено их коррозионное воздействие на металл трубок. Для химической чистки создается специальная установка с циркуляцией моющего раствора. После химической чистки моющий раствор должен быть очищен, а остаток сожжен в топке энергетического котла. Химическая промывка длится несколько десятков часов.

Органические и илистые отложения удаляются с помощью термических методов. Одна из половин конденсатора отключается (с соответствующим снижением нагрузки турбины), трубные доски этой половины очищаются от мусора, а затем от калорифера в трубную систему подается горячий воздух с температурой примерно 50 °С. За 3 – 8 ч илистые и органические отложения высыхают, растрескиваются и отслаиваются от трубок. Затем они легко смываются циркуляционной водой. Сейчас на некоторых станциях применяется вакуумная сушка, при которой внутри конденсационных трубок создается разрежение (абсолютное давление примерно 10 кПа) с помощью основных и пусковых эжекторов, а нагрев отложений в трубках осуществляется теплотой из парового пространства конденсатора.

При невозможности удалить накипь кислотной промывкой используют механическую чистку щетинными ершами и резиновыми шариками, которые проталкиваются через трубки с помощью шомполов, водой или воздухом под давлением. Механическая чистка наиболее трудоемка и длительна.

Установки шариковой очистки трубок конденсаторов в последние годы получили наиболее широкое распространение. В настоящее время существует несколько установок, отличающихся друг от друга конструктивным исполнением и эффективностью. Наиболее совершенной на сегодня можно считать систе-

му шариковой очистки конденсаторов (СШО) ТАПРОГГЕ, которая установлена на турбоустановке К-1000-60/3000 (конденсатор 1000КЦС-1). Например, на 4 блоке Ровенской АЭС.

СШО предназначается для постоянной очистки внутренних поверхностей охлаждающих трубок конденсаторов посредством циркуляции в потоке воды очищающих шариков, проходящих по трубкам. При циркуляции шариков эффект очистки трубок достигается за счет того, что диаметр эластичного шарика на 1 мм больше внутреннего диаметра трубок.

Для обеспечения нормальной работы установок **СШО** перед вводом в эксплуатацию внутренняя поверхность охлаждающих трубок должна быть очищена от всех видов загрязнений и отложений до металла.

При многократных проходах полировочных шариков поддерживается исходная чистота металлической поверхности трубок. В период нормальной эксплуатации для профилактики роста твердых кальциево-карбонатных отложений периодически, один раз в месяц, необходимо производить полную загрузку установок корундовыми очищающими шариками.

Так как в процессе работы шарiki частично изнашиваются из-за трения с поверхностью трубок, необходимо через каждые 7 суток производить их выгрузку для сортировки при помощи калибровочного сита с отверстиями $d=26$ мм.

Фильтрующая установка предочистки циркуляционной воды предназначена для очистки потока воды, поступающей в конденсаторы турбоагрегатов, и предотвращает забивание трубных досок конденсаторов механическими загрязнениями различных видов. Тем самым фильтр предочистки обеспечивает нормальную циркуляцию шариков в конденсаторе.

В состав СШО "ТАПРОГГЕ" (рис. 6.11) входит:

- четыре самоочищающихся фильтра (6) с двигателем-редуктором (по одному на каждый поток конденсатора), предназначенных для предварительной очистки циркуляционной воды от посторонних предметов;
- четыре ситовых установки (2) (по одной на каждый поток конденсатора), предназначенных для отделения шариков от потока циркуляционной воды на выходе из конденсатора;
- четыре насоса циркуляции шариков (3) (по одному на каждый поток конденсатора), предназначенных для подачи шариков на очистку конденсаторных трубок;
- четыре шлюза для шариков (по одному на каждый поток конденсатора), предназначенных для проведения операций по улавливанию, загрузке и выгрузке шариков;

Система шарикоочистки отдельного потока конденсатора конструктивно состоит из двух независимых установок:

- фильтрующей установки с фильтром;
- установки шарикоочистки конденсатора.

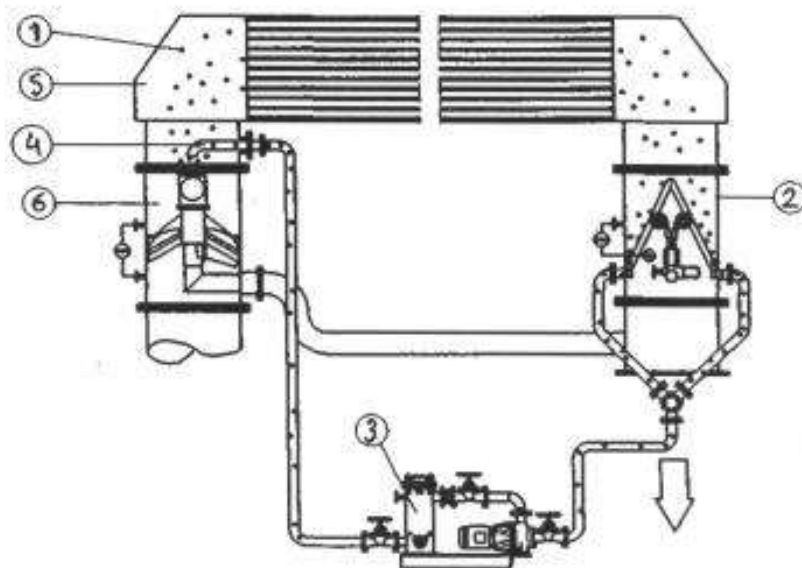


Рис. 6.11. Принципиальная схема установки шарикоочистки конденсаторов:

1. Очищающие шарики; 2. Ситовая установка; 3. Устройство возврата шариков; 4. Устройство ввода шариков; 5. Конденсатор (по ходу одного циркуляционного насоса); 6. Фильтр охлаждающей воды.

Фильтр установки предочистки устанавливается под углом 45° во входном циркуляционном трубопроводе перед конденсатором турбины. Предназначен для предочистки охлаждающей воды от мусора и состоит из 12 секторов фильтрующей вставки.

Охлаждающая вода с напора циркуляционного насоса, которую нужно отфильтровать, проходит с "грязной" стороны установки предочистки через очищающую вставку.

Отфильтрованная вода выходит из установки предочистки, загрязнения остаются на фильтрующей вставке. Перепад давлений увеличивается. Перепад давлений постоянно контролируется системой измерения разности давлений (ΔP).

Так как промывка фильтра производится по трубопроводу **dy-350** в сливной циркуляционный трубопровод, на сегменте фильтрующей вставки, который находится над ротором обратной промывки возникает сильный обратный поток и загрязнения удаляются в сливной циркуляционный трубопровод. При этом эффективность промывки сеток обеспечивается разностью давлений перед фильтром, после фильтра и в сливном трубопроводе.

При открытии затвора на линии промывки установки предочистки в трубопроводе промывки, в зависимости от перепада на сетке, уходит **6-8 %** фильтруемой воды. Этот расход воды обеспечивает эффективную промывку фильтра и, в то же время, не оказывает существенного влияния на снабжение водой конденсатора, так как процесс промывки протекает за короткое время **30 секунд**.

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ АЭС



Фильтр установки предочистки циркуляционной воды должен находиться в работе при работе соответствующего циркуляционного насоса

Для прохождения шариков по трубкам конденсатора их подача производится через два специальных ввода во входную камеру конденсатора. Конструкция вводов предусматривает равномерное распределение шариков по трубным доскам в камерах конденсатора.

На выходе из конденсатора шарики улавливаются ситовой установкой, смонтированной в виде вставки в сливном циркуловоде. Для отвода шариков из сит и ввода их на вход конденсатора предусмотрен насос циркуляции шариков.

Насос возврата шариков отсасывает очищающие шарики из ситовой установки вместе с определенным количеством охлаждающей воды и транспортирует их к устройствам ввода шариков. Он преодолевает разницу между давлением воды в ситовой установке и в устройстве ввода шариков, а также общее сопротивление возврату шариков, включая сопротивление трубопроводов.

6.6. Современные конденсаторы турбин насыщенного пара

Наиболее характерная отличительная особенность конденсационных устройств ПТУ АЭС – большая суммарная поверхность теплообмена конденсаторов, которая обусловлена увеличенным по сравнению с ПТУ ТЭС расходом пара на единицу мощности турбины. Требуемая удельная (на единицу мощности) поверхность теплообмена конденсаторов увеличивается примерно в 1,8 раза по сравнению с ТЭС.

В то же время значительный рост поверхности теплообмена при частоте вращения ротора 3000 об/мин не создает существенных трудностей при проектировании конденсатора. Объясняется это тем, что с увеличением мощности и расхода пара требуется увеличивать габаритные размеры выхлопных патрубков ЦНД и число выхлопов. Соответственно при увеличенных габаритах фундамента турбины возможно размещение конденсаторов с увеличенной поверхностью теплообмена. При этом конденсационные устройства располагаются обычно под турбиной («подвальное» расположение) поперек ее продольной оси.

Переход к тихоходным турбинам с частотой вращения ротора 1500 об/мин и с более высокой мощностью одного ЦНД по сравнению с быстроходными турбинами значительно затрудняет создание конденсационных устройств с увеличенной поверхностью теплообмена при их «подвальном» расположении. Задача упрощается при условии бокового расположения конденсаторов, недостатком которого является несколько затрудненный доступ к ЦНД при вскрытии турбины.

Конденсаторы для турбин относительно небольших мощностей, например для АЭС с ВВЭР-440, изготавливают цилиндрической формы для уменьшения толщины стенки. Для мощных турбин размеры конденсаторов становятся настолько большими, что появляется необходимость транспортировки их в разобранном виде, и сборки на месте установки. Корпусы этих конденсаторов выполняют прямоугольной формы с внутренним оребрением для уменьшения

необходимой толщины стенки. Такая форма корпуса облегчает монтаж конденсатора на месте и обеспечивает более свободный проход пара к поверхности теплообмена, что уменьшает паровое сопротивление конденсатора.

Компоновка теплообменной поверхности принимается «ленточной» (рис. 6.12) с достаточно большими свободными проходами для пара. На рисунке изображена правая половина конденсатора (левая ей симметрична).

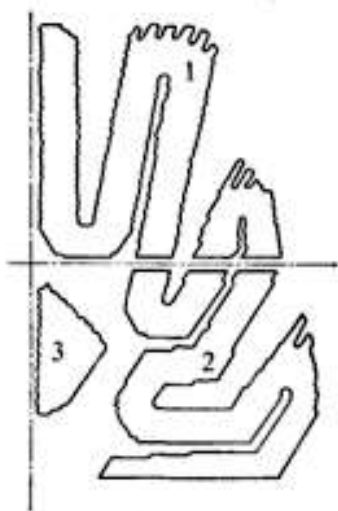


Рис. 6.12. «Ленточная» компоновка, теплообменной поверхности современного конденсатора:

- 1 – трубки второго хода охлаждающей воды;
- 2 – трубки первого хода охлаждающей воды;
- 3 – трубки охладителя паровоздушной смеси

Каждая половина состоит из двух частей – верхней и нижней. Таким образом, конденсатор состоит из четырех примерно одинаковых частей.

По стороне охлаждающей воды конденсатор двухходовой: в нижней части осуществляется первый ход воды, а в верхней – второй. При длине трубок 9 м общая длина конденсатора составляет 14 м. При двухпоточных ЦНД конденсаторы обычно имеют подсоединительные паровые патрубки с двух сторон по длине. Конденсатор конструируют с нисходящим потоком пара и отсосом паровоздушной смеси из центральной части нижней половины конденсатора, где температура охлаждающей воды меньше.

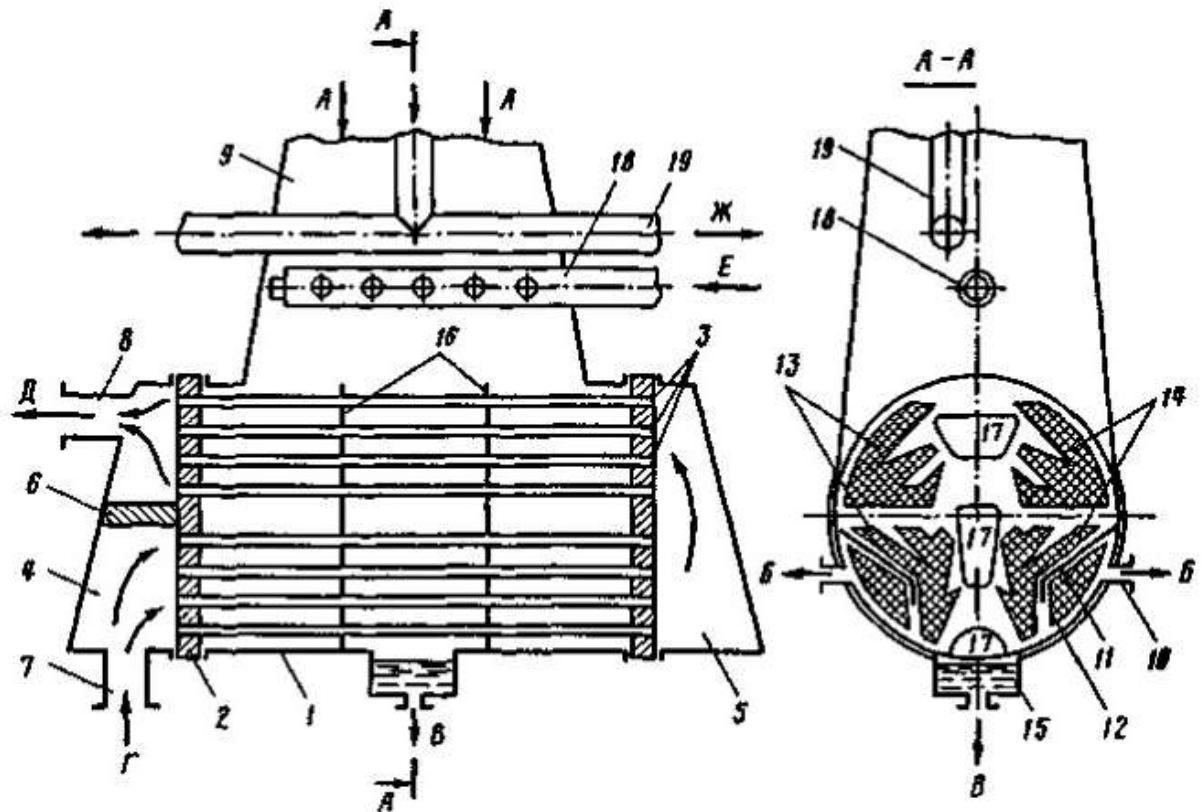


Рис.6.13 Схема поверхностного конденсатора:

1 — корпус; 2 — трубные доски; 3 — трубы; 4 — передняя водяная камера; 5 — задняя (поворотная) водяная камера; 6 — перегородка водяной камеры; 7 — патрубок подвода циркуляционной воды; 8 — патрубок выхода циркуляционной воды; 9 — переходный патрубок (горловина) конденсатора; 10 — патрубок отсоса паровоздушной смеси; 11 — паровые щиты; 12 — воздухоохладитель; 13, 14 — первый и второй потоки воды соответственно; 15 — конденсатосборник; 16 — промежуточные перегородки; 17 — окна в промежуточных перегородках; 18 — сбросное устройство для пара; 19 — трубы выхода пара из камер отбора ЦНД; А — вход пара в конденсатор; Б — отсос паровоздушной смеси; В — отвод конденсата; Г — вход охлаждающей воды; Д — выход охлаждающей воды; Е — сброс пара из котла (парогенератора); Ж — выход пара из отборов ЦНД

На рис. 6.14 приведен один из современных конденсаторов, предназначенный для турбин К-220-44 и К-500-65/3000, т. е. для АЭС с ВВЭР и с каналным реактором РБМК-1000. Конденсатор подвального типа имеет два хода охлаждающей воды: в нижней части первый, а в верхней — второй. Выпуск пара из двухпоточного ЦНД осуществляется в один конденсатор. Поэтому у турбины К-220-44 и К-500-65/3000 в соответствии с числом ЦНД имеют четыре конденсатора, расположенные попарно с ЦНД по обе стороны ЦНД. Между переходными патрубками конденсаторов установлены перепускные коробки прямоугольного сечения. Такие переключки при снижении мощности турбины (до 30 %) позволяют отключать один из конденсаторов. В конденсаторе применена ленточная компоновка трубного пучка, выполненная симметрично для каждого конденсатора.

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ АЭС

Компоновка трубного пучка в виде многократно свернутой ленты и наличие разреженных зубцов увеличивают общий периметр трубного пучка, что обуславливает сравнительно низкие скорости пара в периферийных рядах трубок.

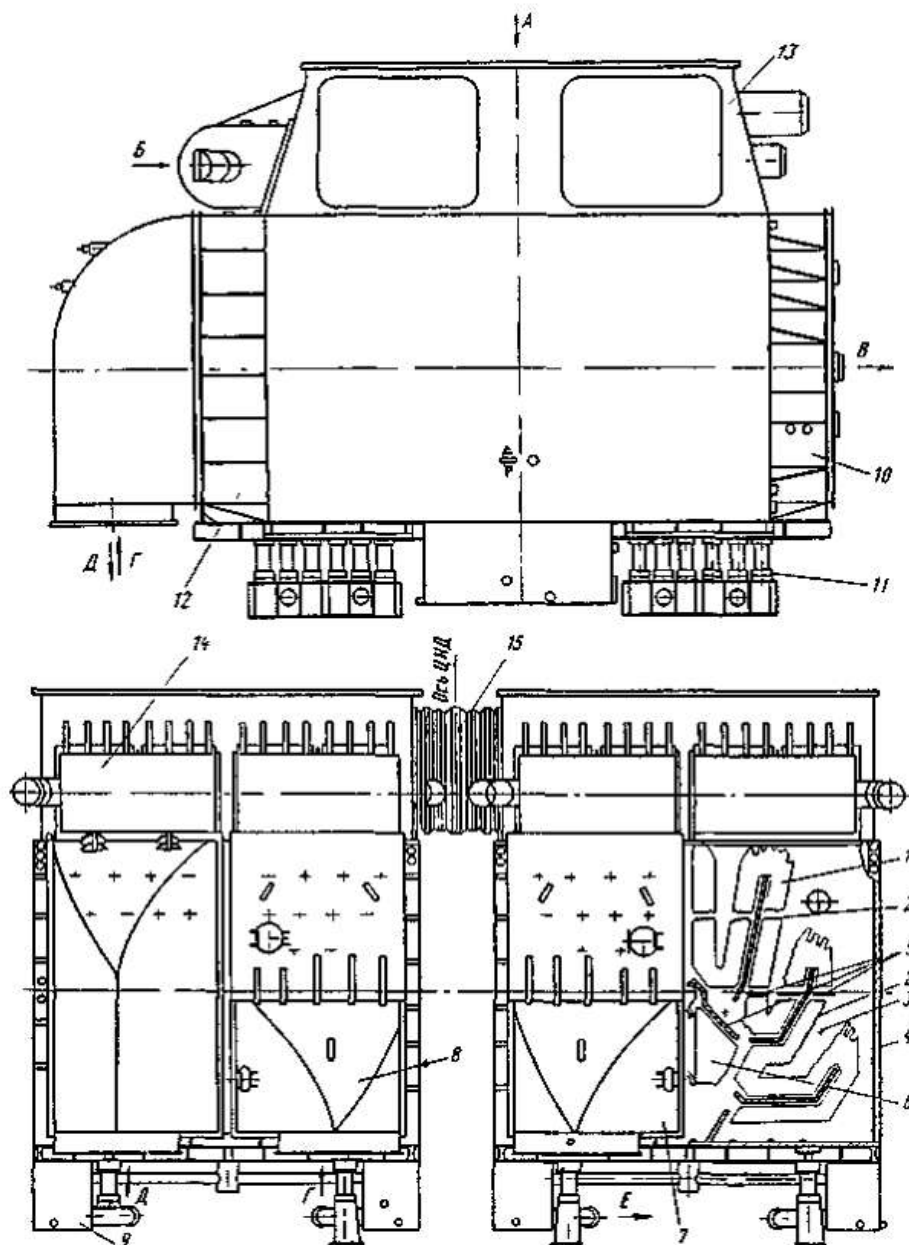


Рис. 6.14. Типовая конструкция конденсатора турбин К-220-44, К-500-65/3000

1—трубный пучок; 2—трубки сливные; 3—тупиковый канал для пара; 4 — боковой канал для пара; 5— щиты паровые; 6— воздухоохладитель; 7— правый конденсатор; 8— левый конденсатор; 9—конденсатосборник; 10— задняя (поворотная) водяная камера; 11— пружинная опора; 12— передняя водяная камера; 13— входной патрубок (горловина); 14— приемно-сбросное устройство; 15— перепускной патрубок; А—выход пара из турбины; Б—вход сбрасываемого в конденсатор пара; В— отсос паровоздушной смеси; Г — подвод охлаждающей воды; Д — слив охлаждающей воды; Е — отвод конденсата

установлены сливные трубки и паровые щиты. Сливные трубки выполнены в виде желобов, на концах которых имеются отверстия для слива конденсата. Сливные трубки расположены в нижних рядах ленты между трубными досками и предназначены для отвода конденсата, стекающего с вышележащих труб к трубным доскам, откуда он стекает в нижнюю часть конденсатора, не переохлаждаясь на нижележащих трубках. Для улавливания конденсата предназначены и паровые щиты, устанавливаемые во внутренних проходах трубного пучка. Конденсат с паровых щитов отводится к трубным доскам, а затем сливается в нижнюю часть конденсатора.

Конденсатор выполнен с нисходящим потоком пара и отсосом паровоздушной смеси из центральной части нижней половины конденсатора, где температура охлаждающей воды ниже. Поверхность трубных пучков воздухоохладителя составляет 8–10 % всей поверхности охлаждения конденсатора. Для повышения скорости движения смеси, воздухоохладитель по ходу ее движения к месту отвода имеет резкое сужение.

Поверхность охлаждения конденсатора составляет 10120 м² при расчетной температуре охлаждающей воды 12 °С. Трубная система конденсатора имеет ромбическую компоновку и набрана из труб наружного диаметра 28 мм, с толщиной стенки 1,5 мм, длиной 9 м при шаге между трубами 35 мм. Конденсаторные трубки изготовлены из медно-никелевого сплава.

При пуске турбины и аварийных сбросах нагрузки на АЭС возникает необходимость в обеспечении работы реактора со сбросом пара, минуя турбину. Поэтому в конденсаторных установках АЭС предусмотрены специальные устройства, обеспечивающие сброс свежего пара в конденсатор после охлаждения и многократного дросселирования. Приемно-сбросные устройства расположены на торцовых стенках переходных патрубков конденсаторов.

На рис. 6.15 показана конструкция конденсатора К-22550 турбины К-500-60/1500 ПО Турбоатом. Впервые в отечественной практике турбостроения, применены ЦНД с боковым, расположением конденсаторов. Такая схема позволяет решить задачу размещения большой поверхности охлаждения в корпусе конденсатора.

При проектировании схем с бесподвальным конденсатором практически отсутствуют ограничения, связанные с их размещением в проеме фундамента, которые приходится учитывать при подвальном исполнении конденсаторов.

Несомненным достоинством боковых конденсаторов является снижение высоты отметки расположения турбины и, следовательно, меньшая высота фундамента, что важно для больших габаритов и масс тихоходных турбоагрегатов. Кроме того, более равномерный выход пара из последней ступени ЦНД обеспечивает меньшие потери в выходном патрубке и меньшую окружную неравномерность потока за этой ступенью.

