

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Факультет Энергетический

Кафедра Тепловые электрические станции

СОГЛАСОВАНО
Заведующий кафедрой

_____ Н.Б. Карницкий

— _____ 2016 г.

СОГЛАСОВАНО
Декан

_____ К.В. Доброго

— _____ 2016 г.

ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ

Атомные электрические станции

для специальности 1-43 01 08 "Паротурбинные установки атомных электрических станций"

Составители:

д.т.н., профессор Карницкий Н.Б., к.т.н., доцент Седнин А.В.

Рассмотрено и утверждено

на заседании Совета энергетического факультета "26" мая 2016 г.,

протокол № 9

ПЕРЕЧЕНЬ МАТЕРИАЛОВ

1. Теоретический раздел:

"Атомные электрические станции" – курс лекций;

2. Практический раздел:

"Атомные электрические станции" - задания для выполнения практических занятий;

3. Контроль знаний:

"Атомные электрические станции" – перечень вопросов, выносимых на экзамен и задания для курсовой работы;

4. Вспомогательный раздел:

"Атомные электрические станции" - типовая учебная программа для учреждения высшего образования.

Пояснительная записка

Целью создания ЭУМК является приобретение студентами знаний для изучения основ проектирования и эксплуатации основных систем АЭС, в первую очередь второго контура, включающего в себя паротурбинную установку и ее вспомогательные системы.

Основной целью преподавания дисциплины является приобретения студентами навыков построения тепловых схем паротурбинных установок АЭС, методов их расчета и выбора основного и вспомогательного оборудования.

Основной задачей ЭУМК является предоставление материала необходимого для проектно-конструкторской, исследовательской деятельности и эксплуатационной работы на всех типах АЭС: теоретические основы работы всех типов АЭС; особенности работы основного и вспомогательного оборудования АЭС; режимы работы и энергетические характеристики основного оборудования; особенности расчета регенеративных подогревателей; технико-экономические аспекты развития АЭС; анализ влияния режимных факторов и структурных изменений в схемах АЭС на их экономичность; составление и тепловой расчет принципиальных тепловых

схем АЭС.

Особенности структурирования и подачи учебного материала:

- теоретическая часть включает в себя конспект лекций по дисциплине "Атомные электрические станции" и содержит девять разделов.

- практическая часть состоит из набора заданий для выполнения практических работ по дисциплине;

- раздел контроля знаний содержит вопросы к экзамену и перечень заданий для выполнения курсовых работ;

- вспомогательный раздел содержит типовую учебную программу по дисциплине "Атомные электрические станции".

Рекомендации по организации работы с УМК (ЭУМК): Материалы данного электронного учебно-методического комплекса можно использовать при выполнении курсовых работ и дипломных проектов, посвященных проектированию АЭС, а также выполнению расчетов тепловых схем АЭС.

Полученные знания при изучении данного электронного учебно-методического комплекса предназначены для формирования научного мышления и профессиональной ответственности инженеров энергетического профиля, которые должны явиться основой для приобретения умения проектирования атомных электрических станций.

СОДЕРЖАНИЕ

1	Введение.....	8
2	Общие сведения о современных АЭС. Особенности тепловых схем и Основные элементы АЭС. Краткая характеристика основного оборудования.....	9
2.1	Типы современных энергетических реакторов АЭС	9
2.2	Технические характеристики реакторных установок	12
2.2.1	Принципиальные схемы одноконтурных АЭС.....	12
2.2.2	Технические характеристики реакторов одноконтурных АЭС	14
2.2.3	Реакторы одноконтурных АЭС III Поколения	17
2.2.4	Принципиальные схемы двухконтурных АЭС.....	19
2.2.5	Технические характеристики реакторов двухконтурных АЭС	20
2.2.6	Реакторы двухконтурных АЭС III Поколения.....	23
2.2.7	Реактор на тяжелой воде (PHWR или CANDU)	26
2.2.8	Принципиальные схемы трехконтурных АЭС	28
2.2.9	Технические характеристики реакторов трехконтурных АЭС.....	29
2.3	Парогенераторы АЭС	30
2.3.1	Назначение и классификация парогенераторов АЭС	30
2.3.2	Парогенераторы АЭС с реакторами ВВЭР	31
2.3.3	Парогенераторы АЭС с реакторами типа AP 1000.	34
2.3.4	Парогенераторы АЭС с реакторами типа EPR	34
2.3.5	Парогенераторы АЭС с реакторами типа PHWR	35
2.4	Паровые турбины АЭС.....	37
2.4.1	Особенности паротурбинной установки на насыщенном паре	37
3	Особенности тепловых схем паротурбинных установок АЭС	49
3.1	Выбор начальных параметров пара для паротурбинных установок	49
3.1.1	Зависимость тепловой экономичности теоретического цикла АЭС от начальных параметров.....	49
3.1.2	Начальные параметры пара для АЭС различного типа	51

3.2	Выбор разделительного давления и паро-паровой промежуточный перегрев.	
	52	
3.3	Выбор конечных параметров пара	59
3.4	Система подогревателей низкого давления.	60
3.5	Система подогревателей высокого давления	62
3.6	Деаэраторы питательной воды	66
3.7	Питательные насосы	68
3.8	Конденсатные насосы	73
3.9	Испарительные установки.....	78
4	Турбоустановка К-1200-6,8/50.....	80
4.1	Назначение и состав паротурбинной установки типа К-1200-6,8/50	80
4.1.1	Технические решения, обеспечивающие высокую конкурентоспособность турбоустановки К-1200-6,8/50	80
4.1.2	Основные технические характеристики турбины	84
4.1.3	Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки К-1200-6,8/50	85
5	Системы второго контура АЭС	93
5.1	Система паропроводов свежего пара	93
5.1.1	Назначение системы	93
5.1.2	Состав системы	93
5.1.3	Описание технологической схемы.....	94
5.1.4	Функционирование системы	95
5.1.5	Размещение оборудования.....	96
5.2	Система сепарации и промперегрева	96
5.2.1	Назначение системы	96
5.2.2	Состав системы	96
5.2.3	Описание технологической схемы.....	97
5.2.4	Функционирование системы	99
5.2.5	Размещение оборудования.....	100
5.2.6	Технические характеристики оборудования системы сепарации и перегрева пара	100

5.3	Система конденсаторов турбины	101
5.3.1	Назначение системы	101
5.3.2	Состав системы	101
5.3.3	Описание технологической схемы.....	102
5.3.4	Функционирование системы	105
5.4	Система основного конденсата	106
5.4.1	Назначение системы	106
5.4.2	Состав системы	107
5.4.3	Описание технологической схемы.....	107
5.4.4	Функционирование системы	109
5.4.5	Размещение оборудования.....	110
5.5	Система подогревателей низкого давления	111
5.5.1	Назначение системы	111
5.5.2	Состав системы	111
5.5.3	Описание технологической схемы.....	111
5.5.4	Функционирование системы	112
5.5.5	Размещение оборудования.....	113
5.5.6	Характеристики ПНД	113
5.6	Система трубопроводов возврата основного конденсата в деаэрактор	113
5.6.1	Назначение системы	113
5.6.2	Описание технологической схемы.....	114
5.6.3	Функционирование системы	116
5.7	Система трубопроводов основной питательной воды	117
5.7.1	Назначение системы	117
5.7.2	Состав системы	118
5.7.3	Описание технологической схемы.....	118
5.7.4	Функционирование системы	119
5.7.5	Технические характеристики.....	121
5.8	Система подогревателей высокого давления.....	121
5.8.1	Назначение системы	121
5.8.2	Состав системы	121

5.8.3	Описание технологической схемы.....	122
5.8.4	Функционирование системы	122
5.8.5	Характеристики ПВД	123
6	Требования к генеральному плану АЭС и пример его осуществления	125
6.1	Общие понятия	125
7	Основные требования к главному корпусу АЭС.....	131
8	СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ НА АЭС.....	136
8.1	Общие сведения	136
8.2	Схемы технического водоснабжения.....	137
9	Методика расчета тепловой схемы турбоустановки АЭС.....	144
9.1	Выбор принципиальной схемы ПТУ	144
9.2	Выбор основных параметров принципиальной тепловой схемы блока АЭС 146	
9.3	Выбор параметров и разработка принципиальной тепловой схемы ПТУ ...	146
9.4	Определение состояния пара и воды в системе регенерации.....	149
9.5	Построение процесса расширения в h,s -диаграмме	150
9.6	Уравнения теплового и материального баланса элементов тепловой схемы турбин АЭС.....	152
9.6.1	Примеры расчета элементов тепловой схемы	155
9.6.2	Решение уравнения мощности и определение расхода пара на турбину 157	
9.7	Расчет технико-экономических показателей ПТУ	158
10	Анализ эффективности принятых технических решений с помощью применения КЦИ и КИМ.	161
10.1	Определение коэффициентов изменения мощности и коэффициентов ценности отборов	161
10.1.1	Основные понятия	161
10.1.2	Особенности расчета КИМ и КЦТ для турбин АЭС/	163
10.1.3	Примеры расчета КИМ и КЦТ	164
11	Список использованных источников	167

1 ВВЕДЕНИЕ

Атомные электрические станции (АЭС) на сегодняшний день являются одними из основных объектов по производству электрической энергии. В настоящее время во всем мире отмечается возрастающий спрос на строительство АЭС. Это связано, с одной стороны, с увеличивающейся потребностью в энергии в условиях сокращающихся углеводородных ресурсов, с другой стороны, работа АЭС не сопровождается выбросами углекислого газа CO_2 , что дает им определенное преимущество по сравнению с электростанциями работающими на органическом топливе.

В Республике Беларусь планируется строительство атомной электростанции (АЭС). Предполагается, что АЭС будет состоять из двух энергоблоков, а её установленная мощность составит 2400 МВт. Ввод первого энергоблока АЭС планируется в 2017 г., полное завершение работ – в 2020 г.

2 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СОВРЕМЕННЫХ АЭС. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ И ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ АЭС. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

2.1 Типы современных энергетических реакторов АЭС

Ядерный реактор – это установка, в которой осуществляется управляемая самоподдерживающаяся реакция деления ядер [3]. Гетерогенные энергетические реакторы можно классифицировать по различным признакам:

1. По спектру нейтронов:

– реакторы на быстрых нейтронах – большая часть деления ядер вызывается нейтронами с энергией десятки и сотни килоэлектрон-вольт;

– реакторы на тепловых нейтронах – основная часть делений вызывается нейтронами с энергиями меньше 1 эВ;

– реакторы на промежуточных нейтронах – со спектром, занимающим промежуточное положение между первым и вторым типами реакторов.

2. По применяемым материалам:

– по используемому топливу;

– по роду замедлителя;

– по роду теплоносителя;

3. По конструктивным особенностям:

– корпусные – теплоноситель движется одним потоком; реактор имеет герметичный корпус, рассчитанный на давление теплоносителя;

– каналные – теплоноситель движется внутри труб (каналов), несущих давление.

Несмотря на многообразие типов и размеров, существует всего четыре основных категории реакторов [4]:

Поколение 1 – реакторы этого поколения разработаны в 1950-е и 1960-е годы, и представляют собой видоизмененные и укрупненные ядерные реакторы военного назначения, предназначенные для движения подводных лодок или для производства плутония.

Поколение 2 – к этой классификации относится подавляющее большинство

реакторов, находящихся в промышленной эксплуатации.

Поколение 3 – в настоящее время реакторы данной категории вводятся в эксплуатацию в некоторых странах, преимущественно в Японии.

Поколение 4 – сюда относятся реакторы, которые находятся на стадии разработки и которые планируется внедрить через 20-30 лет.

В настоящее время в мире в энергетических целях эксплуатируются реакторы следующих типов [3-6]:

1. ВВЭР, PWR – корпусные водо-водяные реакторы с водой в качестве теплоносителя и замедлителя под давлением.
2. BWR (ABWR) – кипящие реакторы с водой в качестве теплоносителя и замедлителя.
3. PHWR (CANDU) – реакторы с тяжелой водой в качестве теплоносителя и замедлителя.
4. GCR, AGR – газоохлаждаемые реакторы с графитовым замедлителем.
5. РБМК – реакторы большой мощности канальные.
6. БН, FBR – реакторы на быстрых нейтронах.

подавляющее большинство эксплуатируемых в мире ядерных реакторов – это реакторы на тепловых нейтронах водо-водяного типа (PWR и ВВЭР). Из 439 эксплуатируемых в мире энергоблоков реакторов водо-водяного типа 359. Общее количество АЭС и их технические характеристики, находящихся в коммерческой эксплуатации приведены в таблице 2.1. Основные мировые производители современных реакторных установок приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.1

АЭС находящие в коммерческой эксплуатации [7]

Тип реактора	Страна	Количество	Установленная мощность, ГВт	Топливо	Охладитель	Замедлитель
Ядерный реактор с водой под давлением (PWR, ВВЭР)	США, Франция, Япония, Россия, Китай	265	251,6	Обогащенный уран	Вода	вода

Тип реактора	Страна	Количество	Установленная мощность, ГВт	Топливо	Охладитель	Замедлитель
Ядерный реактор с кипящей водой (BWR)	США, Япония, Швеция	94	86,4	Обогащенный уран	Вода	Вода
Ядерный реактор с тяжелой водой под давлением (CANDU (PHWR))	Канада	44	24,3	Обогащенный уран	Тяжелая вода	Тяжелая вода
Газоохлаждаемый ядерный реактор (AGR&Magnox)	Великобритания	18	10,8	Уран, обогащенный уран	CO ₂	графит
Лекговодный графитовый реактор (РБМК)	Россия	12	12,3	Обогащенный уран	Вода	графит
Реактор на быстрых нейтронах (FBR, БН)	Япония, Франция, Россия	4	1	Плутоний, уран	Жидкий натрий	Нет
Всего		437	386			

Таблица 2.2

Основные мировые производители реакторных установок.

Фирмы производители	Тип реактора
Areva Nuclear Power	US EPR ABWR (рис 2.1)
GE/Hitachi	ESBWR
Toshiba/Westinghouse	AP600, AP1000, System 80+, IRIS
AECL	Advanced CANDU ACR-700
General Atomics	Gas Turbine-Modular Helium Reactor

Фирмы производители	Тип реактора
Mitsubishi Heavy Industries	US APWR
PBMR, Pty Ltd (South Africa)	Pebble Bed Modular Reactor (PBMR)
Toshiba	4S (10 MWe sodium-cooled)
ОАО концерн "Энергоатом"	АЭС-2006

2.2 *Технические характеристики реакторных установок*

2.2.1 Принципиальные схемы одноконтурных АЭС

В одноконтурной схеме АЭС рабочее вещество в турбоустановку поступает прямо из реактора и одновременно является его теплоносителем. Одноконтурные схемы АЭС возможны при использовании в качестве теплоносителя обычной или тяжелой кипящей воды или газа с высокой температурой на выходе из реактора.

На АЭС с одноконтурными схемами применяются следующие типы реакторов [3].

а) Водо-водяные реакторы кипящего типа, где замедлителем и одновременно теплоносителем является обычная вода H_2O : теплоноситель в реакторе доводится до кипения с образованием водяного пара; на выходе из реакторной установки температура пара равна температуре насыщения; в турбину поступает практически насыщенный пар. Тепловая схема одноконтурного энергоблока, наиболее проста. Реактор имеет корпусную конструкцию и обычно работает на слабообогащенном уране.

Тяжеловодный реактор кипящего типа с замедлителем тяжелой водой D_2O может иметь в качестве теплоносителя тяжелую и обычную воду. В этом случае схема электростанции одноконтурная: на входе в турбину пар насыщенный. Эти реакторы имеют большие преимущества – возможность использования в качестве топлива природного урана и повышенный коэффициент воспроизводства. В то же время из-за высокой стоимости тяжелой воды удельные капитальные затраты почти в 2 раза выше, чем в реакторах на обычной воде.



Рисунок 2.1 План электростанции Areva Nuclear Power [8].

б) Водографитовые реакторы кипящего типа с замедлителем – графитом и теплоносителем – обычной водой выполняются канальной конструкции. Такие мощные реакторы называются реакторами большой мощности, канальными РБМК. В реакторах РБМК может генерироваться как насыщенный, так и перегретый пар. В первом случае тепловая схема атомной паротурбинной установки и параметры пара не отличаются от параметров АЭС с водо-водяными реакторами кипящего типа т. е. схема АЭС одноконтурная, и в турбину поступает насыщенный пар.

Канальная конструкция позволяет относительно легко увеличивать мощность реактора, а также осуществлять перегрев в специальных перегревательных каналах, когда в турбину поступает перегретый пар. Однако исследования и промышленный опыт обнаружили недостаточно благоприятные физико-технические свойства такого типа реакторов.

2.2.2 Технические характеристики реакторов одноконтурных АЭС

РБМК (Реактор большой мощности канальный) [3]. Отличительными признаками реактора РБМК считаются: наличие технологических каналов с топливом и теплоносителем, что допускает поканальную перезагрузку топлива; наличие графитового замедлителя, в котором установлены каналы, легководный кипящий теплоноситель в контуре многократной принудительной циркуляции с прямой подачей отсепарированного пара в турбину (рис. 2.2).

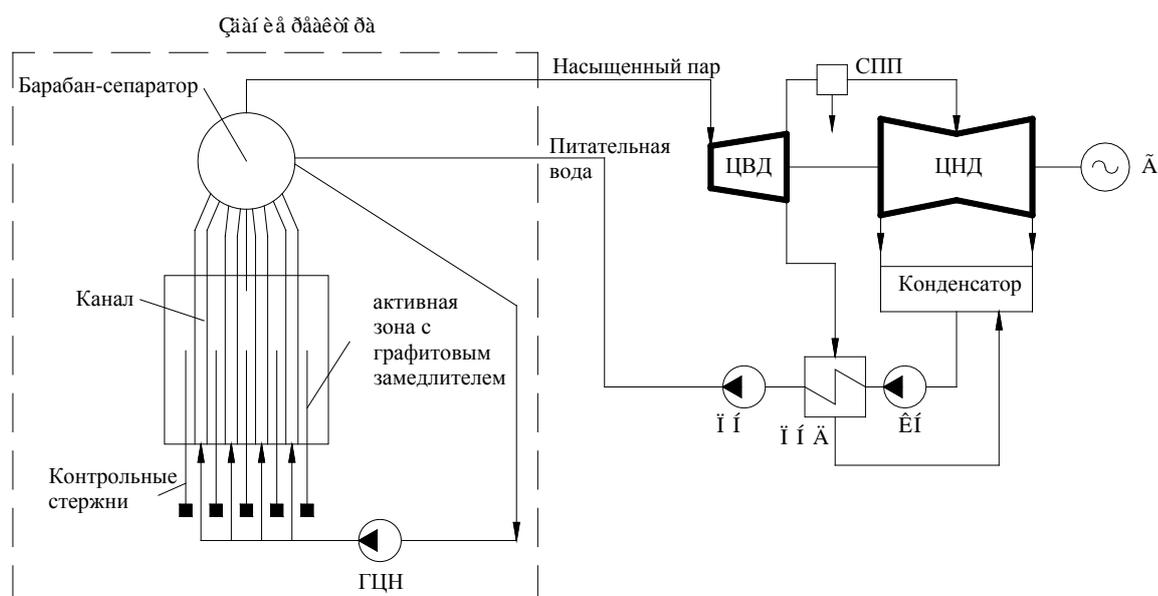


Рисунок 2.2. Принципиальная схема АЭС с реактором РБМК [5]. ГЦН – глав-

ный циркуляционный насос, ЦВД, ЦНД – цилиндры высокого и низкого давлений, СПП – сепаратор-пароперегреватель, ПНД – подогреватель низкого давления, Г – генератор, КН, ПН – конденсатный и питательный насосы.

Реакторная установка включает в себя сам реактор, контур многократной принудительной циркуляции и вспомогательные системы. Основные технические характеристики реакторных установок типа РБМК приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3

Основные характеристики реакторных установок типа РБМК [3]

Характеристика	РБМК-1000	РБМК-1500
Мощность, МВт:		
электрическая	1000(2×500)	1500(2×750)
тепловая	3200	4800
КПД брутто, %	31,3	31,3
Расход воды, циркулирующей в активной зоне, кг/с	10,4	8,9
Первоначальная загрузка урана, т	192	189
Проектное обогащение топлива в стационарном режиме перегрузок, %	2,0	2,0
Средняя глубина выгорания топлива в стационарном режиме, МВт·сут/кг	20	20
Средняя удельная энергонапряженность активной зоны, МВт/м ³	4,2	6,3
Средняя удельная энергонапряженность топлива, кВт/кг	16,7	25,4
Средняя плотность теплового потока, МВт/м ²	0,35	0,53
Активная зона:		
высота, м	7,0	7,0
диаметр, м	11,8	11,8
Число топливных каналов	1661	1661
Число каналов СУЗ	211	211
Число твэлов в канале	18	18
Размеры оболочек твэлов (диаметр/толщина), мм	13,5/0,9	13,5/0,9
Давление в барабане-сепараторе, МПа	7,0	7,0
Параметры пара перед турбиной:		
давление, МПа	6,5	6,5
температура, °С	280	280
Барабан-сепаратор:		

число	4,0	4,0
диаметр, м	2,3	2,6
длина, м	30	30

BWR (Boiling Water Reactor) – корпусные кипящие водо-водяные реакторы.

Корпусные кипящие водо-водяные реакторы (BWR) по типу уран-водной решетки, конструкции и материалам активной зоны принципиально не отличаются от не кипящих водо-водяных реакторов (ВВЭР или PWR). Отличия заключаются в значительном паросодержании теплоносителя в объеме активной зоны и наличии в корпусе реактора блока паросепарационных устройств. Данные реакторы могут работать как в режиме естественной, так и в режиме принудительной циркуляции теплоносителя и, как правило, в прямом цикле – с подачей пара непосредственно в турбину (рис. 2.3).

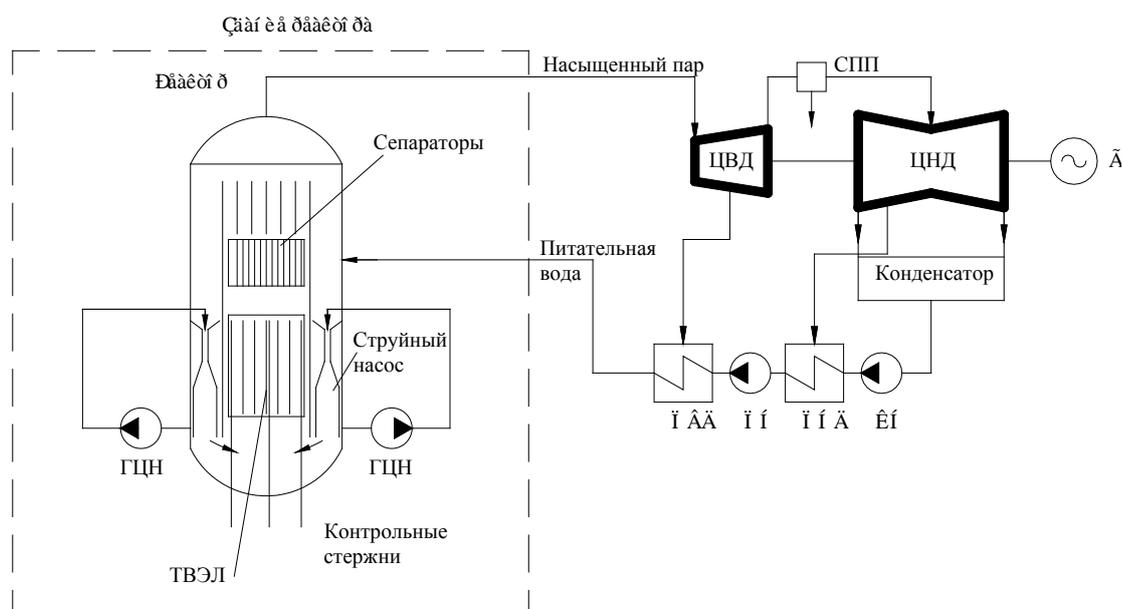


Рисунок 2.3 Принципиальная схема АЭС с реактором BWR [5]: ТВЭЛ - тепло-выделяющий элемент, ПВД – подогреватель высокого давления. Ост обозначения см. рис 2.2.