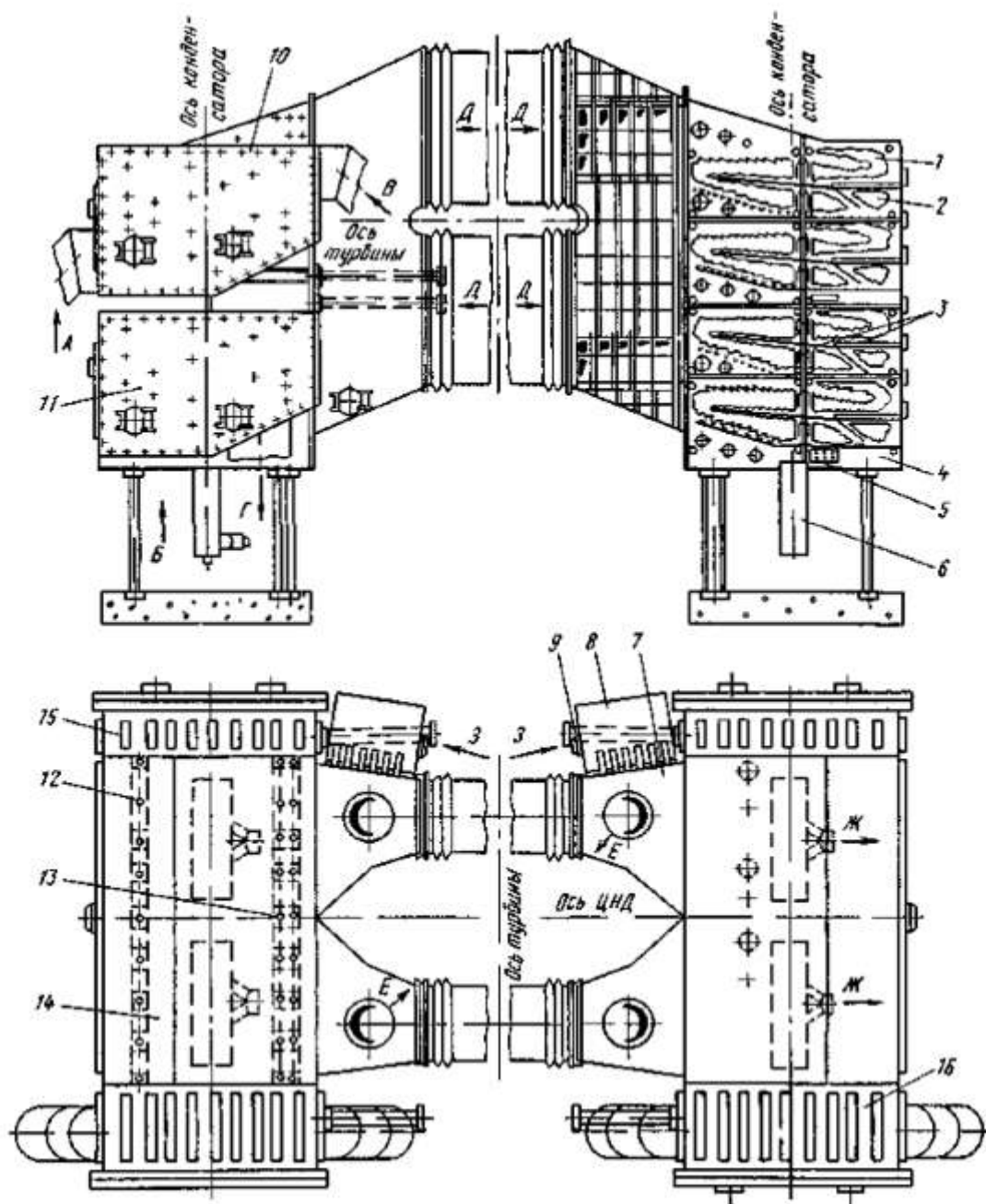


Рис. 6.15. Конденсатор К-500-60/1500 ПО «Турбоатом»:

1—трубный пучок; 2—воздухоохладитель; 3—паровые щиты; 4—правый конденсатор; 5—деаэрационное устройство; 6—конденсатосборник; 7—входной

патрубок; 8—приемно-сбросное устройство; 9—опора боковая; 10— верхний поток (по охлаждающей воде); 11—нижний поток (по охлаждающей воде), 12— опора нижняя стержневая однорядная; 13—опора нижняя стержневая двухрядная; 14—левый конденсатор; 15—водяная камера задняя (поворотная); 16—водяная камера передняя; А—вход охлаждающей воды в верхний поток; Б—вход охлаждающей воды в нижний поток; В—выход охлаждающей воды из верхнего потока; Г—выход охлаждающей воды —из нижнего потока; Д— вход пара в конденсатор; Ж— отсос паровоздушной смеси; З—подвод к приемно-сбросному устройству

Отработавший пар в турбине из двухпоточного ЦНД поступает в два боковых конденсатора, расположенных по обе стороны ЦНД. Каждый из конденсаторов двухходовой, двухпоточный по воде и соединен с четырьмя выхлопами одной стороны ЦНД патрубком 7, имеющим общий выхлоп на стороне конденсатора.

Потоки 10, 11, одинаковые по конструктивному исполнению, расположены один над другим по вертикали в два яруса.

Применение такой двухпоточной конструкции конденсаторов позволяет использовать для нижних потоков 11 циркуляционные насосы с меньшим напором, а для верхних – с большим при подаче в каждый поток половины суммарного расхода охлаждающей воды на все конденсаторы.

В передней водяной камере каждого потока установлена вертикальная перегородка, которая создает условия для двух подводов охлаждающей воды, причем первый подвод А расположен в нижней части камеры у наружной стенки конденсатора в зоне воздухоохладителей 2, а отвод В – в верхней.

Подвод Б и отвод Г охлаждающей воды в нижнем потоке осуществляются в нижней части водяной камеры.

Продольные размеры выходами ЦНД и их размеры по высоте (с учетом диффузорности переходных патрубков) являются определяющими при выборе длины и высоты конденсатора. Поскольку высота конденсатора однозначно определяется высотой выхлопных патрубков ЦНД, то ширина его определяется количеством охлаждающих трубок, образующих поверхность охлаждения конденсатора. Следовательно, увеличение поверхности охлаждения конденсатора при боковом выхлопе пара осуществляется за счет увеличения ширины трубного пучка (ширины конденсатора).

Компоновка трубного пучка 1 так же, как и в подвальных конденсаторах, выполнена в виде многократно свернутой ленты. Между отдельными частями трубного пучка предусмотрены каналы для прохода пара, направление которых совпадает с направлением движения пара в выхлопном патрубке турбины.

В данном случае фактически применена так называемая горизонтальная модульная компоновка трубного пучка, главной особенностью которой является разделение всего трубного пучка на ряд совершенно идентичных элементов, в каждом из которых имеется зона воздухоохладителя.

В каждом конденсаторе в вертикальном направлении выделены четыре зоны удаления воздуха 2, расположенные во внутренней части ленты и обслуживающие каждая свою четверть основного трубного пучка 1. Отсос воздуха из воздухоохладителя 2, отделенного щитами от основного трубного пучка, осуществляется через каналы коробчатого сечения. Далее через вырезы в стенке корпуса конденсатора воздух поступает в коллекторы, расположенные снаружи корпуса, которые одновременно являются его элементами жесткости.

Применение паровых щитов, расположенных во внутренних проходах трубного пучка, а также сливных трубок (см. выше), располагаемых под лентой пучка каждого парового прохода, обеспечивает отвод и слив конденсата по проме-

жуточным перегородкам, что предотвращает (снижает) его переохлаждение и аэрацию, а также уменьшает паровое сопротивление конденсатора.

Деаэрация конденсата в трубном пучке осуществляется специальной, постоянно действующей деаэрационной установкой струйного типа. Поскольку конденсаторы могут отключаться попарно по потокам (верхние или нижние половины каждого конденсатора), деаэрационное устройство 5 предусмотрено в каждом потоке – на двух уровнях по высоте конденсатора. Каждый конденсатор турбины двумя патрубками 7 соединен с четырьмя выходными патрубками турбины через линзовый компенсатор. Высота патрубка 7 соответствует высоте конденсатора, а ширина – половине его длины. Соединения патрубков 7 с конденсатором и с выходными патрубками турбины неразъемные, сварные. При таком соединении ЦНД с конденсатором возникают значительные боковые усилия, действующие на корпус конденсатора в сторону ЦНД и определяемые перепадом в 0,1 МПа и площадью его выходных патрубков.

Окончательная сборка и сварка конденсатора осуществляются на электростанции.

Корпус каждого конденсатора состоит из восьми транспортабельных блоков. Из-за больших габаритов каждый идентичный элемент трубной системы дополнительно разделен на две части по ходам охлаждающей воды. Деление конденсатора на продольные блоки обеспечивает сохранение соосности отверстий под трубки.

Входной (переходной) патрубок 7 состоит из четырех блоков, свариваемых также на электростанции. На боковых вертикальных стенках этих патрубков (по два на каждом конденсаторе) установлены выносные приемно-сбросные устройства 8. Производительность устройства определяется условиями расхолаживания реактора при аварийной ситуации и составляет 60% полного расхода пара через стопорный клапан турбины D_0 .

Наряду с указанными выше достоинствами боковых конденсаторов такое решение имеет и ряд недостатков, основными из которых являются: затруднен доступ к ЦНД при обслуживании, ревизии и ремонтах; большая протяженность соединений, находящихся под разрежением, что может вызывать повышенные присосы воздуха; при гидравлической опрессовке конденсатора необходимо заливать водой и турбину, уплотнения которой требуют при этом герметизации. Кроме того, уровень конденсата в конденсаторе изначально приближен к проточной части турбины, что может привести к его забросу в турбину на отдельных режимах ее работы.

В турбине К-1000-60/1500-1 применены одноходовые боковые конденсаторы, аналогичные вышеописанным, однако с каждой стороны турбины расположено по три последовательно включенных по охлаждающей воде корпуса (из-за недостаточной длины поставляемых трубок). При этом возникают дополнительные эксплуатационные проблемы: затруднена чистка трубок в среднем корпусе; исключена возможность механизации выемки из среднего корпуса конденсатора трубок для их замены и установки новых трубок, которые должны вставляться

через проемы в крайних корпусах, что увеличивает трудоемкость и продолжительность проведения ремонтов.

Опыт эксплуатации турбин ПО Турбоатом с боковыми конденсаторами показывает удовлетворительную возможность их эксплуатации.

Необходимо иметь в виду, что в более поздней модификации турбины К-1000-60/1500-2 ПО Турбоатом применены подвальные конденсаторы К-33160 с поперечным расположением относительно оси турбины. Длина трубок в конденсаторах составляет 14,1 м. Компоновка трубок – модульная.

Основные данные по конденсаторам турбин насыщенного пара приведены в табл. 6.3. Расчетный вакуум для них соответствует температуре охлаждающей воды, приведенной в той же таблице. Если температура охлаждающей воды отличается, то достижимый вакуум будет отличаться от указанного в таблице.

При пусконаладочных работах и при аварийном сбросе нагрузки турбиной возникает необходимость сброса пара, минуя турбину. В первых проектах АЭС для приема пара в этих режимах применяли большие теплообменники, в которых конденсация пара обеспечивалась при некотором противодавлении. Условно их называли *технологическими конденсаторами* и рассчитывали на большие расходы пара. Эти теплообменники использовались также в режиме расхолаживания реактора. Такое решение было чрезвычайно дорогим. В настоящее время в расхолаживании участвует только основное оборудование, а технологические конденсаторы для пусковых режимов рассчитывают на прием малого расхода пара.

Так, для АЭС с РБМК-1000 устанавливают два технологических конденсатора по 250 т/ч, а в тепловой схеме предусматривают линии сброса пара в конденсатор помимо турбины.

В паровой объем конденсаторов подается и добавочная (обессоленная) вода, восполняющая утечки в паротурбинной системе АЭС. Это обеспечивает деаэрацию этого потока и позволяет заменить трехступенчатое обессоливание для нее на двухступенчатое, учитывая наличие 100%-ной конденсатоочистки, через которую этот поток тоже проходит.

Расходы пара на турбину и в конденсатор зависят от времени года, что связано с сезонным изменением температуры охлаждающей воды и соответственно вакуума в конденсаторе и термического КПД турбинной установки. Поэтому производительность конденсатных насосов надо выбирать в расчете на 100%-ую нагрузку турбины в условиях летнего периода и с учетом расхода дренажей ПНД, если они подаются в конденсатор.

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ АЭС

Таблица 6.3. Конденсаторы для влажнопаровых турбин АЭС

Марка конденсатора	Марка турбины	Количество корпусов	Поверхность охлаждения одного корпуса, м ²	Конденсаторные трубки, мм		Число ходов по воде
				Диаметр	Длина в одном корпусе	
Турбины металлического завода (ЛМЗ)						
1000-КЦС-1	К-1000-60/3000	4	22 000	28×1	12 000	1
Турбины Харьковского турбинного завода (ХТЗ)						
К-10120	К-220-44	2	10 120	28×1	8890	2
К-12150	К-220-44	2	12 150	28×1	8850	2
К-8170	К-220-44-2	2	8170	28×1	8890	2
К-12150	К-500-65/3000	4	12 150	28×1,5	8890	2
К-10120	К-500-65/3000	4	10 120	28×1,5	8890	2
К-22550	К-500-60/1500	2	22 550	28×1	9800	2
К-16560	К-750-65/3000	4	16 560	28×1	11 460	2
К-16360	К-1000-60/1500-1	6	16 360	28×1	8890	1
К-33160	К-1000-60/1500-2	3	33 160	28×1	14 000	2

Напор конденсатных насосов определяют, исходя из давления в деаэраторе и сопротивления регенеративной системы и всего тракта от конденсатора до деаэратора.

Если применена 100%-ая конденсатоочистка, то часто используют двухподъемные конденсатные насосы, т. е. устанавливают после конденсатора конденсатные насосы первого подъема (КН I), а после конденсатоочистки – второго подъема (КН II) (рис. 6.16, а). Производительности этих насосов должны быть одинаковыми. Насос первого подъема преодолевает сопротивление тракта до конденсатоочистки и ее фильтров; насос второго подъема – сопротивление остального тракта до деаэратора, т. е. напор его больше, чем первого подъема. При этом фильтры конденсатоочистки работают под малым давлением. Применяется и одноподъемная схема (рис. 6.16, б). Однако при этом фильтры должны быть рассчитаны на полный напор насоса, т. е. на давление около 2,0 МПа.

Для предотвращения кавитации в конденсатных насосах их устанавливают с определенным подпором по отношению к конденсатору. Если конденсаторы расположены в «подвальном» помещении, то величина подпора, естественно,

весьма ограничена, поэтому сопротивление всасывающей линии от конденсатора до насоса должно быть минимальным.

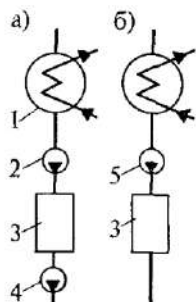


Рис. 6.16. Установка конденсатных насосов двухподъемная (а) и одноподъемная (б):

1 – конденсатор; 2 – конденсатный насос первого подъема; 3 – конденсатоочистка; 4 – конденсатный насос второго подъема; 5 – конденсатный насос полного подъема

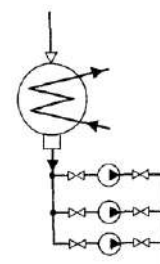


Рис. 6.17. Схема включения конденсатных насосов при установке двух рабочих и одного резервного

Привод конденсатных насосов только электрический.

Для выбора числа и производительности конденсатных насосов решающее значение имеет подход к их резервированию. По этому вопросу еще нет окончательных рекомендаций. Например, для пятого блока НВАЭС с ВВЭР-1000 конденсатные насосы выбраны без резерва – на каждую турбину мощностью 500 МВт установлено по два насоса, каждый на 50% производительности. При этом выход из строя одного насоса вызовет не останов турбины, а лишь снижение ее нагрузки. Так как стоимость конденсатного насоса относительно невелика, то часто применяют три насоса – два рабочих и один резервный, каждый по 50% производительности (рис. 6.17).

6.7. Вопросы для самоконтроля

1. Назначение конденсационных установок ТЭС и АЭС. В чем смысл поддержания низкого давления в конденсаторах ТЭС и АЭС? Нарисуйте принципиальную схему конденсационной установки и опишите ее состав, назначение отдельных элементов и работу установки.

2. Запишите уравнение теплового баланса конденсатора. Что такое кратность охлаждения, в каких единицах измеряется, какие значения характерны для КУ

АЭС? Как влияет на кратность охлаждения температурный напор на горячем конце конденсатора?

3. Откуда берутся неконденсирующиеся газы в конденсаторах ТУ одноконтурных и двухконтурных АЭС? Как влияют эти газы на процесс теплообмена, на конечные параметры ТУ? Как соотносятся расходы пара и неконденсирующихся газов, поступающих в конденсатор? Какие меры принимают для поддержания стабильного давления в конденсаторе? Прокомментируйте особенности схем отсоса газов из конденсаторов, представленные на рис. 6.6.

4. По приведенной схеме парожетторной установки (рис. 6.6) опишите ее состав, назначение каждого из представленных элементов, работу установки. Какие бывают эжектора по режиму их работы, каковы особенности этих эжекторов в ТУ для одноконтурных и двухконтурных АЭС?

5. В конденсаторах ТУ так же, как и в деаэраторах происходит дегазация конденсата. В чем особенность этого процесса в конденсаторах по сравнению с деаэраторами? Какие схемы дегазации конденсата применяются в конденсаторах (рис. 6.8, 6.9) и в чем их особенность? Сколько пара требуется для осуществления дегазации конденсата в конденсаторе и откуда он берется?

6. Опишите существующие методы борьбы с присосами охлаждающей воды в конденсаторах (см. рис. 6.10). Какую величину присосов принято считать нормой и от чего она зависит? Каким образом удаляют попадающие вместе с технической водой в конденсат загрязнения?

7. Конструкция конденсатора ТУ К-500-65/3000: компоновка теплообменной поверхности, расположение конденсатора, число конденсаторов на ТУ, особенности отвода конденсата, накапливающегося на поверхности теплообмена (сливные трубки), направление потока пара, место отсоса газов из конденсатора, материал трубок .

8. Конструкция конденсатора ТУ К-500-60/1500: компоновка теплообменной поверхности, расположение конденсатора, особенности подвода пара, организация подвода и отвода охлаждающей воды, организация отвода газов.

9. Перечислите источники загрязнений, образующихся на внутренних поверхностях трубок конденсаторов. Какое влияние оказывают эти загрязнения на работу ТУ? Какие существуют методы борьбы с загрязнениями трубок конденсаторов?

10. В чем состоит смысл механической шариковой очистки конденсаторов? Назначение, состав и работа системы шариковой очистки конденсаторов «Тапрогге» (рис. 6.11)?

7. СЕПАРАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА АЭС [2, 3, 10, 11, 12, 13, 14]

7.1. Принцип работы и области применения сепарационных устройств

Одной из важнейших проблем обеспечения надежности и экономичности турбин насыщенного и слабо перегретого пара, работающих в блоках с водоохлаждаемыми реакторами, является эффективная сепарация влаги при минимальных потерях энергии. Присутствие влаги в паре снижает экономичность турбоустановки и вызывает эрозию проточных частей, в особенности лопаток последних ступеней турбин. Влажный пар, генерируемой паропроизводительными установками одноконтурных АЭС, повышает уровень радиоактивного излучения в машинном зале.

Для снижения отрицательного воздействия влаги, используемые методы внутритурбинной сепарации в настоящее время не решают полностью проблему отвода влаги из проточных частей. Практически работа всех влажнопаровых турбин строится по схеме, предусматривающей внешнюю сепарацию, которая связана с отводом из турбины всего потока пара в специальные сепараторы с последующим возвращением его в турбину. Внешняя сепарация, как правило, сочетается с промежуточным перегревом пара, что дополнительно повышает экономичность и надежность последующих ступеней турбины. Для обеспечения высокой степени сухости пара, поступающего на вход в турбину, на АЭС применяют системы предтурбинной сепарации и подготовки пара.

Принцип действия сепараторов основан на различии в плотностях жидкой и газообразных фаз и особенностях их движения. По принципу действия различают следующие виды сепараторов: объемные, пленочные и центробежные. Объемная, или осадительная, сепарация осуществляется в паровом объеме различных аппаратов при выпадении капель воды из потока пара под действием сил тяжести. При дроблении жидкости в процессе барботажа, разрыва оболочек паровых пузырей и разрушениях струй часть влаги в виде капель различных размеров попадает в паровой поток. Более крупные капли под влиянием начальной кинетической энергии, полученной в процессе дробления, подбрасываются на большую высоту. Если высота, на которую подбрасывается капля, превышает высоту парового пространства или размеры капель таковы, что они могут транспортироваться потоком в паровом объеме, то капли выносятся из аппарата в пароотводящие трубы. Если скорость потока меньше относительной скорости капли, при которой силы трения уравнивают массу капли, а высота подброса капель меньше высоты парового пространства, капли падают назад, на зеркало испарения.

Осадительная сепарация широко используется в парогенерирующем оборудовании, применяемом в отечественных АЭС. Это связано с применением парогенераторов и барабан-сепараторов горизонтального типа, имеющих сравнительно небольшие паровые нагрузки зеркала испарения. Однако увеличение мощности парогенераторов при сохранении транспортабельных габари-

ритных размеров приводит к определенным трудностям организации эффективной осадительной сепарации из-за ограниченности высоты парового пространства.

Пленочные или поверхностные сепараторы благодаря простоте конструкции и надежности нашли широкое применение в различных областях техники. В большинстве случаев сепараторы этого типа состоят из набора тонкостенных пластин сложного профиля – жалюзи, через зазоры которых проходит сепарируемый пар. В настоящее время существуют разнообразные конструктивные формы жалюзийных элементов (рис. 7.1), что свидетельствует об отсутствии единого мнения о наиболее рациональных формах профилей и недостаточной изученности механизма жалюзийной сепарации. Несмотря на длительный период применения жалюзийных сепараторов, рекомендации об эффективности различных сепарационных элементов лимитированы, что обусловлено значительными трудностями экспериментального и теоретического исследований течения влажного пара в криволинейных каналах жалюзийных решеток.

При скоростях паровой фазы до 3–4 м/с и сравнительно низких давлениях (менее 1,0 МПа) сепарат стекает вертикально вниз. При больших скоростях и более высоких давлениях пленка начинает увлекаться газовыми потоками в направлении его движения и с поверхности ее происходит срыв капель в поток газа. Первоначально в нижней части пакета, а затем по мере увеличения скорости потока область срыва возрастает вплоть до верхних точек пакета. Скорость, соответствующая началу срыва капель, называют критической. Критическая скорость определяет предельную нагрузку сепарирующего устройства.

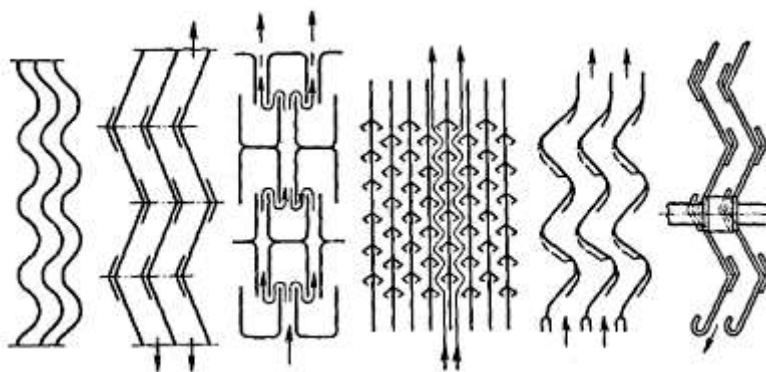


Рис. 7.1. Конфигурация каналов с жалюзи для сепараторов

Основным недостатком сепараторов с жалюзи является малая допустимая скорость движения пара, что обуславливает большие габаритные размеры сепарационных устройств и, следовательно, большую металлоемкость и стоимость таких сепараторов. Одновременно с сепараторами с жалюзи в зарубежной атомной энергетике (в первую очередь, на начальном этапе развития) широкое внедрение получили демистеры (сетки). Принцип сепарации влаги в де-

демистерах основан на столкновении капель влаги различных диаметров с сеткой при малых скоростях. Как и в жалюзийных пакетах зависимость конечной влажности от скорости потока в демистерах имеет явно выраженный минимум в сепарационной характеристике. На эффективность влагоотделения демистеров существенное влияние оказывает конструкция сеток, угол наклона сетчатых сепараторов к горизонту, размеры капель, давление и другие параметры. Сопоставление эффективности сепарации пакетов с жалюзи и демистеров показывает, что при начальных значениях влажности (10–15 %) с пакетами жалюзи работают при более высоких допустимых нагрузках, чем демистеры. Это объясняется тем, что дренаж отсепарированной влаги в жалюзи осуществляется в виде пленки, а в демистерах – частично и в виде капель. Гидравлическое сопротивление пакетов сеток несколько ниже сопротивления жалюзийных сепараторов.

Широкое применение в атомной энергетике нашли и центробежные сепараторы. Наиболее эффективны в настоящее время сепараторы с осевым подводом потока пароводяной смеси. В прямоточных центробежных сепараторах отделение жидкости из пароводяного потока происходит в основном под действием инерционных и центробежных сил в закрученном потоке газа. Закрутка газового потока осуществляется статическим осевым завихрителем, лопаточной решеткой или тангенциальным вводом газа. Широкое распространение получили прямоточные центробежные элементы. Общей чертой для прямоточных центробежных сепараторов является организация движения в сепарационном устройстве в виде вращающейся струи, ограниченной стенкой корпуса и вихревым ядром. Изменяя угол установки лопаток завихрителя, их число, диаметр втулки завихрителя или соотношение площадей поперечного сечения тангенциальных щелей и патрубка, можно регулировать интенсивность закрутки потока и составляющие абсолютной скорости потока.

Экспериментальные исследования эффективности работы прямоточных центробежных сепараторов показывают, что влажность на выходе из сепаратора с увеличением паровой нагрузки вначале падает, что означает переход от гравитационной сепарации к центробежной, а затем в некотором диапазоне нагрузок остается практически постоянной и, наконец, при достижении предельной нагрузки резко возрастает.

Диапазон работы сепаратора с постоянной влажностью на выходе зависит от конструктивных особенностей аппарата и влагосодержания на входе. С увеличением влагосодержания он уменьшается. При паровых нагрузках ниже предельных в корпусе сепаратора наблюдается расслоенный режим течения: поток отсепарированной влаги кольцевым слоем определенной толщины движется по винтовой линии вдоль цилиндрической стенки корпуса, а поток осушенного пара – в виде шнура по центру аппарата. При повышении паровой нагрузки выше предельного значения происходит вторичное увлажнение потока пара, обусловленное срывом пленки влаги со стенок корпуса сепаратора. Такое явление характеризуется резким подъемом сепарационной характеристики центробежных аппаратов. Предельная нагрузка сепараторов зависит от

физических свойств взаимодействующих сред, массовых паросодержаний потоков на входе в сепаратор, геометрических размеров и конструкции сепаратора.

Центробежные сепараторы широко применяются в качестве первой ступени осушки пара в корпусных кипящих реакторах. Образующаяся в активной зоне таких реакторов пароводяная смесь должна быть разделена на пар, направляемый в турбину, и воду, вновь возвращаемую после смешения с питательной водой в активную зону.

7.2. Сепараторы-пароперегреватели

В турбинах насыщенного пара в ступенях низкого, а нередко и среднего давления, высокая влажность обуславливает снижение внутреннего КПД и способствует развитию эрозии лопаточного аппарата турбины.

Для осушки и перегрева пара в турбине созданы специальные устройства, которые располагают вне турбины, между ее цилиндрами. Устройства имеют сепаратор, в котором осуществляется осушка пара, или сепаратор и перегреватель, в большинстве случаев, объединенных в одном аппарате сепараторе-пароперегревателе (СПП).

Возможны различные схемы включения внешних сепараторов (рис. 7.2, а). Схема I – с однократной сепарацией – характерна для турбин насыщенного пара небольшой мощности. По такой схеме выполнены турбины К-75-30, которые были установлены на первом блоке Нововоронежской АЭС. Для турбин большой мощности и при относительно высоком начальном давлении ($p_0 \geq 6,0$ МПа) в некоторых случаях предусматривают две ступени внешней сепарации (схема II, рис. 7.2, а). Такая схема, в частности, применена для турбины мощностью 660 МВт, установленной на АЭС «Вюргасен». Сепарация пара осуществляется при разделительных давлениях: $p_{1p} = 0,14p_0$ и $p_{2p} = 0,026p_0$.

На большинстве АЭС, работающих с водоохлаждаемыми реакторами, применяется схема, совмещающая сепарацию и перегрев пара (схемы III и IV). Необходимо отметить, что с точки зрения термодинамического КПД всего цикла применение промежуточного перегрева паром начальных параметров или отборным паром неэффективно, так как происходит передача тепловой энергии от пара с более высоким энергетическим потенциалом к пару с более низким потенциалом. Поэтому перегрев в циклах насыщенного пара применяется только для снижения влажности в последующих ступенях турбины. Промежуточный перегрев пара целесообразен, если он двухступенчатый. Вначале промежуточный перегрев осуществляют отборным паром, а затем паром начальных параметров (схема IV). В зависимости от конструкции турбин, тепловой схемы, параметров установки при оптимальном разделительном давлении дополнительный выигрыш от использования одноступенчатого перегрева $\Delta\eta_s/\eta_s = 1,2 \div 3,0$ %. При двухступенчатом перегреве этот выигрыш дополнительно возрастает на 0,2–0,8 %.

Применение СПП связано с дополнительными капитальными затратами. Однако при правильно выбранных параметрах (разделительное давление, при

СЕПАРАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА АЭС

котором осуществляется сепарация, температура промежуточного перегрева пара, потери давления в сепараторе-перегревателе и др.) дополнительные затраты полностью окупаются за счет уменьшения потерь от влажности в проточных частях турбины.

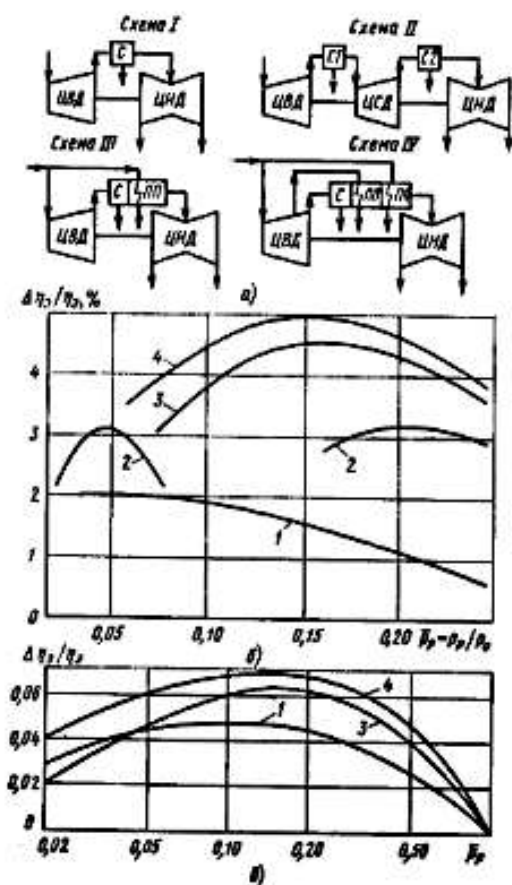


Рис. 7.2. Компоновка систем промежуточной сепарации и перегрева и кривые давления для турбоустановок АЭС:

a – схемы включения сепараторов и перегревателей; *б* – зависимости разделительного давления от экономичности, по данным ЦКТИ; *в* – то же, по данным фирмы Дженерал электрик; кривые 1–4 соответствуют схемам I–IV.

Следует также отметить, что перечисленные выше параметры влияют не только на показатели экономичности турбоустановки, но и на характеристики самого сепаратора-перегревателя. Повышение разделительного давления уменьшает габаритные размеры СПП, перепуск пара в ЦНД и защиту турбины от превышения частоты вращения выше номинальной.

Учитывая, что влияние влажности на снижение КПД турбин примерно одинаково в зонах как высоких, так и низких давлений (несколько меньше в ЦВД), оптимальное разделительное давление $p_{\text{разд}}^{\text{опт}}$ должно соответствовать равенству конечной влажности пара в ЦВД и ЦНД. В действительности $p_{\text{разд}}^{\text{опт}}$ необходимо рассчитывать при изменении КПД ЦВД и ЦНД, обусловленного изменением числа ступеней с относительно короткими лопатками, значительным влиянием влажности на КПД и эрозионным износом лопаток ЦНД, а также при изменении характеристик СПП. Окончательный выбор параметров базируется на технико-экономических расчетах.

На рис. 7.2, б приведены характеристики относительного повышения экономичности турбоустановки для различных вариантов сепарации и перегрева,

СЕПАРАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА АЭС

рассчитанные для турбоустановки мощностью 1000 МВт при $n = 25 \text{ с}^{-1}$ ($p_0 = 6,3 \text{ МПа}$, $T_0 = 278,5 \text{ °C}$, $p_k = 5,5 \text{ кПа}$) и температуре промежуточного перегрева $T_{п.п} = 260 \text{ °C}$. Несколько иные значения приведены фирмой Дженерал электрик (рис. 7.2, в).

В качестве сепарирующих устройств применяются различные типы сепараторов: циклонные, пленочные и поверхностные. Наибольшее распространение получили выносные сепараторы поверхностного типа. Эффективность влагоудаления в таких сепараторах составляет 95–98 %.

Горизонтальное или вертикальное расположение СПП диктуется условиями компоновки всей установки, а также условиями проведения ремонтных работ. СПП, установленные на ТУ (табл. 7.1) имеют вертикальную конструкцию. Вертикальное расположение СПП позволяет применить простую компоновку установки, уменьшить размеры машинного зала.

В первой турбине насыщенного пара АК-70 была использована схема с однократной сепарацией влаги. В турбине АК-70 принята схема с внешней сепарацией без перегрева. Сепаратор турбины АК-70 (рис. 7.3) представляет собой вертикальный цилиндрический аппарат, состоящий из корпуса, внутри которого расположены сепарационные элементы, и верхней крышки с патрубками подвода и отвода влажного и отсепарированного пара. В сепараторе осуществляется двухступенчатая осушка пара: в центральном коническом сепараторе, а затем в периферийном кольцевом. За кольцевым сепаратором установлен цилиндр с отверстиями, предназначенный для равномерного распределения потока по высоте сепаратора. Сепарационные пакеты, набранные из волнообразных жалюзийных элементов, образуют три кольцевых яруса и снабжены системой дренирования отсепарированной влаги. В нижней части корпуса происходит слив сепарата. Гидрозатвор предназначен для обеспечения нормальной работы системы дренирования сепарата. Крышка сепаратора крепится фланцевыми соединениями к корпусу с внешней стороны и к кольцевой сепарационной части – внутри аппарата.

В связи с увеличением высоты последних лопаток турбины К-220-44 невозможно обеспечить допустимую конечную влажность в ней с помощью одной лишь внешней сепарации. Для турбины К-220-44 впервые в отечественном паротурбостроении создан аппарат СПП-220, который установлен на третьем блоке Нововоронежской АЭС.

СПП первых турбин К-220-44 имеет двухкорпусную конструкцию: в первом корпусе совмещены сепаратор и первая ступень промежуточного перегрева, во втором – вторая ступень перегрева (рис. 7.4). Корпуса СПП вертикальные, цилиндрические, соединенные между собой патрубком.

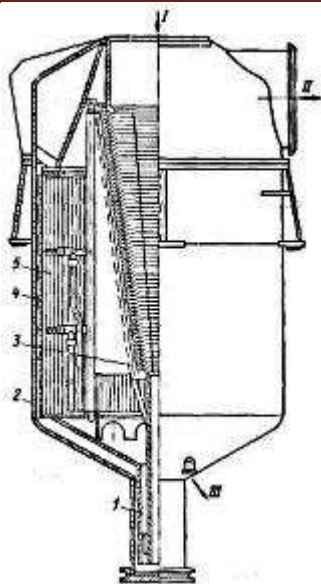


Рис. 7.3. Сепаратор турбины АК-70:

1 – гидрозатвор; 2 – корпус; 3 – конический раздающий сепаратор; 4 – цилиндр с отверстиями; 5 – блоки с жалюзи основного кольцевого сепаратора; I – влажный пар; II – отсепарированный пар; III – сепарат.

Влажный пар после ЦВД турбины давлением $p_p = 0,3$ МПа и влажностью 13 % через патрубок в центральной части поступает в сепарационные блоки из пакетов с жалюзи, изготовленных из коррозионностойкой стали. Сепарационные блоки расположены вокруг первой ступени перегрева и представляют собой опрокинутую двенадцатигранную усеченную пирамиду. По ребрам пирамиды расположены сливные каналы, объединенные коллектором, по которому осуществляется дренаж сепарата. Осушенный пар после сепаратора направляется в межтрубное пространство вертикального пароперегревателя. Греющий пар из отбора ЦВД через патрубок в верхней части корпуса поступает в паровую камеру, конденсируется при прохождении внутри трубки пароперегревателя. Конденсат собирается в нижней камере и по патрубку отводится в конденсатосборник. После первой ступени перегрева нагреваемый пар с температурой 193 °С поступает во вторую (вертикальную) ступень, где перегревается острым паром до температуры 241 °С.

Ступени перегрева СПП представляют собой теплообменные гладкотрубные аппараты, в которых стальные трубки диаметром 16×2 мм развальцованы в стальных трубных досках. Трубные доски сварены в корпус СПП. Для компенсации температурных расширений трубной системы и корпуса на последнем у нижней трубной доски предусмотрен линзовый компенсатор. На одну турбину установлено по четыре сдвоенных СПП. К каждому ЦНД по общему паропроводу подводится пар после прохождения СПП.

Большое число корпусов, а, следовательно, и повышенная металлоемкость обусловили поиск новых решений конструкции СПП для серийно выпускаемых турбин. В результате исследований и анализа различных конструкций СПП на Подольском машиностроительном заводе им. Орджоникидзе (ЗИО) создан однокорпусный вертикальный сепаратор-пароперегреватель СПП-220-1, основной особенностью которого является то, что поверхности теплообмена

пароперегревателей образованы трубками с продольным оребрением. Благодаря такому решению обе ступени перегрева и сепарационная часть размещены в одном корпусе, и турбоустановка комплектуется двумя однокорпусными аппаратами взамен четырех двухкорпусных.

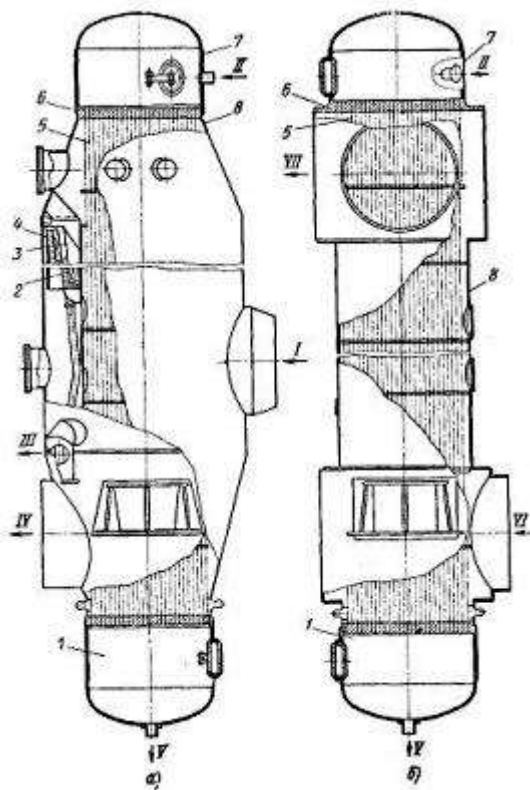


Рис. 7.4. Гладкотрубный сепаратор-пароперегреватель:

а – перегреватель первой ступени с сепаратором; *б* – перегреватель второй ступени; 1 – дренажная камера; 2 – сепарационные блоки; 3 – лист с отверстиями; 4 – направляющие лопатки; 5 – трубки пароперегревателя; 6 – трубная доска; 7 – паровая камера; 8 – корпус; I – влажный пар; II – греющий пар; III – сепарат из сепарационной части; IV – пар из перегревателя первой ступени; V – дренаж; VI – вход перегретого пара после пароперегревателя первой ступени; VII – выход перегретого пара из СПП

СПП-220-1 представляют собой вертикальный цилиндрический аппарат, состоящий из сепарационной части, расположенной в верхней кольцевой части между корпусом и выходной трубой перегретого пара, и двух ступеней перегрева, установленных в нижней части аппарата: в периферийной зоне – первая ступень, в центральной – вторая (рис. 7.5).

Нагреваемый пар через торцовый патрубок в верхней части корпуса подводится к конической входной камере, сверху вниз проходит сепарационное устройство, затем межтрубное пространство кассет перегревателя первой ступени, где происходит нагрев отборным паром ($p = 1,9$ МПа, $T = 206$ °С, $y = 6,4$ %) до температуры $T_{н.п1} = 190$ °С. У дна аппарата поток пара разворачивается на 180° и движется вверх по межтрубному пространству второй ступени перегрева. Вторичный перегрев осуществляется острым паром ($p_0 = 4,3$ МПа, $T_0 = 253,5$ °С, $y_0 = 0,5$ %) до температуры $T_{н.п2} = 241$ °С. Затем пар проходит через центральную трубу в сепарационной части и выходит из аппарата. Подвод греющего пара в первую и вторую ступени перегревателя СПП осуществляется через патрубки в центральной части аппарата, слив конденсата – через патрубки, находящиеся в нижней части. Таким образом, в первой ступени направление движения теплоносителя прямоточное, во второй – противоточное.

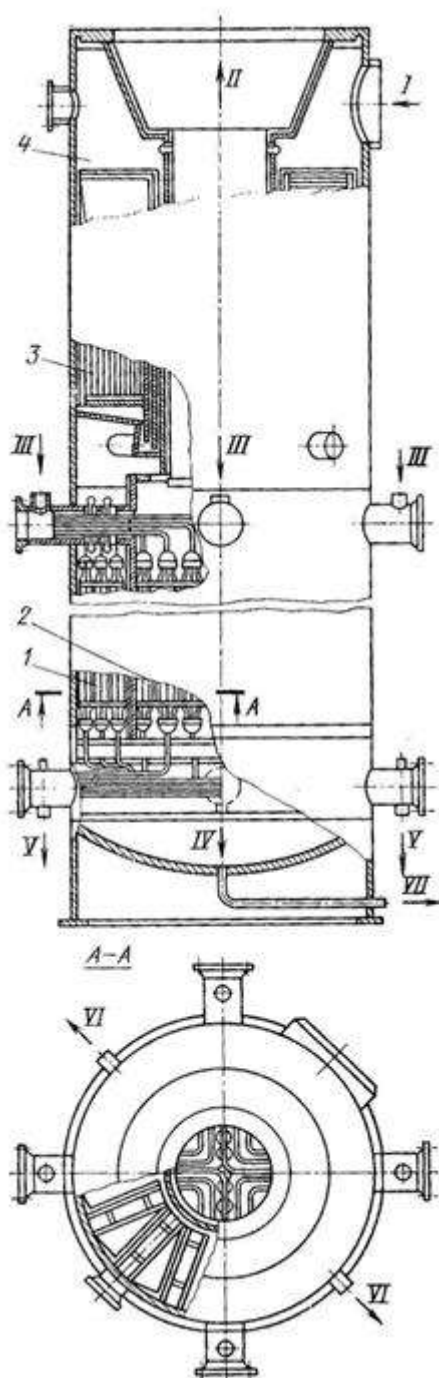


Рис.7.5. Сепаратор-пароперегреватель СПП-200-1 (серийный):

1 – первая ступень перегревателя; 2 – вторая ступень перегревателя; 3 – сепарационная часть; 4 – входная камера I – влажный пар; II – перегретый пар; III – греющий пар к кассетам первой и второй ступеней; IV, V – конденсат греющего пара соответственно из первой и второй ступеней; VI – сепарат из сепарационной части; VII – дренирование СПП

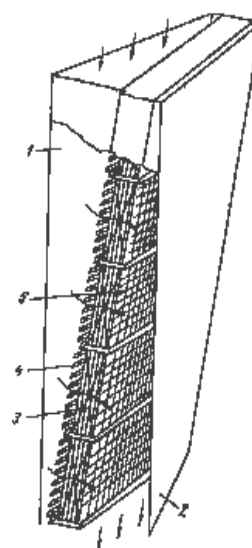


Рис. 7.6. Принципиальная конструкция сепарационного блока:

1,2 – входной и выходной коллекторы; 3 – пакеты с жалюзи; 4 – направляющие лопатки; 5 – дроссельный лист с отверстиями

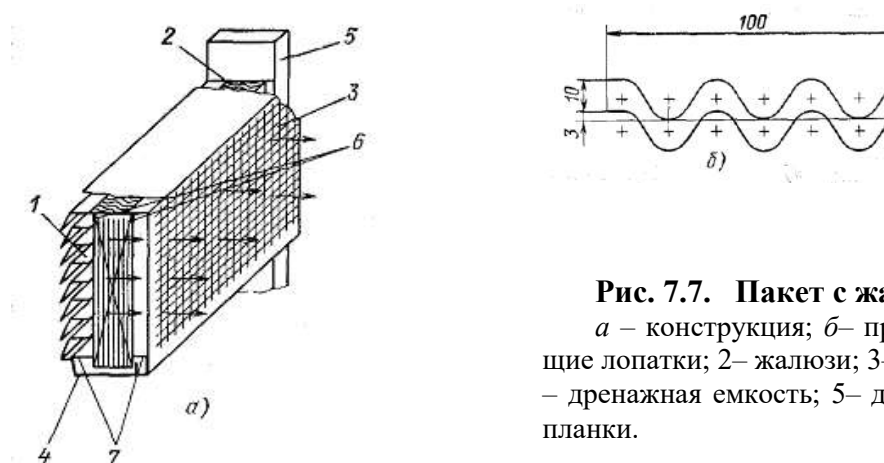


Рис. 7.7. Пакет с жалюзи:

a – конструкция; *б*– профиль: 1– направляющие лопатки; 2– жалюзи; 3– лист с отверстиями; 4 – дренажная емкость; 5– дренажный канал; 6,7 – планки.

Сепарационное устройство состоит из 16 одинаковых сепарационных блоков (рис.7.6), расположенных радиально между корпусом и выходной трубой. Входной коллектор, предназначенный для обеспечения равномерного распределения пара по жалюзийным пакетам, имеет форму, близкую к клину. Равномерность распределения потока за пакетами с жалюзи достигается при установке листа с отверстиями и применении соответствующих конструкций выходных коллекторов. Выходной коллектор в радиальных сепарационных блоках образуется наклонной стенкой входного коллектора близлежащего блока (на рисунке он показан условно).

Каждый сепарационный блок состоит из пяти пакетов с жалюзи (рис. 7.7), установленных один над другим. Пакет набран из жалюзийных пластин волнообразного профиля с шагом 10 мм.

Первичная сепарация влаги осуществляется во входном коллекторе при резком повороте потока пара направляющими лопатками, установленными на входе в каналы с жалюзи. Окончательная осушка пара происходит в криволинейных каналах между пластинами жалюзи. Пленка сепарата, образовавшаяся на поверхности пластин, под действием сил тяжести стекает в швеллерообразные дренажные емкости, расположенные горизонтально. Дренажная система аппарата состоит из вертикальных дренажных стояков, находящихся в средней части аппарата и примыкающих к центральной паропроводящей трубе. Сток сепарата с дренажных емкостей осуществляется в кольцевой коллектор, расположенный в центральной части сепаратора. Жидкость, отсепарированная во входных коллекторах, направляется в радиально расположенные короба, имеющие уклон к центру, а затем в кольцевой коллектор.

Кассеты обеих ступеней пароперегревателя установлены на опоре, приваренной внутри корпуса к нижней его части. В области, где расположены решетки, ребра на трубках отсутствуют. Таким образом, обеспечивается хорошее дистанционирование труб. Ступени перегревателя разделены тонкостенной перегородкой. В периферийной части аппарата, не заполненной кассетами, установлены вытеснители.