Корпусные кипящие реакторы применяются достаточно широко: в США действуют 35 энергоблоков с реактором BWR, в Японии – 29 энергоблоков, в Швеции – 8 энергоблоков. Единичная мощность действующих реакторов BWR достигает 1356 МВт [9].

2.2.3 Реакторы одноконтурных АЭС III Поколения

Наиболее крупными усовершенствованными блоками являются ABWR и ABWR-II (совместный проект японских Hitachi и Toshiba, американской General Electric), BWR-90 (шведская компания Westinghouse Atom of Sweden), SWR-1000 (французская Framatome ANP), и ESBWR (американская компания General Electric) [3, 10-12].

Реакторы HSBWR (Hitachi Simplified BWR) и HABWR (medium-size ABWR) (разработчик – японская Hitachi) представляют собой усовершенствованные реакторы с кипящей водой малого и среднего размеров.

Три реактора типа ABWR (Advanced Boiling Water Reactor) уже функционируют в Японии - два из них были введены в эксплуатацию в 1996 году, третий – в 2004 г. на АЭС Касивазаки Карива.

Совершенствование реакторов BWR направлено на увеличение их безопасности, упрощение эксплуатации и технического обслуживания [3]. Так, в реакторе BWR-90 применены встроенные в корпус циркуляционные насосы и приводы системы и защиты реактора с плавным перемещением. Система безопасности реактора разделена на четыре автономные независимые системы и дублирована [3].

В основу проектов корпусных кипящих реакторов ABWR (Advanced Boiling Water Reactor), и SBWR (Simplified boiling water reactor) положена уже апробированная технология BWR. Были приняты проектные решения, относящиеся как к конструкции корпуса реактора и его защитной оболочки, так и системам аварийного охлаждения реактора, контроля и управления, циркуляции теплоносителя. Если в реакторе ABWR используют традиционную для мощных кипящих реакторов принудительную циркуляцию теплоносителя с помощью встроенных в корпус насосов, то в реакторе SBWR применяют естественную циркуляцию.

Проектные характеристики усовершенствованных реакторов типа BWR приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4

Проектные характеристики усовершенствованных реакторов типа BWR [3]

Характеристика	BWR-90	ABWR-1356	SBWR

Характеристика	BWR-90	ABWR-1356	SBWR
Установленная мощность, МВт:			
Тепловая	3800	3926	1800
электрическая нетто	1374	1356 (брутто)	600
Размеры корпуса реактора (высота/внутренний диаметр), м	–	21,0/7,1	23,0/6,3
Проектный срок службы, годы	60	60	60
Число ТВС	700	873	732
Число твэлов в ТВС	63	64	–
Вид топлива	UO ₂	UO ₂	UO ₂
Линейная мощность твэла (средняя), Вт/см	–	196	162 (140)
Масса топлива в активной зоне, т	126	–	62
Удельная энергонапряженность активной зоны, кВт/л	52	51	41,5
Глубина выгорания топлива, МВт·сут/кг	–	38,0	38,0
Давление в корпусе реактора, МПа	7,0	7,3	7,2
Температура теплоносителя (вход/выход), °С	215/286	216/289	–/286

ESBWR (Economic Simplified Boiling Water Reactor) – корпусный кипящий водо-водяной реактор совместного производства фирм General Electric (США) и Hitachi Nuclear Energy (Япония), единичной мощностью 1520 МВт.

После разработки проекта с реактором SWBR фирма General Electric приступило к проектированию реактора большей мощности, при условии снижения капитальных затрат. Новый тип реактора получил название ESBWR. Реактор типа ESBWR работает с естественной циркуляцией теплоносителя. Технические характеристики реактора приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.5

Технические характеристики реактора ESBWR фирм General Electric (США) и Hitachi Nuclear Energy (Япония) [11]

Характеристика	Значение
Срок службы, лет	60
Тепловая мощность, МВт	4500
Электрическая мощность, МВт	1560

Характеристика	Значение
КПД, %	34,7
Тип топлива	Обогащенный UO ₂
Проектное обогащение топлива, %	4,2
Количество пучков ТВС	1132
Охладитель	Вода
Замедлитель	Вода
Параметры защитной оболочки реактора	
Максимальная температура, °С	171,1
Максимальное давление, МПа	0,3
Параметры реактора	
Расчетная температура, °С	302
Рабочая температура, °С	288
Расчетное давление, МПа	8,8
Рабочее давление, МПа	7,3
Параметры пара и питательной воды	
Температура на входе/выходе из турбины, °С	283,9/33,9
Давление на входе/выходе из турбины, МПа	6,89/5,6·10 ⁻³
Температура питательной воды, °С	215
Давление питательной воды, МПа	7,3
Расход питательной воды, т/ч	10328,5
Расход пара на турбину, т/ч	8750

2.2.4 Принципиальные схемы двухконтурных АЭС

Двух контурная схема АЭС с парогенератором применяется, если технически нельзя или экономически нецелесообразно использовать теплоноситель реактора как рабочее вещество турбины. В этом случае теплоноситель первого, так называемого реакторного контура, направляется в теплообменник, где отдает свою теплоту рабочему веществу второго контура. Турбинная установка, входящая в состав второго контура, работает нерадиоактивным паром.

На АЭС с двухконтурной схемой могут применяться следующие реакторы:

- водяной реактор корпусного типа с водой под давлением (12-16 МПа), в котором используется обычная вода одновременно в качестве замедлителя и теплоносителя. Температура воды на выходе из реактора, должна быть ниже температуры насыщения, для избегания возможного вскипания. Вода из реактора направля-

ется в теплообменник – парогенератор, где генерируется водяной пар.

Водо-водяные реакторы обычно komponуются с турбинами насыщенного пара. Применяются также схемы, при которых на входе в турбину пар немного перегрет. Этот перегрев, осуществляемый в парогенераторе, повышает надежность и экономичность турбины и всей установки, облегчает эксплуатацию агрегата и улучшает его маневренность.

2.2.5 Технические характеристики реакторов двухконтурных АЭС

В реакторную установку двухконтурной АЭС входят реактор, парогенераторы, циркуляционные трубопроводы, главные циркуляционные насосы.

ВВЭР – водоводяные энергетические реакторы [3]. Реакторы типа ВВЭР используют легкую (обычную) воду в качестве замедлителя и теплоносителя. Особенность водо-водяных реакторов – тесное расположение твэлов в уран-водной решетке. Основные характеристики реакторов типа ВВЭР приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6.

Основные характеристики серийных реакторных установок ВВЭР-440 и ВВЭР-1000 [3, 17].

Характеристика	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Мощность, МВт: электрическая	440(2×220)	1000(1×1000)
тепловая	1375	3000
КПД брутто, %	32	33
Расход воды через реактор, 10 ³ ·м ³ /ч	40,5	84,0
Число петель главного реакторного контура (число парогенераторов)	6	4
Первоначальная загрузка урана (в пересчете на металлический), т	42	66
Среднее обогащение первой загрузки, %	2,5	2,5/3,0
Максимальное проектное обогащение топлива в стационарном режиме перегрузок, %	3,6	3,6/4,4
Средняя глубина выгорания топлива в стационарном режиме, МВт·сут/кг	28,6	28/40
Средняя удельная энергонапряженность активной зоны, МВт/м ³	83	111

Характеристика	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Средняя удельная энергонапряженность топлива, кВт/кг	33	45,5
Средняя плотность теплового потока, МВт/м ²	0,378	0,545
Давление теплоносителя на выходе из активной зоны, МПа	12,25	15,7
Температура воды на входе (выходе) в реактор (из реактора), °С	269 (299)	289,7 (320)
Подогрев в реакторе, °С	30,0	30,3
Скорость воды, м/с:		
в главных трубопроводах	9,6	9,3
во входных патрубках	9,6	9,3
в активной зоне	3,5	5,3
Диаметр и высота корпуса, м	3,84×11,8	4,5×10,88
Эквивалентный диаметр активной зоны, м	2,88	3,12
Размеры оболочек твэлов (диаметр/толщина), мм	9,1/0,65	9,1/0,65
Число твэлов в кассете	126	317
Число топливных кассет в активной зоне	349	151

Pressurised Water Reactor (PWR). Реакторы типа PWR – тоже используют обычную воду в качестве теплоносителя и замедлителя и являются аналогом реактора типа ВВЭР (рис.2.4). Основные характеристики усовершенствованных водородных реакторов представлены в таблице 2.7.

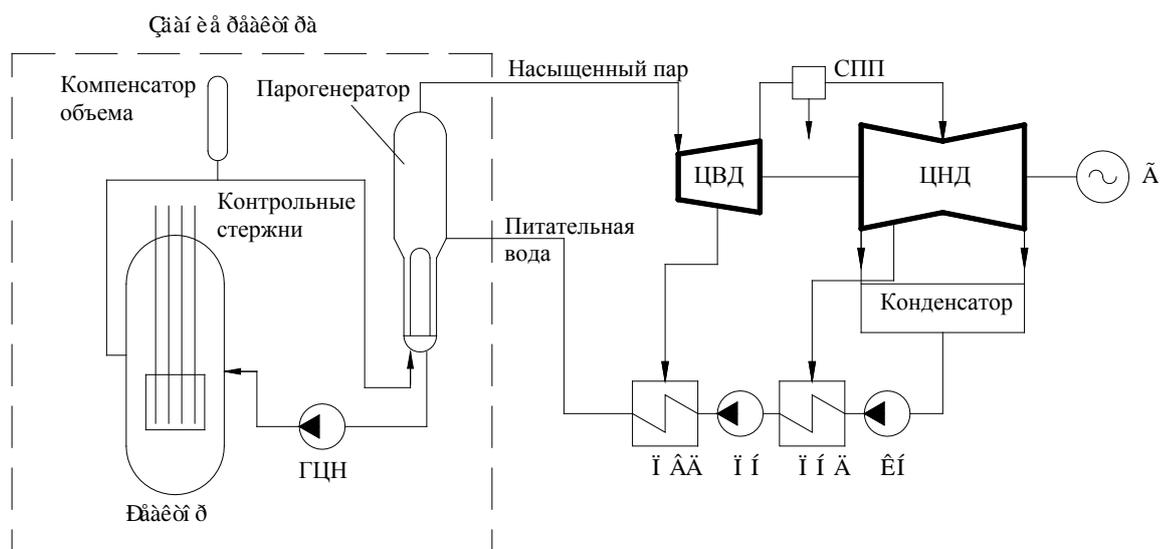


Рисунок 2.4 Принципиальная схема реактора PWR [5]. Обозначение см. рис.2.2

Таблица 2.7.

Основные характеристики усовершенствованных легководных реакторов [3]

Характеристика	Sizewell B (Westinghouse)	EPR	APWR (Westinghouse -Mitsubishi)	AP-600 (Westinghouse)	ВВЭР-1000
Установленная мощность, МВт					
Тепловая	3411	4250	3970	1810	3300
Электрическая	1118	1500	1350	630	1000
Размеры корпуса реактора (высота/внутренний диаметр)	13,5/4,4	–	16,2/5,1	12/4,5	–
Число ТВС	193	241	193	145	–
Число твэлов в ТВС	264	–	345	264	–
Вид топлива	UO ₂ (3,1)	UO ₂ (4,9)	UO ₂ (3,2)	UO ₂ (4-5)	–
Температура теплоносителя на выходе, °С	323	326	329	324	325-330
Давление в корпусе реактора, МПа	15,8	15,5	15,7	15,0	16

2.2.6 Реакторы двухконтурных АЭС III Поколения

В настоящее время существуют следующие типы дизайнов больших двухконтурных реакторов: APWR (разработчики – компании Mitsubishi и Westinghouse), APWR+ (японская компания Mitsubishi), EPR (французская компания Framatome ANP), AP-1000 (американская компания Westinghouse), KSNP+ и APR-1400 (корейские компании) и CNP-1000 (Китайская национальная ядерная корпорация). В России компаниями Атомэнергопроект и Гидропресс разработан усовершенствованный ВВЭР-1000. Основными представителями усовершенствованных малых и средних типов являются AP-600 (американская компания Westinghouse) и ВВЭР-640 (Атомэнергопроект и Гидропресс).

EPR. AREVA U.S. EPR – водо-водяной реактор мощностью 1600 МВт.

EPR (European Pressurized Reactor) – это модель, разработанная на основе французского N4 и немецкого KONVOI – разработок реакторов второго поколения, запущенных в эксплуатацию во Франции и Германии (Hainz 2004).

Целью, поставленной при разработке EPR, было усовершенствование уровня безопасности реактора (в частности, снижение вероятности возникновения аварии в 10 раз), снижения количества сложных аварий путем ограничения их влияния на собственное оборудование, а также уменьшение стоимости.

Общие характеристики реакторной установки проекта EPR приведены в таблице 2.8. [13]

Таблица 2.8

Основные характеристики реакторной установки EPR 1600 МВт.

Характеристика	Значение
Количество петель	4
Тепловая мощность, МВт	4250
Высота активной зоны, м	4,2
Количество топливных сборок	241
Температура теплоносителя на входе в активную зону, °С	295,3
Температура теплоносителя на выходе из активной зоны, °С	329,9
Рабочее давление в первом контуре, МПа	15,5
Расчетное давление в первом контуре, МПа	17,6

Характеристика	Значение
Расход теплоносителя в петле, м ³ /ч	27080
Объем компенсатора давления, м ³	75
Поверхность теплообмена в одном парогенераторе, т	80,9
Рабочее давление в парогенераторе (100 % мощность), МПа	7,8

US-APWR (Advanced Pressurized Water Reactor) – водоводяной реактор, мощностью 1700 МВт производства Mitsubishi Heavy Industries Ltd для рынка США .

Таблица 2.9

Основные характеристики реакторной установки APWR 1700 МВт [14].

Характеристика	Значение
Тепловая мощность, МВт	4 451
Количество топливных сборок	257
Высота активной зоны, м	4,2
Количество петель первого контура	4
Расход теплоносителя первого контура, через одну петлю, м ³ /ч	2,75·10 ⁴
Давление теплоносителя первого контура, МПа	15,5
Тип парогенератора	90ТТ-1
Количество парогенераторов	4
Тип главного циркуляционного насоса (ГЦН)	100А
Количество ГЦН	4

Westinghouse AP1000. AP1000 это реактор типа PWR мощностью 1117-1154 МВт [13].

Проект AP 1000 в значительной степени подобен своему предшественнику AP600, например, горизонтальные проекции этих энергоблоков полностью идентичны. Минимальные изменения обусловлены только требованиями повышения мощности, которые выразились в увеличении:

- длины твэлов (и соответственно высоты корпуса реактора) и числа топливных кассет,
- диаметров трубопроводов для повышения расхода,
- длины теплообменных трубок для увеличения теплообменной поверхности

парогенераторов и теплообменника пассивного отвода тепла,

- объемов компенсатора давления (путем увеличения его высоты) и различных емкостей и резервуаров систем безопасности,
- высоты стальной оболочки на один кольцевой модуль
- и некоторых других конструктивных изменениях.

Энергоблок AP 1000 является двухпетлевым PWR с одной горячей и двумя холодными нитками на каждой петле. В проекте AP 1000 предусмотрено два парогенератора Delta-125, подобных недавно установленным на АЭС Arkansas, и четыре главных циркуляционных насоса (ГЦН) бессальникового типа, подключенных непосредственно к днищу парогенератора. Конструкция и место установки насосов исключают возможность течи через их уплотнения, снижают потери давления и предотвращают оголение активной зоны при малых течах теплоносителя 1-го контура.

Ядерная паропроизводящая установка, размещена в защитной оболочке. Все системы, важные для безопасности, расположены там же или во вспомогательном здании, которое сооружается на общем с защитной оболочкой сейсмически квалифицированном фундаменте. Стальная защитная оболочка диаметром 39,6 м и толщиной стен 4,44 см рассчитана на давление 4,07 бар.

Основные технические характеристики реакторной установки AP 1000 приведены в таблице 2.10.

Таблица 2.10

Основные технические характеристики реакторной установки AP 1000 [15]

Характеристика	Значение
Электрическая мощность, МВт	1117
Мощность реактора, МВт	3400
Срок службы, лет	60
Тип топлива	4,95% обогащенный UO ₂
Длительность кампании, мес.	18
Процент топлива, заменяемого при перегрузке, %	43
КПД АЭС с/без учета градиен, %	32,7/35,1
Температура теплоносителя в горячей нитке петли, °С	321

Характеристика	Значение
Активная длина топлива, м	4,3
Расход теплоносителя через реактор, т/ч	$6,81 \cdot 10^6$
Теплообменная поверхность парогенератора, м ²	11600

2.2.7 Реактор на тяжелой воде (PHWR или CANDU)

Реакторы типа PHWR (Pressurised heavy water reactor) или CANDU (Canada Deuterium Uranium) разрабатываются с 1950 года в Канаде и с недавнего времени в Индии [3]. В качестве топлива они используют оксид уран U-235 и требуют более эффективного замедлителя, в данном случае тяжелой воды (D₂O). Тяжелая вода имеет самый большой коэффициент замедления по сравнению с легкой водой и графитом, т.е. поглощение нейтронов в ней минимально. Принципиальная схема реактора CANDU представлена на рис. 2.5.

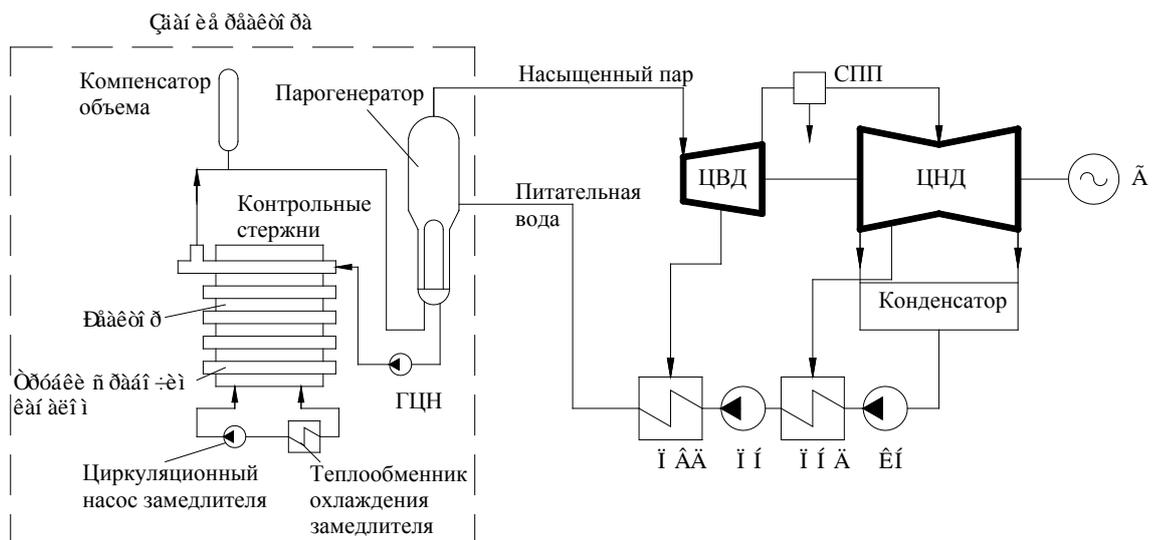


Рисунок 2.5 Принципиальная схема реактора CANDU [5]. Обозначение см. рис.2.2

Замедлитель – горизонтальный бак (каландр), изготовленный из нержавеющей стали, пронизан с торцов трубами каландра и заполнен тяжелой водой. Рабочие каналы с ТВС размещены в трубах каландра и образуют активную зону реактора. Бак-каландр находится в бетонном боксе, заполненном легкой водой, которая выполняет функцию биологической и тепловой защиты. Теплоноситель (тяжелая вода) подается индивидуально в каждый рабочий канал с одного торца бака-каландра, омывает ТВЭЛы ТВС в канале, нагревается и выходит из канала с другого

торца бака, направляясь в парогенератор.

Базовые реакторные установки типа CANDU:

– реактор ЕС-6 (улучшенный реактор CANDU-6), который относится к реакторным установкам III поколения и является самым новым среди тех, что на сегодня находятся в эксплуатации;

– реактор АСR-1000 (новая эволюционная установка по технологии CANDU), который относится к III+ поколению и проект которого сейчас проходит лицензионные процедуры в Канаде (первый пилотный энергоблок запланирован к введению в эксплуатацию в 2016 году).

Конструкции реакторов ЕС-6 и АСR-1000 имеют много общего. Обе реакторные установки имеют канальное построение с горизонтально ориентированными каналами, расположенными в специальном баке – каландрии. Это разрешает делать перегрузку, замену и перемещение топливных кассет на ходу.

Активная зона АСR-1000 значительно уплотнена сравнительно с ЕС-6 благодаря использованию слабо обогащенного топлива. Как следствие, АСR-1000 имеет приблизительно в 1,5 раза высшую электрическую мощность.

В ЕС-6 тяжелая вода используется как в качестве замедлителя, так и теплоносителя. Однако, поскольку по схеме теплоноситель и замедлитель физически разделены, это разрешило использовать в новом проекте АСR-1000 в качестве теплоносителя легкую воду. Это, во-первых, обеспечило отрицательный полостной коэффициент реактивности (в ЕС-6 на натуральном уране его величина больше нуля) и исключило циркуляцию обогащенной тритием воды в охлаждающем контуре и, тем самым, существенным образом повысило безопасность реактора, а во-вторых - удешевило инженерные решения и уменьшило эксплуатационные затраты.

Технические характеристики реакторов на тяжелой воде представлены в таблице 2.11 [3, 16].

Таблица 2.11.

Характеристика	Тип реактора		
	CANDU 6	Darlington	АСR-1 000
Мощность реактора, МВт	2064	2657	3187
Теплоноситель	D ₂ O	D ₂ O	H ₂ O
Замедлитель	D ₂ O	D ₂ O	D ₂ O

Диаметр каландра, м	7.6	8.5	7.5
Топливный канал	Горизон- тальный	Горизон- тальный	Горизон- тальный
Количество топливных каналов, шт	380	480	520
Шаг решетки, мм	286	286	240
Давление теплоносителя на выходе из реак- тора, МПа	9,9	9,9	11,1
Температура теплоносителя на выходе из ре- актора, °С	310	310	319
Давление теплоносителя на входе в реактор, МПа	11,2	11,3	12,5
Температура теплоносителя на входе в реак- тор, °С	260	267	275
Максимальный расход теплоносителя через один канал, кг/с	28	27.4	28

2.2.8 Принципиальные схемы трехконтурных АЭС

На АЭС с трехконтурными схемами устанавливаются реакторы на быстрых нейтронах, работающие на обогащенном топливе (обычно на смеси урана и плутония). Главными их положительными свойствами являются возможность использовать в качестве горючего изотоп урана U_{238} , составляющий значительную часть природного урана, или плутоний, вырабатываемый тепловыми реакторами, и высокий коэффициент воспроизводства (1,4 и выше). Благодаря этому реакторы на быстрых нейтронах считаются наиболее перспективными для атомной энергетики. В отличие от тепловых реакторов в их активной зоне не должно быть замедлителя, поэтому теплоносителем могут быть газы и жидкие металлы, а не вода и другие среды, имеющие замедляющие свойства [3].

Промышленные энергетические реакторы на быстрых нейтронах (БН) используют в качестве теплоносителя жидкий натрий Na, обладающий высокой теплопроводностью и большой теплоемкостью. При низком давлении в реакторе можно получить высокую температуру на выходе из него. Однако большая активность Na при взаимодействии с водой требует сложной трехконтурной схемы, предотвращающей в аварийном случае опасный прямой контакт радиоактивного натрия с во-

дой.

Таким образом, в первом контуре циркулирует радиоактивный Na под невысоким давлением с температурой на выходе 600 °С, в промежуточном – при большем давлении (чтобы не допустить попадания в него радиоактивного Na) – нерадиоактивный Na с температурой на 20-35 °С ниже. В последнем контуре температура пара на входе в турбину составляет около 500 °С.

В таких схемах, например на Белоярской АЭС в блоке с БН-600, могут применяться обычные для ТЭС паровые турбины.

2.2.9 Технические характеристики реакторов трехконтурных АЭС

Таблица 2.12

Основные характеристики паропроизводящих установок АЭС с реакторами на быстрых нейтронах [3]

Характеристика	БН-600	БН-800	БРЕСТ-300
Мощность, МВт:			
Электрическая	600	800	300
тепловая	1470	2100	700
Число петель теплоотвода	3	4	8
Диаметр/высота корпуса, м	12,8/12,6	12,9/14	5,5-11,5/19
Количество теплоносителя в контурах, т	770+830	760+1025	Около 6000
Высота/диаметр активной зоны	1,04/2,06	0,95/2,45	1,1/2,3
Температура теплоносителя в активной зоне, (вход/выход), °С	377/550	354/547	420/540
Расход теплоносителя, кг/с	6900	8600	40 000
Максимальная энергонапряженность твэла, кВт/м	47	48	43
Состав топлива/теплоноситель/сталь, %	45/33/22	39/38/23	-/60/-
Топливо	UO ₂	UO ₂ + PuO ₂	UN+PuN
Глубина выгорания топлива (максимальная/средняя), МВт·сут/кг	10/6,3	12/10	6-10/5-9
Расход теплоносителя промежуточного контура, кг/с	6300	8400	–
Температура теплоносителя в парогенераторе (вход/выход), °С	520/330	505/305	540/420
Температура воды/пара в парогенераторе, °С	241/507	210/490	340/520

Характеристика	БН-600	БН-800	БРЕСТ-300
Давление пара, МПа	13,7	13,7	24,5
Параметры промышленного перегрева, МПа/°С	2,4/505	–/470	–/500
Общая паропроизводительность, т/ч	1960	2650	1500
Поверхность теплообмена, м ² :			
испарителя	410	266,5	–
пароперегревателя	146	162	–
Число и тип турбин	3хК-210-12,8	К-800-12,8	К-300-23,6

2.3 Парогенераторы АЭС

2.3.1 Назначение и классификация парогенераторов АЭС

На двух- и трехконтурных паротурбинных АЭС рабочий пар производится в парогенераторах (ПГ) – рекуперативных теплообменных аппаратах, в которых теплота от первичного теплоносителя передается рабочему телу через теплопередающую поверхность [3, 18].

Главным отличием парогенераторов атомных электростанций от паровых котлов тепловых электростанций является то, что кроме выработки пара, они должны надежно и постоянно во всех режимах работы АЭС обеспечивать охлаждение активной зоны реактора.

Второй важной особенностью ПГ АЭС являются высокие требования по межконтурной плотности, т.е. по исключению повреждения теплопередающих и иных элементов, разуплотнение которых приводит к попаданию радиоактивной воды первого контура в пароводяной контур АЭС (турбина, конденсаторы, подогреватели и т.п.) с возможностью выхода радиоактивных продуктов в окружающую среду.

Эти особенности обуславливают высокие требования к конструкции, качеству изготовления и надежности эксплуатации ПГ.

При работе ПГ через него прокачивается высокорadioактивный теплоноситель первого контура. В связи с этим, он практически недоступен для непосредственного осмотра и обслуживания при эксплуатации, а во время останова его основные узлы и полости имеют весьма высокий уровень остаточной радиоактивно-

сти даже после специальной отмывки (дезактивации). По этой причине инспекции и ревизии, контрольные проверки состояния металла и узлов ПГ, а также ремонтные работы существенно осложнены, но вместе с тем они должны быть очень надежны и однозначны и выполняться в полном соответствии с требованиями эксплуатационной документации и регламентов.

В общем случае парогенератор АЭС может включать в себя следующие элементы, обогреваемые теплоносителем: водяной экономайзер, испаритель, пароперегреватель и промежуточный перегреватель.

Парогенераторы классифицируются:

- по виду теплоносителя: с водным, жидкометаллическим, газовым, органическим и другими теплоносителями;
- по способу организации движения рабочего тела в испарителе: с естественной циркуляцией, с многократной принудительной циркуляцией, прямоточные;
- по числу корпусов, в которые заключена теплопередающая поверхность: однокорпусные, многокорпусные, секционные, секционно-модульные.

2.3.2 Парогенераторы АЭС с реакторами ВВЭР

Парогенераторы АЭС с реакторами ВВЭР представляют собой горизонтальные однокорпусные теплообменные аппараты с естественной циркуляцией рабочего тела (ПГВ). Парогенераторы горизонтального типа имеют определенные преимущества перед парогенераторами вертикального типа. Прежде всего, существенно меньшую нагрузку зеркала испарения и возможность получения пара с влажностью 0,2-0,5 % при использовании наиболее простых способов сепарации; как правило, большой запас воды; отсутствие прямых условий для осаждения и накопления нерастворимых примесей на теплопередающих трубах и коллекторах теплоносителя; возможность использования парогенератора для расхолаживания реакторного контура при сниженном уровне воды; достаточно высокую надежность в эксплуатации.

В таблице 2.13 представлены технические конструкторские характеристики практически всех парогенераторов "большой мощности" реакторных установок с ВВЭР для АЭС, разработанных, введенных в эксплуатацию, а также находящихся в серьезных проектных и конструкторских проработках./

Таблица 2.13

Основные теплогидравлические характеристики парогенераторов для реакторов типа ВВЭР [18]

Характеристика	ПГВ-4	ПГВ-1000 (ПГВ-1000М)	ПГВ-1000У	ПГВ-1000М (Иран, Китай, Индия)	ПГВ-640	ПГВ-1000 (увеличен- ный корпус)	ПГВ-1500
Тепловая мощность, МВт	230	750	750	750	450	753	1062,5
Паропроизводительность (расчетная), т/ч	450	1470	1470	1470	913	1470	2067
Давление генерируемого пара (на вы- ходе из ПГ), МПа	4,70	6,27	6,27	6,27	7,06	6,27	7,34
Температура пара, °С	259	278	278	278	286,5	278	289
" питательной воды, °С	164-223	164-220	164-220	164-220	230	230	230
" теплоносителя, °С:							
на входе в ПГ	300	320	322	320	322	321	330
на выходе из ПГ	295	290	292	290	294	291	297
Расход теплоносителя, м ³ /ч	1390	22000	22 000	22 000	13370	21 500	27 000
Давление теплоносителя, МПа	12,5	16	16	16	15,7	15,64	15,7
Скорость теплоносителя в трубках, м/с	2,71	4,20	4,90	4,20	3,52	4,20	4,0
Коэффициент теплопередачи(средний, с учетом загрязнения), кВт/(м ² ·К)	4,30	5,40	6,10	5,50	5,62	5,50	5,40
Удельный тепловой поток (средний) кВт/м ²	90	123	122	123	102	123	112

Полная поверхность теплообмена, м ²	2570	6115	5126	6115	4222	6105	9490
Гидравлическое сопротивление по тракту теплоносителя, МПа	0,10	0,13	0,17	0,13	0,07	0,131	0,13
Приведенная скорость выхода пара с зеркала испарения, м/с	0,240	0,382	0,382	0,390	0,240	0,350	0,280
Влажность пара (расчетная), %, не более	Менее 0,25	Менее 0,20	Менее 0,20	0,20	0,25	0,20	0,20
Величина непрерывной продувки, % паропроизводительности	1,0	1,0	1,0	1,0	0,5	1,0	0,5

2.3.3 Парогенераторы АЭС с реакторами типа AP 1000.

Парогенератор для реактора типа AP-1000 вертикального типа, с U-образными трубками, естественной циркуляцией и встроенным сепаратором влаги. Технические характеристики представлены в таблице 2.14.

Таблица 2.14

Основные характеристики парогенераторов для реакторов типа AP 1000 [15]

Характеристика	Значение
Тип	Вертикальный, с U-образными трубками
Расчетное давление теплоносителя, МПа	17,24
Расчетное давление пара, МПа	8,3
Расчетная температура теплоносителя, °С	343,3
Расчетная температура пара, °С	315,5
Тепловая мощность, парогенератора МВт	1707,5
Общая поверхность теплообмена, м ²	11482,9
Расход пара, т/ч из каждого парогенератора S/G	3415
Общий расход пара, т/ч	13661,7
Максимальная влажность пара на выходе из парогенератора, %	0,25
Температура питательной воды, °С	226,7
Количество трубок в ПГ	10025
Диаметр/толщина стенки трубок, мм	17,5/1,0

2.3.4 Парогенераторы АЭС с реакторами типа EPR

Парогенератор для реактора типа EPR вертикального типа, с U-образными трубками, естественной циркуляцией и осевым экономайзером.

Парогенератор для реактора EPR разделен на две части:

- в нижней секции расположена зона теплообмена между теплоносителями первичного и вторичного контуров;
- в верхней секции зона сепарации, где происходит механическая подсушка пара перед подачей на турбину.

В связи с увеличением поверхности теплообмена по сравнению с предыдущими моделями, наличие осевого экономайзера позволяет достигать значения дав-

ления пара на выходе из парогенератора 7,763 МПа, и КПД АЭС соответственно 35 %.

По сравнению с предыдущими моделями увеличен объем воды вторичного контура, что позволяет эксплуатировать парогенератор на номинальной производительности в течение 30 минут при полном прекращении подачи питательной воды.

Технические характеристики парогенератора реактора типа EPR приведены в таблице 2.15.

Таблица 2.15

Технические характеристики парогенератора реактора типа EPR [10]

Характеристика	Значение
Поверхность теплообмена, м ²	7964
Расчетное давление теплоносителя после реактора, МПа	17,58
Расчетная температура теплоносителя после реактора, °С	351,1
Расчетное давление пара, МПа	10,15
Расчетная температура пара, °С	311,1
Диаметр/толщина стенки трубок, мм	19/1,1
Количество трубок, шт	5980
Температура питательной воды, °С	231,1
Номинальный расход пара, т/ч	313,3
Номинальная температура пара, °С	292,78
Номинальное давление пара, МПа	7,763

2.3.5 Парогенераторы АЭС с реакторами типа PHWR

Характеристики парогенераторов для АЭС типа реакторами PHWR производимых в Канаде и Индии приведены в таблицах 2.16-2.17.

Таблица 2.16

Характеристики парогенераторов для АЭС с реакторами PHWR [16]

Парогенераторы	Тип реактора		
	CANDU 6	Darlington	ACR-1000
Количество	4	4	4

Тип	Вертикальный, с U-образными трубками и предварительным подогревом	Вертикальный, с U-образными трубками и предварительным подогревом	Вертикальный, с U-образными трубками и предварительным подогревом
Номинальный диаметр трубок (мм)	15.9	15.9	17.5
Номинальная температура пара, °C	260	265	275.5
Влажность пара	0.9975	0.9975	0.999
Давление пара, МПа	4.6	5.0	5.9

Таблица 2.17

Характеристики парогенераторов для АЭС с реакторами Indian PHWR [19]

Характеристика	Мощность парогенератора	
	540 МВт	700 МВт
Расход питательной воды, кг/с	213	269
Температура питательной воды, °C	180	180
Плотность питательной воды, кг/м ³	865,5	865,5
Расход пара, кг/с	213	269
Температура пара, °C	252	256
Плотность пара, кг/м ³	20,607	22,184
Давление пара в барабане, бар	41.5	44
Кратность циркуляции	4.3	4.3
Количество трубок	2489	2489
Диаметр трубок, мм	19,0	19,0
Толщина трубок, мм	1,1	1,1

2.4 Паровые турбины АЭС

Паротурбинная установка – одна из основных частей атомной электростанции. Ее главное назначение – преобразование тепловой энергии пара в электрическую, отдаваемую с шин электростанции потребителям. Экономичность АЭС в существенной мере определяется экономичностью ПТУ. В состав пароводяного тракта ПТУ входят: паровая турбина, конденсационная установка, система регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды, система промежуточной осушки пара турбины и парового его перегрева и т.д.

Основными заводами изготовителями паротурбинных установок для АЭС являются: ЛМЗ – акционерное общество "Ленинградский металлический завод (входит в состав холдинга "Силовые машины"), ОАО "Турбоатом" (Украина), концерн Siemens (Германия), Alstom (Франция), Hitachi, Ltd. (Япония), Toshiba (Япония), Doosan Heavy Industries & Construction Co., Ltd. (Южная Корея) и т.д [3].

2.4.1 Особенности паротурбинной установки на насыщенном паре

Основные особенности паровых турбин АЭС связаны с ее работой на насыщенном паре и потому с относительно малым теплоперепадом (большой расход пара) и работой большей части ступеней на влажном паре. Соответствующий цикл паротурбинной установки обоснован в [20, 21], где также показана необходимость сепарации и промперегрева между частью среднего давления (ЧСД) и частью низкого давления (ЧНД) турбины.

ЧСД турбины выполняется в виде одного цилиндра среднего давления (ЦСД), а ЧНД турбины состоит обычно из нескольких цилиндров низкого давления (ЦНД), причем каждый из них выполнен двухпоточным. Влияние влажности пара отрицательно сказывается на тепловой экономичности установки – внутренний относительный КПД турбины при работе на влажном паре $\eta_{oiв.п}$ уменьшается. Приближенно можно считать, что увеличение средней влажности пара на 1% приводит к уменьшению внутреннего относительного КПД турбины также примерно на 1 % [6]:

$$\eta_{oiв.п} = \frac{\eta_{oi} \cdot x_{cp}}{100},$$

Где

Влажность пара отрицательно влияет на работу турбины также и в связи с эрозией лопаток.

Для удаления влаги из влагоулавливающей камеры отсасывается некоторое количество пара, который направляется затем в регенеративную систему. Эффективность влагоудаления возрастает с увеличением отсоса, однако при этом возрастает недовыработка электроэнергии на отсасываемом паре. Хотя теоретически было бы целесообразно отводить влагу после каждой ступени, внутритурбинные влагоулавливающие устройства располагают только в ЦНД, где в связи с большими диаметрами проточной части турбины эрозионный износ лопаточного аппарата проявляется сильнее.

Турбины влажного пара для АЭС, как правило, имеют один ЦВД, после которого расположен сепаратор – промежуточный перегреватель (СПП), и несколько (от одного до четырех) ЦНД.

В некоторых турбинах применяется ЦСД, совмещенный с ЦВД (К-500-60/1500), или отдельный (К-1000-60/1500-1). Принципиальные структурные схемы турбин АЭС представлены на рис. 2.6. [3]

Отличительной особенностью турбин К-500-60/1500 и К-1000-60/1500-1 является также применение боковых конденсаторов. Тепловые испытания турбины К-1000-60/1500-1 на Южноукраинской АЭС показали высокую экономичность турбоустановок этого типа, превышающую экономичность турбоустановок с нижним расположением конденсаторов и без выделенного ЦСД – К-1000/60/1500-2. Преимущество установок первой модификации заключается также в большей простоте фундамента, меньшей кубатуре машинного зала, т. е. в меньших капитальных затратах.

ЦВД турбин влажного пара при мощностях более 220 МВт обычно выполняют двухпоточными (рис. 2.6).

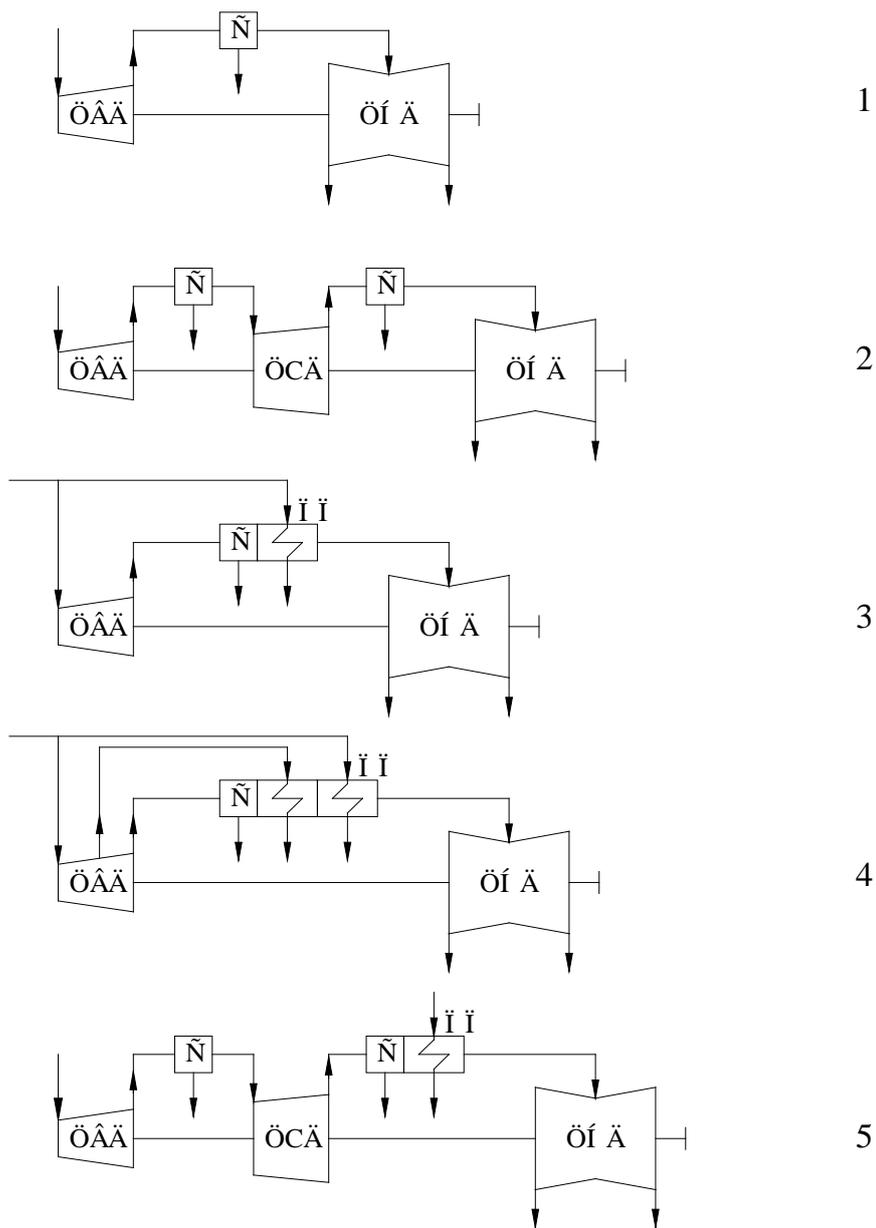


Рисунок 2.6. Структурные схемы турбин влажного пара мощностью 220-1000 МВт: ЦВД, ЦНД – цилиндры высокого и низкого давлений, С-сепаратор, ПП – промежуточный пароперегреватель; 1 – К-220-44 ПО "Турбоатом"); 2 – К-500-65/3000 ПО "Турбоатом", К-750-65/3000 ПО "Турбоатом", К-1000-60/3000 ПОТ ЛМЗ; 3 – К-500-60/1500 ПО "Турбоатом"; 4 – К-1000-60/1500-1 ПО "Турбоатом"; 5 – К-1000-60/1500-2 ПО "Турбоатом".

Для предотвращения щелевой эрозии некоторые элементы статора – диафрагмы, обоймы, козырьки в местах стыковки между их половинами и опорные по-

верхности – имеют наплавки из нержавеющей стали. В последних конструкциях внутренний корпус и диафрагмы по этим соображениям выполняются целиком из нержавеющей стали.

В ступенях ЦВД влажнопаровых турбин применяются влагоудаляющие устройства.

Важным вопросом развития турбинной установки на насыщенном паре в свете увеличения ее мощности является выбор частоты вращения – 50 или 25 с⁻¹. Быстроходные турбины меньше по габаритам и затратам металла, поэтому турбины для АЭС начали свое развитие с числа оборотов 50 с⁻¹. Увеличение мощности до 500 и 750 МВт не встретило особых сложностей. Однако создание быстроходной машины на 1000 МВт было сложнее. Чем больше проходное сечение последней ступени, тем больше эрозионное воздействие на лопаточный аппарат. Уменьшить его можно увеличив давление за турбиной, однако при этом снизилась бы термическая эффективность. Разрешение этого противоречия конструкторы нашли в применении для последней ступени турбины титановой лопатки вместо стальной. Тем не менее влажность пара после ЦНД принята всего 8% (см. рис. 8.1в) в сравнении с влажностью 13% (см. рис. 8.1б.) для тихоходной машины той же мощности.

Считается, что мощность 1000 МВт является предельной для быстроходных машин. Дальнейшее увеличение мощности турбины насыщенного пара возможно только в тихоходном варианте, как это и имеет место для зарубежных машин мощностью 1200 и 1300 МВт. Влажность пара после ЦСД для всех турбин АЭС допустима большей, чем после ЦНД, что объясняется меньшими диаметрами последней ступени ЦСД в сравнении с ЦНД и поэтому меньшими окружными скоростями и эрозионным воздействием влаги.