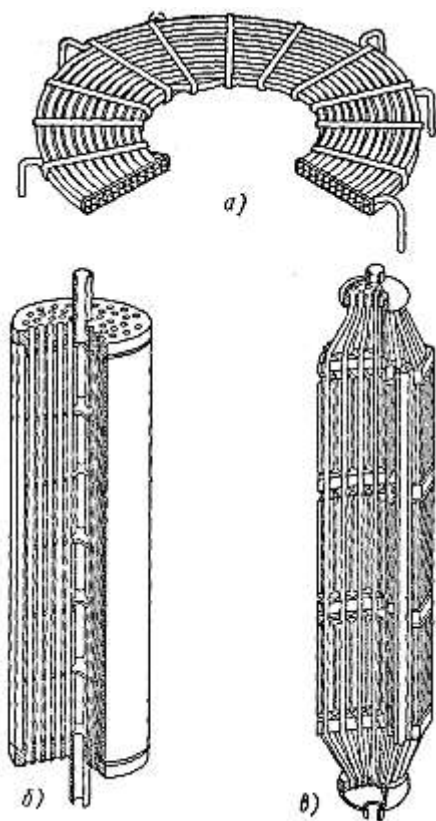


Рис. 7.8. Конструкции элементов теплообменных поверхностей пароперегревателей СПП:

а – пакет спиральных горизонтальных труб; б – модуль из вертикальных гладких труб; в – кассета из вертикальных труб с продольным оребрением

Поверхность нагрева перегревательных ступеней СПП состоит из 187 шестигранных кассет (94 кассеты расположены в первой ступени, 93 – во второй). Кассета (рис. 7.8) представляет собой шестигранный трубный пучок из 37 продольно оребренных труб диаметром 16х2 мм, 12 продольных ребер толщиной 0,8 мм и высотой 8,5 мм, образованных приваркой роликовой контактной сваркой к трубам шести П-образных элементов.

Экспериментальные исследования сепаратора СПП-220-1, проведенные на Кольской АЭС, показали, что во всем диапазоне изменения мощности N турбоустановки влажность пара не превышала 0,5 %. Измерения степени влажности пара по окружности аппарата (в различных сепарационных пакетах) показали, что все сепарационные пакеты работают весьма эффективно и обеспечивают удаление влаги до 0,4–0,6 %, а в зоне номинальной нагрузки ($N=0,8 \div 1,05$) наблюдается тенденция к снижению влажности пара за сепаратором.

Важным параметром эффективности работы СПП являются потери кинетической энергии пара при прохождении через аппарат, т. е. снижение давления пара перед ЦНД. Испытания показали, что дополнительное сопротивление, вносимое сепаратором СПП-220-1, не превышает 10 %, а потери энергии без учета потерь в подводящих и отводящих трубах составляют 8 % давления пара перед СПП. Величина потерь зависит от скорости прохождения пара. При номинальном режиме разница между температурой греющего пара второй ступени (острый пар) и нагреваемого пара на выходе из ступени не превышает 13–15 °С, что свидетельствует о высокой эффективности работы поверхности теплообмена.

Опыт эксплуатации и изготовления СПП выявил ряд требований, которые были учтены при конструировании модернизированного аппарата СПП-

СЕПАРАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА АЭС

220-М. Модернизированы узел опирания кассет, узел заделки труб в трубные доски, перегородка и другие элементы, трубопроводы греющего пара, коллекторы слива влаги из сепарационных блоков. В результате значительно повысилась надежность и ремонтпригодность СПП.

Сепаратор-пароперегреватель СПП-1000 предназначен для осушки и перегрева пара после ЦВД тихоходных турбин К-500-60/1500 и К-1000-60/1500, работающих на насыщенном паре второго контура АЭС с реактором ВВЭР-1000. Турбина мощностью 500 МВт комплектуется двумя аппаратами СПП-1000, а турбина К-1000-60/1500 четырьмя.

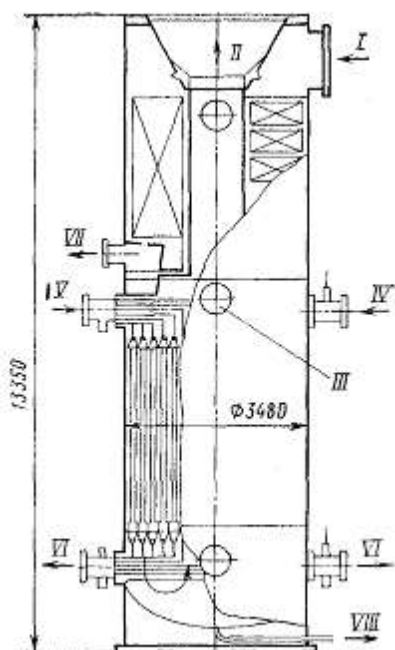


Рис. 7.8. Сепаратор-пароперегреватель СПП-1000:

I, II – нагреваемый пар; III, IV – греющий пар в первой и второй ступенях; V, VI – конденсат из первой и второй ступеней; VII – сепарат; VIII – дренаж.

Сепаратор СПП-1000 (рис. 7.8) по конструктивной схеме и отдельным узлам полностью повторяет конструкцию сепаратора СПП-220М. Он выполнен в виде однокорпусного вертикального аппарата и состоит из сепаратора, расположенного в верхней части корпуса, и двух ступеней пароперегревателя, установленных в нижней части. Первая ступень питается паром из отбора ЦВД и расположена по периферии корпуса, вторая – в центре и обогревается свежим паром.

Нагреваемый пар после ЦВД турбины поступает через входной боковой патрубков во входную кольцевую камеру, из которой по входным клиновым коллекторам раздается на 20 сепарационных блоков, радиально расположенных в кольцевом пространстве между корпусом и пароотводящей трубкой. Сепарационный блок состоит из шести сепарационных пакетов, расположенных вертикально один над другим.

После сепарации пар направляется в межтрубное пространство первой ступени перегрева для окончательной осушки и предварительного перегрева до

СЕПАРАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА АЭС

$T_{п.п1} = 208$ °С. После прохождения первой ступени и изменении направления на 180° пар поступает во вторую ступень пароперегревателя, а затем через центральный патрубок после перегрева до температуры $T_{п.п} = 250$ °С выходит из СПП и направляется в ЦНД турбин.

Поверхность нагрева первой ступени перегрева образована 80 кассетами, а поверхность нагрева второй ступени – 103 кассетами. Кассета, как и в СПП-220М, состоит из 37 продольно оребренных труб диаметром 16x2 мм с приваренными контактной сваркой шестью пластинами П-образного профиля. Греющий пар в обеих ступенях движется сверху вниз.

Таблица 7.1. СПП влажнопаровых турбин АЭС

Наименование	СПП-220-1	СПП-1000	СПП-500-1	СПП-750
Число СПП на турбину	2	2 (К-500-60/1500); 4 (К-1000-60/1500)	4	4
Масса аппарата, т: сухого	110,2	128,0	119,0	157,0
заполненного водой	207,3	213,6	187,5	259,0
Размеры, мм:				
высота	13 980	13 350	9 050	13 500
диаметр корпуса (внутренний)	3 440	3 440	4 130	3 952
толщина стенки корпуса	20	20	20	24
Число сепарационных блоков	16	20	20	25
Число пакетов с жалюзи	80	120	60	125
Размер труб пароперегревателя, мм	4 600	4 600	2 000	9 000
Диаметр труб×толщина стенки	16×2	16×2	14×1,2	16×2
Число труб пароперегревателя	3 478/3 441	2 960/3 959	14 760/17 640	8 420
Тепловая мощность пароперегревателя, МВт	28,2	51,5	33,1	48,1
Параметры греющего пара:				
температура, °С	206/253	228/272	210/278	278
давление, МПа	1,94/4,40	2,81/5,94	1,98/6,52	6,44
расход, т/ч	32,1/26,8	49,3/63,8	31,0/41,4	112,0
Параметры нагреваемого пара:				
Температура на входе, °С	136/189	185/208	137/192	149
То же на выходе	189/241	208/250	192/263	263
Давление на входе, МПа	0,32	1,19	0,35	0,49
Расход пара на входе, т/ч	488	1 180	508	764
Влажность на входе, %	13,0	11,7	10,0	15,3
Отношение гидравлического сопротивления к давлению на входе, % (не более)	6	3	6	6

Примечание. В числителе даны значения для первой ступени СПП, в знаменателе — для второй.

СЕПАРАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА АЭС

7.3. Сепарационные устройства парогенерирующего оборудования АЭС

Таблица 7.2. Характеристики сепарационных устройств горизонтальных ПГ

Наименование	Парогенераторы			
	Первый блок Нововоронежской АЭС	Второй блок Нововоронежской АЭС	Блок ВВЭР-440	Блок ВВЭР-1000
Единичная электрическая мощность, МВт	35	40	73	250
Паропроизводительность, кг/с	63,9	90,3	125,5	408,3
Давление пара, МПа	3,2	3,3	4,7	6,4
Скорость пара на зеркале испарения, м/с	0,17	0,19	0,18	0,31
Тип вторичного сепаратора	Горизонтальные жалюзи		Наклонные жалюзи без дренажных устройств	Вертикальные жалюзи с дренажными устройствами
Минимальное расстояние от труб до сепаратора, м	1,10	0,90	0,75	0,85
Максимально допустимый уровень воды над трубами, м	0,55	0,34	0,15	0,15
Отношение предельной (критической) скорости пара на входе в жалюзи к средней расчетной	1,3	1,1	1,2	1,5

Конструкция сепарационных устройств парогенерирующего оборудования АЭС и их рабочие характеристики обуславливают размеры парогенераторов и его единичную тепловую мощность. Создание компактных форсированных сепарационных систем является одним из важнейших вопросов атомной энергетики.

В табл. 7.2 приведены характеристики сепарационных устройств горизонтальных парогенераторов, нашедших широкое распространение в практике блоков АЭС, создаваемых РФ.

Во всех парогенераторах используется двухступенчатая схема сепарации: первичная – осадительная в паровом объеме над границей раздела фаз и окончательная – в сепараторах с жалюзи, расположенных горизонтально или вертикально (рис. 7.9).

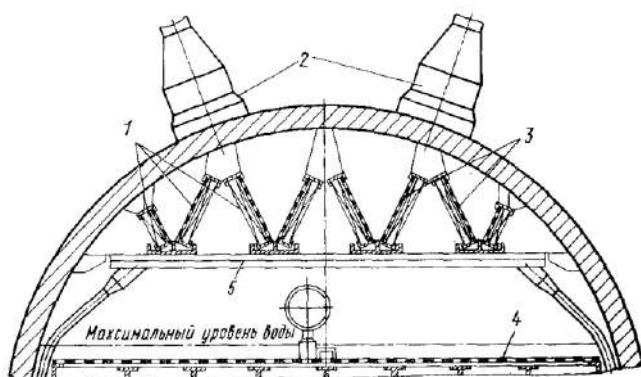


Рис. 7.9. Сепарационное устройство парогенератора для блока ВВЭР-1000:

1 – пакеты сепаратора с жалюзи; 2 – патрубки отвода пара; 3 – листы с отверстиями; 4 – погруженный лист с отверстиями; 5 – дренажные короба

При переходе к вертикальной компоновке парогенератора, вследствие резкого ограничения площади зеркала испарения существенно возрастают удельные нагрузки. В этом случае применение для первичного разделения пароводяной смеси осадительной сепарации исключено. Поэтому в качестве первой ступени сепарации в вертикальных парогенераторах с естественной циркуляцией используют различные типы центробежных сепараторов.

Вторую ступень, как и у горизонтальных парогенераторов выполняют из сепарационных элементов с жалюзи (рис. 7.10).

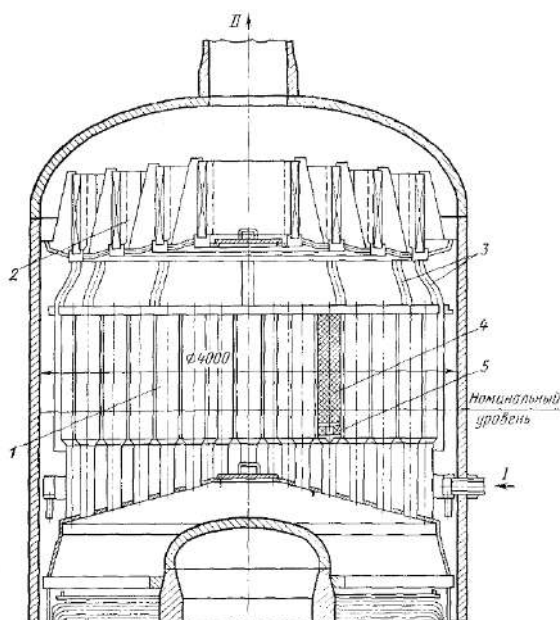


Рис. 7.10. Сепарационное устройство ПГВ-250:

1,2 – первая и вторая ступени сепарации; 3 – дренажная система; 4 – перфорированная обечайка; 5 – закручивающее устройство; I – питательная вода; II – пар

Наряду с двухконтурными АЭС широко распространены в атомной энергетике станции, которые работают по одноконтурной схеме, где в качестве атомной паропроизводительной установки используются кипящие реакторы

корпусного и канального типа. В кипящих реакторах с прямым циклом парообразования разделение пароводяной смеси на пар и воду осуществляется различного типа сепарационными устройствами, эффективность работы которых является важным фактором конкурентоспособности реакторов этого типа.

К сепарационному оборудованию кипящих реакторов предъявляются более жесткие требования, чем к парогенерирующему оборудованию двухконтурных АЭС. Чем выше влажность пара, тем больше вынос радиоактивных веществ из реактора и, следовательно, опасность их отложения в турбине и другом оборудовании. Поэтому влажность пара в кипящих реакторах не должна превышать допустимой величины 0,1%.

Сепарационные устройства кипящих реакторов помимо обеспечения высокой степени осушки пара должны до минимума свести «захват» пара водой. Увеличение доли паровой фазы в активной зоне может привести к снижению коэффициента запаса по величине критической тепловой нагрузки твэлов, а при принудительной циркуляции вызвать кавитацию циркуляционных насосов.

В графитоводяных реакторах канального типа, распространенных в бывшем СССР, процесс сепарации пара осуществляется в специальных вынесенных барабанах-сепараторах. В состав блока с реактором РБМК-1000 входят четыре сепаратора пара. Сепаратор пара (СП) реактора РБМК-1000 (рис. 7.11) представляет собой горизонтально расположенный цилиндр с двумя эллиптическими днищами длиной около 30 м и внутренним диаметром 2,3 м, изготовленный из углеродистой стали с плакированием внутренней поверхности слоем нержавеющей стали. Масса одного СП равна 216 т, паропроизводительность 1450 т/ч насыщенного пара давлением 6,0 МПа. В состав внутрикорпусных устройств СП входят приемные короба, погруженный и потолочный листы с отверстиями и коллектор питательной воды со смесителями.

Пароводяная смесь со средним массовым паросодержанием до 14 % из испарительных каналов реактора поступает по 424 патрубкам диаметром 70 мм, расположенным в два ряда с каждой стороны барабана, в нижней его части. Расчетная скорость смеси на входе в СП около 9 м/с. Подача пароводяной смеси в СП осуществляется осесимметричными струями, истекающими из патрубков в ограниченное пространство приемного короба.

После удара о лист большая часть потока направляется вдоль листа к центру барабана, а меньшая – к стенке барабана. Потоки из обоих коробов, направленные вдоль погруженного листа, сливаются и поворачивают в пространстве между коробами. Слив воды с погруженного листа с отверстиями осуществляется через щели, расположенные у стенки сепаратора пара. Ниже щелей перелива установлены отбойные щитки, препятствующие прохождению пара, минуя погруженный лист. Вода, сливающаяся с листа через боковые щели, смешавшись с потоком, идущим после удара о лист к стенкам барабана, образует опускной поток, направляемый в приемные короба.

Процесс вихреобразования в водяном объеме сепаратора обусловлен скоростью истечения в него пароводяной смеси. Распределение скоростей в межкоробковом пространстве неравномерно. На вертикальной оси барабана скорости максимальные. При средней по сечению опускной скорости воды, которая меньше групповой скорости всплытия паровых пузырей, в отдельных зонах водяного объема на режимах, близких к номинальному, могут существовать потоки, захватывающие пар в опускные трубы барабана.

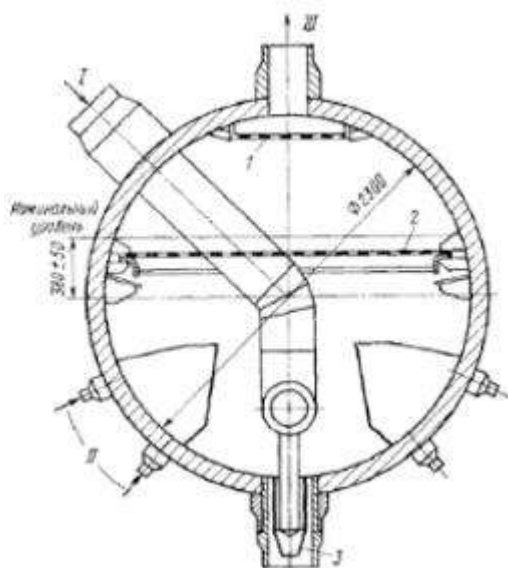


Рис. 7.11. Внутрикорпусные устройства сепаратора пара реактора РБМК-1000:

1 – потолочный щит; 2 – погруженный щит; 3 – смеситель питательной и контурной воды; I – питательная вода; II – пароводяная смесь; III – пар

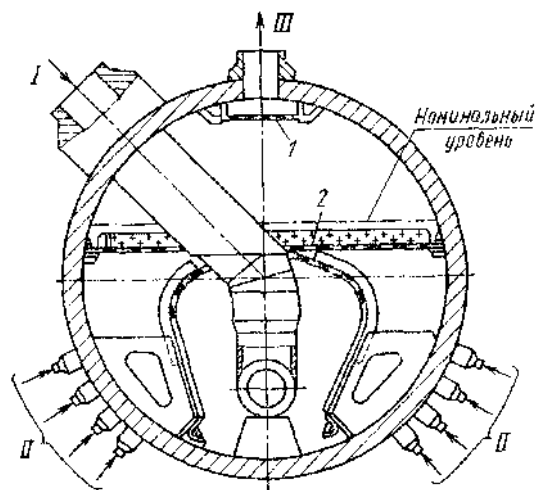


Рис. 7.12. Внутрикорпусные устройства сепаратора пара реактора РБМК-1500:

1, 2 – потолочный и погруженный щиты; I, II – питательная вода и пароводяная смесь; III – пар

Пар, отсепарированный в паровом объеме барабана, пройдя через потолочный лист с отверстиями, отводится из аппарата пароотводящими патрубками через сборный коллектор в турбину. Питательная вода, поступающая в сепаратор, подводится к раздающему коллектору. Смешение питательной и контурной воды осуществляется в опускных трубах встроенными смесителями.

Для работы с реакторной установкой РБМК-1500 разработан сепаратор пара производительностью 2200 т/ч с влажностью на выходе из сепаратора $\gamma < 0,1 \%$. Длина сепаратора 34 м, внутренний диаметр барабана 2,6 м. Подвод пароводяной смеси в сепаратор производится 432 патрубками диаметром 90 мм, расположенными в четыре ряда по обеим сторонам барабана (рис. 7-12). Отсепарированный пар из сепаратора отводится через 14 патрубков, расположенных в верхней части барабана.

По сравнению с сепаратором РБМК-1000 (СП-1450) конструкция внутрикорпусных устройств РБМК-1500 (СП-2200) усовершенствована для повышения сепарационных характеристик сепаратора. Как и в СП-1450 внутрикорпусные устройства СП-2200 состоят из погруженного и потолочного листов с отверстиями, коллектора питательной воды со смесителями и приемных коробов, расположенных в водяном объеме сепаратора. Однако конструкция коробов существенно изменена, что улучшает организацию подвода пароводяной смеси под лист с отверстиями. Перегородки, образующие короба, в верхней части перфорированы. Это уменьшает неравномерность поля скоростей между коробами и снижает возможность захвата пара в опускные трубы. В нижней части коробов выполнены диффузоры для дренирования коробов при опорожении барабана-сепаратора.

В зарубежной практике строительства АЭС широко применяются корпусные кипящие реакторы. Сепарационные устройства для корпусных кипящих реакторов по конструкционным признакам подразделяются на три группы: с гравитационной сепарацией в корпусе, с сепарацией в выносном барабане и с сепарацией в корпусе реактора с помощью центробежных сепараторов (рис. 7.13).

Наиболее простым способом организации внутрикорпусной сепарации пара является гравитационное разделение влаги и пара за счет сил тяжести после барботажа пара через свободную поверхность жидкости.

Однако осуществление этого метода сепарации ограничено низкими допустимыми скоростями пара, проходящим через поверхность раздела фаз (0,4 м/с). При превышении этой скорости наблюдается резкий унос влаги с паром и захват пара водой в опускную систему реактора. Поэтому единичная мощность корпусных канальных реакторов с использованием только гравитационной сепарации ограничена 100 МВт.

С ростом мощности реактора изменялась и конструкция сепарационных систем.

Для реакторов единичной мощности до 200 МВт применялась система с выносным барабаном-сепаратором. Однако для более мощных реакторов (свыше 200 МВт) с учетом эффективности капитальных затрат применение выносных барабанов не оправдано. Поэтому мощные современные АЭС с кипящими корпусными реакторами имеют внутрикорпусную систему сепарации влаги с использованием центробежных сепараторов различного типа.

Схема сепарации в этих реакторах аналогична схеме сепарации пара в вертикальных парогенераторах. После активной зоны пароводяная смесь через сборный короб поступает в центробежные сепараторы. После первичной сепарации пар с влажностью до 10 % поступает во вторичные осушители и далее покидает корпус реактора и направляется в турбину.

Такая схема двухступенчатой сепарации позволяет повысить предельную электрическую мощность корпусного реактора до 450 МВт.

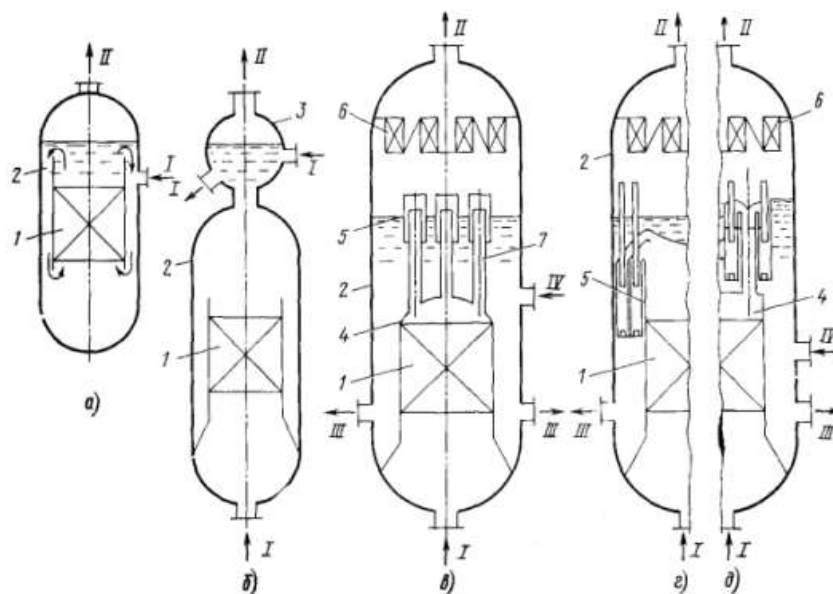


Рис. 7.13. Схемы сепарационных систем корпусных кипящих реакторов различной мощности:

а – гравитационной в объеме корпуса; б – в вынесенном барабане-сепараторе; в – внутрикорпусной, фирмы Дженерал электрик; г, д – внутрикорпусной, фирмы АЕГ-Телефункен с первичными сепараторами, установленными соответственно между корпусом и активной зоной и над активной зоной; 1 – активная зона; 2 – корпус; 3 – горизонтальный барабан-сепаратор; 4 – распределительная камера; 5 – первичные сепараторы; 6 – осушители; 7 – подъемная труба I – вода; II – пар; III – отсепарированная вода; IV – дополнительная вода

7.4. Вопросы для самоконтроля.

1. Назначение сепарационных устройств? Почему такие устройства особенно важны для ТУ АЭС? Каким образом реализуется предтурбинная сепарация пара? На чем основана работа сепарационных устройств? Какие типы сепараторов Вам известны?

2. Проанализируйте различные схемы включения сепарационных устройств (см. рисунок) с точки зрения эффективности сепарации и технико-экономических показателей работы ТУ.