Преимущества тихоходной турбины заключаются в возможности значительного увеличения торцевой площади единичного выхлопа, что позволяет уменьшить число ЦНД и выходные потери. В связи с этим при равном начальном давлении пара перед турбиной и вакуума в конденсаторе тихоходная турбина имеет более высокую тепловую экономичность в сравнении с быстроходной. В сравнении с быстроходной турбиной тихоходная имеет и недостатки: большие затраты металла и трудоемкость изготовления.

Технические характеристики паровых турбин для АЭС производства заводов "ЛМЗ", "Турбоатом" и Hitachi Ltd приведены в таблицах 2.18-2.20.

Технические характеристики теплообменного оборудования, комплектующее паротурбинные установки "ЛМЗ", "Турбоатом" приведены в таблице 2.21.

Таблица 2.18

Характеристики стационарных паровых турбин для привода электрических генераторов мощностью 50-1200 МВт, производства фирм "ЛМЗ" (Россия) и "Турбоатом" (Украина) [3].

Характеристика	К-1000-5,9/50	К-1000-5,9/25-1	К-1000-5,9/25-2	К-750-6,4/50	К-500-6,4/50	К-220-4,3-3
Завод-изготовитель	ЛМЗ	Турбоатом	Турбоатом	Турбоатом	Турбоатом	Турбоатом
Номинальная мощность, МВт	1074	1100	1114	808	547	5235
Частота вращения, с-1	50	25	25	50	50	50
Параметры свежего пара						
Давление свежего пара, МПа	5,88	5,88	5,88	6,37	6,45	4,31
Температура свежего пара, °С	274,3	274,3	274,3	280	280,4	254,9
Параметры пара после промежуточного перегрева						
Давление, МПа	0,51	1,12	1,12	0,49	0,29	0,265
Температура, °С	260	250	250	263	263	240
Число отборов пара для регенерации	8	7	7	5	7	8
Температура питательной воды, °С	218	223	220	190	168	225
Температура охлаждающей воды, °С	20	15	15	15	12	5
Давление отработавшего пара, кПа	4,9	3,7-4,5	3,7	4,4	3,9	3,0
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	170000	159920	169800	122600	4x20720	36550
Максимальный расход па-	1630,5	1761	1761	–	798	395

Характеристика	К-1000-5,9/50	К-1000-5,9/25-1	К-1000-5,9/25-2	К-750-6,4/50	К-500-6,4/50	К-220-4,3-3
ра, кг/с:						
Конструктивная схема турбины	2ЦНД + 1ЦВД+ 2ЦНД	1ЦВД+ 1ЦСД+ 3ЦНД	1ЦВД+ 3ЦНД	1ЦВД+ 4ЦНД	1ЦВД+ 4ЦНД	1ЦВД+ 2ЦНД
Конструктивная схема проточной части (число ступеней)						
ЦВД	2x5	1x7	2x7	2x6	2x5	1P+5
ЦСД		2x4				
ЦНД	2x5	2x5	2x7	2x5	2x5	2x5
Число выхлопов	8	6	6	8	8	4
Длина рабочих лопаток последней ступени, мм	1,2/1,0	1,45	1,45	1,03	0,852	1.03
Средний диаметр последней ступени, мм	3,0/2,8	4,15	4,15	2,53	2,352	2,53

Таблица 2.19.

Параметры пара в камерах нерегулируемых отборов на номинальном режиме

[3]

Тип турбины	№ отбора	Подогреватель	Давление, МПа	Температура, °С	Количество отбираемого пара, т/ч
К-1000-5,9/3000 (ПОТ ЛМЗ)	–	СПП	5,71	272	546,5
	I	ПВД 7	2,43	223	344,1
	II	ПВД 6	1,5	198	335,7
	III	Деаэратор	0,94	177	120
	IV	ПНД 5	0,579	157	278,2
		Турбопривод ПН	0,548	250	149
	V	ПНД 4	0,268	184	141,1
	VI	ПНД 3	0,132	123	122,2
VII	ПНД 2	0,0672	89	154,5	
VIII	ПНД 1	0,0268	67	177,7	

Тип турбины	№ отбора	Подогреватель	Давление, МПа	Температура, °С	Количество отбираемого пара, т/ч
К-1000-5,9-25 (ПО "Турбо-атом")	I	ПВД 7	2,87	231,5	333,8
	II	ПВД 6	1,822	207,7	275,3
	III	Турбопривод ПН	1,065	250	124,9
		ПВД 5	1,122	185,0	182,0
		Деаэратор	1,122	185,0	176,2
	IV	ПНД 4	0,582	189,0	161,7 + 5,2*
	V	ПНД 3	0,312	135,2	275,1
VI	ПНД 2	0,08	94,3	203,2 + 6,5*	
VII	ПНД 1		0,021	62,4	179,13
К-500-6,4/50 (ПО "Турбо-атом")	I	Деаэратор	1,12	185	29,15
	II	ПНД 5	0,619	160	125,1
	III	ПНД 4	0,346	138	141,76
	IV	ПНД 3	0,14	188	57,609
	V	ПНД 2	0,065	120	56,9 + 5,6*
	VI	ПНД 1		0,0258	66
К-220-44 (ПО "Турбо-атом")	I	ПВД 8	2,786	229,8	66,132
	II	ПВД 7	1,93	210,7	65,61
	III	ПВД 6	1,288	196,2	59,08
	IV	Деаэратор	1,288	191,2	44,33
		ПНД 5	0,508	152,4	42,8 + 2,18*
	V	ПНД 4	0,3	134,4	58,19
	VI	ПНД 3	0,127	168	23,996
	VII	ПНД 2	0,058	101	23,45+0,639*
VIII	ПНД 1		0,029	68,4	35,517

Таблица 2.20

Характеристики стационарных паровых турбин для привода электрических генераторов мощностью 728-1380 МВт, производства фирмы Hitachi Ltd (Япония) [22].

Характеристика	ТС4F-52	ТС4F-38	ТС6F-41	ТС6F-43	ТС6F-52
Номинальная мощность, МВт	728	540	1100	1137	1380
Частота вращения, с-1	25	30	25	30	30

Характеристика	ТС4F-52	ТС4F-38	ТС6F-41	ТС6F-43	ТС6F-52
Параметры свежего пара					
Давление свежего пара, МПа	4,41	6,55	6,55	6,55	6,69
Температура свежего пара, °С	258	282	282	282	284
Параметры пара после промежуточного перегрева					
Давление, МПа	0,62	(1,19)	(1,28)	1,39	1,20
Температура, °С	243,4	—	—	251	253
Число отборов пара для регенерации	6	6	6	6	6
Температура питательной воды, °С	187,0	212,3	215,5	215,6	215,6
Давление отработавшего пара, кПа	5	5	5	5	7
Максимальный расход пара, т/ч:	3568	3071	6400	6072	7268
Конструктивная схема турбины	1ЦВД+ 2ЦНД	1ЦВД+ 2ЦНД	1ЦВД+ 3ЦНД	1ЦВД+ 3ЦНД	1ЦВД+ 3ЦНД

Таблица 2.21.

Теплообменное оборудование, комплектующее паротурбинные установки [3]

Оборудование	К-220-4,3 ПО "Турбоатом"		К-550-6,4/50 "Турбоатом"		К-750-6,4/50 "Турбоатом"	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	К-8170; К-10120; К-12150;	"Турбоатом"	К-10120 (4шт.)	"Турбоатом"	К-11520 (4шт.)	"Турбоатом"
Основной эжектор конденсационного устройства	ЭПО-3-25/75 (2 шт.)	Турбоатом"	ЭП-3-5/150 (3 шт.)	То же	ЭПО-3-220 (3 шт.)	То же
Охладитель пара из концевых камер уплотнений	ЭП-1-150	" Турбоатом"	ЭП-1-150 (2 шт.)	"	ЭП-1-150 (2 шт.)	"
Подогреватели низкого давления						
ПНД1	ПН-800-29-7-IA	"Энергомаш	ПН-950-42-8А (2 шт.)	ТКЗ	ПН-1200-42-4- IA (2 шт.)	ТКЗ
ПНД2	ПН-800-29-7-IIA		ПН-1800-42-8- IA	То же	ПН-1900-42-4- IA	То же
ПНД3	ПН-800-29-7- IIIA		ПН-1800-42-8- IIA		ПН-1900-42-4- IIA	
ПНД4	ПН-800-29-7- IVA		ПН-1800-42-8- IIIA		ПН-1900-42-13-IIIА	
ПНД5	ПН-800-29-7-VA		ПН-1800-26-8- IVA		ПН-1900-242-13- IVA	

Оборудование	К-220-4,3 ПО "Турбоатом"		К-550-6,4/50 "Турбоатом"		К-750-6,4/50 "Турбоатом"	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Охладитель конденсата	ОВ-150-3А (ПНД3)		ОКГ-500-25-15- IA (ПНД2)	ТКЗ	–	
Подогреватели, после которых установлен дренажный насос	ПНД2; ПНД4	–	–		ПНД2; ПНД4	
Деаэратор	ДП-1000/100А	"Сибэнергомаш"	ДП-2000(2x1000)/ 120А	"Сибэнергомаш"	ДП-2200/120А (2 шт.)	"Сибэнергомаш"
Подогреватели высокого давления (ПВД)						
ПВД1	ПВ-1600-92- 15А-2	ПО ТКЗ	–		–	
ПВД2	ПВ-1600-92- 20А-2		–		–	
ПВД3	ПВ-1600-92- 30А-2		–		–	

Теплообменное оборудование, комплектующее паротурбинные установки

Оборудование	К-1100-5,9/25-2М "Турбоатом"		К-1000-5,9/50 "ЛМЗ"	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	К-33270 (2 шт.);	"Турбоатом"	1000 КЦС-1	ЛМЗ
Основной эжектор конденсационного устройства	ЭПО-3-50/150 (3 шт.)	"Турбоатом"	ЭВ-7-1000 (4 шт.)	ЛМЗ
Охлаждитель пара из концевых камер уплотнений	ЭУ-15	"Турбоатом"	ЭВ-1-230 (2 шт.)	ЛМЗ
Подогреватели низкого давления				
ПНД1	ПН-1200-25-6-IA (3 шт.)	ТКЗ	ПНСГ-2000- IA (2 шт.)	ТКЗ
ПНД2	ПН-1200-25-6-IIA (3 шт.)	ТКЗ	ПНСГ-4000- IIA	ТКЗ
ПНД3	ПН-3000-25-16-IIIА	ТКЗ	ПН-3200-30-16-IA	ТКЗ
ПНД4	ПН-3000-25-16-IVА	ТКЗ	ПН-3200-30-16-IA	ТКЗ
ПНД5	–		ПН-3200-30-16-	ТКЗ

Оборудование	К-1100-5,9/25-2М "Турбоатом"		К-1000-5,9/50 "ЛМЗ"	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
			ПА	
Охладитель конденсата	ОКГ-500-25-15-1А (ПНД2) ОКГ-500-25-15-1А (ПНД4)	ТКЗ	–	
Подогреватели, после которых установлен дренажный насос	–	–	ПНД4	
Деаэратор	ДП-3200(2x1600)/185А (2 шт.)	"Сибэнергомаш"	ДП-3200(2x1600)/185А (2 шт.)	"Сибэнергомаш"
Подогреватели высокого давления (ПВД)				
ПВД1	ПВ-2500-97-10А (2 шт.)	ТКЗ	ПВ-2500-97-18А	ТКЗ
ПВД2	ПВ-2500-97-18А (2 шт.)		ПВ-2500-97-28А	ТКЗ
ПВД3	ПВ-2500-97-28А (2 шт.)		–	

3 ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК АЭС

Во введении отмечено, что наибольшее распространение в мире получили АЭС с водным теплоносителем. Именно такие АЭС и будут рассматриваться в качестве основного содержания данного учебного пособия.

3.1 Выбор начальных параметров пара для паротурбинных установок

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.

В настоящее время практически на всех АЭС используется цикл сухого насыщенного пара.

3.1.1 Зависимость тепловой экономичности теоретического цикла АЭС от начальных параметров

Оптимальные параметры свежего пара в первом приближении определяются максимумом термического КПД цикла Ренкина. Коэффициент полезного действия цикла (брутто):

$$\eta_t = \frac{H_a}{Q_0}$$

где $H_a = h_0 - h_{к.а}$ – располагаемый теплоперепад пара (в обратимом адиабатном процессе), кДж/кг; и $h_{к.а}$ – соответственно энтальпия пара перед турбиной и отработавшего пара после изэнтропного расширения его в турбине; в данном случае, кДж/кг; $Q_0 = h_0 - h'_к$ – теплота, затрачиваемая в цикле; – энтальпия конденсата на выходе из турбоустановки (равная в данном случае энтальпии питательной воды $h_{пв}$ паровых котлов), зависящая от давления в конденсаторе турбины. Из hS -диаграммы рабочего процесса пара в турбине видно, что по мере повышения начального давления пара теплоперепад H_a сперва возрастает, достигает максимального значения, затем уменьшается (рис. 3.1). Теплоперепад достигает максимума в точке, в которой касательная к пограничной кривой параллельна конечной

изотерме (она же изобара) $p_k = const$ [20].

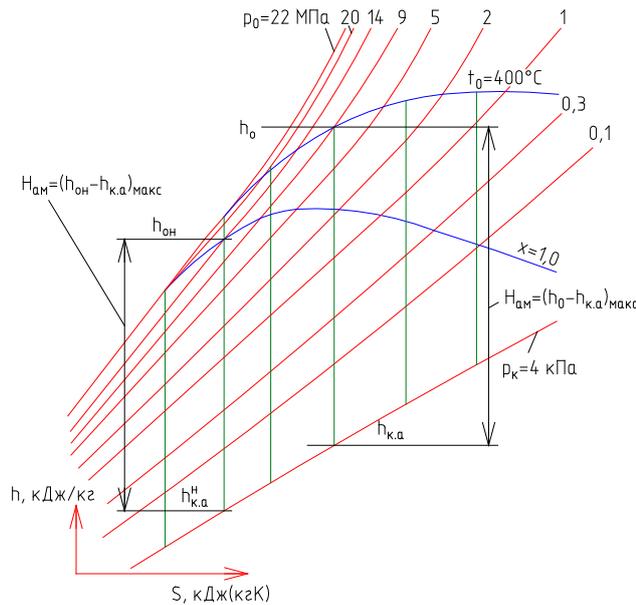


Рисунок 3.1. Процесс расширения пара в турбине АЭС при различных начальных параметрах.

Расход теплоты также достигает максимума в точке, для которой начальное давление МПа, а $h_0 \approx h'' \approx 2804$ кДж/кг. Точка пограничной кривой, отвечающая максимуму теплоперепада, в hS -диаграмме находится левее точки максимума энтальпии сухого насыщенного пара, соответствуя более высокому начальному давлению пара и меньшему значению энтропии S .

Максимум термического КПД % не совпадает с максимумом теплоперепада: близ максимума с дальнейшим повышением давления теплоперепад уменьшается сравнительно медленно, а расход теплоты Q_0 , прошедший максимум при более низком давлении, уменьшается относительно быстрее. Таким образом, при небольшом уменьшении числителя H_a знаменатель Q_0 уменьшается быстрее, т. е. КПД должен еще возрасти. В дальнейшем теплоперепад будет снижаться быстрее, чем начальная энтальпия, и КПД, пройдя через свое максимальное значение, будет уменьшаться. Условие максимума КПД нетрудно установить обычным образом, приравнявая к нулю производную КПД, например, по энтропии:

$$\frac{\partial \eta_t}{\partial S} = \frac{(Q_0 \partial H_a / \partial S - H_a \partial Q_0 / \partial S)}{Q_0^2} = 0.$$

Отсюда вытекает соотношение между величинами h_0 и S_0 в точке максимума КПД

, а именно

$$dH_a/H_a = dQ_0/Q_0.$$

Таким образом, условием максимума КПД является равенство относительных изменений (уменьшения) теплоперепада и расхода теплоты Q_0 [6, 20].

Расчеты подтверждают наличие максимума термического КПД цикла Ренкина сухого насыщенного пара при начальной температуре около 350 °С и соответствующем начальном давлении пара 17,0 МПа (см. рис. 3.2).

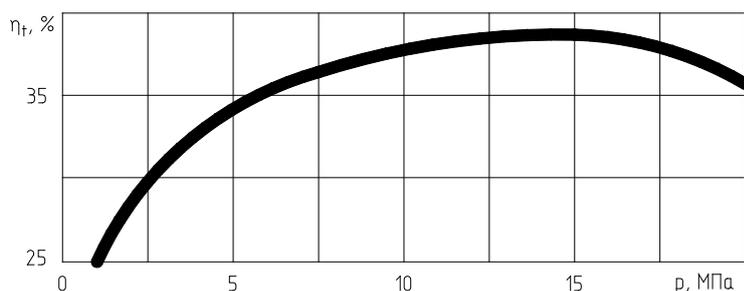


Рисунок 3.2. Зависимость термического КПД теоретического цикла АЭС от начального давления [6]

3.1.2 Начальные параметры пара для АЭС различного типа

Для одноконтурной АЭС (рис. 2.2) теплоносителем реактора является вода и пароводяная смесь. При канальном выполнении таких реакторов и графитовом замедлителе стенки технологических каналов, выполненные из циркониевого сплава, находятся под полным давлением теплоносителя. С ростом давления в реакторе повышаются параметры пара и тепловая экономичность паровой турбины, но одновременно увеличивается толщина стенок технологических каналов. Это приводит к ухудшению нейтронно-физических характеристик реактора и может потребовать применения более обогащенного урана. Удорожание реактора в связи с большим расходом циркониевых сплавов и повышением обогащения ядерного топлива может повлиять на экономическую эффективность АЭС даже негативно, несмотря на рост термической эффективности. На основе расчетных проработок и опыта эксплуатации одноконтурных АЭС давление теплоносителя в таком реакторе в настоящее время принимается равным 7 МПа, то есть парообразование в реакторе

одноконтурной АЭС отвечает температуре воды в реакторе, равной 285 °С, соответственно начальные параметры пара перед турбиной составляют 6,5 МПа и 280 °С [6].

Для двухконтурной АЭС (рис. 2.4) теплоносителем является вода под давлением, которая одновременно служит и замедлителем, циркониевые сплавы, используемые для кассет активной зоны, не испытывают перепада давлений. Это позволяет выбрать давление теплоносителя в реакторе максимально возможным по условиям изготовления мощных корпусов. При современном состоянии реакторостроения таким давлением является 16 МПа. Условием однофазности теплоносителя на выходе из реактора является его недогрев до температуры 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 °С. С учетом необходимого перепада температур в парогенераторе (между теплоносителем и пароводяной смесью) температура парообразования составляет 278 °С, что отвечает давлению 6,4 МПа. Начальные параметры пара перед турбиной 6 МПа и 274 °С.

3.2 Выбор разделительного давления и паро-паровой промежуточный перегрев.

На многих АЭС из-за невысокой температуры пара на выходе из реактора (в одноконтурных АЭС), из парогенератора (в двухконтурных АЭС) или из теплообменника (в трехконтурных АЭС), а также из-за конструктивных особенностей этих аппаратов технически невозможно или нецелесообразно осуществлять промежуточный перегрев пара, используя для этого теплоту непосредственно ядерного горючего. Это относится практически ко всем АЭС с водоохлаждаемыми реакторами (ВВЭР, РWR), когда на входе в турбину пар насыщенный или слегка перегретый, а также к новым АЭС с реакторами на быстрых нейтронах.

На АЭС с водоохлаждаемыми реакторами промежуточный перегрев осуществляется свежим паром и, естественно, температура перегрева $t_{\text{пп}}$ будет ниже начальной температуры пара t_0 . При паро-паровом промперегреве эквивалентная температура дополнительного цикла будет ниже и поэтому паро-паровой промперегрев снижает теоретический термический КПД всего цикла. Применение его

оправдано, главным образом, требованиями надежности, так как вследствие пром-перегрева понижается влажность пара в конце процесса расширения в турбине и тем самым удается уменьшить эрозионный износ лопаток последних ступеней. Другой причиной, оправдывающей применение такого промперегрева, может быть повышение относительного внутреннего КПД η_{oi} последующей (после промперегрева) части турбины вследствие уменьшения потерь от влажности. Однако поскольку перед промежуточным перегревом пар в таких турбинах влажный (влажность здесь составляет $y = 0,08-0,14$), то затраты теплоты греющего пара на предварительную осушку основного потока пара и поверхности теплообмена в таком перегревателе окажутся настолько большими, что непосредственный промперегрев во влажно-паровых турбинах не выполняется. Он всегда сочетается с предварительной осушкой – сепарацией влаги основного потока в специальных сепараторах. Обычно в них удается отделить большую часть влаги, и в последующий за сепаратором перегреватель пар поступает с влажностью, не превышающей $y = 0,01-0,02$. Сочетание сепаратора и перегревателя часто называют СПП – сепаратором-пароперегревателем.

Возможны различные варианты выполнения турбоустановок с влажно-паровыми турбинами: с однократной сепарацией (без промежуточного перегрева), с двукратной сепарацией и другие, представленные на рис. 2.6. Давление пара между цилиндрами (частями) турбины, при котором производится внешняя сепарация, называется разделительным.

Для повышения температуры промперегрева $t_{пп}$ требуется увеличение поверхности теплообмена перегревателя и расхода греющего пара. Поэтому температура $t_{пп}$ выбирается, исходя из двух факторов:

- допустимой в конце процесса расширения пара в турбине влажности по условиям эрозионной надежности рабочих лопаток;
- КПД всей турбоустановки.

Очевидно, что при специальных мероприятиях, позволяющих снизить потери, связанные с протеканием влажного пара, целесообразно понижать $t_{пп}$ ибо, как было сказано выше, промежуточный перегрев отрицательно сказывается на КПД цикла и увеличивает стоимость всей турбоустановки, в первую очередь самого СПП.

Сепараторы и пароперегреватели, устанавливаемые между цилиндрами турбины, работающей на насыщенном паре, предназначены для обеспечения допустимой влажности в ее проточной части. Внешние сепарация и промежуточный перегрев пара при давлении, близком к оптимальному, повышают электрический КПД ПТУ на 4-6 %, прежде всего за счет уменьшения потерь, обусловленных влажностью в ЧНД турбины. В отечественных турбоустановках АЭС, как правило, применяются сепараторы-пароперегреватели (СПП), в одном корпусе которых размещаются устройства сепарации и перегрева.

Основные требования, предъявляемые к СПП следующие:

- сепарат и конденсаты греющих паров должны выводиться из СПП и накапливаться в промежуточных сепарато- и конденсатосборниках во избежание проскоков пара по отводящим линиям, с этой целью в промежуточных сборниках влаги должен поддерживаться определенный уровень;

- на паропроводе после СПП должен быть установлен отсечный клапан во избежание заброса воды в турбину или ее разгона выпаром из сборников влаги при сбросах нагрузки;

- для поддержания эффективности теплообмена и предотвращения опасной концентрации гремучей смеси на одноконтурных АЭС необходимо удаление из аппаратов неконденсирующихся газов;

- необходима защита от недопустимого повышения давления.