3. Опишите конструкцию и работу сепаратора ТУ АК-70 (см. рис. 7.3), опишите путь пара и сепарата, приведите данные о его работе.

4. Опишите конструкцию и работу сепаратора-пароперегревателя СПП-200-1 (см. рис. 7.5, 7.6), опишите путь греющего пара, перегреваемого пара и сепарата, приведите данные о его работе (по результатам промышленных испытаний).

5. Опишите конструкцию и работу сепаратора-пароперегревателя СПП-1000 (см. рис. 7.8). Опишите путь греющего пара, перегреваемого пара и сепарата. На каких ТУ используют эту модель СПП?

СЕПАРАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА АЭС

6. Опишите конструкцию и работу сепарирующих устройств ПГВ-1000 (см. рис. 7.9). Опишите путь пара и сепарата на различных этапах работы устройства.

7. Опишите конструкцию и работу сепарирующих устройств ПГВ-250 (см. рис. 7.10). Опишите путь пара и сепарата на различных этапах работы этого устройства.

8. Опишите конструкцию и работу сепарационного устройства реактора РБМК-1000 (СП-1450) (см. рис. 7.11). Приведите показатели, характеризующие его работу.

9. Опишите конструкцию и работу сепарационного устройства реактора РБМК-1500 (СП-2200) (см. рис. 7.12). Приведите показатели, характеризующие его работу. Сопоставьте эти показатели с показателями СП-1450.

10. Опишите конструкции сепарационных устройств корпусных кипящих реакторов зарубежных производителей (см. рис. 7.13). Сопоставьте их и приведите показатели их работы.

8. ТРУБОПРОВОДЫ И ТРУБОПРОВОДНАЯ АРМАТУРА АЭС

[1, 2, 3, 10, 11, 13]

8.1. Категории, материал и сортамент трубопроводов.

На АЭС используется большое число трубопроводов для соединения между собой отдельных агрегатов и систем. Кроме главных трубопроводов существует большое количество вспомогательных трубопроводов различных диаметров и назначений.

Классификация по назначению:

- *трубопроводы главного циркуляционного контура;*
- *вспомогательные трубопроводы реакторного контура;*
- *активной пульпы;*
- *свежего и отборного пара;*
- *питательной воды и конденсата.*

Классификация по параметрам:

- *По давлению*
- *По температуре*

Классификация по протекающей среде:

- *Вода*
- *Пар;*
- *Пароводяная смесь;*
- *Воздух;*

Классификация по степени радиоактивности;

- *Радиоактивная среда*
- *Не радиоактивная среда*

Классификация по режиму работы

- *непрерывная работа;*
- *периодическое включение*

В зависимости от вида и параметров среды трубопроводы в соответствии с Правилами Госгортехнадзора (далее Правила) подразделяются на 4 категории в порядке убывания параметров (табл.8.1).

Трубопроводы перегретого пара и горячей воды первой, второй и третьей категорий изготавливают из бесшовных высококачественных труб по особым ТУ. Трубопроводы четвертой категории можно изготавливать из стандартных бесшовных и сварных труб.

Таблица 8.1. Категории трубопроводов

Категория трубопроводов	Среда		Рабочие параметры среды	
			Температура, °С	Давление (избыт.), МПа
1	Перегретый пар	а	Более 580	Не ограничено
		б	От 540 до 580 (включительно)	То же
		в	От 450 до 540 (включительно)	То же
		г	До 450 (включительно)	Более 3,9
	Горячая вода, насыщ. пар	д	Более 115	Более 8,0
2	Перегретый пар	а	От 350 до 450 (включительно)	До 3,9 (включительно)
		б	До 350 (включительно)	От 2,2 до 3,9 (вкл.)
	Горячая вода и перегр. пар	в	Более 115	От 3,9 до 8 (вкл.)
3	Перегретый пар	а	От 250 до 350 (включительно)	До 2,2 (включительно)
		б	До 250 (включительно)	От 1,6 до 3,9 (включительно)
4	Перегретый и насыщенный пар Гор. вода	а	От 115 до 250 (включительно)	От 0,07 до 1,6 (включительно)
		б	Более 115	До 1,6 (вкл.)

Правила определяют требования к устройству, изготовлению, монтажу, эксплуатации и освидетельствованию трубопроводов, транспортирующих водяной пар с рабочим давлением более 0,07 МПа или горячую воду с температурой выше 115 °С.

Правила не распространяются на трубопроводы 1 категории с наружным диаметром менее 51 мм и на трубопроводы прочих категорий с наружным диаметром менее 75 мм.

Для трубопроводов АЭС и реакторов, для сосудов, входящих в системы трубопроводов разработаны специальные Правила Госатомэнергонадзора.

При выборе трубопроводов, их элементов (тройники, колена, отводы, переходы, фланцы и др.) пользуются понятиями условного (p_y), пробного (p_n), и рабочего (p_p) давлений (ГОСТ 356-80):

p_y – наибольшее избыточное давление при температуре среды 20 °С, при котором допустима длительная работа арматуры и деталей трубопровода, имеющих заданные размеры, обоснованные расчетом на прочность при выбранных материалах и характеристиках их прочности, соответствующих температуре 20 °С;

p_n – избыточное давление, при котором должно производиться гидравлическое испытание арматуры, деталей трубопроводов на прочность и плотность;

p_p – наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается заданный режим эксплуатации трубопроводов, их деталей и арматуры.

Ряд p_y :

0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; ...250,0 МПа.

При обозначениях условного, пробного и рабочего давлений единицы не про- ставляются, например:

условное давление 4 МПа обозначается в кгс/см² – p_y 40,

пробное давление 6 МПа (в кгс/см²) – p_n 60,

а рабочее давление 18 МПа (в кгс/см²) при температуре 320 °С – p_p 180/320.

Температура среды должна приниматься равной температуре, при которой происходит длительная эксплуатация изделия, без учета кратковременных отклонений, допускаемых соответствующими стандартами или нормативно-технической документацией.

Выбор материалов для трубопроводов, их элементов и арматуры производится в зависимости от назначения, параметров (температуры, давления) и условного прохода. Если отдельные элементы имеют различные температурные пределы, тогда рабочая температура всего изделия не должна превышать наиболее низкий температурный предел применения наименее жаропрочного элемента.

Величина пробного давления принимается в зависимости от значения условного давления:

P_y , МПа	0,1	0,25 – 20	25 – 40	50	60 – 100
P_n , МПа	0,2	1,5 P_y	1,4 P_y	1,3 P_y	1,25 P_y

На АЭС в основном применяют бесшовные трубы – холоднотянутые и горячекатаные, для вспомогательных трубопроводов – сварные. Марки сталей для труб, по которым транспортируют коррозионно-неагрессивные среды, зависят от температуры среды. Паропроводы первой категории на температуру до 450°С и на давление до 4 МПа и питательные трубопроводы на давление не выше 18,5 МПа изготавливают из стали 20. Для питательных трубопроводов на давление выше 18,5 МПа применяется кремне марганцовистая сталь 16ГС. Паропроводы на температуру до 570°С и давление до 14 МПа изготавливают из теплоустойчивой низколегированной перлитной стали марки 12Х1МФ, а при более высоком давлении (до 25,5 МПа) переходят на сталь 15Х1М1Ф. Такие же стали целесообразны и для температур ниже 450 °С, если диаметр трубопроводов значителен и целесообразно уменьшить толщину стенок.

Для АЭС это относится к паропроводам насыщенного пара, идущим к турбинам. Значительное распространение в атомной энергетике получили аустенитные стали типа **0X18H10T**, обладающие наиболее высокой коррозионной стойкостью, что важно для поддержания чистоты воды реакторных контуров, а также при транспортировке коррозионно-агрессивных сред, например, в системах дезактивации.

При предварительном подборе проходного сечения труб используется приближенное округленное значение внутреннего диаметра d_v , называемое условным проходом.

Для стационарных трубопроводов, арматуры и соединительных частей стандартом установлен следующий ряд условных проходов в мм: 50; 65; 80; 100; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1600; 2000.

Эти проходы называются условными потому, что действительное значение внутреннего диаметра d_v труб, изготовленных на данный условный проход, будет различно при разных значениях толщины стенки трубы, определяемой расчетом на прочность.

Таблица 8.2. Группы материалов для трубопроводов

Номера групп	Материалы и их марки	Предельная температура, t_{\max} , °С
1	Бронза, латунь	250
2	Титановые сплавы ВТ1-ОЗМ, ТЛ-В1, ТЛ-3	350
3	Серый чугун марок СЧ18-36, СЧ21-40, высокопрочный чугун марки ВЧ42-12,, ковкий чугун марки КЧ30-6	400
4	Хромо титановая сталь марки 20Х5ТЛ	425

Трубопроводы и трубопроводная арматура АЭС

5	Углеродистые стали марок Ст3, 10, 20, 25, 20Л, 25Л, марганцовистые и кремне марганцовистые стали марок 15ГС, 20ГСЛ, 16ГС, 17ГС, 17Г1С, 09Г2С, 10Г2С1	455
6	Хромомолибденовольфрамовая сталь марки 20Х3МВФ	510
7	Хромомолибденовая сталь марки 12МХ	530
8	Хромомолибденовая сталь марок 15ХМ, 20ХМЛ	545
9	Хромомолибденовая сталь марок 15Х5М, Х5МЛ, хромовольфрамовая сталь марки Х5ВЛ	550
10	Хромомолибденованадиевая сталь марок 12Х1МФ, 20ХМФЛ, 15Х1М1Ф и 15Х1М1ФЛ	570
11	Хромовольфрамовая сталь марки Х8ВЛ	575
12	Сталь марок 08Х18Н10Т, 08Х22Н6Т, 12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 45Х14Н14В2М, 10Х18Н9Т, 14Х18Н4Г4Л, Х16Н9М2	700

Номенклатура, выпускаемых промышленностью труб характеризуется наружным диаметром d_n и толщиной стенки трубы S .

Наиболее употребительными значениями d_n для стационарных трубопроводов являются 133, 159, 168, 194, 219, 245, 273, 325, 377, 426, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 720 и 820 мм.

Горячекатаные бесшовные трубы общего назначения (ГОСТ 8732–78) изготовляются немерной длины в пределах от 4 до 12,5 м, мерной длины и длины, кратной мерной – в пределах немерной длины. Трубы стальные бесшовные холоднотянутые (ГОСТ 8734–75) имеют немерную длину от 1,5 до 11,5 м.

При монтаже трубопроводов прямые участки и гибы труб соединяют между собой стыковой электросваркой. По прочности сварной шов при качественном выполнении почти одинаков с основным металлом трубы.

Работоспособность сварных соединений в значительной степени зависит от правильно выбранной конструкции шва, от качества обработки кромки и сборки деталей под сварку. Форма и конструктивные размеры подготовленных под стыковую сварку кромок зависят от способа сварки и толщины стенки труб.

Качество электродуговой сварки в значительной степени зависит от правильного выбора марки электродов и вида их покрытия. Покрытие предназначено

для ионизации газов и стабилизации горения дуги, а также для защиты расплавленного металла от кислорода и азота воздуха.

Большинство теплоустойчивых перлитных сталей проявляет при сварке без предварительного подогрева склонность к образованию трещин, обусловленных сварочными напряжениями и структурными превращениями. Для предотвращения этих явлений при сварке применяются предварительный и сопутствующий подогревы, температура которых выбирается в пределах 150 – 400 °С в зависимости от марки стали и толщины свариваемых деталей.

Сварные соединения толстостенных труб из сталей 20 и 16ГС подвергаются после выполнения сварного стыка термообработке для снятия остаточных сварочных напряжений с температурой нагрева 650 – 680 °С.

Сварные соединения труб из сталей 12Х1МФ и 15Х1М1Ф, как правило, после сварки имеют низкие пластические и высокие прочностные свойства (закалочную структуру). Это может быть причиной образования трещин в шве и околошовной зоне. Вероятность образования трещин возрастает с увеличением толщины стенки, т.к. возрастают остаточные сварочные напряжения. Для их снятия и улучшения свойств металла шва и околошовной зоны, повышения пластичности и получения стабильной структуры применяется термообработка в виде высокотемпературного отпуска – нагрева до 710 – 740°С.

Для контроля качества сварки применяется ряд методов. Сварные соединения до эксплуатации подвергаются просвечиванию γ -излучением и проверке ультразвуком. Для выявления поверхностных трещин в сварных стыках применяются цветная дефектоскопия, магнитография, и травление.

8.2. Расчет трубопроводов на прочность

Трубопроводы АЭС и их детали воспринимают избыточное внутреннее давление. К напряжениям, вызванным давлением, добавляются термические напряжения от разности температур по толщине стенки и по окружности трубы, от самокомпенсации температурных удлинений трубопровода, от весовой нагрузки и др.

Прочность трубопроводов, как и корпусов реактора, парогенератора, теплообменников, оценивается по несущей способности (по предельной нагрузке). Метод расчета по предельным нагрузкам допустим для пластичных материалов, к которым относятся и трубопроводные стали, и позволяет уменьшить металлоемкость трубопроводов.

В качестве основной нагрузки при расчетах трубопроводов принято давление рабочей среды. Дополнительные внешние нагрузки, действующие постоянно (от самокомпенсации температурных удлинений и от собственного веса трубопровода), учитываются дополнительным расчетом, имеющим характер поверочного расчета. Напряжения, от температурной неравномерности, возникающие в

стенке трубопровода в переходных температурных режимах и отсутствующие в стационарных режимах эксплуатации, нормами расчета на прочность не учитываются и регламентируются режимными мероприятиями.

Номинальная толщина стенки трубопровода из расчета на внутреннее давление должна быть не менее определенной по формуле

$$S = \frac{P d_n}{2\varphi[\sigma] + P} + C \quad (8.1)$$

Здесь P – расчетное (рабочее) давление среды, МПа;

d_n – наружный диаметр трубы, мм; φ – коэффициент прочности при ослаблении трубы сварным швом, приведенный к продольному направлению. В большинстве случаев для трубопроводов АЭС используются цельнотянутые бесшовные стальные трубы, для которых $\varphi=1$.

В соответствии с нормативно-технической документацией при расчетах сосудов и аппаратов рекомендуется принимать коэффициент прочности φ в зависимости от вида сварного шва в пределах от 0,65 до 1,0; S и C – толщина стенки и минусовый допуск на ее изготовление, мм.

Номинальное допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа, принимается для стали соответствующей марки в зависимости от расчетной температуры равным наименьшему значению, получаемому в результате деления на запас прочности соответствующей характеристики прочности металла при одноосном растяжении.

В качестве расчетных характеристик прочности металла принимают временное сопротивление разрыву при температуре 20°C (σ_B^{20}), условный предел текучести при расчетной температуре ($\sigma_{0,2}^t$), условный предел длительной прочности при расчетной температуре, соответствующий разрушению через 10^5 ч ($\sigma_{д.п.10^5}^t$), и условный предел ползучести при расчетной температуре, соответствующий деформации 1% за 10^5 ч ($\sigma_{1.10^5}^t$).

Для углеродистой стали при температуре $t \leq 400^\circ\text{C}$ и для легированной при $t \leq 450^\circ\text{C}$ значение $[\sigma]$ принимается как наименьшее из двух значений $\frac{\sigma_B^{20}}{2,6}$ и $\sigma_{0,2}^t/1,5$; для углеродистой стали при $t > 400^\circ\text{C}$ и легированной при $t > 450^\circ\text{C}$ значение $[\sigma]$ принимается как меньшее из трех значений $\sigma_{0,2}^t/1,5$, $\frac{\sigma_{д.п.10^5}^t}{1,5}$ и $\sigma_{1.10^5}^t$.

Формула (8.1) пригодна при соблюдении условия $(S - C)/d_n \leq 0,25$, что выполняется при принятых в настоящее время на АЭС давлениях теплоносителя, свежего пара и питательной воды.

Поправка к расчетной толщине стенки C , мм, в общем случае равна сумме $C = C_1 + C_2 + C_3$, где C_1 – прибавка, компенсирующая минусовое отклонение по толщине стенки трубы, а также утонение при штамповке или гибке труб и элементов из них; C_2 – прибавка, учитывающая искажение правильной геометрической формы окружности в сечении и характерная для гибов. Для прямолинейных участков труб прибавка C_2 не учитывается; C_3 – прибавка, компенсирующая потери металла в эксплуатации за счет коррозии, эрозии и окалинообразования. Для труб с расчетной температурой стенки менее 400°C поправку C_3 можно не учитывать. Прибавка C_1 пропорциональна толщине стенки: $C_1 = V \times S$. Коэффициент V принимается в зависимости от предельного относительного минусового отклонения dS толщины стенки:

Минусовое отклонение dS , %	Коэффициент V
5	0,048
10	0,099
15	0,123
20	0,152

Минимальная прибавка C для труб – 0,5 ... 1 мм.

После выбора основного размера – толщины стенки трубопровода, – производится *поверочный расчет* на действие дополнительных нагрузок – изгибающих моментов, осевых усилий и крутящих моментов от весовых нагрузок и самокомпенсации.

Все расчеты трубопроводов на прочность проектными организациями энергетического профиля выполняются в настоящее время с помощью специальных программ на ЭВМ. Наиболее распространенными в настоящее время являются программы АТЭП и НПО ЦКТИ, позволяющие учитывать сложный комплекс нагружающих факторов.

8.3. Расчет гидравлических и тепловых потерь в трубопроводах

Внутренний диаметр трубопровода определяется по принятой скорости движения среды, исходя из максимального возможного в эксплуатации ее расхода:

$$d_B = [4D / \pi w \rho]^{0,5}, \quad (8.2)$$

где D – расход среды, кг/с; w – скорость движения среды, м/с; ρ – плотность, кг/м³.

Скорость насыщенного пара принимается равной 20 – 40 м/с, а перегретого пара, в зависимости от его параметров – в пределах 30 – 70 м/с, скорость пара в паропроводах к РОУ, БРУ, предохранительным клапанам 80 – 100 м/с. Скорость воды в нагнетательных трубопроводах принимается 2,5 – 6 м/с, во всасывающих 0,5 – 1,5 м/с.

Повышение скорости среды приводит к уменьшению необходимого диаметра и числа параллельных ниток трубопроводов, т.е. капиталовложений. Одновременно гидравлические потери в трубопроводе увеличиваются, что отражается на снижении тепловой экономичности установки и приводит к увеличению расхода топлива, т.е. эксплуатационных расходов. Чрезмерное повышение скорости среды может вызвать быстрый износ уплотнительных поверхностей арматуры, вибрацию и износ трубопроводов.

При небольших перепадах давления, когда отношение удельных объемов среды в конце и в начале трассы не превышает 1,2, потери давления в трубопроводе определяются по формуле

$$\Delta p = (\sum \lambda \cdot l / d_B + \sum \zeta_M) \cdot (w^2 \rho_{cp} / 2), \quad (8.3)$$

где ρ_{cp} – средняя плотность среды, кг/м³; l – длина трубопровода, м; λ – коэффициент трения прямых участков; ζ_M – коэффициент местных сопротивлений. Для вентиля при полном открытии $\zeta_M = 3 \div 5$, для задвижек 0,4 ÷ 0,7, для обратных клапанов типа “захлопка” 1,5 ÷ 3,0, для гибов ζ_M зависит от радиусагиба и угла поворота и составляет 0,06 ÷ 0,1, для тройников в зависимости от направления потока $\zeta_M = 0,14 \div 0,6$.

Коэффициент трения прямых участков λ зависит от относительной шероховатости внутренней поверхности труб и от характера движения потока среды в трубе, определяемого числом Рейнольдса $Re = wd_B / \nu$. При развитом турбулентном потоке коэффициент трения можно определить по формуле

$$\lambda = [1,14 + 2 \cdot \lg(d_B / \text{Ш})]^{-2} \quad (8.4)$$

где Ш – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности стенки трубы, которую для стальных бесшовных труб можно принять равной 0,18 ÷ 0,22 мм (большие значения при сварке с подкладными кольцами).

При скорости среды больше 130–150 м/с и при больших перепадах давления в трубопроводах, когда отношение удельных объемов среды в конце и в начале трассы превышает 1,2, применяются специальные методы расчета, которые в данном курсе не рассматриваются.

Для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду и обеспечения безопасности труда обслуживающего персонала все трубопроводы, имеющие температуру среды выше 45°C (расположенные внутри обслуживаемых помещений) и выше 60°C (расположенные в необслуживаемых помещениях и вне помещений), должны защищаться тепловой изоляцией. Потери теплоты через изоляцию на 1 м длины трубопровода, Вт/м, могут быть определены по формуле

$$q = \frac{\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{d_{из}}{d_n} + \frac{1}{\alpha_2 d_{из}}} \quad (8.5)$$

где t_1 – температура протекающей среды, °C; t_2 – температура окружающего воздуха, принимаемая для помещений 25–30 °C; α_2 – КТО от поверхности изоляции к воздуху, Вт/(м²·К); d_n и $d_{из}$ – наружные диаметры трубы и поверхности изоляции, м; $\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/(м·К).

К числу наиболее употребительных теплоизоляционных материалов для трубопроводов относятся минераловатные прошивные в провололочной обертке маты с объемной массой 100 – 200 кг/м³, имеющие $\lambda_{из}=0,046 - 0,058$ Вт/(м·К) и применяющиеся до температуры 600 °C, совелитовые изделия с объемной массой 350 ÷ 400 кг/м³ и $\lambda_{из}=0,089 \div 0,093$ Вт/(м·К) с предельной рабочей температурой 500 °C, асбомагнезиальный шнур, для которого $\lambda_{из}=0,11$ Вт/(м·К) и предельная температура 400 °C.

К тепловой изоляции объектов реакторного отделения, спецводоочистки и вентиляционного центра дополнительно предъявляются специальные требования, вытекающие из специфики эксплуатации трубопроводов в условиях АЭС:

- – теплоизоляционные конструкции должны быть долговечны и для конструкций из аустенитной стали содержать хлоридов не более 0,03% и щелочей 0,02%, устойчивые к радиационному облучению, негигроскопичны; крепежные элементы, соприкасающиеся с поверхностью из аустенитной стали, должны быть изготовлены из той же марки стали;
- – теплоизоляционные конструкции аппаратов и трубопроводов должны быть съемными, а демонтируемые в процессе эксплуатации – быстросъемными, к демонтируемым конструкциям относятся: крышки лазов,

фланцевые соединения аппаратов и трубопроводов, колен, отводов и арматуры, изоляции мест сварки для труб диаметром 80 мм и более;

- – конструкция изоляции участков трубопроводов в местах проходки стен должна предусматривать замену и осмотр изоляции без разрушения стен;
- – защитное покрытие изоляции выполняется в брызгозащищенном исполнении, из материалов, устойчивых к щелочным и кислым растворам и горячей воде с температурой 100°С, применяемыми при дезактивации;
- – внутренние полости изоляции, в которые при авариях возможно попадание воды, должны быть дренируемы и не должны насыщаться средой;
- – конфигурация наружной поверхности изоляции должна исключать возможность скопления пыли и грязи и должна обеспечивать полную очистку наружной поверхности струей воды.

В формуле (8.5) не учитываются тепловые сопротивления стенки трубы и пограничного слоя между средой и стенкой, имеющие малые значения. Потери теплоты через изоляцию на 1 м трубы, Вт/м, связаны уравнением теплоотдачи с температурой наружной поверхности изоляции $t_{из}$, которая не должна превышать 50°С:

$$q = (t_{из} - t_2) \cdot \pi \cdot d_{из} \cdot \alpha_2 \quad (8.6)$$

Совместное решение уравнений (8.5) и (8.6) позволяет определить необходимую толщину слоя теплоизоляции. Для определения коэффициента теплоотдачи α_2 от поверхности изоляции к окружающему воздуху при свободном турбулентном его движении рекомендуется формула

$$Nu_B = A \cdot (Gr_B \cdot Pr_B)^n \cdot (Pr_B / Pr_C)^{1,4}, \quad (8.7)$$

где $Nu_B = \alpha_2 \cdot l / \lambda_B$ – критерий Нуссельта; $Gr_B = g \beta_B \cdot t_{из} \cdot l^3 / \nu_B^2$ – критерий Грасгофа; $Pr = \nu / a$ – критерий Прандтля; λ_B – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К); β_B – температурный коэффициент объемного расширения воздуха, °С⁻¹; $g = 9,81$ м/с²; ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; a – коэффициент температуропроводности, м²/с. Индекс “в” обозначает воздух за пределами движущегося слоя, индекс “с” – наружную поверхность слоя изоляции.

Развитое турбулентное движение наступает при числах $Gr_B \cdot Pr_B \geq 6 \cdot 10^{10}$. В качестве определяющего размера l , м, для вертикальных участков трубопроводов принимается высота участка, для горизонтальных – наружный диаметр изоляции.

Для вертикальных участков $A=0,15$; $n=1/3$; для горизонтальных участков $A = 0,5$; $n = 1/4$.

Для уменьшения тепловых потерь излучением, а также для защиты теплоизоляции от механических повреждений, трубопроводы закрывают снаружи листовым алюминием.

8.4. Опоры трубопроводов

Трубопроводные трассы могут иметь сложную конфигурацию, закрепляются на каркасе и металлоконструкциях здания с помощью опор и подвесок различного типа, назначение которых – воспринимать весовую нагрузку трубопровода и одновременно обеспечивать свободу его температурных деформаций при прогреве и при остывании.

В зависимости от назначения опоры подразделяются на четыре конструктивных типа: *неподвижные* (или мертвые), *направляющие* (скользящие, роликовые или шариковые), *жесткие подвески* и *пружинные подвески* и опоры.

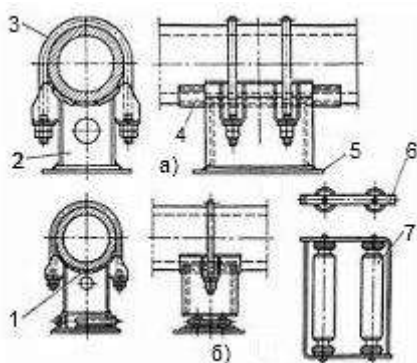


Рис. 8.1. Типовые конструкции опор для трубопроводов.

а – неподвижная (мертвая) опора; б – направляющая роликовая опора:

1 – ложе; 2 – корпус; 3 – хомут; 4 – упор; 5 – опорный лист; 6 – обойма; 7 – ролик.

Неподвижные опоры (рис. 8.1,а) не допускают ни линейных, ни угловых перемещений закрепленного сечения. Для установки опор разбивают трассу на участки, самостоятельные по компенсации температурных расширений и помимо весовой нагрузки, воспринимающие усилия и моменты от самокомпенсации. Обычно неподвижные опоры устанавливают на концах трасс, например, на паропроводах острого пара – у выходного коллектора парогенератора и у стопорного клапана турбины, но иногда применяют неподвижные опоры и в других промежуточных точках трасс, а также на концах ответвлений, у клапанов ПСБУ.

Направляющие опоры (рис.8.1,б) обеспечивают перемещение соответствующего сечения трубопровода только в одном линейном направлении – обычно в горизонтальном – и вдоль оси трубы. Для уменьшения трения и продольной реакции при температурном перемещении трубопровода направляющие опоры выполняются роликовыми или шариковыми.

Направляющие опоры обычно устанавливаются на одном прямолинейном горизонтальном участке с неподвижной опорой, где температурное перемещение

трубопровода направлено вдоль оси трубы и где вертикальное температурное перемещение практически отсутствует.

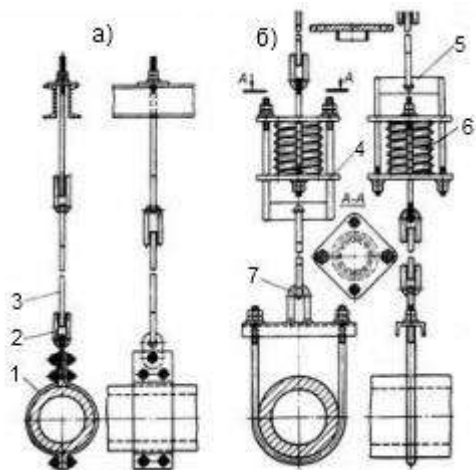


Рис. 8.2. Подвески трубопроводов

а – жесткая подвеска; **б** – пружинная подвеска с одной цепью и с одной пружиной в цепи:

1 – хомут; 2 – проушина; 3 – тяга; 4 – направляющая тарелка; 5 – траверса; 6 – пружина; 7 – рым.

Жесткие подвески (рис. 8.2,а) применяются в тех случаях, когда соответствующее сечение трубопровода имеет нулевое по расчету вертикальное температурное перемещение, но должно иметь свободу перемещений во всех направлениях горизонтальной плоскости.

Пружинные крепления трубопроводов должны обеспечивать свободу температурных перемещений соответствующих точек трасс во всех направлениях. Крепления подразделяются на пружинные подвески (рис. 8.2,б) и пружинные опоры. В первом случае пружины располагаются выше оси трубопровода, во втором – ниже. Иногда по местным условиям приходится применять конструкции пружинных подвесок, где часть пружин располагают выше, а часть – ниже оси трубопровода.

Пружинные подвески должны иметь достаточно длинные тяги для обеспечения свободы горизонтальных перемещений соответствующих точек трасс. Минимальная длина тяги зависит от величины горизонтального перемещения точки крепления трубопровода, а максимальная определяется, как правило, компоновочными возможностями.

Для пружинных подвесок и опор применяют цилиндрические винтовые пружины, работающие на кручение. Основной характеристикой пружины является ее жесткость C , Н/м:

$$C = P / \lambda = Gd^4 / 8(D - d)^3 \cdot n, \quad (8.8)$$

где P – нагрузка, Н; λ – прогиб вдоль оси пружины, мм; E и $G = E/[2(1+\nu)]$ – модули упругости и сдвига пружинной стали; d – диаметр прутка, мм; D –

наружный диаметр пружины, мм; n – число рабочих витков; ν – коэффициент Пуассона.

Пружины для опор и подвесок трубопроводов стандартизованы, различаются по допустимой нагрузке $P_{\text{макс}}$ и подразделяются на две группы (70 и 140 мм) по максимальному прогибу $\lambda_{\text{макс}}$.

Обычно пружины выбирают и регулируют таким образом, чтобы в рабочем состоянии трубопровода их деформация не превышала $0,7 \cdot \lambda_{\text{макс}}$, а нагрузка была не более $0,7 \cdot P_{\text{макс}}$. Если вертикальное температурное перемещение данной точки трассы превышает $0,7 \cdot \lambda_{\text{макс}}$, устанавливают две и более пружин в цепи. Если нагрузка на опору превышает $0,7 \cdot P_{\text{макс}}$, устанавливают две и более параллельных цепей пружин. Последовательное включение пружин в цепи понижает жесткость пропорционально количеству последовательных пружин, при этом во столько же раз увеличивается допускаемое вертикальное перемещение трубопровода в точке опоры.

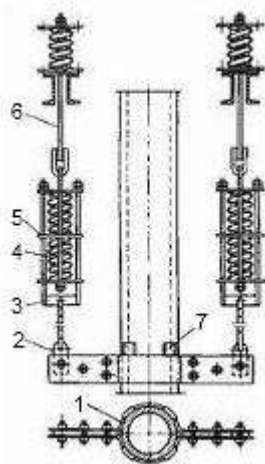


Рис. 8.3. Пружинная подвеска на вертикальном участке трубопровода с двумя цепями пружин и с тремя последовательными пружинами в каждой цепи.

1 – хомут; 2 – ушко; 3 – траверса; 4 – пружина; 5 – направляющая тарелка; 6 – тяга; 7 – упор.

Параллельное включение пружинных цепей повышает жесткость и грузоподъемность опоры пропорционально числу цепей. На рис. 8.3 приведена пружинная подвеска с двумя цепями пружин и с тремя последовательными пружинами в каждой цепи.

8.5. Энергетическая арматура

Управление теплогидравлическими процессами на АЭС осуществляется с помощью энергетической арматуры, качество которой во многом определяет нормальную и безопасную работу ЯЭУ. По функциональному признаку арматура может быть разбита на следующие виды: *запорная, дроссельно-регулирующая и защитно-предохранительная.*

В свою очередь, арматуру каждого вида классифицируют по условному проходу d_y , рабочей среде, ее параметрам, типу и материалу корпусных деталей, конструкции затвора, типу и быстродействию привода и т.д. (основные типы конструкций арматуры АЭС приведены на рис. 8.4)

Трубопроводная арматура установлена во всех контурах, емкостях и других элементах, связанных с транспортированием жидких и газообразных сред.

По месту использования арматуру АЭС подразделяют на арматуру первого и второго контуров, а также арматуру вспомогательных систем и трубопроводов. Арматура первого контура работает в самых сложных условиях, поэтому к ней предъявляются специфические требования как по составу и свойствам металла, так и по герметичности и надежности конструкции. Арматуру первого контура, как и трубопроводы, изготавливают из коррозионностойкой стали.

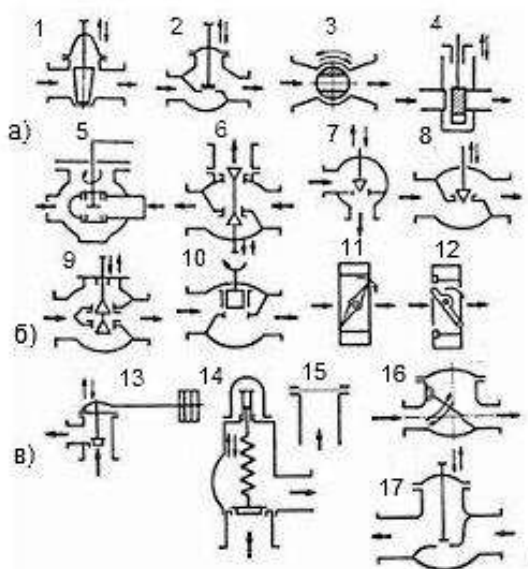


Рис. 8.4. Основные типы трубопроводной арматуры АЭС:

а – запорная; б – дроссельно-регулирующая; в – защитно-предохранительная;

1 – задвижка; 2 – клапан; 3 – кран; 4, 5, 6 – шиберный, поворотнo-золотниковый, и трехпоточный клапаны соответственно; 7 – клапан углового типа; 8, 9, 10 – одно- и двухседельные, клетковые клапаны соответственно; 11, 12 – симметричная и со смещенной осью вращения поворотные заслонки; 13, 14, 15 – рычажный, пружинный и мембранно-разрывной клапаны, соответственно; 16, 17 – поворотный и подъемный обратные клапаны.

Для облегчения дезактивации, очистки, промывки и дренажа радиоактивных жидкостей арматура первого контура должна иметь простую форму. Это облегчает также выполнение операций по ее обслуживанию. В системах первого контура использована арматура различных типов, размеров, работающая в разных условиях, в том числе в необслуживаемых помещениях. Несмотря на то, что параметры пара АЭС в настоящее время ниже параметров пара на ТЭС эксплуатационные условия на АЭС отличаются повышенной сложностью

Правилами устройства и безопасной эксплуатации оборудования АЭС, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок предусмотрено использование арматуры различных классов. Так, на трубопроводах воды, пара и газа

должна быть смонтирована запорная арматура. На парогенераторах, КД и БС одноконтурных АЭС должно быть не менее двух предохранительных клапанов, один из которых контрольный.

На сосудах первого контура и ПГ следует устанавливать только импульсные предохранительные клапаны. Вспомогательный клапан должен быть прямого действия с электромагнитным приводом, диаметр клапана не менее 15 мм. В остальных случаях допускается применять предохранительные рычажно-грузовые или пружинные (прямого действия) клапаны с диаметром не менее 20 мм. Предохранительные клапаны устанавливают без промежуточных запорных органов на патрубках или трубопроводах, непосредственно присоединенных к оборудованию.

Общие требования, предъявляемые к арматуре:

1. Прочность и жесткость.
2. Долговечность, сохранение безотказной работы (до первого отказа) либо с допустимой интенсивностью отказов.
3. Коррозионная стойкость по отношению к среде и дезрастворам.
4. Циклическая долговечность, т.е. наработка определенного числа циклов срабатывания до первого отказа.
5. Внешняя и внутренняя герметичность.
6. Надежность привода и источника питания, точность регулирования.
7. Заданная скорость срабатывания.
8. Возможность монтажа в требуемом положении.
9. Плотность присоединения к трубопроводу.
10. Простота и удобство управления - возможность управления вручную с применением установленных усилий и при удобном для оператора положении.
11. Технологичность конструкции.
12. Ремонтопригодность.
13. Минимальные материалоемкость и габаритные размеры.

Кроме основных требований к арматуре могут предъявляться дополнительные требования, которые определяются условиями ее работы. К дополнительным требованиям относятся такие требования.

1. Вакуумная плотность.
2. Эрозионная стойкость применяемых материалов.
3. Наличие дублирующего источника питания привода.
4. Наличие местного указателя положения затвора у арматуры с дистанционным управлением.
5. Наличие сигнализаторов крайних положений у арматуры с дистанционным управлением.
6. Возможность установки затвора в любом положении
7. Возможность регулирования продолжительности цикла закрывания или открывания.

8. Способность арматуры работать без проведения технических уходов, регулировки, смазки и т.п.
9. Отсутствие шума и вибрации.
10. Надежная работа после длительного нахождения в закрытом или открытом состоянии.
11. Возможность промывки, очистки, выпуска среды из полостей арматуры, а также воздуха при заполнении.
12. Работоспособность при повышенных температуре, давлении, влажности среды в условиях аварии.

Задвижки – наиболее часто применяемый тип запорной арматуры, они служат для отключения потока среды или подачи ее на определенный участок технологической схемы. Задвижки широко применяются на АЭС при диаметрах прохода 100 мм и более. По назначению задвижки подразделяют на запорные, дроссельные (шиберные) и быстродействующие, или отсечные (защитная арматура). Важнейшие преимущества задвижек заключаются в относительно небольших перестановочных усилиях в ходовой части и малом гидравлическом сопротивлении проточной части (коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta = 0,2 \div 1,0$). Это позволяет выбирать задвижки с меньшим диаметром, чем диаметр трубопроводов, куда их вваривают. И, наконец, задвижки обязательны на трубопроводах, по которым предусмотрено движение среды в обоих направлениях.

Проточная часть представляет собой, как правило, трубу Вентури. Но встречаются также симметричный или асимметричный прямолинейный (или криволинейный) конфузорно-диффузорный переход, труба с местным расширением (полнопроходные задвижки). Гидравлические качества, габаритные размеры и массовые показатели задвижек существенно зависят от степени сужения в зоне седел d_c/d_y и относительного расстояния между седлами l_c/d_c , где d_c и l_c – внутренний диаметр седла и расстояние между седлами по оси потока. С уменьшением d_c масса (габаритные размеры) задвижки уменьшаются, а гидравлические потери растут, и наоборот. С увеличением l_c масса (размеры) изделия и потери напора, возрастают, а с уменьшением – снижаются. Техничко-экономические показатели и надежная работа задвижек во многом зависят от совершенства конструкции затвора.

На АЭС часто применяют задвижки с клиновым затвором. Такая задвижка может иметь один клин, соединенный со шпинделем. Для обеспечения плотного закрытия задвижки обе поверхности клина должны быть тщательно подогнаны к седлу, что выполнить чрезвычайно сложно. Более совершенной конструкцией клинового затвора является двухдисковый клиновый затвор, представленный на рис.8.5. Основной его особенностью является применение распорного элемента, что позволяет передавать усилие от штока непосредственно в зону уплотнитель-

ных поверхностей затвора. От проворачивания диски фиксируются в нижней части клинового затвора двумя цилиндрическими штифтами и распорной пружиной.

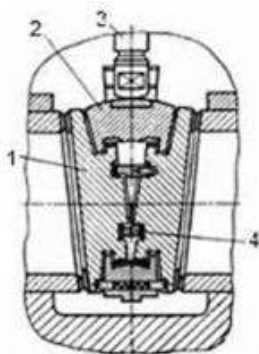


Рис. 8.5. Двухдисковый затвор клинового типа.

1 – тарелка; 2 – обойма; 3 – шток; 4 – клиновидное распорное кольцо.

Для увеличения износостойкости уплотнительных поверхностей дисков их наплавляют специальными сплавами в зависимости от параметров среды и условий работы задвижек. Сплавы наносят различными способами наплавки, из которых наиболее прогрессивным является индукционный с использованием порошкообразных присадок и вакуума в качестве защитной среды. Длительная эксплуатация подтвердила высокую надежность таких затворов в задвижках с $d_y=100 \div 500$ мм, рациональность их конструкции, простоту монтажа и ремонта. Кроме затвора клинового типа в задвижках используются затворы других конструкций, например, двухдисковые с плоскопараллельными дисками (рис. 8.6) с распорными пружинами между дисками.

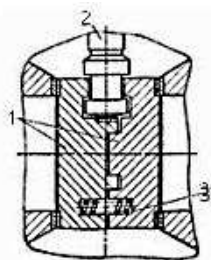


Рис. 8.6. Двухдисковый плоскопараллельный затвор.

1 – тарелки; 2 – шток; 3 – распорная пружина.

Одним из важнейших элементов в конструкции задвижек, как и всей арматуры, является корпус. Для изготовления арматуры применяют цельноштампованные и штампосварные, кованные и сварнолитые корпуса, а также получаемые методом электрошлаковой выплавки. Перечисленные технологические процессы позволяют в каждом конкретном случае изготавливать корпуса наиболее целесообразным способом.

Надежная работа корпусов и изделий в целом во многом зависит от конструкции узла соединения корпуса с крышкой арматуры.

В отечественной практике применяют отработанные и проверенные в эксплуатации соединения – фланцевые (при необходимости с элементами для заварки “на ус”) и бесфланцевые соединения дифференциального типа с крышкой, самоуплотняющейся под давлением среды, гидростатическая нагрузка от которой воспринимается либо разрезным опорным кольцом, установленным в кольцевом пазу корпуса, либо фланцем-кольцом, скрепленным шпильками с горловиной корпуса, либо внешним кольцевым буртом корпуса (см. рис. 8.7).

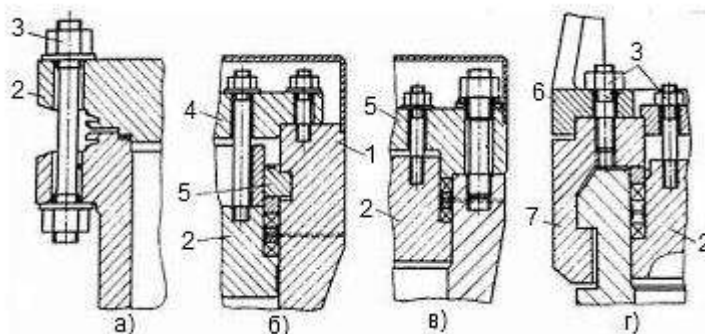


Рис. 8.7. Соединения корпуса с крышкой.

а – фланцевое; **б, в, г** – бесфланцевые с разрезным опорным кольцом, с фланцем-кольцом и с внешним кольцевым буртом, соответственно:
1 – корпус; 2 – крышка; 3 – шпильчатое соединение; 4 – диск поджатия крышки; 5 – опорное кольцо; 6 – фланец-кольцо; 7 – соединительная обойма; 8 – бугель

На рис. 8.8 представлена ГЗЗ, устанавливаемая на трубопроводах ГЦК ВВЭР-440. ГЗЗ диаметром 500 мм имеет электропривод мощностью 20 кВт с дистанционным управлением. Общая высота ГЗЗ d_y 500 более 3 м, масса 8 т. Для полного отключения задвижки с помощью электропривода требуется 85 с, а вручную 32 мин. Крышка с корпусом (оба сварные) соединяются при помощи фланцев. Детали ГЗЗ имеют простую форму, что позволяет вести тщательный контроль качества изготовления.

Условия обеспечения герметичности в клиновых задвижках усложнены влиянием температурных колебаний. После перекрытия ГЗЗ в первый период времени температуры по обе стороны клинового затвора одинаковы. По мере расхолаживания отключенной петли снижается температура части корпуса, обращенного к расхолаживаемой части петли. Это приводит к деформации клинового гнезда, изменению его геометрии, в результате чего нарушается плотность запорного органа, и активная вода просачивается в отключенную часть петли. Чтобы предупредить просачивание, в замкнутую полость задвижки, образованную корпусом и крышкой, подается чистая вода для уплотнения затвора. Давление воды выше, чем давление теплоносителя, а температура не менее 100°C.

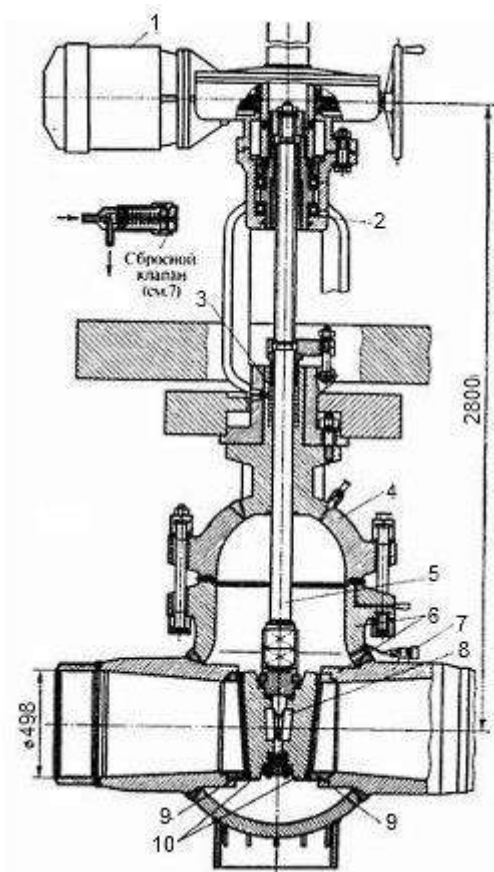


Рис. 8.8. Главная запорная задвижка АЭС с ВВЭР-440 ($D_y=500$ мм)

1 – электропривод; 2 – упорный шарикоподшипник; 3 – сальник; 4 – крышка; 5 – шпindelь; 6 – корпус; 7 – сбросной клапан; 8 – грибок; 9 – седло; 10 – тарелка.

В связи с колебаниями температуры, деформациями корпуса, возможностью образования пара в полости ГЗЗ, нагревом воды в корпусе от тепла неотключаемой части петли предусматривается разгрузочное устройство в виде обратного клапана или дроссельного устройства в тарелке клина, обращенной в сторону реактора. Это устройство представляет собой пакет дроссельных шайб, допускающих перепуск воды из корпуса задвижки в реактор. Таким устройством снабжается одна из двух задвижек, установленных на каждой циркуляционной петле.

Фланцевые соединения крышки с корпусом ГЗЗ уплотняются двумя прокладками с промежуточным отводом протечек в дренаж. Большие сложности в работе ГЗЗ создают сальниковые уплотнения шпинделя. Несмотря на все принимаемые меры, после некоторого времени работы ГЗЗ сальник начинает пропускать среду, хотя и в небольших количествах. Поэтому ГЗЗ имеет сальник с промежуточной полостью, из которой отводятся протечки через нижнюю часть сальника.

ГЗЗ имеет уплотнение, которое представляет собой устройство для предотвращения протечек среды в полностью открытом положении. С этой целью на нижней части шпинделя сверху головки предусмотрена кольцевая конусная уплотнительная поверхность, а на крышке – соответствующая конусная фаска. При полном открытии задвижки шпindelь своей конусной частью, упираясь в фаску крышки, перекрывает доступ среды к сальнику.

Важными элементами арматуры являются узлы сальника штока и соединения корпуса с крышкой. Они определяют надежность и безотказность самой задвижки. Качество их работы во многом определяется материалом сальниковой набивки. Использование прессованных асбестографитовых армированных колец позволило в несколько раз увеличить длительность безотказной работы узла уплотнения и повысить герметичность соединения. Существенным достоинством армированных уплотнительных колец является то, что непроницаемые металлические перегородки, которые используют в качестве армирующих элементов, значительно (на порядок) увеличивают герметичность и износостойкость любой набивки. Протечки через затвор задвижки при закрытом положении должны составлять не более $5,2 \text{ см}^3/\text{мин}$, а протечки через сальник по штоку в нижнем положении затвора – $11 \text{ см}^3/\text{мин}$, а в верхнем положении затвора – $3 \text{ см}^3/\text{мин}$.