Кроме того, СПП должны, быть по возможности компактными, что диктуется местом их установки, иметь минимальные паровые объемы из условий безопасности работы турбины; быть доступными для технического осмотра, ремонта и замены основных сборочных единиц во время остановов ПТУ; иметь минимальное гидравлическое сопротивление, прежде по основному потоку пара (1 % потери давления перегреваемого пара уменьшает электрический КПД установки примерно на 0,04 %). Технические характеристики сепараторов-пароперегревателей завода "ЗиО" приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1.

Технические характеристики сепараторов-пароперегревателей [3]

Показатель	Типоразмер
------------	------------

	СПП-220М*1	СПП-500-I (М)*1	СПП-750	СПП-1000*1	СПП-1000-1
Тип турбины	К-220-4,4/50	К-500-6,5/50	К-750-6,5/50	К-220-6,0/25	К-1000-6,0/50
Число на одну турбину	2	4	4	4	4
Площадь набегания потока влажного пара на жалюзи сепаратора, м ²	30,8	33,6	29,2	46,4	40,8 (41,1)
Параметры нагреваемой среды:					
Число сепарационных блоков	16	20	25	20	–
влажность перед сепаратором, %	13	15	15,3	11,7	14,2 (12,1)
давление на входе, МПа	0,329	0,332	0,47	1,128	0,567 (0,986)
потери давления (от давления на входе), %	5,5	7,8	5,2	3	2,9 (1,3)
расход на входе, кг/с	135,1	141,1	212,0	327,8	312,9 (325)
температура на выходе, °С	189/241	190,4/260,7	263	208/250	250
Параметры греющей среды на входе:					
давление, МПа	1,89/4,23	1,92/6,18	6,19	2,70/5,71	5,7
температура, °С	209/253,5	210,3/278	277,5	228/272	272,3
влажность, %	6,4/0,5	10/0,7	0,6	7,0/0,5	0,5
расход, кг/с	8,92/7,44	8,92/11,2 8	31,11	10,47/18, 03	36,9 (34,3)
Теплопередающая поверхность пароперегревателя:					
площадь (расчетная), м ²	539/528	1200/148 0	3100	462/648	1498(139 9)
плотность теплового потока, кВт/м ²	31,17/25	12,14/11, 59	19,2	40,7/48,8	48,3 (38,7)
число труб , шт.	3478/3441	14 876/17 780	8420	2960/3959	–
диаметр и толщина стенки, мм	16x2	14x1,2	16x2	16x2	16x2
длина, м	4,6	2	9	4,6	–
число модулей (кассет), Шт.	94/93	59/70	Один трубный пучок	80/107	222

Показатель	Типоразмер				
	СПП-220М*1	СПП-500-I (М)*1	СПП-750	СПП-1000*1	СПП-1000-1
Материал:					
трубок	Сталь 20	08X18Н1 0Т (08X14М Ф)	08X14М Ф	Сталь 20	Сталь 20
корпуса	Сталь 22К	08X18Н ЮТ (Сталь 22)	Сталь 22К	Сталь 22К	Сталь 22К
Наружный диаметр и толщина стенки корпуса, мм	3484X20	4170x20	4000x24	3488X24	4072x36
Высота, мм	13 980	9050	13 490	14 340	13 680
Масса сухого аппарата, т	108,7	11,1	162	127	152,5
Удельная металлоемкость 4, т/МВт	0,99	0,91	0,86	0,51	0,61

Одна из важных задач при разработке сепараторов-пароперегревателей – выбор давления в них. Для решения этого вопроса рекомендуются формулы [3,6]:

$$p_{\text{разд}} = 0,12 p_0 + 0,135 \text{ или, что то же}$$

$$p_{\text{разд}} = 0,675 + 0,12 (p_0 - 4,5),$$

где p_0 – начальное давление перед турбиной.

Разумеется, зависимость $p_{\text{разд}}$ от p_0 существует, но в современных турбинах p_0 изменяется слабо, а при одном и том же p_0 чем выше разделительное давление, тем больше влажность пара перед конденсатором, то есть больше КПД турбин. Таким образом, допустимая влажность после турбины зависит от ее быстроходности. Поэтому для быстроходной турбины (50 с^{-1}) предпочтительно меньшее разделительное давление. Однако вышеприведенные формулы этого не учитывают. Между тем, быстроходность турбины имеет для решения данного вопроса определяющее значение.

В принципе более высокое разделительное давление имеет преимущество не только в общем КПД турбины, но и в уменьшении размеров поверхности теплооб-

мена для промежуточного перегревателя. Это связано с меньшей тепловой нагрузкой, а также с более высоким значением коэффициента теплообмена и, следовательно, и общего коэффициента теплопередачи. Изложенное показывает, что для единичной мощности турбины более 1000 МВт следует выбирать более высокое разделительное давление, но для мощности 1000 МВт и ниже правильнее ориентироваться на меньшее разделительное давление, так как металлоемкость быстроходной машины меньше, чем тихоходной. Поэтому вплоть до мощности 1000 МВт вероятнее применение быстроходной машины.

В ряде случаев предлагают вообще исключить промежуточный пароперегреватель, заменив одноступенчатые сепарацию и промышленный перегрев – двухступенчатой сепарацией. Это предложение позволило бы отказаться от промперегревателя, имеющего большие габариты и малую надежность. Рядом фирм разработаны различные типы высокоэффективных и компактных сепараторов, в том числе, турбосепараторы со свободно вращающимся рабочим колесом.

Для окончательного выбора разделительного давления необходимы технико-экономические расчеты, учитывающие затраты на поверхность теплообмена промперегревателя, которые будут тем меньше, чем больше давление. Это связано с двумя факторами: во-первых, при одинаковой конечной температуре перегрева количество передаваемой теплоты уменьшается с увеличением давления (температуры) насыщенного пара, поступающего на перегрев; во-вторых, чем выше давление перегреваемого пара, тем больше коэффициент теплоотдачи от поверхности нагрева к пару, входящий в общий коэффициент теплопередачи пароперегревателя. Но следует иметь в виду, что с увеличением давления перегреваемого пара уменьшаются температурный напор на входе в первую ступень перегрева и средний температурный напор. В результате увеличиваются потребная поверхность теплообмена и габариты СПП.

Важен также выбор конечной температуры перегрева пара, так как от него зависят как тепловая экономичность турбинной установки, так и затраты на поверхность нагрева пароперегревателя. При постоянной температуре греющего пара выбор более высокой конечной температуры промежуточного перегрева хотя и повысит тепловую экономичность, но одновременно приведет и к увеличению потреб-

ной поверхности нагрева за счет падения температурного напора на выходе из СПП, что удорожает установку. Минимальный температурный напор, то есть напор на горячей стороне пароперегревателя, выбирают на основе технико-экономических соображений. Оптимальное его значение составляет 20-25 °С. Этот температурный напор равен разности температуры свежего пара и конечной температуры перегреваемого пара. Для турбин К-220-44 и К-500-65/3000 он составляет соответственно 13,9 и 14,5 °С. Такие параметры дают возможность получить наиболее высокую температуру перегреваемого пара и наибольший выигрыш в тепловой экономичности турбины. Для турбин К-1000-60/3000 и К-1000-60/1500 температурный напор составляет 24,3 °С, что является оптимальным.

Переход от одноступенчатого перегрева к двухступенчатому дает небольшие преимущества. Однако одноступенчатый перегрев конструктивно и компоновочно проще. Поэтому для мощной турбины одноступенчатый перегрев становится предпочтительным.

В связи с низким давлением в СПП размеры его корпуса получаются очень большими. Для турбины мощностью 1000 МВт требуется установка четырех СПП диаметром 4 м и высотой 8 м. Объем пара, содержащийся в этих корпусах и соединительных паропроводах, мог бы поступать в ЦНД и после закрытия стопорного клапана перед ЦСД. Поэтому в отличие от турбины перегретого пара на турбине насыщенного пара перед каждым ЦНД устанавливают отсечные заслонки.

Промежуточные сепарацию и пароперегрев в принципе можно было бы осуществлять многократно. Однако наряду с некоторым повышением тепловой экономичности такие схемы приводят к увеличению числа последовательно включенных частей турбины. Это вызывает значительное удорожание, как самой турбины, так и паропроводов от турбины к СПП и от СПП к цилиндрам турбины. В связи с этим применяют только однократные сепарацию и промперегрев.

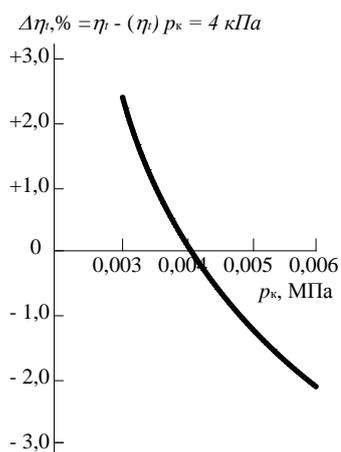
Отдельным вопросом при разработке тепловых схем паротурбинных установок АЭС, является выбор места сброса конденсата греющего пара из СПП, что влияет на степень регенерации q_p . Если дренаж отводится за последний ПВД (как, например, в турбоустановке К-1000-60/3000 производства "ЛМЗ"), то он повышает температуру подогрева питательной воды, увеличивая значение q_p . В некоторых

схемах (например, турбины К-500-60/1500 ПО "Турбоатом") конденсат направляют в ПВД. В последующем он вместе с конденсатом пара, поступающего на эти подогреватели, каскадно сбрасывается в деаэратор, где добавляется к основному потоку питательной воды. Избыточное количество теплоты, вносимой конденсатом греющего пара СПП, вытесняет из системы регенеративного подогрева питательной воды часть пара регенеративных отборов и уменьшает недовыработку электрической мощности.

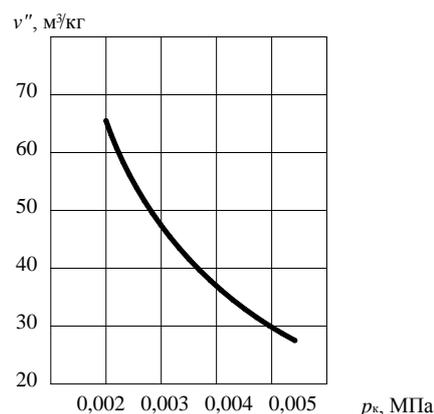
3.3 Выбор конечных параметров пара

Известно, 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 [6].

Из рис. 3.3. видно, что переход от давления 0,0035 МПа в конденсаторе к 0,0045 МПа снижает термический КПД примерно на 1,5 %, но одновременно (рис. 3.2, б) почти в 1,3 раза уменьшает 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 номинальной частотой вращения турбины – 50 или 25 с⁻¹, причем для быстроходных турбин окружные скорости выше и поэтому допустимая влажность меньше.



а)



б)

Рисунок 3.3. а) – термический КПД паротурбинной установки в зависимости от вакуума (при неизменных начальных параметрах), б) – удельный объем насыщенного пара в зависимости от давления пара в конденсаторе.

3.4 Система подогревателей низкого давления.

На турбинах АЭС целесообразно применять ПНД смешивающего типа [23]. Значительный опыт работы турбоустановок К-1000-60/3000 с использованием смешивающих ПНД подтвердил их высокую надежность и тепловую экономичность.

В головном варианте тепловой схемы турбоустановки К-1000-60/3000 в качестве ПНД1 и ПНД2 применены аппараты смешивающего типа с гравитационной схемой слива конденсата, причем ПНД1 имеет двухкорпусное исполнение. Вследствие замены ПНД поверхностного типа это обеспечивает повышение тепловой экономичности турбоустановки на 0,1% (тоже без учета больших нерасчетных величин недогрева в поверхностных ПНД из-за присосов воздуха, что подтверждается практикой эксплуатации) при одновременном существенном снижении стоимости аппаратов.

Вместе с тем, в некоторых работах обосновывается преимущество варианта с применением ПНД1 и ПНД2 поверхностного типа. Это аргументируется возможностью перехода к одноступенчатому конденсатному тракту (и одноступенчатому конденсатному насосу).

Актуальным представляется комплекс работ по совершенствованию поверх-

ностных ПНД, из которых либо полностью комплектуется система регенерации низкого давления некоторых турбоустановок (К-500-65/3000, К-750-65/3000, К-1000-65/1500), либо являющихся составной частью комбинированных схем (К-1000-60/3000, К-1250-60/3000 и др.).

Некоторые конструктивные решения позволили получить высокие теплотехнические характеристики аппаратов в схемах указанных турбоустановок.

В табл. 3.2 приведены опытные значения недогревов в подогревателях, полученные в ходе испытаний на ряде АЭС построенных в СССР. Сопоставление их со значениями недогревов для аналогичных аппаратов, выпускаемых зарубежными фирмами, позволяет сделать вывод, что по этому важному показателю тепловой эффективности серийные отечественные подогреватели находятся на одном с ними уровне.

Таблица 3.2

Значения недогревов в поверхностных ПНД турбоустановок АЭС [23]

Тип турбоустановки	Тип подогревателя (номер в тепловой схеме)	Недогрев при номинальной мощности турбоустановки, К
К-500-6,4/50	ПН-950-42-8 А (№ 1)	3,8
	ПН-1800-42-8 I А (№ 2)	3,0
	ПН-1800-42-8 II А (№ 3)	2,4
	ПН-1800-42-8 III А (№ 4)	2,5
	ПН-1800-42-8 IV А (№ 5)	2,0
К-750-6,4/50	ПН-1200-42-40-I А (№ 1)	4,5
	ПН-1900-42-4-I А (№ 2)	4,2
	ПН-1900-42-4-II А (№ 3)	2,8
	ПН-1900-42-13-III А (№ 4)	4,5
	ПН-1900-42-13-IV А (№ 5)	2,6
К-1000-5,9/25	ПН-1200-25-6-I А (№ 1)	7,0
	ПН-1200-25-6-II А (№ 2)	4,0
	ПН-3000-25-16 III А (№ 3)	4,2
	ПН-3000-25-16 IV А (№ 4)	0,5
К-1000-5,9/50	ПН-3200-30-16-I А (№ 3)	2,3
	ПН-3200-30-16-I А (№ 4)	1,6
	ПН-3200-30-16-II А (№ 5)	1,4

3.5 Система подогревателей высокого давления

Для АЭС с водо-водяными реакторами типа ВВЭР при начальном давлении пара $P_0 = 6,4$ МПа для парогенератора с многократной циркуляцией без экономайзера температура питательной воды составляет 230 °С, для прямоточного парогенератора с экономайзером – $t_{п.в} = 220$ °С. Эти значения температуры питательной воды реализуются в группе ПВД, состоящей из трех подогревателей: однокорпусных на турбоустановках типа К-220-44, К-500-60/1500 и двухкорпусных на турбоустановках типа К-1000-60/1500, К-1000-60/3000 [24, 25].

Стремление максимально упростить тепловую схему энергоблока и тем самым повысить эксплуатационную надежность и экономичность реализуется для ПВД путем их максимального укрупнения. Это приводит к тому, что для самых мощных блоков ПВД, как правило, устанавливаются двумя параллельными линиями, рассчитанными на пропуск и нужный подогрев всего количества питательной воды. Однако на существующих турбоустановках ПВД имеют исключительно большую металлоемкость, что связано с неоптимальным выбором значений нагрева по ступеням и стремлением к очень низким величинам недогрева. Эти обстоятельства были вызваны некорректным формированием цен на оборудование, что приводило, например, к целесообразности осуществления недогрева, равного 1 °С. При таком подходе оправданным является увеличение числа ступеней подогрева (например, для турбины К-1000-60/1500) до одиннадцати при среднем нагреве в ступени для шести корпусов ПВД всего на 20 °С. В этой связи для перспективных установок предполагается уменьшение числа ПВД: оно не должно превышать двух при $t_{п.в} = 231-239$ °С и одного при $t_{п.в} = 220-225$ °С [23].

Как для существующих, так и для перспективных турбоустановок предпочтительной остается одноподъемная схема прокачки питательной воды (питательный насос располагается перед группой ПВД), тем более, что отмечается тенденция к сокращению числа ПВД. Этому, также, способствует переход на повышенное давление в деаэраторе, выбираемое для перспективных турбоустановок АЭС на уровне $1,25-1,6$ МПа.

Технические характеристики регенеративных подогревателей турбин АЭС приведены в таблицах 3.3-3.5.

Таблица 3.3

Основные характеристики поверхностных подогревателей низкого давления турбин АЭС [3]

Типоразмер	Завод-изготовитель	Площадь поверхности теплообмена, м ²	Расчетный тепловой поток, МВт	Максимальная температура пара, °С	Номинальный расход воды, кг/с	Гидравлическое сопротивление, МПа
ПН-800-29-7-IA	"Энергомаш"	750	20,9	200	208,3	0,04
ПН-800-29-7-IIA	"Энергомаш"	800	36,3	200	216,7	0,035
ПН-800-29-7-IIIA	"Энергомаш"	800	22,2	200	263,9	0,044
ПН-800-29-7-IVA	"Энергомаш"	800	33,7	200	291,7	0,045
ПН-800-29-7-VA	"Энергомаш"	800	23,7	200	350,0	0,049
ПН-950-42-8А (2 шт.)	ТКЗ	950	22,9	170	350	0,0147
ПН-1200-42-4- IA (2 шт.)	ТКЗ	1180	34,7	200	311,4	0,04
ПН-1200-25-6-IA	ТКЗ	1215	43,5	200	370,8	0,04
ПН-1200-25-6-IIA	ТКЗ	1200	37,9	150	422,5	0,0216
ПН-1800-42-8- IA	ТКЗ	1800	45,1	170	700	0,059
ПН-1800-42-8- IIA	ТКЗ	1800	48,0	195	700	0,06
ПН-1800-42-8- IIIA	ТКЗ	1800	76,2	170	700	0,06
ПН-1800-26-8- IVA	ТКЗ	1800	66,0	170	700	0,061
ПН-1900-42-4- IA	ТКЗ	1900	118,3	145	733,9	0,021
ПН-1900-42-4- IIA	ТКЗ	1900	79,2	145	818,6	0,026
ПН-1900-42-13-IIIA	ТКЗ	1900	89,8	190	818,6	0,025

ПН-1900-242-13-IVA	ТКЗ	1900	70,8	190	1051,4	0,039
ПН-3000-25-16-IIIА	ТКЗ	3000	176,5	200	1112,5	0,0316
ПН-3000-25-16-IVA	ТКЗ	3000	115,8	200	1448,3	0,0495
ПН-3200-30-16-IA	ТКЗ	3200	90,2	200	1082,2	0,0284
ПН-3200-30-16-IIА	ТКЗ	3200	123,3	200	1430,6	0,056

Таблица 3.4

Основные характеристики смешивающих подогревателей низкого давления турбин АЭС [Зорин] .Завод-изготовитель – ТКЗ.

Типоразмер	Типоразмер турбины	Расход, кг/с		Температура конденсата, °С		Температура пара, °С	Рабочее давление в корпусе, МПа
		конденсата	пара	на входе	на выходе		
ПНСГ-2000-АП	К-1000-5,9/25	977,8	35,6	29	62,3	63,1	0,023
ПНСГ-2000-IIА	К-1000-5,9/25	939,6	32,7	29,6	62,4	63,1	0,023
ПНСГ-4000-IA	К-1000-5,9/50	1041,3	50,0	62,3	95,6	94,8	0,086
ПНСГ-4000-IIА	К-1000-5,9/50	997,3	52,0	62,4	86,5	86,4	0,062

Таблица 3.5

Основные характеристики поверхностных подогревателей высокого давления турбин АЭС [3]

Типоразмер	Завод-изготовитель	Площадь поверхности теплообмена, м ²	Расчетный тепловой поток, МВт	Максимальная температура пара, °С	Номинальный расход воды, кг/с	Гидравлическое сопротивление, МПа
ПВ-2500-97-10А	ТКЗ	2370	164,0	216	907,2	0,25
ПВ-2500-97-18А	ТКЗ	2370	185,0	216	907,2	0,25
ПВ-2500-97-28А	ТКЗ	2370	292,0	216	907,2	0,25

3.6 Деаэраторы питательной воды

Основное назначение деаэраторов питательной воды – удаление коррозионно-активных газов. Одной из задач проектирования тепловых схем паротурбинных установок АЭС является выбор давления пара в деаэраторе.

Чем выше давление в деаэраторе, тем более развит регенеративный цикл в области ПНД и менее развит в области ПВД, что приводит к удешевлению оборудования. Однако с другой стороны при этом удорожается сам деаэратор. В настоящее время на АЭС наиболее распространены деаэраторы на 0,7 МПа. На ряде вновь проектируемых установок предполагается применение давления 1,2 МПа. В этом случае завод-изготовитель деаэраторной колонки и деаэраторного бака несколько видоизменяет конструкцию деаэратора на 0,7 МПа, укрепляя ее.

При неналаженной работе деаэраторной колонки качество питательной воды будет низким, а расход выпара большим. Это может быть вызвано наличием даже небольшого (1-2 °С) недогрева до кипения. Для предотвращения этого явления при расчете системы регенерации подогрев воды в деаэраторной колонке выбирают примерно вдвое меньшим, чем в каждом из ПНД и ПВД.

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

Можно считать, что процесс деаэрации воды будет проходить одинаково эффективно при любом давлении, то есть 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, то есть 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 нагрузки 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.

Деаэратор – один из подогревателей в общей системе регенерации. Искусственное поддержание давления в одной из точек регенеративного подогрева на постоянном уровне (в то время как в других подогревателях при изменении нагрузки оно меняется) неизбежно приводит к нарушению оптимального распределения подогрева в системе регенерации. Поэтому в последнее время в проектах предусматривается работа деаэраторов на скользящих параметрах. При этом параллельно работающие деаэраторы должны иметь уравнивательные линии только в пределах регенеративной схемы одной турбины, то есть предполагается независимая работа деаэраторов каждой турбины.

Так как в деаэратор направляется также пар из расширителя непрерывной продувки, отсосы из уплотнений штоков регулирующих клапанов турбины и дренажи паропроводов, то увеличение давления в нем уменьшает соответствующие энергетические потери.

Основные технические характеристики деаэрационных колонок приведены в таблице 3.6.

Таблица 3.6

Основные технические характеристики деаэрационных колонок повышенного давления [3]

Показатель	Типоразмер							
	КДП-225	КДП-500	КДП-1000	КДП-1000А	КДП-1600А	КДП-2000	КДП-2000А	КДП-2800
Номинальная производительность, кг/с	62,5	138,9	277,8	277,8	444,4	555,6	611,1	777,7
Рабочее давление, МПа	0,59	0,59 0,69	0,69	0,69 0,76	0,69	0,69	1,18	0,74
Рабочая температура, °С	158,1	158,1 164,2	164,2	164,2 167,5	164,2	164,2	187,1	167,5
Объем, м ³	8,0	8,5	17	17	58	32	53	49
Диаметр, мм	1826	2032	2432	2432	3400	3400	3400	3400
Высота, мм	3870	3625	4190	4124	7706	5066	6902	7166

3.7 Питательные насосы

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 одноконтурной АЭС с реакторами типа РБМК или ВВР, в которой 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. На современных АЭС применяют одноподъемную схему включения питательных насосов. При этом питательный насос создает полное давление, необходимое для подачи воды в парообразующую установку. Под этим давлением находится трубная система всех ПВД.

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 9-12-20 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.

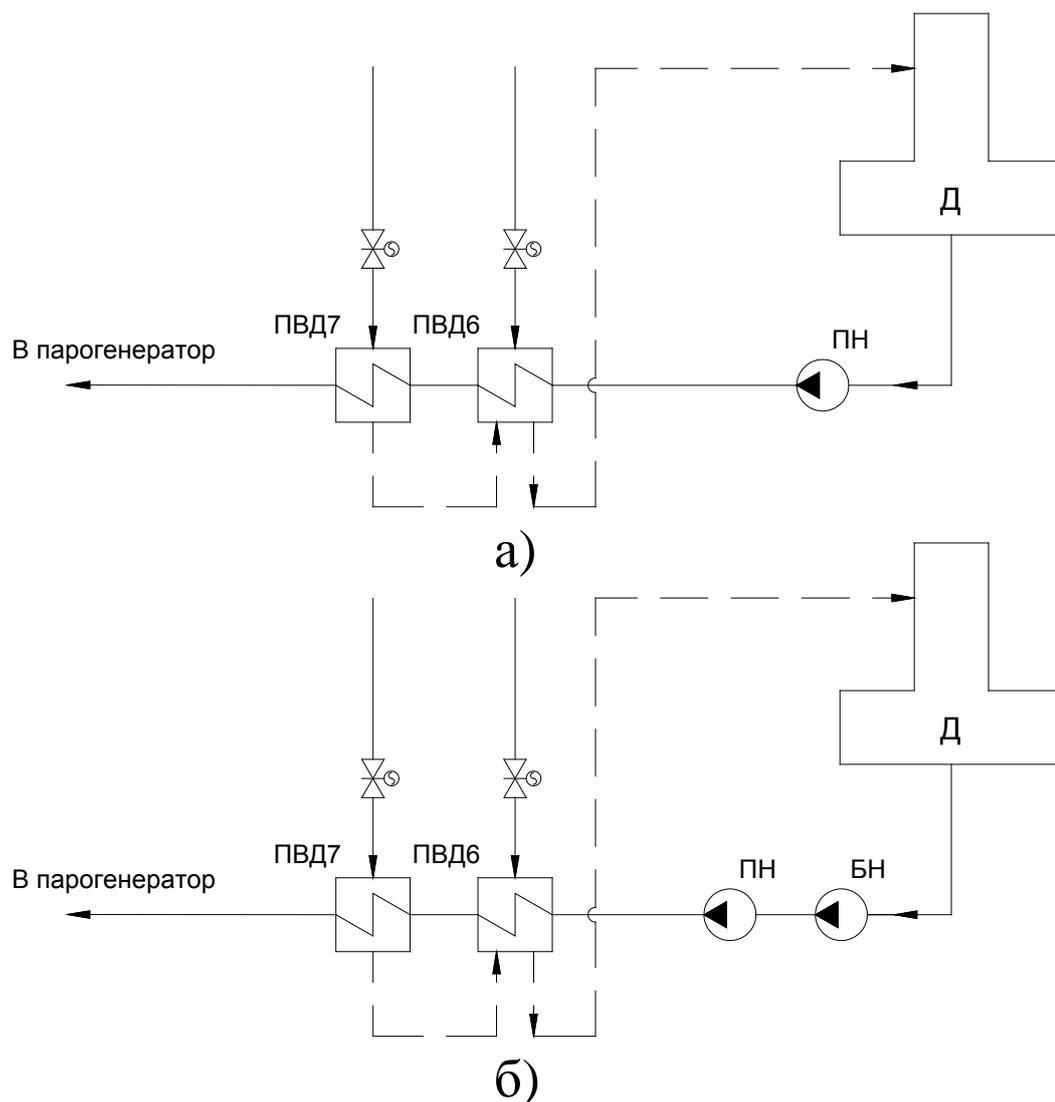


Рисунок 3.4. Схемы включения питательных насосов:

а – одноподъемная; б – одноподъемная с бустерным насосом; Д – деаэрактор, ПН – питательный насос; БН – бустерный (предвключенный) насос, ПВД – подогреватель высокого давления

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. 3.4 б). Вероятность кавитации в насосе всегда выше для быстроходных насосов. Бустерный насос (БН) выбирается тихоходным, и поэтому требуемая высота расположения деаэратора резко уменьшается. Основной напор создается быстроходным насосом, 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 одноподъемной схемы не требует столь значительных высот расположения деаэратора, как было указано выше.

В качестве питательных насосов обычно используют центробежные многоступенчатые насосы с сальниковым, а на одноконтурной АЭС - с механическим уплотнением вала. Питательная вода даже одноконтурной АЭС 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 герметичности твэлов – газообразными продуктами деления, прежде всего ксенона и криптона. 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%, то есть 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, то есть производительность каждого насоса составляла 25% общего расхода питательной воды.

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 питательного насоса – электропривод или турбопривод с установкой специальной приводной турбины – имеет большое значение. Электропривод питательного насоса 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.

Так, для АЭС на 1000 МВт и более мощность питательной установки достигает (в зависимости от параметров и типа реактора) 20-25 МВт. Для АЭС турбопривод имеет еще 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 числа оборотов, непосредственный привод насоса без редуктора и неограниченная единичная мощность.

При установке для мощного блока двух рабочих питательных насосов по 10–12,5 МВт каждый приводная турбина должна быть многоступенчатой. Такие тур-

бины требуют прогрева перед пуском и не могут использоваться как резервные. Оба питательных насоса работают на общий питательный коллектор.

Для мощности, при которой 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 определенной мощности становится равным полному КПД электростанции и превышает его при дальнейшем увеличении мощности. Между тем для крупной АЭС мощность питательной установки становится столь большой, что ее экономичность может уже заметно влиять на общий КПД станции.

Для АЭС 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 (260 °С; 1,44 МПа), по 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 одноконтурной 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, то есть без установки отдельного конденсатора.

Переход от реактора РБМК-1000 к реактору РБМК-1500 побудил вновь рассмотреть и решить положительно вопрос об использовании турбопривода. Для АЭС с РБМК-1500 установлены два центробежных насоса на полную подачу с турбоприводом, расположенным за биологической защитой. Кроме того, предусмотрены два резервных питательных насоса с электроприводом с суммарной подачей 60% полной подачи. Подача питательной установки в эксплуатации должна изменяться в соответствии с нагрузкой обслуживаемого 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.

Основные технические характеристики питательных насосов для блоков АЭС приведены в таблице 3.7.

3.8 Конденсатные насосы

Конденсатный насос – насос, откачивающий конденсат из конденсатора, подавая его через систему регенеративных подогревателей в деаэратор.

При выборе числа и производительности конденсатных насосов решающее значение имеет подход к их резервированию. Например, для АЭС с ВВЭР-1000 конденсатные насосы выбраны без резерва – два на одну турбину К-500-60/1500, т.е. каждый на 50% производительности [6]. Поскольку устанавливают два насоса, то выход из строя одного из них вызывает не останов турбины, а лишь снижение ее мощности. Так как установка конденсатного насоса обходится недорого, то более целесообразно использование трех насосов – двух рабочих и одного резервного, каждый на 50% производительности (рис. 3.3), тем более что обычно конденсатные насосы выходят из строя чаще, чем питательные.

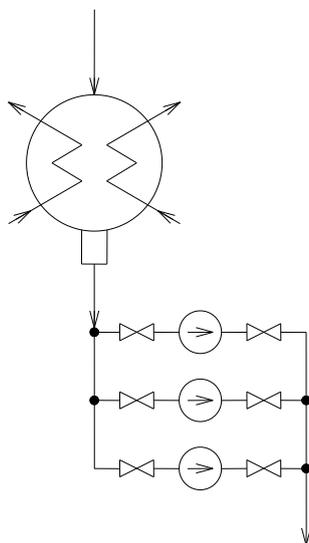


Рисунок 3.5. Схема включения конденсатных насосов

Таблица 3.7

Основные технические характеристики питательных насосов блоков АЭС [26]

Обозначение насоса	Подача Q, м ³ /ч	Напор Н, м (пред. откл. ± 3 %)	Давление насоса, МПа	Допускаемый кавитационный запас, м	Давление на входе в насос, не более, МПа	Мощность, кВт	КПД, %, не менее	Частота вращения (синхронная), об/мин	Температура питательной воды на входе в насос, не более, °С
Основные питательные насосы									
ПЭА 850-65	850	714	6,34	9,0	0,88	1870	80	3000	165
ПЭА 1650-75	1650	830	7,33	15,0	0,88	4100	82	3000	170
ПЭА 1650-80	1650	910	7,85	15,0	1,47	4340	83	3000	190
ПТА 3750-75	3750	810	7,19	135,0	2,65	9130	82	3500	165
ПТА 3600-65	3600	750	6,46	135	3,92	7890	82	5500	190
ПТА 2800-65	2800	750	6,46	95	3,92	6140	82	5500	190
Аварийные питательные насосы									
ПЭА 65-50	65	580	5,14	6,0	2,35	144	65	3000	165
ПЭА 150-85	150	910	8,07	7,5	0,98	490	69	3000	165
ПЭА 250-75	250	830	7,33	9,0	0,88	680	75	3000	170
ПЭА 250-80	250	880	7,58	9,0	1,47	725	73	3000	190
Предвключенные питательные насосы									
ПТА 3800-20	3800	215	1,90	17,0	0,98	2450	82	1800	165
ПТА 3600-16	3600	180	1,55	15	1,47	1890	82	1900	190
	2800	200	1,72	15	1,47	1630	82	1900	190

Следует учитывать, что обеспечить необходимую высоту подпора (допускаемого кавитационного запаса) на всасе конденсатного насоса труднее, чем для питательного. При подвальном расположении конденсаторов приходится делать специальные приямки для расположения в них насосов.

Конденсатные насосы выбирают всегда с электроприводом, так как потребляемая ими мощность существенно меньше, чем питательных насосов. Это объясняется тем, что у конденсатных насосов существенно меньше производительность и потребный напор. Расходы пара на турбину и в конденсатор зависят от времени года, что связано с сезонным изменением вакуума в конденсаторе и термического к.п.д. турбинной установки. Поэтому производительность конденсатных насосов надо выбирать в расчете на 100 % – ную нагрузку турбины в условиях летнего периода. При выборе производительности конденсатных насосов необходимо учитывать расход химически очищенной воды, если осуществлена ее подача в конденсатор, а также расход дренажей греющих паров ПНД, если применен их каскадный слив в конденсатор.

Напор конденсатных насосов определяют, исходя из давления в деаэраторе и преодоления сопротивления всей регенеративной системы и всего тракта от конденсатора до деаэратора, в том числе и высоты гидростатического столба в связи с установкой деаэратора на значительной высоте по условиям обеспечения подпора питательных насосов. Если же принята бездеаэраторная схема, то конденсатный насос работает по отношению к питательному как бустерный, и выбор обоих насосов необходимо делать совместно.

Для предотвращения кавитации в конденсатных насосах их устанавливают с определенным подпором по отношению к конденсатору. Если конденсаторы устанавливают в "подвальном" помещении, то величина, подпора, весьма ограничена, поэтому сопротивление всасывающей линии от конденсатора до насоса должно быть минимальным.

Основные технические характеристики конденсатных насосов для блоков АЭС приведены в таблице 3.8.

Таблица 3.8

Основные технические характеристики конденсатных насосов блоков АЭС [27]

Обозначение насоса	Подача Q, м ³ /ч	Напор Н, м (пред. откл. ± 3 %)	Давление на входе в насос, не более МПа	Допускаемый кавитационный запас, м	Мощность, кВт	КПД, %, не менее	Частота вращения (синхронная), об/мин	Температура перекачиваемого конденсата на входе в насос, не более, °С
КсВА 200-220 (КсВ 200-220-2)	200	220	0,981	2,0	154	73	1480	125
КсВА 320-210	320	210	0,245	2,0	229	75	1480	125
КсВА 360-160 (КсВ 360-160)	360	160	0,147	2,7	196	75	1480	125
КсВА 500-220 (КсВ 500-220-2)	500	220	0,981	2,9	375	75	1480	125
КсВА 630-125 (КсВ 630-125)	630	125	0,265	2,7	263	76	1480	135
КсВА 650-135	650	135	1,569	2,5	272	76	1480	200
КсВА 700-180	700	180	1,177	2,9	404	77	1480	160

Обозначение насоса	Подача Q, м ³ /ч	Напор Н, м (пред. откл. ± 3 %)	Давление на входе в насос, не более МПа	Допускаемый кавитационный запас, м	Мощность, кВт	КПД, %, не менее	Частота вращения (синхронная), об/мин	Температура перекачиваемого конденсата на входе в насос, не более, °С
КсВА 900-180	900	180	0,686	3,0	505	80	1480	155
КсВА 1000-190	1040	190	0,294	4,5	632	80	1480	125
КсВА 1500-120	1500	120	0,196	2,3	599	80	740	70
КсВ 1500-120	1850	95	0,196	2,8	585	80	740	70
КсА 1500-240	1500	240	1,471	22	1141	84	2975	70
ЦН 1500-240	1850	170	0,245	25	998	84	2975	70
КсВА 2000-45	2000	45	0,245	3,5	291	79	985	125
КсВА 2200-100	2200	100	0,049	4,5	742	79	1480	70
КсВА 2200-170	2200	170	0,147	4,5	1195	80	1480	125
КсВА 2200-220	2200	220	0,245	4,5	1547	80	1480	125

3.9 Испарительные установки

Испарительные установки поверхностного типа применяются в энергоустановках АЭС чаще всего для получения вторичного пара из химически обработанной воды. В испарительной установке происходит дистилляция исходной добавочной воды – переход ее в пар с последующей конденсацией. Конденсат испаренной воды является дистиллятом, свободным при правильной конструкции и эксплуатации испарителя от солей жесткости, растворимых солей, щелочей, кремниевой кислоты и т. п.

В состав испарительной установки входят испаритель, в котором предварительно химически очищенная вода превращается в пар, и охладитель, в котором конденсируется полученный в испарителе пар. Такой охладитель называется конденсатором испарительной установки, или конденсатором испарителя.

Испарение добавочной воды происходит за счет теплоты, отдаваемой первичным греющим конденсирующимся паром из отборов турбины; конденсация произведенного в испарителе вторичного пара происходит в результате охлаждения пара водой, обычно – конденсатом турбинной установки (рис. 3.6).

При такой схеме включения испарителя и его конденсатора теплота пара турбины используется в конечном счете для подогрева основного конденсата и возвращается с питательной водой в котлы.

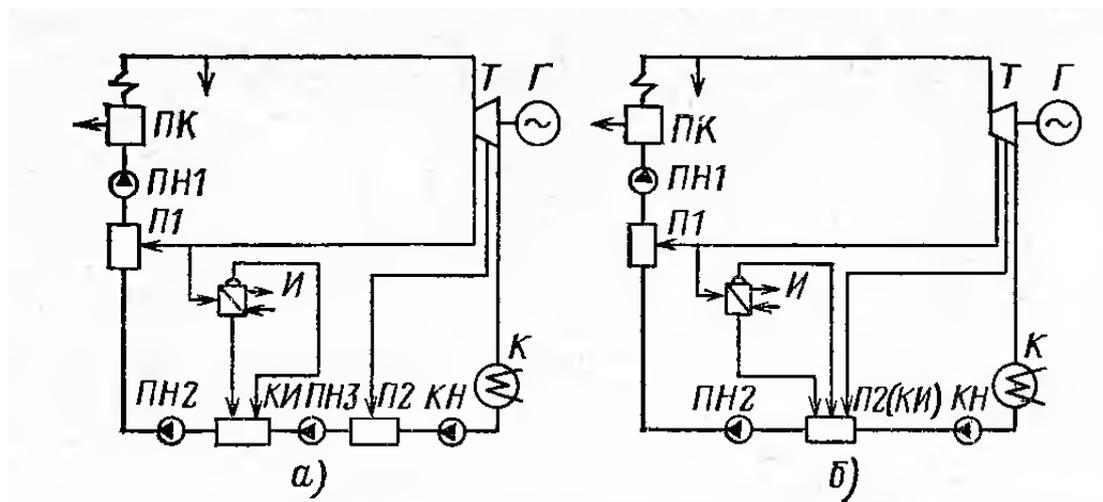


Рисунок 3.6. Схемы включения испарительных установок: а – с собственным конденсатором испарителя КИ (без энергетической потери); б – при использовании регенеративного подогревателя П2 (КИ) в качестве конденсатора (с энергетической потерей)

Таким образом, испарительная установка включается по регенеративному принципу, и ее можно рассматривать как элемент регенеративной схемы турбоустановки.

При этом, однако, возникает энергетическая потеря, обусловливаемая наличием температурного напора в испарителе и, следовательно, увеличенным недогревом в такой регенеративной ступени $\theta = t_{\text{и.н}} - t_{\text{к.н}}$, °С, где $t_{\text{и.н}}$ – температура насыщения пара из отбора турбины, $t_{\text{к.н}}$ – температура подогрева воды в конденсаторе испарителя.

4 ТУРБОУСТАНОВКА К-1200-6,8/50

4.1 Назначение и состав паротурбинной установки типа К-1200-6,8/50

Паровая конденсационная турбоустановка типа К-1200-6,8/50, с промежуточной сепарацией и двухступенчатым перегревом пара, с рабочей частотой вращения 3000 об/мин предназначена для непосредственного привода генератора переменного тока типа ТЗВ-1200-2УЗ, монтируемого на общем фундаменте с турбиной.

Турбоустановка предназначена для работы в моноблоке с водоводяным реактором типа ВВЭР-1200 базового блока АЭС с ВВЭР-1200 и работает на насыщенном паре с параметрами перед турбиной $P = 6,8$ МПа абс. ($69,4$ кгс/см²), температура – $283,5-283,9^{\circ}\text{C}$, влажность – $0,5\%$.

Паротурбинная установка включает в себя:

- комплектную паровую турбину с автоматическим регулированием, устройствами контроля и управления, валоповоротным устройством, фундаментными рамами и болтами, клапанами парораспределения, и другими узлами, деталями и устройствами;
- конденсаторы с приемно-сбросными устройствами, опорами, арматурой и шарикоочисткой, рассчитанной на применение эластичных шариков;
- системы маслоснабжения смазки и регулирования (баки, насосы, маслоохладители, насосы гидроподъема и др.);
- оборудование вакуумной системы и системы уплотнений турбины;
- оборудование системы промежуточной сепарации и перегрева пара;
- оборудование системы регенерации;
- трубопроводы пара, конденсата, воды и масла, предназначенные для подключения насосов, подогревателей, эжекторов, маслоохладителей и другого вспомогательного оборудования.

4.1.1 Технические решения, обеспечивающие высокую конкурентоспособность турбоустановки К-1200-6,8/50

Турбина ЛМЗ мощностью 1200 МВт на 3000 об/мин для АЭС по ряду технических решений является уникальной в мировом турбостроении.

В данной турбине реализуются отличительные конструктивные решения, на которых основывается концепция завода-изготовителя:

- частота вращения – 50 с-1.
- использование лопаток последних ступеней предельной длины. Исходя из современного технического уровня, достигнутого в металлургии и машиностроении, применена лопатка последней ступени длиной 1200 мм из титанового сплава с цельно фрезерованным бандажом с торцевым елочным хвостом. В настоящее время в эксплуатации это самая длинная лопатка в мире для быстроходных турбин, изготавливаемая серийно из титанового сплава. Применение такой лопатки последней ступени позволяет в быстроходной турбине 1200 МВт реализовать глубокий вакуум.
- применение цельнокованых роторов с полумуфтами. Цельнокованные роторы низкого давления без центрального отверстия на 3000 об/мин, изготавливаемые из слитка 235 т и в чистом виде весящие 72 т, не имеют аналогов в мировом турбостроении. Создание такого ротора обеспечивает повышение надежности работы по сравнению со сварным вариантом благодаря, отсутствию сварных швов, высокому качеству материала поковки, дающему возможность обойтись без центрального отверстия вала и снизить уровень напряжений, отработанной технологии изготовления и все-сторонней программе контроля.
- применение рабочих лопаток всех ступеней с цельно фрезерованными бандажами.
- электронно-лучевая сварка отдельных рабочих лопаток в пакеты.
- демпфирование рабочих лопаток за счет трения в бандажах, исключаящее необходимость установки демпферных связей в проточных частях. Данные решения по конструкции рабочих лопаток обеспечивают высокие вибрационную надежность и одновременно экономичность лопаточного аппарата. Все коммуникации рабочей среды к ЦВД подводятся только в нижнюю половину корпуса и только с помощью сварки, что исключает протечки и все издержки, связанные с надежностью болтовых соединений, и значительно улучшает ремонтпригодность турбины.

- для смазки подшипников и в системе регулирования турбины используется синтетическое огнестойкое масло. Применение огнестойкого масла значительно повышает пожарную безопасность.
- устанавливаются регулирующие и стопорные клапаны как перед ЦВД, так и перед ЦНД. Наличие обоих типов клапанов перед ЦНД обеспечивает надежную противоразгонную защиту турбины, актуальную с учетом значительных паровых объемов и наличия влаги в сепараторе-промпрегревателе СПП.
- для защиты деталей турбины от эрозии осуществляются пассивные и активные мероприятия:
 - 1) цилиндр высокого давления турбины, обоймы и диафрагмы выполнены из нержавеющей стали. Применение верхней и нижней половин корпуса ЦВД из нержавеющей стали является большим достижением технологии. Применение корпуса и узлов ЦВД из нержавеющей стали позволяет полностью решить проблему щелевой эрозии, требующую значительных затрат на выполнение ремонтных работ в эксплуатации;
 - 2) в ЦВД организованы три отбора пара на регенерацию. Это обеспечивает интенсивный отвод влаги из периферийной зоны за рабочими лопатками;
 - 3) бандажи рабочих лопаток ЦВД выполнены с наклонной внутренней поверхностью, обеспечивающей устойчивое течение пленочной влаги и последующий ее вывод с отборным паром;
 - 4) в последней ступени ЦНД реализованы повышенный теплоперепад, увеличенные осевые зазоры и внутриканальная сепарация влаги.
- система регулирования турбины - электрогидравлическая, с построением электрической части системы регулирования на базе микропроцессорной техники.
- конденсаторы секционированы по давлению, что обеспечивает повышение тепловой экономичности турбоустановки при температуре охлаждающей воды более 15 °С (и не снижающее экономичность при низких температурах).
- турбина устанавливается на виброизолированный фундамент.

Тепловая схема и вспомогательное оборудование турбоустановки К-1200-6,8/50 имеют следующие отличительные особенности:

- 1) в отличие от турбоустановки К-1000-60/3000 применена схема с двухступенчатым промежуточным перегревом пара. Конденсат греющего пара СПП после первой ступени сливается в ПВД-5, после второй ступени закачивается в тракт питательной воды с помощью специального насоса с гидроприводом, работающим на питательной воде. Такая схема позволяет максимально использовать теплосодержание конденсата греющего пара.
- 2) в качестве ПНД-2 применяется подогреватель смешивающего типа, позволяющий снизить недогрев основного конденсата и осуществить дополнительное выделение кислорода и других неконденсируемых газов, растворенных в основном конденсате.