ВТИ (бывший Всесоюзный теплотехнический институт) разработал новый метод герметизации разъемных соединений, основанный на использовании сил поверхностного натяжения. На основании этого метода ВНИИАМ совместно с ВТИ создали надежные конструкции уплотнительных узлов для арматуры и оборудования АЭС т.н. жидкометаллические уплотнения (ЖМУ). Внедрение ЖМУ на Ленинградской АЭС позволило полностью исключить утечки теплоносителя и рабочего тела, улучшить условия эксплуатации оборудования и сократить сроки ремонтов. Сегодня разработан новый перспективный тип ЖМУ применительно к серийно выпускаемой арматуре при параметрах $P = 13 \text{ МПа}$, $t = 450^\circ\text{C}$.

ВВЭР-440 имеет 6 циркуляционных петель. При отключении одной из них в работе остаются пять петель, что не приводит к серьезному нарушению гидродинамики реактора; для ВВЭР-1000 при отключении одной петли в работе остаются три, что создает гидродинамический и тепловой перекоп в реакторе.

Вентили. Запорные вентили широко используются на вспомогательных линиях (дренажи, байпасы, импульсные линии КИП и автоматики) и магистральных трубопроводах питательной воды и пара. Особенно в большом количестве применяют вентили с условным диаметром 6, 10, 15, 20, 25 и 32 сальникового и сильфонного типов. На крупных энергоблоках их число достигает нескольких тысяч. Применение вентиля на трубопроводах больших диаметров со значительной скоростью среды вызывает неоправданно большие потери напора. Кроме этого, вдоль шпинделя создается очень большое усилие, и вентиль становится трудно управляемым, а запорный орган – трудно герметизируемым.

Вентили характеризуются простотой и надежностью конструкций, небольшим ходом рабочего органа, необходимым для их полного открытия или закрытия (значительно меньше, чем у задвижек). В них практически отсутствует скольжение одной уплотнительной поверхности по другой, т.е. нет взаимного сило-

вого сдвига в контактирующих уплотнительных поверхностях (плоское уплотнение) или он происходит на коротком участке (в конусном уплотнении) в затворе. Это создает возможность работы затворов вентилях при более высоких контактных давлениях на уплотнительных поверхностях, чем у задвижек.

Недостатком вентилях является повышенное гидравлическое сопротивление (для вентилях диаметром 100 мм коэффициент гидравлического сопротивления составляет 2,5–5,5), а также необходимость прилагать значительное усилие для их закрытия и открытия.

Направление подачи среды для вентилях диаметром менее 50 мм может быть, как под тарелку, так и на тарелку; обычно среда подается под тарелку, что исключает возможность срыва тарелки со шпинделя и возникновения ситуации, когда вентиль невозможно открыть.

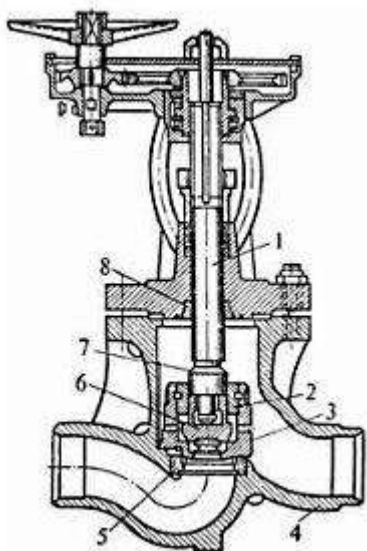


Рис. 8.10. Запорный проходной вентиль высокого давления

1 – шпиндель; 2 – полукольцо; 3 – основной клапан (тарелка); 4 – корпус; 5 – седло; 6 – разгрузочная тарелка; 7 – коническая часть шпинделя; 8 – втулка.

На рис. 8.10 представлен запорный проходной вентиль высокого давления. При закрытии вентиля клапан 3 опускается на седло 5. При открытии вентиля надо преодолеть усилия, создаваемые перепадом давления по обе стороны запорного органа. Для облегчения открытия в представленной конструкции использован метод внутренней разгрузки, состоящий в том, что при подъеме шпинделя 1 вначале поднимается разгрузочный клапан 6 малого диаметра, открывая доступ среде на сторону низкого давления. Подъем клапана 6 продолжается до упора в полукольцо 2, после этого начинается подъем основного клапана 3.

Для уменьшения возможных утечек жидкости при полностью открытом вентиле используется конический поясик 7 на шпинделе, который садится на втулку 8 в крышке, аналогично тому, как это делается в задвижках.

Для упрочнения деталей затворов вентилях применяют специальные твердые сплавы на железной и никелевой основах, повышающих устойчивость уплотнительных поверхностей против коррозии, эрозии и обеспечивающие стабильность

работы при длительном воздействии высоких температур. Наплавка седел и клапанов выполняется индукционно-вакуумным методом твердыми порошковыми материалами.

На линиях второго контура применяются в основном сальниковые вентили, а на линиях первого контура – для полной герметичности по отношению к внешней среде штоковых проходов вентилях и других видов арматуры с небольшим ходом рабочего органа, главным образом сальфонного типа. Особенностью сальфонных вентилях является применение в качестве уплотнительного элемента сальфона, разделяющего рабочую поверхность и окружающую атмосферу в месте выхода, шпинделя-сальфона; в сальфонных вентилях высокого давления применяют многослойные сальфоны (до шести слоев), либо комбинацию сальфона с уплотнением сальникового типа. Шпиндель в сальфонных вентилях разделен на две части: нижнюю – цилиндрическую и верхнюю – резьбовую с вращательным движением. Ходовая гайка снабжена упорным подшипником.

Основное преимущество сальфонных вентилях – полное исключение утечки рабочей среды и надежность уплотнительного элемента. К недостаткам сальфонных вентилях относятся: высокие сложность и стоимость конструкции; трудность ремонта в условиях эксплуатации и большие усилия, необходимые для перекрытия потока среды. Основные узлы и детали сальфонных вентилях приведены на рис. 8.11.

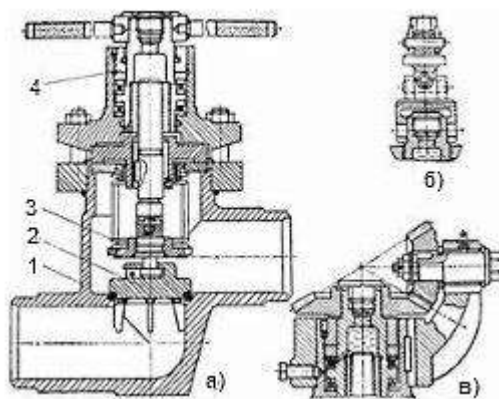


Рис. 8.11. Вентиль сальфонный

а – исполнение с ручным управлением; б – исполнение с шарнирной муфтой; в – исполнение с конической передачей:

1 – корпус; 2 – золотник; 3 – сальфонная сборка; 4 – узел управления.

Управление сальфонных вентилях может быть местным ручным или с помощью электропривода в зависимости от диаметра прохода, либо дистанционным с применением колонки дистанционного управления.

При сальниковом уплотнении штоков и шпинделей применяют сальниковую набивку, представляющую собой кольца, изготовленные из специальной сыпучеволокнистой массы прессованием. Таким образом, для обеспечения надежной работы сальниковых уплотнений с предотвращением коррозии штоков применяют сальниковую набивку в виде готовых прессованных колец, выполненных из химически чистых компонентов с удалением из них агрессивных составляющих и

добавлением ингибиторов коррозии. Штоки и шпиндели вентиля и других типов арматуры используют высокохромистые или перлитные стали с высокими механическими свойствами, азотируют и полируют для уменьшения силы трения в сальнике и износа.

Чтобы исключить возможность попадания радиоактивного газа из сливных емкостей в помещения, на линии спецканализации устанавливают т.н. трапные вентиля, в конструкции которых предусмотрен гидрозатвор. Такой вентиль показан на рис. 8.12.

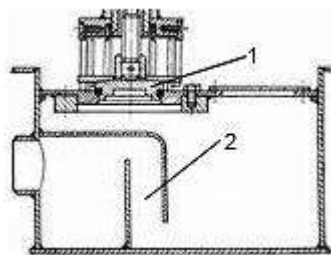


Рис. 8.12. Сальфонный трапный вентиль с гидрозатвором для линий спецканализации

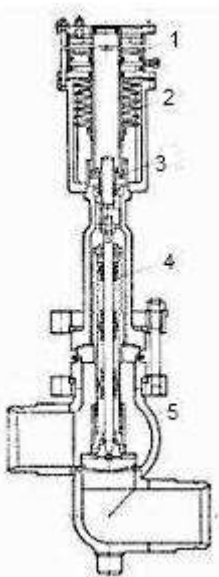


Рис. 8.13. Нормально закрытый сальфонный клапан $D_y = 150$ мм на $p_p = 20$ МПа с пневмоприводом:

- 1–пневмопривод одностороннего действия;
- 2–тарельчатые пружины; 3–гайка ручного управления;
- 4–сальфонная сборка; 5–корпус.

На рис. 8.13 показан нормально закрытый сальфонный клапан с пневмоприводом с $d_y 150$ на рабочее давление 20 МПа и температуру до 325°C. Фланцевое с прокладкой соединение крышки с корпусом дублируется обваркой “на ус”. Шпиндель с тарелкой соединены двумя сегментами. Клапан имеет сигнализатор для указания крайних положений затвора. При отсутствии давления в пневмоприводе клапан закрывается пакетом тарельчатых пружин. Ход затвора при открывании и сжатие сальфона ограничиваются регулируемые упорными болтами в верхней части привода. Давление воздуха в приводе равно $4,5 \pm 0,5$ МПа. Клапан имеет ручное управление. При наличии управляющего давления ручное

управление не должно применяться. Конструкция ручного управления позволяет открывать клапан без сжатия тарельчатых пружин. Ручное управление выполняется специальным торцовым ключом, сцепляющимся с торцовыми кулачками втулки подъема. Клапаны с диаметром более 100 мм работают с подачей среды на тарелку. При подаче среды на тарелку пневмопривод обеспечивает открывание клапана при перепаде давления на тарелке не более 2,5 МПа.

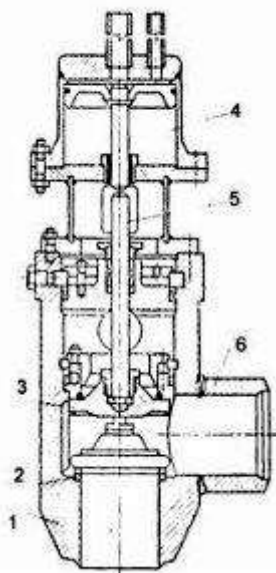


Рис. 8.14. Клапан с гидроприводом
1 – корпус; 2 – седло; 3 – тарелка; 4 – гидропривод; 5 – шток; 6 – входной патрубок.

Клапан с гидроприводом ПО “Красный котельщик” (рис. 8.14) монтируется на трубопроводе питательной воды на входе в ПВД, и предназначен для аварийного отключения подачи питательной воды в ПВД, и перепуска ее в питательный трубопровод (мимо подогревателей) в случае переполнения конденсатом парового пространства корпуса ПВД. Клапан состоит из сварного корпуса, гидропривода, соединенного штоком с золотником (тарелкой), имеющим верхнюю и нижнюю уплотнительные поверхности, и двух седел. Нижнее седло направлено на корпус, а верхнее седло – на съемное кольцо, которое уплотнено в корпусе сальниковой набивкой. Когда клапан срабатывает, гидропривод опускает вниз тарелку до посадки ее в нижнее седло. При этом прекращается подача воды в ПВД через выходной патрубок клапана и открывается проходное отверстие в кольце, обеспечивая перепуск воды через перепускные патрубки клапана помимо подогревателя. Давление воды в гидроприводе 2 МПа, время срабатывания – 0,5 с.

Дроссельно-регулирующая арматура играет важную роль в теплогидравлических схемах АЭС, обеспечивая изменение и поддержание с определенной точностью параметров регулируемой среды (расход, температуру, давление и т.п.). От нее зависит уровень автоматизации и маневренности блоков АЭС. Регу-

лирование параметров среды осуществляется изменением ее расхода через дроссельно-регулирующий орган путем увеличения или уменьшения площади проходного сечения.

К регулирующей арматуре принято относить ту арматуру, в регулирующем органе которой создается относительно небольшой перепад давления среды. Это характерно, например, для питательных клапанов энергоблоков и других клапанов, работающих на воде. Если же в регулирующем органе создается большой перепад давления, что типично для паровой арматуры, в т.ч. и для редукционных установок (РУ) и быстродействующих редукционных установок (БРУ), то такую арматуру относят к дроссельной.

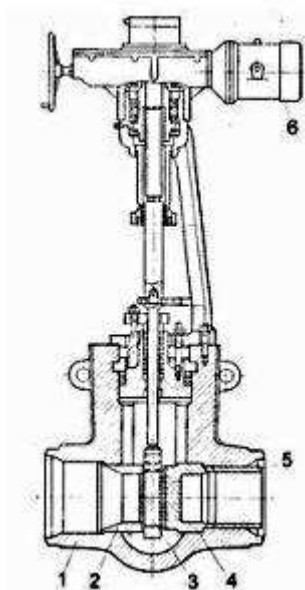


Рис. 8.15. Регулирующий шиберный клапан со встроенным электроприводом

1 – корпус; 2 – входное седло; 3 – шибер; 4 – выходное седло; 5 – рубашка; 6 – привод.

Широко применяются регулирующие клапаны шиберного типа (рис. 8.15) с диаметром условного прохода 100 – 400 мм. Корпус клапана проходного типа, как и у задвижек. Регулируемое сечение расположено либо в седле, либо в шибере, как в дроссельных клапанах. Седло и шибер изготавливают из коррозионно-стойкой стали. На их рабочие поверхности наплавляется твердый сплав. В выпускном патрубке клапана имеется защитная рубашка, выполненная из коррозионно-стойкой стали.

Особенности конструкции клапана являются простота, высокая надежность во время работы при повышенных перепадах давления, на полной или частичной нагрузке и даже при движении загрязненной среды, что наблюдается при пусконаладочных работах. Недостаток шиберных клапанов заключается в сложности профилирования проходного сечения в затворе. Кроме того, уплотнительная поверхность шибера постоянно скользит по уплотнению выходного седла, прижимаясь к нему со значительным усилием. Это приводит к быстрому износу уплотнения и значительному увеличению перестановочных усилий и мощности привода.

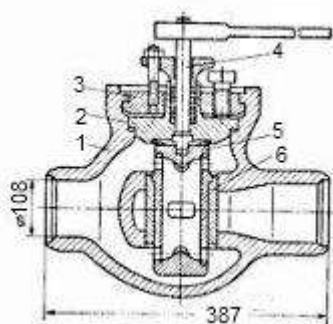


Рис. 8.16. Регулирующий клапан с поворотным цилиндрическим полым плунжером

1 – корпус; 2 – крышка; 3 – замок; 4 – шток; 5 – плунжер; 6 – седло.

Регулирующие клапаны поворотного типа (рис. 8.16) имеют ряд преимуществ: простота конструкции, удобство ремонта и наладки. Крутящий момент на вращающемся штоке не зависит от перепада давления на клапане, т.к. клапан статически разгружен. Байонетное соединение крышки с корпусом существенно снижает массу клапана.

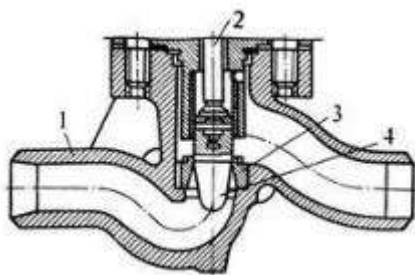


Рис. 8.17. Рабочая часть регулирующего вентиля для воды.

1 – корпус; 2 – шпindelь; 3 – седло; 4 – клапан.

Регулирующие вентили отличаются от запорных профилем клапана и седла (рис. 8.17). Односедельный клапан 4 в виде иглы имеет переменное сечение. Он укреплен на конце шпинделя 2 или выполнен с ним как одно целое. Седло 3 укреплено в корпусе 1 на резьбе и имеет расширяющийся профиль. Профилированный таким образом клапан-игла позволяет изменять расход среды пропорционально его перемещению. Он не может работать без протечек среды, но это от него и не требуется, т.к. он не запорный.

На АЭС часто возникает потребность в дросселировании большого расхода пара. Для этого в схемах станций предусмотрены быстродействующие редуцирующие установки БРУ-А, БРУ-К, БРУ-Д, БРУ-ТПН и др. Они предназначены для сброса острого пара из парогенератора при пусках и остановках блока, при чрезмерном повышении давления острого пара и при внезапном снижении или сбросе нагрузки турбогенератора. Конструктивно БРУ выполняют так же, как паровые дроссельные клапаны с двухсторонним подводом пара, что повышает равномерность прогрева корпуса (рис.8.18).

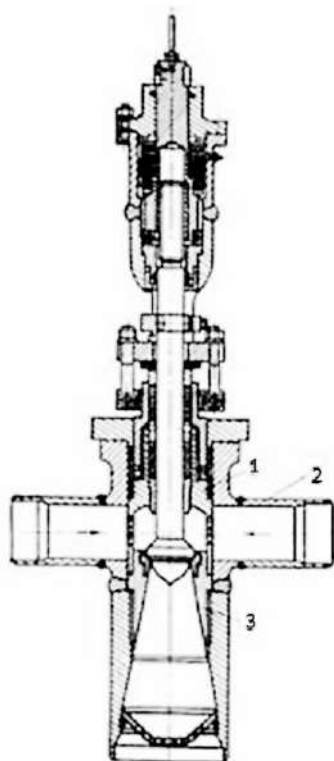


Рис. 8.18. Дроссельный клапан

1 – поджимная втулка; 2 – входные патрубки; 3 – седло

В цилиндрической втулке, установленной на пути потока пара, сделано 504 отверстия диаметром 5 мм, предназначенных для значительного понижения давления. Седло выполнено съемным, и вставляется в корпус по прессовой посадке. Профильная часть плунжера находится на штоке. В выходном патрубке клапана диаметром 200 мм установлена конусная пластина, имеющая 53 отверстия диаметром 14 мм, предназначенных для окончательного понижения давления с допустимым уровнем шума.

При более глубоком дросселировании, например, при сбросе пара в конденсатор, пристраивается вторая ступень дроссельного устройства, которая представляет трубу диаметром 600 мм, внутри которой вварена перфорированная решетка. Дроссельное устройство второй ступени присоединяется к трубопроводу на сварке. Принципиальная схема устройства БРУ-К представлена на рис. 8.19.

В дросселирующих клапанах возникают вибрации и шум в связи с повышенной турбулизацией потока среды и кавитацией. Вибрация затвора передается клапану, трубопроводу, опорам, оборудованию и строительным конструкциям. По существующим нормам шум на расстоянии 1 м от арматуры не должен быть больше 85 дБ. При больших перепадах давления для уменьшения уровня шума и предупреждения кавитации используют многоступенчатое дросселирование.

Для работы в системах автоматического регулирования дроссельно-регулирующую арматуру снабжают приводом для автоматического управления и

управления с диспетчерского щита. Обычно используют электрические, электромагнитные, пневматические, гидравлические приводы. Каждый из указанных типов приводов имеет большое число различных модификаций.

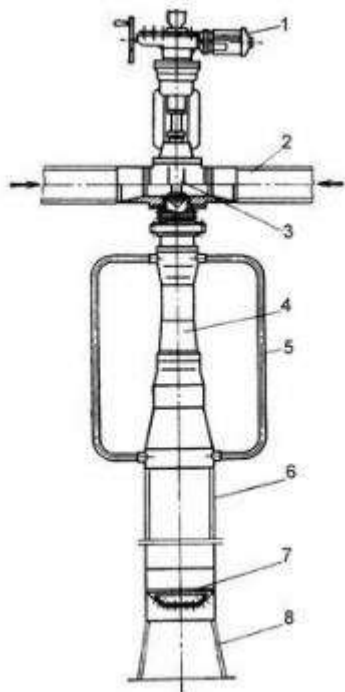


Рис. 8.19. Схема устройства быстродействующей редуцирующей установки

1 – электропривод; 2 – входной патрубок; 3 – запорно-регулирующий клапан; 4 – дроссельное устройство первой ступени (шумоглушитель струйного типа); 5 – обводы; 6 – промежуточная труба; 7 – дроссельное устройство второй ступени; 8 – выходной патрубок.

Защитно-предохранительная арматура предназначена для работы в нерасчетных режимах систем и служит для предотвращения аварийных ситуаций и локализации аварий.

Для защиты от избыточного давления систем и сосудов широко используют различные предохранительные устройства. Разнообразие сосудов, находящихся под давлением, большой их диапазон по объему привели к необходимости использовать на АЭС предохранительную арматуру с условным проходом от 25 до 600 мм, рассчитанную на рабочее давление 0,005 – 16 МПа и с пропускной способностью до 1000 т/ч.

По функциональному назначению предохранительную арматуру, применяемую на АЭС, можно разделить на 2 группы:

- – предохранительные клапаны периодического действия, допускающие многократное срабатывание и закрытие с обеспечением нужной степени герметичности;
- – мембранно-разрывные устройства, предназначенные для одноразового срабатывания и сброса рабочей среды (после срабатывания заменяются мембраны или все устройство).

Предохранительные клапаны по принципу действия делятся на 3 группы:

- – прямого действия, открывающиеся автоматически под воздействием среды на запорный орган или на чувствительный элемент (рис. 8.20, 8.21)
- – устройства импульсного типа, в которых от давления рабочей среды срабатывает небольшой импульсный клапан (рис. 8.21), воздействующий на главный клапан (рис. 8.22) и обеспечивающий подачу или сброс рабочей среды для его открывания или закрывания;
- – устройства, в которых главный клапан срабатывает путем автоматической подачи или снятия нагрузки от вспомогательного источника (электрического, гидравлического или пневматического) при достижении давления, соответствующего полному открыванию.

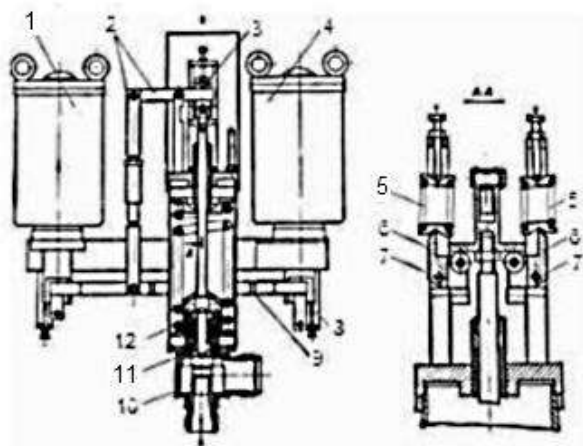


Рис. 8.20. Предохранительный клапан $D_y=50$ мм для пара $p_p=14$ МПа:

1, 4 – электромагниты; 2 – рычаги; 3 – соединительная призма; 5, 12 – пружины; 6 – рычаг; 7 – ось рычага; 8 – серьга; 9 – рама; 10 – седло; 11 – шток.

На рис. 8.20 показан клапан d_y 50 для среды с рабочим давлением 14 МПа и температурой до 350°C , устанавливаемый на ЯЭУ с ВВЭР-440. Конструктивно он выполнен как полноподъемный пружинный клапан с сильфонным уплотнением штока. Крышка ввинчивается в корпус и обваривается по периметру плотным швом. Особенностью этого ПК является специальная рычажно-грузовая система, предусмотренная для компенсации увеличения усилия пружины и жесткости сильфона при их сжатии (при открытии клапана).

На рис. 8.20 клапан закрыт. При возрастании давления тарелка поднимается над седлом, перемещая шток и опору пружины 12. Рычаги 6 под воздействием пружин 5 поворачиваются вокруг оси, при этом плечи рычагов 6, на которые действуют пружины 5, удлиняются и соответственно увеличивается сила воздействия пружины 5 на пружину 12. Т.о., для дальнейшего подъема тарелки практически не требуется повышения давления, т.е. клапан полностью открывается при давлениях, близких к началу открытия. При падении давления до давления обратной посадки усилие пружины 12 становится больше суммарного усилия давления рабочей среды и пружин 5 и клапан закрывается. Этот узел позволяет значительно повысить степень герметичности затвора.