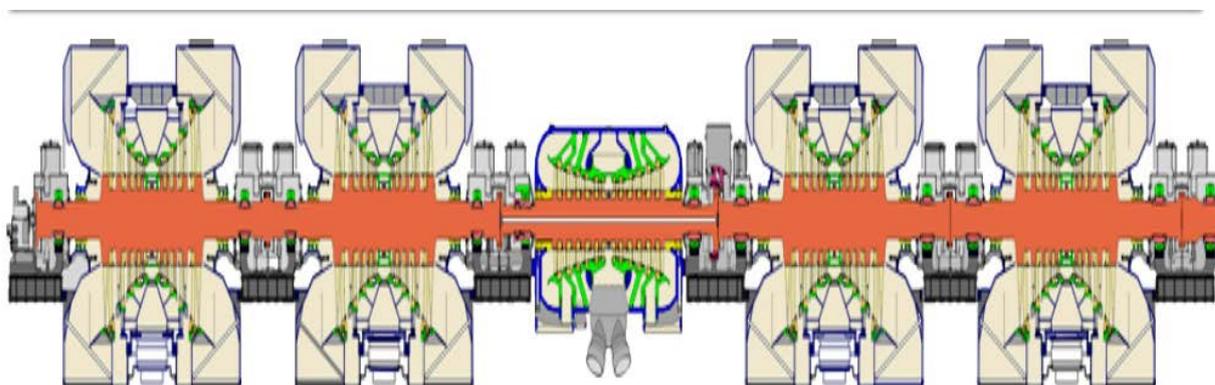
В отношении ремонтпригодности турбина К-1200-6,8/50 обладает преимуществами, обусловленными быстроходностью - рабочая частота вращения 3000 об/мин, соответственно, меньше вес и габариты основных деталей. Кроме того, повышение ремонтпригодности обеспечивается рядом конструктивных решений:

- к верхней половине как ЦВД, так и ЦНД, не присоединяются ни подводящие, ни отводящие трубопроводы, соответственно, упрощается вскрытие цилиндров;
- в крышках ЦНД имеются удобные люки для детального осмотра последних ступеней;
- выполнение статорных деталей ЦВД и коробок клапанов ВД из нержавеющей стали снимают проблему при ремонтах, вызываемые щелевой эрозией разъемов и мест сопряжения деталей;
- применение трубопроводов отвода пара после ЦВД к СПП из нержавеющей стали; а также линейных сепараторов на трубопроводах отборов к регенеративным подогревателям снижает повреждаемость трубопроводов;
- применение выносных подшипников упрощает центровку цилиндров и проведение ремонтных работ.

4.1.2 Основные технические характеристики турбины

Электрическая мощность при гарантийных условиях (без отборов пара сверх регенерации и добавка химически очищенной воды в цикл, при тепловой мощности ЯППУ 3212 МВт), МВт	1170
Номинальный расход свежего пара (с учетом расхода пара на промежуточный пароперегреватель), т/ч	6464,3
Номинальные параметры свежего пара:	
давление, Мпа (абс.)	6,8
Температура, °С	283,8
Влажность, %	0,5
Параметры после промежуточного перегрева пара:	
давление, Мпа (абс.)	0,54
температура, °С	260
Расчетная температура охлаждающей воды, °С	20
Номинальное абсолютное давление пара в конденсаторе, кПа	4,9
Номинальный массовый расход охлаждающей воды в конденсаторы, т/ч	170000
Номинальное абсолютное давление пара в деаэраторе, МПа	0,81
Температура питательной воды, °С	227
Теплофикационная нагрузка, МВт	300
Конструктивная схема турбины	2 ЦНД + ЦВД + 2 ЦНД
Парораспределение	дроссельное
Тип турбины	
ЦВД	активный
ЦНД	активно-реактивный
Количество ступеней:	
ЦВД	2 * 6
ЦНД	2 * 5
Всего в турбине	52
Характеристика последней ступени:	
длина рабочей лопатки, мм	1200
материал	титановый сплав
корневой диаметр, мм	1800

торцевая площадь, м ²	11,3
Суммарная торцевая площадь выхлопа, м ²	90,4
Ротор ВД	цельнокованный
Ротор НД	цельнокованный



Давление свежего пара	6,8 МПа	Скорость вращения ротора	3000 об/мин
Влажность / температура свежего пара	0,5% / 283,8 °С	Количество ступеней в проточной части:	
Расход пара	6466 т/ч	в ЦВД	2х6=12
Расчетная температура охлаждающей воды, t _{ов}	20 °С	в ЦНД	4(2х5)=40
Давление в конденсаторе, Р _к	4,9 кПа	РЛ последней ступени	1200 мм
Электрическая мощность на клеммах генератора, N _г	1198,8 МВт	(усиленная)	
		Суммарная площадь выхлопа	90,4 м²
		Длина турбины	53 м
		Вес турбины	2200 т

4.1.3 Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки К-1200-6,8/50

Описание тепловой схемы.

Свежий пар по четырем паропроводам подается к четырем блокам стопорных и регулирующих клапанов ВД. В паровых коробках регулирующих клапанов установлены металлические сита, предохраняющие турбину от попадания грата и посторонних предметов. Парораспределение дроссельное. После регулирующих клапанов пар по четырем паропроводам поступает в ЦВД. Паровпуск в ЦВД выполнен в нижнюю половину корпуса.

Турбина представляет собой одновальный пятицилиндровый агрегат и состоит из двух поточного цилиндра высокого давления ЦВД и четырех двух поточных цилиндров низкого давления ЦНД. Общая длина турбины без генератора ~ 52,3 м, с ге-

нератором ~ 74,5 м.

Конструктивная схема турбины - 2ЦНД+ЦВД+2ЦНД.

Конструктивная схема "бабочка" имеет ряд преимуществ по обвязке турбины трубопроводами и позволяет:

- выполнить симметричную обвязку всех цилиндров турбины паропроводами, что обеспечивает равномерное нагружение опор, снижение усилий, приходящихся на патрубки турбины, упрощает компенсацию тепловых расширений паропроводов;
- выполнить симметричную обвязку трубопроводами сепараторов-пароперегревателей, обеспечивающую надежную эксплуатацию этих аппаратов.

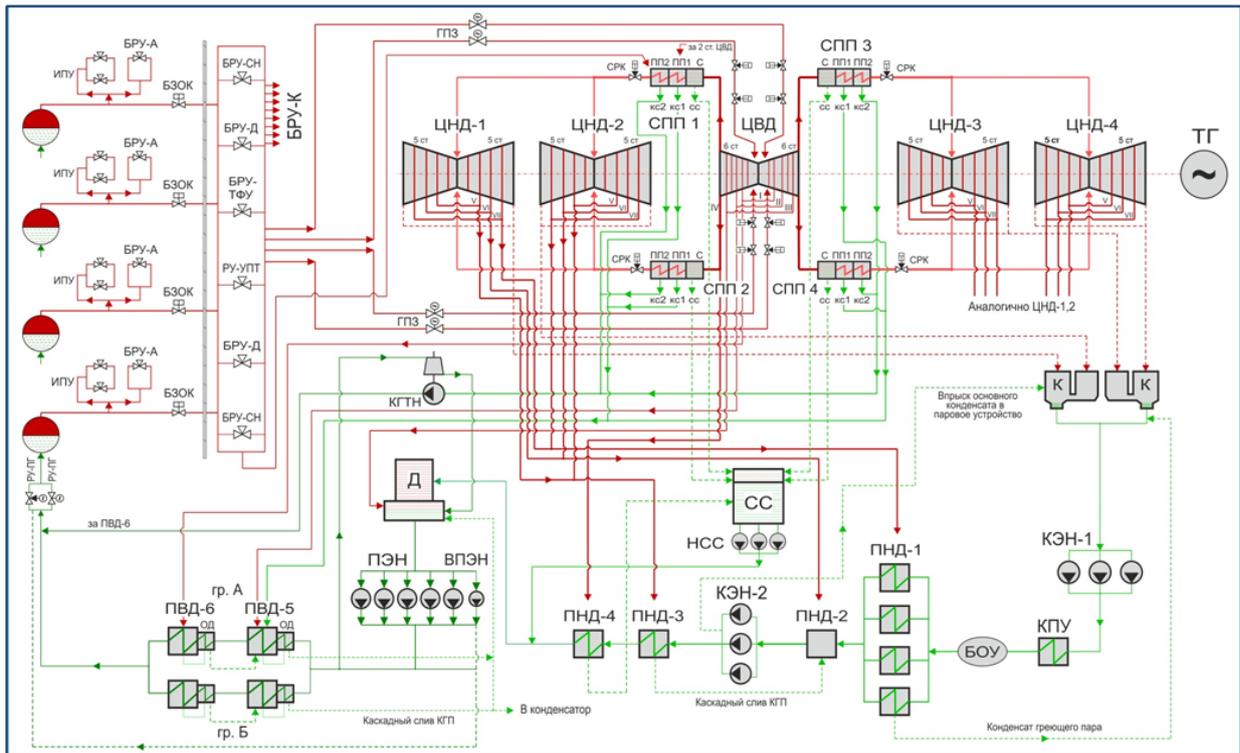
Принятое расположение ЦВД способствует снижению величин относительных осевых перемещений роторов турбины.

Из камер отбора за 2-й, 3-й и 5-й ступенями каждого из потоков пар отбирается на регенеративный подогрев в, соответственно, ПВД-6, ПВД-5 и деаэрактор.

В режимах пуска, останова и малых нагрузок деаэрактор и другие потребители питаются из коллектора пара собственных нужд блока. Необходимое количество пара обеспечивает быстродействующая редуцирующая установка собственных нужд (БРУ-СН), которая редуцирует до заданного давления свежий пар. В режиме номинальной мощности пар в деаэрактор поступает из III отбора турбины.

Из выхлопа ЦВД пар отбирается на ПНД-4. Основной расход пара после ЦВД выходит через четыре патрубка и, далее, по четырем трубам направляется в четыре сепаратора-пароперегревателя. Аппараты СПП расположены попарно с обеих сторон турбины, симметрично относительно передней и задней групп ЦНД каждый.

На каждом из трубопроводов выхода пара из цилиндра высокого давления перед аппаратами сепаратора пароперегревателя предусмотрена установка предвключенного пленочного сепаратора с отводом отсепарированной влаги через разделитель в сепаратосборник.



На трубопроводах перепускных труб из цилиндра высокого давления в сепаратор пароперегреватель установлены паровые опоры, которые предназначены для компенсации реактивного момента.

Реактивный момент – это момент, возникающий в заземленных опорах конструкций от внешних нагрузок и других воздействий.

От СПП и СПП пар поступает соответственно в блоки парораспределения низкого давления (последовательно установленные стопорные и регулирующие поворотные заслонки), расположенные по разные стороны от продольной оси турбины, и, далее, в ЦНД-1 и ЦНД-2. От СПП и СПП пар поступает соответственно в БПНД и, далее, направляется в ЦНД-3 и ЦНД-4. Паровпуск в каждый ЦНД осуществлен двумя трубами в нижнюю половину средней части ЦНД. Перепускные трубы от СПП к ЦНД оснащены сдвиговыми сильфонными компенсаторами. Из ЦНД пар поступает через переходные патрубки в конденсаторы.

Промежуточный перегрев – двухступенчатый. Греющий пар в первую ступень СПП подается из отбора за 2-й ступенью ЦВД, перегрев во второй ступени осуществляется свежим паром, отбираемым из паропроводов до турбины.

Отсепарированная вода откачивается из общего для четырех СПП сепаратосборника сливными насосами в тракт основного конденсата совместно с конденсатом греющего пара ПНД-4. Для обеспечения пусковых режимов предусмотрен резервный слив из сепаратосборника СПП в конденсатор.

Из конденсатосборников 1-й ступени конденсат сливается в охладитель дренажа ПВД-5. Для КС-1 предусмотрен слив конденсата в деаэратор с регулирующим клапаном, во время пуска и на малых нагрузках слив в конденсатор по линиям с регулирующими клапанами. Из 2-й ступени перегрева конденсат подается в перемычку между трубопроводами питательной воды за ПВД-6 насосом с гидроприводом КГТН. Для КС-2 также предусмотрены отводы конденсата в деаэратор и конденсатор по линиям с регулирующими клапанами. Линия сброса конденсата греющего пара из КС-2 в деаэратор должна обеспечивать поддержание номинального уровня в КС-2 при отключенном КГТН. Система защищена от возможного повышения давления пара в СПП сверх расчетного предохранительными устройствами, включающими собственно клапан и импульсную управляющую часть, снабженную электромагнитными приводами. Конденсат греющего пара первой ступени СПП из двух конденсатосборников сливается в ПВД-5, конденсат греющего пара второй ступени также из двух конденсатосборников закачивается в тракт питательной воды после ПВД-6.

Закачка конденсата греющего пара осуществляется высокотемпературным насосом с гидроприводом, впервые использованным в схеме турбоустановки К-1000-60/3000. Рабочим телом для гидропривода служит питательная вода, отбираемая после питательных насосов и сливаемая в деаэратор.

Из ЦНД осуществлен отбор пара на регенеративные подогреватели низкого давления: после 4-й ступени каждого из потоков каждого из ЦНД – в 4 корпуса ПНД-1, встроенных в переходной патрубков каждого из четырех конденсаторов; после 3-й ступени каждого из потоков каждого из ЦНД - в один ПНД-2 смешивающего типа; после 2-й ступени каждого из потоков каждого из ЦНД - также в один поверхностный ПНД-3.

Отвод конденсата греющего пара из подогревателей оптимизирован, исходя из требований высокой экономичности блока. Конденсат греющего пара ПВД-6 после охладителя дренажа сливается в паровое пространство ПВД-5, и далее общий поток

конденсата через охладитель дренажа направляется в деаэрактор.

Конденсат ПНД-4 вместе с сепаратором промперегрева насосами закачивается в тракт основного конденсата. Конденсат ПНД-3 каскадно сливается в ПНД-2. Конденсат из каждого корпуса ПНД-1 сливается в собственный конденсатор через гидрозатвор.

Дренажи высокого и низкого давления через расширитель дренажей поступают в дренажный бак, из которого дренажными насосами подаются в конденсатор.

Система регенерации отвечает требованиям обеспечения максимальной надежности, удобства эксплуатации и компактного размещения в машинном зале при одновременно высоких показателях тепловой экономичности.

Структура системы регенерации: 4 ПНД1+ ПНД2+ПНД3+ПНД4+Д+2 ПВД5+2 ПВД6.

Все аппараты ПНД (кроме ПНД-2) и ПВД - поверхностного, камерного типа (с поверхностью теплообмена набранной U-образными трубками из нержавеющей стали).

Подогреватели низкого давления ПНД-1 встроены в переходные патрубки конденсатора; основной конденсат на этом участке разделяется на четыре нитки.

Трубная система ПНД, трубопроводы и арматура по тракту основного конденсата рассчитаны на полное давление конденсатных насосов в без расходном режиме.

Система ПВД имеет две ступени, выполненные в две нитки. Подогреватели оснащены быстродействующими защитными устройствами, отключающими аварийную нитку ПВД при повышении уровня воды в корпусах любого из них. Система имеет необходимую защиту корпусов ПВД от повышения давления сверх допустимого.

Допускается длительная работа турбины при отключении одной или двух ниток ПВД. Все подогреватели спроектированы с учетом ремонтпригодности и удобства в обслуживании.

На трубопроводах отбора пара к регенеративным подогревателям, где из-за влажности пара имеется опасность эрозионного износа трубопроводов, устанавливаются линейные сепараторы для снижения влагосодержания. Номинальное давление пара в деаэраторе – 8,1 бар.

Предусматривается работа деаэратора на скользящих параметрах.

Турбина сверх отборов на регенерацию допускает отбор пара на собственные нужды блока: из паропровода 3-го отбора (на Деаэратор) – до 100 т/час.

Помимо регенеративных подогревателей в тепловой схеме предусмотрен еще один теплообменный аппарат - конденсатор пара уплотнений КПУ. В КПУ отсасывается паровоздушная смесь из последних камер концевых уплотнений турбины и уплотнений штоков клапанов парораспределения турбины.

Подача пара на уплотнения турбины для запираания вакуумных камер роторов в ЦНД и для предотвращения присосов воздуха при пуске в ЦВД, а также по штокам клапанов турбины производится из парового пространства деаэратора.

Конденсаторная группа выполнена в четырех корпусах подвального типа, секционированных по давлению.

Конденсатные насосы для откачки основного конденсата устанавливаются в две ступени. Насосы первой ступени (три штуки, два рабочих, один резервный) забирают конденсат из конденсатора и прокачивают его через КПУ, БОУ и ПНД-1 в ПНД-2; насосы второй ступени (три штуки, два рабочих, один резервный) забирают конденсат из ПНД-2 и закачивают конденсат в деаэратор.

В составе турбоустановки предусмотрена трехступенчатая теплофикационная установка теплопроизводительностью до 300 МВт. ТФУ предназначена для теплоснабжения промплощадки и внешних потребителей, включая потребителей города и промышленной зоны, по открытой системе централизованного теплоснабжения. Расчетная температура сетевой воды $t_{св} = 150/70^{\circ}\text{C}$.

ТФУ должна обеспечивать:

- подогрев сетевой воды в соответствии с температурным графиком тепловой сети 150/70 С;
- подачу сетевой воды для теплоснабжения потребителей промплощадки и города;
- необходимое давление в трубопроводе прямой сетевой воды.
- При эксплуатации теплофикационной установки должно быть:
- обеспечено поддержание заданного уровня в подогревателях сетевой воды;

- полностью исключен выход сетевой воды за пределы площадки АЭС в случае ее радиоактивного загрязнения.

Для предотвращения радиоактивного загрязнения сетевой воды проектом предусматривается три защитных барьера, препятствующих проникновению в тепловую сеть радиоактивного теплоносителя первого контура:

- герметичные теплопередающие поверхности (первый материальный барьер) в парогенераторе, разделяющие питательную воду и теплоноситель первого контура;
- герметичные теплопередающие поверхности (второй материальный барьер) в сетевых подогревателях, разделяющие сетевую воду и греющий пар;
- превышение давления сетевой воды над давлением греющего пара подогревателей сетевой воды на величину более 0,1 МПа (барьер давления) при любых режимах работы теплофикационной установки, который препятствует поступлению греющего пара в сетевую воду в случае разрушения материального барьера между ними.

В проекте предусмотрено качественное регулирование температуры сетевой воды без изменения расхода насосов сетевой воды. Для регулирования температуры в соответствии с температурным графиком предусмотрено байпасирование части сетевой воды, подаваемой на ПСВ, с установкой на байпасе регулятора расхода.

Для режима пуска и останова блока, а также для режима байпаса турбины при резком сбросе электрической нагрузки используются БРУ-К. Общая производительность БРУ-К составляет 60 % производительности парогенераторов. Сброс пара по байпасу турбины производится в каждый из четырех конденсаторов через пароприемные устройства. Для охлаждения пара, поступающего в пароприемные устройства, организован впрыск основного конденсата, отбираемого с напора конденсатных насосов II ступени.

Полный расход пара на турбоустановку, включая расход пара на СПП, составляет 6461,5 т/ч.

Кроме того, имеется возможность дополнительного отбора пара на собственные нужды блока из второго и третьего отборов турбины и добавка химобессоленной воды в цикл (в конденсатор). На номинальной нагрузке блока данные величины состав-

ляют:

- два отбора пара на собственные нужды – 2,2 т/ч и 42 т/ч;
- максимальный расход добавка химобессоленной воды в конденсатор – 104,2 т/ч для восполнения потерь пара и конденсата в контуре.

Работа под нагрузкой является основным эксплуатационным режимом. Регулировочный диапазон турбины - от 20% до 100% номинальной нагрузки. В этом диапазоне турбина может эксплуатироваться на любой нагрузке без ограничений длительности. Во всем диапазоне нагрузок турбина работает, как правило, при номинальных параметрах свежего пара и промперегрева. Требования к качеству пара, поступающего в турбину, не превосходят требований со стороны парогенератора.

5 СИСТЕМЫ ВТОРОГО КОНТУРА АЭС

5.1 Система паропроводов свежего пара

5.1.1 Назначение системы

Система паропроводов свежего пара предназначена для подачи свежего пара от парогенераторов к стопорным клапанам цилиндра высокого давления турбины (ЦВД).

Кроме того, система обеспечивает:

- транспортировку свежего пара от парогенераторов к турбоустановке;
- защиту парогенераторов и паропроводов от превышения давления;
- отсечение парогенераторов по пару в аварийных ситуациях;
- подачу свежего пара к системе аварийного расхолаживания 1 JNB10-40;
- подачу свежего пара в коллектор собственных нужд (в режиме резервирования отбора турбины);
- подачу свежего пара в деаэратор (в режиме резервирования отбора турбины);
- подачу свежего пара на теплофикационную установку (в режиме резервирования отборов турбины);
- сброс пара в конденсаторы турбины или в атмосферу при резких сбросах нагрузки блока;
- сброс пара в конденсаторы турбины или в атмосферу при плановом или аварийном расхолаживании, или поддержании реакторной установки в "горячем состоянии";
- подачу свежего пара на пароперегреватели системы сепарации и промпрегрева.

5.1.2 Состав системы

В состав системы входят:

- паропроводы высокого давления,
- импульсно - предохранительные клапаны парогенераторов ИПУ ПГ,
- главные паровые задвижки ГПЗ,

- предохранительные клапаны парогенераторов ПК ПГ,
- БРУ-А, отсечные электроприводные задвижки перед БРУ-А,
- быстродействующие запорно-отсечные клапаны (БЗОКи) и их управляющая арматура, отсечные электроприводные задвижки за БЗОК,
- БРУ-СН, БРУ-Д, БРУ-ТФУ, РУ-УПТ;
- переключки между главными паропроводами, запорная арматура.

5.1.3 Описание технологической схемы

Паропроводы от каждого парогенератора выходят через герметичную оболочку 10UJA реакторного здания в паровую камеру 10UJE, а затем в здании 10UMA подводятся к стопорным клапанам турбины СК. На каждом паропроводе в пределах паровой камеры реакторного здания, на участке от ПГ до БЗОК, устанавливается по ходу пара по два импульсно - предохранительных клапана, БРУ-А, отсечная электроприводная задвижка перед БРУ-А, БЗОК и отсечная электроприводная задвижка за БЗОК.

Свежий пар давлением 6,9 МПа от парогенераторов поступает по четырем главным паропроводам Ду 600 мм до отсечной электроприводной задвижки с переходом на Ду 800 мм за отсечной электроприводной задвижкой. Подвод пара к турбине выполнен через четыре группы стопорных клапанов в здании на отметке 14,300-13,100 м.