Для повышения надежности срабатывания клапан снабжен электромагнитами для принудительного открывания и закрывания. Магниты 1 и 4 связаны со

штоком 11 соединительной призмой и системой рычагов 2 и шарниров таким образом, что в отключенном состоянии сердечники магнитов не связаны со штоком 11, т.е. клапан работает в автоматическом режиме. При необходимости принудительного закрывания включается магнит 1, выбирается зазор между серьгой и сердечником, при дальнейшем перемещении сердечника поворачивается рама и через систему рычагов и шарниров прижимает шток и тарелку к седлу. Для принудительного открывания включается магнит 4, рама поворачивается в другую сторону и поднимает тарелку. Мощность электромагнитов равна 650 Вт, напряжение 220 В, тяговое усилие 37 кгс.

При давлении полного открытия 15 МПа расход через клапан равен 20 т/ч. Обратная посадка происходит при 12 МПа. Такая пропускная способность недостаточна, поэтому на одном блоке устанавливается 4 клапана.

В настоящее время предохранительные клапаны прямого действия применяются для защиты вспомогательных систем, контуров и сосудов небольшой емкости. В основных контурах используют пружинные предохранительные клапаны. Максимальный ряд пружинных предохранительных клапанов ограничен следующими параметрами:

p_y , МПа	1,6	4,0	6,4	16
d_y , мм, не более	200	150	100	80

Рост единичных мощностей АЭС привел к созданию импульсно-предохранительных устройств (ИПУ), рассчитанных на большие расходы среды. Их устанавливают на КД, ПГ, БС и других сосудах первого контура. Импульсный клапан прямого действия (диаметр клапана более 15 мм) снабжен электромагнитным приводом для открывания и закрывания. Электромагнитный привод позволяет размещать импульсные клапаны в обслуживаемых помещениях, тогда как клапаны на КД, ПГ двухконтурных АЭС, барботерах, БС, деаэраторах, СПП одноконтурных АЭС, монтируют в необслуживаемых помещениях.

На рис. 8.21 представлен рычажно-грузовой импульсный ПК прямого действия. Рабочая среда подается под золотник через фильтр. Фильтр установлен для улавливания твердых частиц (окалины, песка, сварочного грата), попадание которых на уплотнения клапана может привести к нарушению герметичности затвора. Шток уплотняется сильфоном, крышка с корпусом-прокладкой и обваривается по периметру “на ус”. Между прокладкой и усом предусмотрен отвод для сброса протечки в деаэратор. Настройка клапана на рабочее давление осуществляется регулировкой расположения груза на рычаге. Рычаг со штоком соединены шарнирно при помощи призмы. Для принудительного открывания и закрывания ИПК имеются два электромагнита КМП–4. Сердечники их шарнирно соединены с рычагом и при включении поднимают или прижимают рычаг, открывая или закрывая клапан. Магниты установлены на жесткой раме, связывающей их с

корпусом ИПК и фильтром. ИПК должны устанавливаться в помещениях с температурой среды не выше $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, при которой гарантируется нормальная работа электромагнитов.

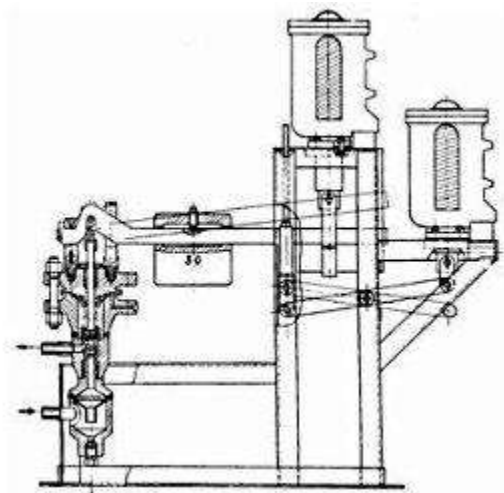


Рис. 8.21. Рычажно-грузовой импульсный предохранительный клапан прямого действия $D_v=20$ мм на $p_p=8$ МПа.

На рис. 8.22 показан главный (ГК) клапан ИПУ с расходом пара 700 т/ч. Он выполнен с двухсторонним подводом пара и подачей давления на тарелку. В рабочем положении тарелка давлением среды прижимается к седлу и создается требуемая герметичность затвора. Герметичность соединения корпуса с крышкой обеспечивается сальниковым самоуплотняющимся узлом с промежуточным отводом протечек. Для увеличения усилия прижатия тарелки и для исключения повреждения уплотнительных поверхностей при транспортировке между крышкой и грундебуксой установлена пружина, которая частично компенсирует ударную нагрузку тарелки при срабатывании клапана.

По оси ГК ИПУ проходит штанга с внутренним отверстием, приваренная к выхлопному патрубку. На штанге сверху жестко закреплен поршень. В тарелке установлена направляющая втулка. Поршень и втулка уплотнены сальниковой набивкой. При увеличении давления до давления срабатывания открывается ИПК и пар поступает в поршневую полость. Усилие, действующее на поршень, значительно превышает усилие, прижимающее тарелку, и она поднимается, т.е. срабатывает ГК. При снижении давления до давления обратной посадки ИПК закрывается. Пар из поршневой полости сбрасывается через отверстие в штанге, тарелка ГК садится на седло. Демпфирование клапана при закрытии осуществляется профилированием сбросного отверстия.

Общим недостатком всех видов предохранительных клапанов является их острая чувствительность к качеству (чистоте) протекающей среды. Наличие в среде загрязнений может привести к нарушению герметичности в затворе и появлению протечек.

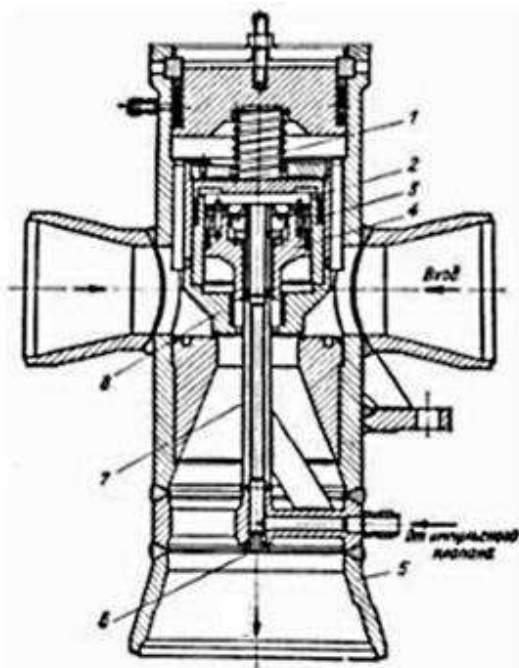


Рис. 8.22. Главный клапан импульсно-предохранительного устройства:

1 – пружина; 2 – направляющая втулка; 3 – сальниковая набивка; 4 – поршень; 5 – выхлопной патрубок; 6 – сбросное отверстие; 7 – штанга; 8 – тарелка.

Для систем и сосудов, где протечка среды крайне нежелательна, наиболее целесообразно применение мембранно-разрывных устройств (МРУ). Помимо полной герметичности мембраны до ее срабатывания серьезным ее преимуществом является высокое быстродействие (0,002 – 0,003 с при любом диаметре).

В настоящее время в атомной энергетике МРУ используются редко, однако их применение целесообразно для предотвращения протечек на АЭС с одноконтурными и двухконтурными ЯЭУ. В одноконтурных ЯЭУ целесообразно ставить МРУ перед предохранительными клапанами БРУ-Д, барботажного бака (ББ), деаэратора и расширителя дренажного бака. В двухконтурных ЯЭУ представляется целесообразной установка МРУ перед предохранительными клапанами петель первого контура.

МРУ по принципу действия подразделяют на две группы:

МРУ, в которых мембрана разрывается от повышения рабочего давления среды (рис. 8.23.);

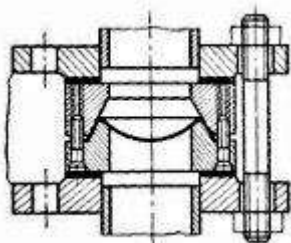


Рис. 8.23. Пример крепления мембраны в МРУ

МРУ, в которых мембрана разрывается принудительно (вырубкой, проколом) приводом, срабатывающим автоматически при достижении в системе аварийного давления (рис. 8.24).

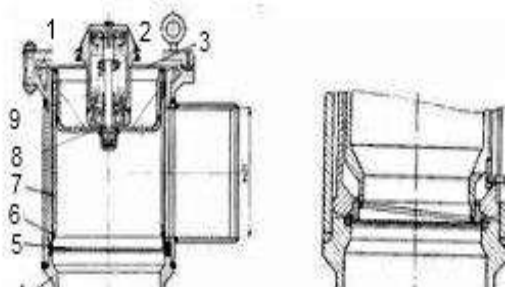


Рис. 8.24. Мембранно-разрывное устройство $D_y=400$ мм с принудительным подрывом

а – конструкция устройства; **б** – подрывная часть;
1 – шпилька зажима мембраны; 2 – пружина; 3 – крышка; 4 – корпус;
5 – мембрана; 6 – прижимная труба; 7 – пуансон; 8 – шток; 9 – сильфонный привод.

Применяются мембраны плоские и выпуклые. Когда давление направлено под выпуклую поверхность, мембрана разрывается. Если давление подается на выпуклую поверхность, при достижении давления срабатывания мембрана выворачивается и разрывается.

Для обеспечения своевременного разрыва мембрану необходимо закреплять таким образом, чтобы она не вытягивалась из-под фланцев. МРУ с принудительным подрывом (рис. 8.24) применяются в тех случаях, где требуется повышенная надежность, а превышение давления срабатывания над рабочим давлением незначительно.

Между коническими уплотнительными поверхностями корпуса и прижимной трубы, наплавленными твердым сплавом, зажата плоская мембрана. Необходимое усилие ее зажатия обеспечивается шпильками 1. В прижимной трубе 6 расположен пуансон 7, направляющие поверхности и режущая кромка которого также наплавлены твердым сплавом. Пуансон штоком шарнирно соединен с сильфонным приводом, встроенным в крышку.

Соединение корпуса с крышкой выполнено на медной прокладке. Мембрана изготовлена из коррозионностойкой стали. В рабочем положении нет давления в сильфонном приводе. Пружиной привод удерживается вверху. При достижении в системе давления срабатывания автоматически, через пневматический четырехходовой распределитель, давление подается в сильфонный привод, пуансон перемещается вниз и режущей кромкой вырубает мембрану, открывая окно для сброса излишней среды.

Основной недостаток МРУ заключается в том, что после разрыва мембраны система остается незащищенной. В системах одноразового действия МРУ является наиболее предпочтительной.

В большинстве случаев сброс излишней среды является крайне нежелательным. Тогда устанавливают МРУ совместно с предохранительным клапаном или

параллельно две разрывные мембраны с запорным трехходовым клапаном между ними. При работе одна мембрана находится под давлением, а другая отсечена клапаном. После разрыва первой мембраны запорный трехходовой клапан отключает патрубок разрушенной мембраны и переключает систему на целую мембрану. Разрушенную мембрану заменяют новой. В случае необходимости трехходовой запорный клапан может быть включен в систему автоматически, обеспечивая переключение на целую мембрану при снижении давления до установленной величины.

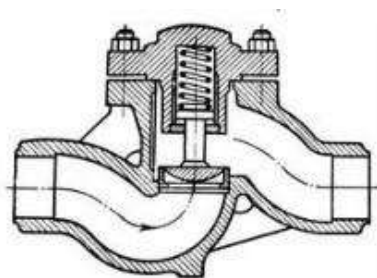


Рис. 8.25. Обратный клапан для трубопроводов питательной воды

Для предотвращения обратных потоков среды в трубопроводах используют обратные клапаны. По принципу работы запорного устройства их делят на подъемные (рис. 8.25) и поворотные (рис. 8.26). Повышение требований к безопасности АЭС вызвало необходимость создания обратных клапанов с датчиками для дистанционного контроля положения запорного органа и устройством для проверки его работоспособности при рабочих параметрах среды в трубопроводе.

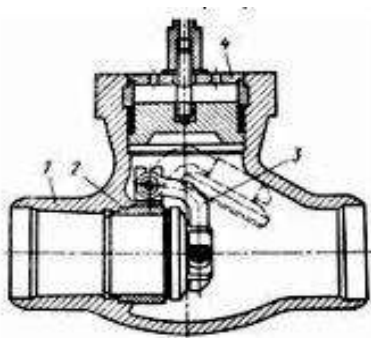


Рис. 8.26. Горизонтальный поворотный обратный клапан

Время срабатывания в аварийных ситуациях должно быть в пределах 1–6 с. К быстродействующей арматуре, используемой на АЭС, относятся быстродействующие задвижки и специальные клапаны. Для повышения быстродействия задвижек увеличены мощность электропривода и число заходов резьбы пары шпindelь–втулка, а также применен пневмопривод. Электроприводы в арматуре используют ограниченно. Их рационально применять при малых условных проходах и перепадах давления рабочей среды на запорном органе. Чаще электро-

магнитный привод применяют для управления защелкой, которая фиксирует запорный орган быстродействующего клапана в определенном положении, а также в распределителях, управляющих пневмоприводами.

Клапаны по своему назначению можно разделить на запорные и отсечные. В запорных клапанах время срабатывания обычно не ограничено и составляет 1–10 с в зависимости от условного диаметра прохода. В отсечных клапанах время срабатывания не превышает 1 с и обычно составляет 0,1–0,6 с. Отсечные клапаны могут использоваться в качестве аварийных устройств. Скорость срабатывания достигается увеличением диаметра трубопровода, подводящего к приводу управляющую среду, и увеличением ее давления.

Клапаны могут иметь привод одностороннего (с пружиной) и двухстороннего (без пружины) действия. Клапаны одностороннего действия бывают нормально открытые и нормально закрытые. Указанные положения достигаются применением в приводе цилиндрических или тарельчатых пружин. Большинство клапанов снабжается сигнализаторами крайних положений затвора.

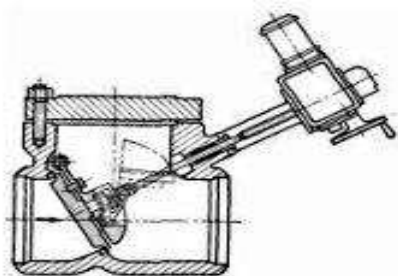


Рис. 8.27. Поворотный обратный клапан (захлопка) с электроприводным запорным устройством

Принцип работы невозвратно-запорной арматуры в виде захлопки с электроприводом показан на рис. 8.27. Благодаря соединению диска со шпинделем электропривода при помощи шатуна с прорезью диск захлопки может выполнять роль обратного клапана и запорного органа - быть полностью приподнятым или прижатым к седлу.

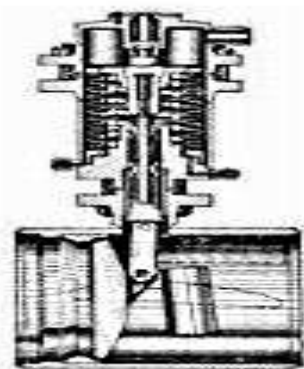


Рис. 8.28. Сифонный обратный клапан с гидроприводным запорным устройством

В турбоустановках АЭС для обеспечения гарантированного перекрытия паропроводов в случае остановки турбины применяются обратные клапаны с гидроприводом для принудительного закрытия. Роль поршневого привода выполняет сильфон с пружиной возврата. Когда в верхней части сильфонного привода действует давление, шток находится в опущенном положении и фиксирует закрытое состояние. При снижении давления в сильфонном приводе пружина поднимает шток, захлопка освобождается и работает в автоматическом режиме.

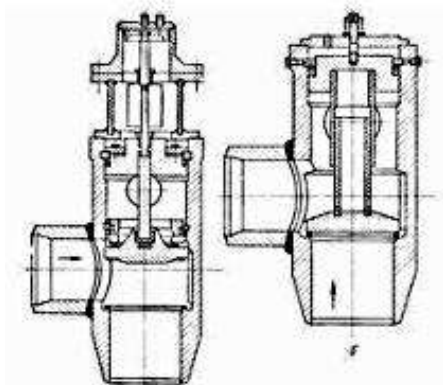


Рис. 8.29. Впускной клапан $D_y = 250 \div 400$ мм (а) и обратный клапан к нему (б).

На рис. 8.29 представлен впускной клапан, который устанавливают на входе питательной воды в регенеративный подогреватель. Он одновременно выполняет функции и перепускного клапана. При помощи двух труб полость перепускного клапана сообщается с полостью корпуса обратного клапана. Тарелка в полости впускного клапана перемещается поршневым приводом, расположенным в верхней части крышки. Обратный клапан устанавливают на выходе питательной воды из подогревателя высокого давления. Во время работы подогревателя за счет подпора протекающей воды тарелка находится в открытом положении. При закрытии впускного клапана поток воды, переброшенной по впускным трубам, действует на тарелку сверху, которая садится на седло, и обратный клапан закрывается.

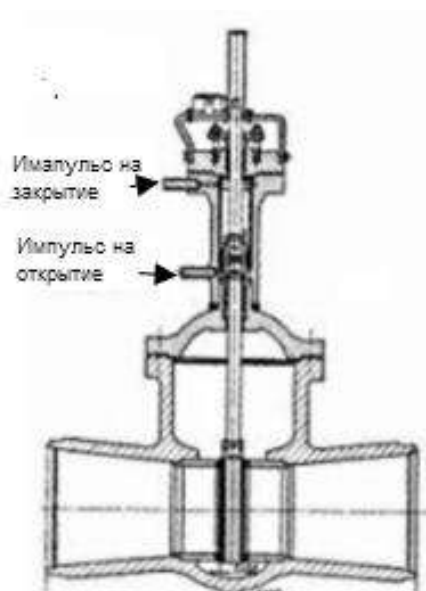


Рис. 8.30. Быстродействующая шиберная задвижка с поршневым приводом

В качестве защитной арматуры используют также быстродействующие паровые задвижки. На рис. 8.30 представлена шибберная задвижка на высокие параметры пара с поршневым приводом, работающая с использованием пара в качестве рабочей среды. В верхней части привода задвижки установлен датчик положения затвора «открыто – закрыто». Иногда с паровым приводом задвижки параллельно соединяют поршневой гидравлический привод, который используется для управления задвижкой в обычных условиях. При экстренном срабатывании парового привода гидропривод работает как демпфер.

Вопросы для самоконтроля

1. Категории, материал и сортамент трубопроводов: разделение по назначению и основным показателям, условное, пробное и рабочее давление. Основы расчета трубопроводов на прочность (записать формулу и дать объяснения по определению входящих в нее величин).

2. Основы расчета гидравлических и тепловых потерь трубопроводов. Привести расчетные формулы и дать пояснения по определению входящих в них величин.

3. Энергетическая арматура: виды, классификация, предъявляемые требования (общие и дополнительные, связанные с условиями работы). Дать разъяснения к рис. 8.4 основных типов энергетической арматуры.

4. Задвижки. Назначение, особенности использования. Применяемые типы затворов и их особенности, типы соединения корпуса задвижек с крышкой. Конструкция ГЗЗ ГЦК ВВЭР-440 (Рис 8.8, основные элементы их назначения, особенности работы)

5. Конструкция ГЗЗ ГЦК ВВЭР-1000 (Рис. 8.9, основные элементы их назначения, особенности работы). Где установлены, почему от них отказались?

6. Вентили и клапаны. Назначение, особенности конструкции, особенности эксплуатации. На примере (рис. 8.10) запорного проходного вентиля высокого давления описать его конструкцию и работу.

7. Дроссельно-регулирующая арматура: определение, назначение, область использования, особенности конструкции шибберного и поворотного регулирующего клапанов (см. рис. 8.15, 8.16).

8. Дросселирующая арматура: назначение, особенности работы. На примере конструкции дроссельного клапана (см. рис. 8.18) описать его конструкцию и работу. Зарубежная практика конструирования дросселирующих клапанов для глубокого дросселирования.

9. Защитно-предохранительная арматура. Назначение, классификация по функциональному признаку. На примере предохранительного клапана D_y 50 (см. Рис. 8.20) описать конструкцию, область применения и работу этого клапана.

10. На примере представленных клапанов (см. рис.8.21, 8.22) разобрать конструкцию импульсного ПК и ГК ИПУ и его работу. Узкие места (недостатки) в работе предохранительных клапанов.

11. Мембранные разрывные устройства. Определение, классификация по принципу действия, конструкции применяемых мембран. Опишите конструкции и работу приведенных на рис. 8.23, 8.24 МРУ. Способ предотвращения сброса излишних объемов среды при разрыве МРУ.

12. Обратные клапаны. Определение, классификация по принципу работы. КОСы, назначение, конструкция, область применения, время срабатывания. Привести описание приведенной конструкции клапана (рис 8.28).

ЛИТЕРАТУРА

1. Маргулова Т.Х. Атомные электрические станции: Учебник для вузов. –5-е издание, переработанное и дополненное.– М.: Электронное издание, 1994.– 289 с. с илл.
2. Тевлин С.А. Атомные электрические станции с реакторами ВВЭР-1000: учебное пособие для вузов. –2-е издание, дополненное. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008.– 358 с. (30 прим.).
3. Кіров В.С. Теплові схеми турбоустановок АЕС та їх розрахунки: Навч. посібн./ Одеський політехнічний ун-т.– Одеса: АО БАХВА, 2002, 200 с. (40 прим.)
4. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Атомні електричні станції» для студентів спеціальностей 7.090.502, 8.090.502/Укл. В.С. Кіров.– Одеса: ОНПУ, 2002.– 62 с. (50 прим.).
5. Методические указания к лабораторным работам по курсу «ТЭС и АЭС» / Сост. В.П. Кравченко. – ОГПУ, 2000. – 42 с. (50 прим.).
6. Методичні вказівки з дисципліни «Теплові та атомні електростанції» для студентів заочної форми навчання спеціальності 7.090502 - атомна енергетика / Укл.: В.С. Кіров, Є.З. Ємельяненко, В.П. Кравченко - Одеса: Наука і техніка, 2005. - 32 с.
7. Киров В.С. Атомные электрические станции (часть 1): учеб. пособ. для студ. специальности 7.050603 «Атомная энергетика» всех форм обучения/составитель В.С. Киров.– изд. 2-е, испр. и доп. – Одесса: ОНПУ (электронное издание), 2012.– 218 с., с илл.
8. Киров В.С. Атомные электрические станции (часть 2): учеб. пособ. для студ. специальности 7.050603 «Атомная энергетика» всех форм обучения/составитель В.С. Киров.– изд. 2-е, испр. и доп. – Одесса: ОНПУ (электронное издание), 2012.– 223 с., с илл.
9. А.К.Шидловский, вице-президент АН Украины. Стратегия развития топливно-энергетической отрасли Украины//[Электронный ресурс].– Режим доступа: <http://nas.gov.ua/nas/www/Ru/Results/BriefAnnualReportNAS2003/o3.html>// Дата обращения, 20.04.2006
10. Пресс-конференция Министра энергетики и угольной промышленности Украины Игоря Насалика (февраль 2017)// [Электронный ресурс].–Режим доступа: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/publish/article?art_id=245132481/ Дата обращения, 04.2017
11. Енергетична стратегія України на період до 2035 року//[Электронный ресурс].–Режим доступа: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/publish/article?art_id=245239564/ Дата обращения, 18.02.2018
12. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник/ Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина.– 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 608 с. с илл.
13. Котов Ю.В., Кротов В.В., Филиппов Г.А. Оборудоване атомных электрических станций. – М.: Машиностроение, 1982. – 376 с.
14. Сепарационные устройства АЭС/ А.Г. Агеев, В.Б. Карасев, И.Т. Серов, В.Ф. Титов. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 169 с.
15. Рихтер Л.А. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Л.А. Рихтер, Д.П. Елизаров, В.М. Ладыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.

16. Бродов Ю. М., Савельев Р. З. Конденсационные установки паровых турбин: Учебн. пособие для вузов. М.: Энергоатомиздат, 1994.– 288 с, ил.