Между главными паропроводами выполнены паровые переключки для выравнивания давления перед турбиной. К переключкам подключены трубопроводы подачи пара на промперегрев, а также к следующим паросбросным устройствам:

- быстродействующим редуционным установкам сброса пара в конденсатор турбины БРУ-К;
- быстродействующим редуционным установкам подачи пара в деаэратор БРУ-Д;
- быстродействующим редуционным установкам подачи пара в коллектор собственных нужд БРУ-СН;
- быстродействующей редуционной установке подачи пара на теплофикационную установку БРУ-ТФУ;
- редуционной установке подачи пара на установку подпитки теплосети

РУ-УПТ.

К перемычкам между главными паропроводами подключены восемь БРУ-К, две БРУ-СН, две БРУ-Д, одна БРУ-ТФУ, одна РУ-УПТ, трубопроводы подачи свежего пара на промперегрев.

Для прогрева паропроводов в режимах пуска блока, отвода дренажей в режимах останова и нормальной эксплуатации блока выполнена система дренажей паропроводов высокого давления.

На каждом паропроводе в паровой камере выполнены отводы пара в систему аварийного расхолаживания.

Часть арматуры и трубопроводов, включая ИПУ ПГ, БРУ-А, отсечные электроприводные задвижки перед БРУ-А, БЗОК, отсечные электроприводные задвижки за БЗОК, размещены в паровых камерах и имеют защиту от воздействий пароводяных струй, летящих предметов, образующихся при авариях.

Другая часть оборудования и паропроводов расположена в здании: главные паропроводы, запорная и регулирующая арматура.

5.1.4 Функционирование системы

В режимах нормальной эксплуатации: работа на различных уровнях мощности, разогрев, расхолаживание блока, система паропроводов свежего пара обеспечивает транспортировку пара от парогенераторов до турбоустановки.

Пуск блока осуществляется паром номинальных параметров после прогрева и дренирования паропроводов свежего пара. Давление свежего пара при пуске поддерживается постоянным при помощи БРУ-К.

При работе блока на номинальном уровне мощности в парогенераторах поддерживается давление 6,9 МПа. При этом ИПУ ПГ находятся в режиме ожидания, т.е. предохранительные клапаны закрыты; БЗОКи и отсечные электроприводные задвижки за БЗОК открыты и в режиме ожидания находятся в состоянии готовности к работе; БРУ-А и БРУ-К закрыты, электроприводная задвижка перед БРУ-А открыта.

Пар от парогенераторов по главным паропроводам поступает на четыре блока стопорных клапанов турбины. Пар от перемычки между главными паропроводами поступает к пароперегревателю.

При плановом расхолаживании первого контура в паровом режиме отвод остаточных тепловыделений обеспечивается за счет сброса пара через БРУ-К при наличии вакуума в конденсаторе.

5.1.5 Размещение оборудования

Часть паропроводов свежего пара размещается внутри герметичной оболочки в здании UJA, часть паропроводов с установленными на них ИПУ ПГ, БРУ-А, отсечными электроприводными задвижками перед БРУ-А, БЗОК и отсечными электроприводными задвижками, размещены в паровой камере UJE.

Участок паропровода в здании UJB помещен в защитный кожух, который рассчитан на параметры, возникающие при разрыве паропровода.

ИПУ ПГ, БРУ-А, отсечная электроприводная задвижка перед БРУ-А, БЗОК и отсечная электроприводная задвижка за БЗОК от одного парогенератора, расположенные в здании UJE, устанавливаются в своем помещении, отделенном от оборудования и трубопроводов других парогенераторов строительными конструкциями, которые рассчитаны на восприятие динамических воздействий от разрыва трубопроводов, в том числе и вне здания UJE, летящих предметов и сейсмического воздействия уровня МРЗ.

Выхлопные трубопроводы ИПУ ПГ оснащены постоянно действующими дренажами для отвода влаги, образующейся атмосферными осадками и протечками пара через клапаны ИПУ.

5.2 Система сепарации и промпрегрева

5.2.1 Назначение системы

Система сепарации и перегрева пара предназначена для поддержания допустимой влажности в ЦНД путем:

- сепарации рабочего пара с выхода ЦВД турбины;
- перегрева пара, подаваемого в ЦНД.

5.2.2 Состав системы

- сепаратор-пароперегреватель
- сепаратосборник СПП

- конденсатосборники КГП 1-й ступени СПП
- конденсатосборники КГП 2-й ступени СПП
- сливные насосы сепаратосборника
- насос с гидроприводом
- клапан подачи свежего пара ко второй ступени СПП
- предвключенные (пленочные) сепараторы
- разделитель ПС

5.2.3 Описание технологической схемы

Для обеспечения более качественного отделения влаги и разгрузки сепарационной части СПП на входе в СПП в перепускные трубы от ЦВД к СПП встроены предвключенные сепараторы. с отводом отсепарированной влаги через разделитель в сепаратосборник.

Сепарация и перегрев пара после ЦВД осуществляется в 4-х СПП, которые связаны паропроводами с выхлопами ЦВД.

Влажный пар поступает в нижнюю часть СПП, и пройдя через жалюзийное сепарационное устройство, поступает в пароперегревательную часть СПП (ПП) и далее к блокам клапанов низкого давления.

Сепарат сливается через гидрозатвор в сепаратосборник (общий для всех СПП), из которого насосами подается в линию основного конденсата за ПНД-4.

В сепаратосборник сливается также конденсат греющего пара ПНД-4. Для обеспечения пусковых режимов предусмотрен резервный слив из сепаратосборника СПП в конденсатор.

Перегрев осушенного пара в пароперегревателе – двухступенчатый. В качестве греющего пара 1-ступени перегрева используется пар из I отбора ЦВД, в качестве греющей среды 2-й ступени перегрева используется свежий пар, поступающий к СПП из ГПК.

Расход пара, подаваемого на первую ступень нагрева – не регулированный, на линии подачи пара из отбора ЦВД установлена запорная задвижка с электроприводом. Расход свежего пара, подаваемого на вторую ступень нагрева СПП управляется регулирующим клапаном РК, поставляемым с турбиной. При нагрузках выше около

30 % РК открыт полностью. Управление клапаном РК – от ЭЧСР турбины.

Из перегревателей частей СПП конденсат греющего пара сливается в конденсатосборники. Из конденсатосборников 1-й ступени конденсат сливается в охладитель дренажа ПВД-5, резервный слив – в деаэратор. Из КС – 2-й ступени перегрева конденсат, подается в переключку между трубопроводами питательной воды за ПВД-6 насосом с гидроприводом. Для КС-2 также предусмотрены резервные отводы конденсата в деаэратор и конденсатор.

При размещении компонентов системы соблюден принцип симметрии как четырех корпусов СПП по отношению к ЦВД и ЦНД, так и сепаратосборника и конденсатосборников по отношению к аппаратам СПП, что позволяет обеспечить надежный слив сепарата и конденсата из СПП в сепаратосборник и конденсатосборники.

СПП выполняются с нижним подводом нагреваемого пара от ЦВД и боковыми отводами перегретого пара, расположенного ниже отметки обслуживания турбины, что упрощает компоновочные решения по стыковке выходов СПП с трубопроводами подвода пара к ЦНД.

Для исключения гидроударов регулирующие клапаны на линиях слива из сепаратосборника и конденсатосборников в конденсатор и деаэратор должны быть максимально приближены к принимающим емкостям.

Конденсатный насос с гидроприводом.

Агрегат предназначен для использования в составе турбоустановке К-1200-6,8/50 для откачивания конденсата греющего пара из КС-2 ступени СПП в магистраль питательной воды за ПВД-6.

Включение в работу насоса откачки конденсата греющего пара КГТН производится при работе турбины под нагрузкой после ввода в работу ПВД.

Источником рабочей среды для гидротурбины является питательная вода, отбираемая из коллектора питательных насосов.

Регулирование уровня конденсата в КС-2 производится изменением частоты вращения агрегата.

Агрегат должен обеспечивать откачку конденсата из КС-2 в диапазоне нагрузок турбины от 20% до номинальной.

Резервный отвод конденсата при нарушении нормальных условий эксплуатации

и при нагрузках турбины менее 20% от номинальной производится самотеком в деаэратор или конденсатор в зависимости от режима работы.

5.2.4 Функционирование системы

Регулирующие клапаны с управлением от электронных регуляторов уровня применяются на линиях слива из сепаратосборника СПП в деаэратор (за сливными насосами на линии сброса воды после гидропривода КГТН в деаэратор, на сливах из конденсатосборников сепаратосборника в конденсатор.

Предусмотрены защита турбины, действующая при повышении:

- уровня в сепаратосборнике СПП;
- давления пара за СПП (перед ЦНД).

Защита по давлению пара за СПП должна выполняться двухступенчатой:

- первая ступень – отключение турбины;
- вторая ступень – срабатывание импульсных предохранительных клапанов на линиях горячего промперегрева.

Система защищена от возможного повышения давления пара в СПП сверх расчетного (в случае повреждения трубок в СПП с греющим паром высокого давления или в случае закрытия регулирующих клапанов турбины перед ЦНД при остающихся не закрытыми клапанами высокого давления), посредством автоматической защиты. Защита действует на отключение турбины, т.е. на закрытие всех стопорных и регулирующих клапанов турбины и открытие клапанов сброса в конденсатор пара из трубопроводов после ЦВД. Кроме того, предусматриваются предохранительные клапаны, включающие собственно клапан и импульсную управляющую часть, снабженную электромагнитными приводами. При повышении уровня в сепаратосборнике СПП в качестве 1-й ступени защиты производится включение резервного сливного насоса. При дальнейшем повышении уровня - отключается турбина и открывается резервный слив из сепаратосборника в конденсатор.

При понижении уровня в сепаратосборнике СПП ниже минимально допустимого предела производится отключение одного из двух работающих сливных насосов.

При понижении уровня сливной насос переключается на минимальную производительность (ограничивается расход воды на гидропривод насоса). При отключении

сливного насоса сепаратосборника включается резервный сливной насос. При повышении уровня в конденсатосборнике СПП производится открытие дополнительного слива - резервной линии на деаэрактор. При отключении насоса КГТН производится открытие дополнительного слива из конденсатосборников – резервной линии на деаэрактор.

При отключении турбины по факту закрытия не менее двух стопорных клапанов производится закрытие задвижек на подаче греющего пара к СПП. При срабатывании защиты по вакууму дополнительно закрываются вентили на отсосе воздуха из конденсатосборников в конденсатор турбины.

5.2.5 Размещение оборудования

- СПП и сепаратосборник – на отметке "0";
- конденсатосборники греющего пара расположены на отметке 7,8 м;
- сливные насосы отвода конденсата из сепаратосборнике установлены в приямке на отметке -3,5 м;
- насос с гидроприводом КГТН устанавливается на трубах без фундамента под отметкой 7,8 м.

5.2.6 Технические характеристики оборудования системы сепарации и перегрева пара

Нагреваемый пар		
Сепаратор	Расход влажного пара на входе в СПП, м ³ /ч	1122,1
	Давление пара на входе в СПП, МПа	0,48
	Энтальпия на входе в СПП, кДЖ/кг	2399,87
	Влажность пара на входе в СПП, %	16,88
	Влажность пара после сепаратора, %	0,2
	Расход пара после сепаратора, м ³ /ч	0,474
	Давление на выходе из сепаратора, МПа	0,474
	Энтальпия пара на выходе из сепаратора, кДЖ/кг	2743,6
Пароперегреватель I ступени	Давление пара на выходе из ПП1, МПа	0,471
	Энтальпия пара на выходе из ПП1, кДЖ/кг	2880,0
	Температура пара на выходе из ПП1, °С	213,1

Пароперегреватель II ступени	Давление пара на выходе, МПа	0,467
	Энтальпия пара на выходе, кДж/кг	3001,0
	Температура пара на выходе, °С	260
	Гидравлическое сопротивление СПП-1200 по нагреваемому пару не более, % от Р перед СПП	2,7
Греющий пар		
Пароперегреватель I ступени	Расход пара (отбор после второй ступени ЦВД), м ³ /ч	79,90
	Давление пара на входе в ПП1, МПа	2,618
	Энтальпия пара на входе в ПП1, кДж/кг	2639,78
	Температура пара на входе в ПП1, °С	228,4
Пароперегреватель II ступени	Расход пара (свежий пар), м ³ /ч	74,88
	Давление пара на входе в ПП2, МПа	6,464
	Энтальпия пара на входе в ПП2, кДж/кг	2767,14
	Температура пара на входе в ПП2, °С	281,5

5.3 Система конденсаторов турбины

5.3.1 Назначение системы

Система конденсаторов турбины (МАG) предназначена для:

- конденсации отработавшего в турбине пара;
- приема подпиточной воды;
- первичной деаэрации конденсата и подпиточной воды;
- выделение зон с максимальным парциальным давлением воздуха для отсоса неконденсирующихся газов;
- приема дренажей и неконденсирующихся газов из системы регенерации турбины и других источников;
- приема и конденсации пара от системы БРУ-К (MAN).

5.3.2 Состав системы

Конденсаторы имеют следующие устройства:

- для приема пара от БРУ-К в количестве до 4300 т/ч в период пуска, сбросов нагрузки и расхолаживания реактора;
- для постоянного приема обессоленной воды в количестве до 100 т/ч;
- для приема пара и воды из расширителей дренажей, отсосов неконденси-

- рующихся газов и потоков конденсата из различных источников;
- для присоединения датчика регулятора уровня;
 - для присоединения устройств контроля проб конденсата из четырех мест у трубных досок каждого конденсатора;
 - для присоединения трубопроводов отбора пара от ЦНД к подогревателям низкого давления.

5.3.3 Описание технологической схемы

Конденсаторы секционированы по давлению, что обеспечивает повышение тепловой экономичности турбоустановки при температуре охлаждающей воды более 15 С (и не снижающее экономичность при низких температурах).

Система конденсаторов турбины состоит из четырех (по числу цилиндров низкого давления) двух поточных, одноходовых по охлаждающей воде конденсаторов, с расположением конденсаторных трубок поперечно относительно оси турбины.

Конденсаторы объединены в две конденсаторные группы (по два конденсатора в каждой группе, вдоль вала турбоагрегата - до и после ЦВД).

Охлаждающая вода подводится к каждой из двух конденсаторных групп двумя трубопроводами. Отвод охлаждающей воды осуществляется также двумя трубопроводами.

Двух поточная конструкция каждого конденсатора предусматривает возможность отключения одного из потоков охлаждающей воды на работающей турбине для определения присосов охлаждающей воды, глушения поврежденных трубок или очистки трубок. Возможная мощность в этом режиме определяется не превышением уставки предупредительной сигнализации по вакууму в конденсаторах – ориентировочно до 60 % от номинальной.

Потоки охлаждающей воды выполнены последовательно для двух конденсаторов каждой из конденсаторных групп, таким образом, отключение одного из потоков происходит одновременно в обоих конденсаторах данной группы.

Поскольку по охлаждающей воде каждая пара конденсаторов соединена последовательно, давление конденсации в конденсаторах одной группы различное.

Каждый конденсатор представляет собой теплообменный аппарат поверхност-

ного типа. Поверхность охлаждения конденсатора образована титановыми трубками, расположенными в паровом пространстве, внутри которых проходит охлаждающая вода.

Пар, поступающий из турбины, соприкасается с холодной поверхностью трубок и конденсируется на них, отдавая тепло проходящей по трубкам воде. Для повышения теплообмена трубки расположены под углом 4° .

Конденсат, образовавшийся на наклонных трубках, стекает по ним и трубным доскам в нижнюю часть конденсатора, являющуюся встроенным конденсатосборником.

Трубная система каждого корпуса конденсатора состоит из четырех блоков. Блок трубной системы конденсатора имеет компенсатор разности тепловых расширений корпуса и труб. Компенсатор представляет собой штампованную линзу, изготовленную из нержавеющей стали толщиной 5 мм. Титановые трубки закрепляются концами в основных трубных досках при помощи вальцовки и обварки. Кроме того, трубки опираются на промежуточные трубные перегородки, расположенные в паровом пространстве конденсатора.

На станцию конденсатор поставляется отдельными модулями с набранными, развальцованными и приваренными трубками.

Конденсат, расположенный над днищами конденсаторов, образует гидроуплотнение между двумя корпусами конденсаторной группы и обеспечивает поддержание в них различного давления.

Водяные камеры съемного типа, закреплены болтами на фланцах к основным трубным доскам. Доступ внутрь водяных камер обеспечивается через лазовые отверстия.

Водяные камеры закрываются крышками и имеют поворотные устройства для открывания и закрывания крышек.

Каждая водяная камера со стороны циркуляционных трубопроводов имеет патрубок, позволяющий выполнить сварное соединение с циркуляционными трубопроводами.

Через водяные камеры "холодного" корпуса конденсатора №2 и №3 осуществляется подача циркуляционной воды, а через водяные камеры "горячего" корпуса кон-

денсатора №1 и №4 сливается в сливные водоводы.

Поступающая из труб первого хода циркуляционная вода направляется в поворотные камеры, из которых следует в трубы второго хода.

Поворотные камеры съемных крышек не имеют. Доступ внутрь камер обеспечивается через лазовые отверстия, закрываемые дверками с быстродействующим закреплением.

Циркуляционная вода двумя потоками поступает в напорные водяные камеры, проходит по трубам первого хода в поворотные водяные камеры, затем по трубам второго хода в сливные водяные камеры и сливается в сливной трубопровод.

Конденсация пара, поступающего из турбины, происходит в "холодном" корпусе конденсатора №2 и №3 –на трубках первого хода; в "горячем" корпусе конденсатора №1 и №4 - на трубках второго хода. Поскольку температура циркуляционной воды в трубах второго хода выше, чем в трубах первого хода, давление в паровом пространстве "горячего" корпуса конденсатора выше, чем в паровом пространстве "холодного" корпуса конденсатора, и поэтому конденсат "горячего" корпуса конденсатора, имеет более высокую температуру, чем конденсат "холодного" корпуса конденсатора.

Образовавшийся на трубках конденсат стекает в нижнюю часть конденсатора. В "холодном" корпусе конденсатора №2 и №3 уровень конденсата поддерживается выше, чем в "горячем" корпусе конденсатора №1 и №4. Конденсат из "холодного" корпуса конденсатора переливается в "горячий" корпус конденсатора через специальные барботажные устройства, в которых происходит его подогрев встречным потоком пара, поступающим из "горячего" корпуса конденсатора. Одновременно с подогревом происходит первичная деаэрация конденсата, что надежно обеспечивает его качество по содержанию растворенных газов.

Патрубок соединительный служит для приема отработавшего в турбине пара и направления его к трубным пучкам. Соединительный патрубок для соединения с турбиной каждого корпуса конденсатора собирается из восьми блоков и приваривается к выхлопной части ЦНД. Необходимая прочность патрубка соединительного обеспечивается внутренним оребрением и системой стержней.

В паровом пространстве патрубка соединительного размещены подогреватели низкого давления ПНД-1 (четыре корпуса, по одному ПНД-1 в каждом), и паропри-

емные устройства, позволяющие принять пар от быстродействующего редуцирующего устройства БРУ-К при сбросах нагрузки и при пусках. Охлаждение этого пара осуществляется за счет впрыска конденсата. Отвод из конденсатора неконденсирующихся газов, а также воздуха, проникающего через неплотности вакуумной системы, осуществляется с помощью водокольцевых насосов. Количество одновременно работающих устройств определяется необходимостью поддержания расчетного вакуума, подаваемого в пароприемные устройства конденсатными насосами.

Для компенсации тепловых расширений корпус конденсатора устанавливается на четырех пружинных опорах по 20 пружин в каждой. Всего с конденсатором поставляется 16 пружинных блоков. Каждая пружинная опора нагружена массой собранного конденсатора, без воды. Масса находящейся в конденсаторах охлаждающей воды и конденсата нагружает опоры ЦНД.

Нумерация корпусов конденсаторов соответствует нумерации цилиндров низкого давления.

5.3.4 Функционирование системы

Номинальное значение абсолютного давления в конденсаторе 5,0 кПа (среднее) при номинальных условиях работы. При повышении абсолютного давления в корпусе конденсатора с большим давлением до 11,8 кПа действует предупредительная сигнализация. Персоналу следует проверить работу оборудования и принять меры к улучшению вакуума. Продолжительная работа с ухудшенным вакуумом, увеличивающим напряжения в рабочих лопатках, относительные расширения ротора и статора н.д., неравномерность температурных расширений в цилиндрах н.д. и в элементах конструкции конденсатора, не допускается.

При повышении абсолютного давления до 2-го предела - 19,6 кПа - действует автоматическая защита по вакууму, отключающая турбину.

От повышения давления выше атмосферного (при прекращении протока охлаждающей воды и продолжении поступления пара в турбину) конденсатор защищен разрывными диафрагмами, установленными в конструкции крышки ЦНД и срабатывающими при повышении абсолютного давления до 0,12 МПа.

Уровень конденсата отработавшего пара в конденсаторе во время работы под-

держивается стабильным путем регулирования добавка химочищенной воды в конденсатор, обеспечивая, таким образом, устойчивую работу конденсатных насосов и отсутствие подтопления с паровой стороны конденсаторных трубок и захолаживания конденсата.

В случае значительного отклонения уровня в конденсаторе от расчетного проверяется работа регуляторов на линии подпитки конденсаторов обессоленной водой. В случае их неисправности управление осуществляется оператором вручную задвижками, установленными на байпасе регулирующих клапанов.

Нормальный уровень конденсата в конденсаторах соответствует $500\text{мм} \pm 100\text{ мм}$ от днища конденсатора.

Верхний максимально допустимый уровень III предел - 700 мм от днища конденсатора.

Нижний минимально допустимый уровень II предел - 300 мм от днища конденсатора.

I предел соответствует 350 мм от днища конденсатора.

Для поддержания постоянного уровня в конденсаторе в пусковых режимах и при малой нагрузке, а также при нарушении нормальной работы РК уровня в конденсаторе, имеется байпас РК.

5.4 Система основного конденсата

5.4.1 Назначение системы

Система основного конденсата предназначена для:

- подачи конденсата из конденсатора в деаэратор через конденсатор пара уплотнений (КПУ), систему блочной обессоливающей установки (БОУ) и систему регенерации низкого давления;
- управления расходом конденсата, откачиваемого конденсатными насосами, для поддержания уровня в деаэраторе и в подогревателе низкого давления №2 (ПНД-2) в заданных пределах;
- обеспечения расхода конденсата по линии рециркуляции, необходимого для нормальной работы конденсатных насосов, при работе турбины на холостом ходу и малых нагрузках;

- подачи основного конденсата в систему впрысков в пароприемное устройство конденсатора;
- подачи конденсата на управления защитными устройствами ПВД;
- подачи конденсата на охлаждение выхлопных частей ЦНД;
- подачи конденсата на охлаждение гидрозатвора ПНД-2;
- подачи конденсата на гидроприводы обратных клапанов на отборах турбины.

5.4.2 Состав системы

В состав системы входят:

- конденсатные насосы I-ой ступени (КЭН-1);
- конденсатные насосы II-ой ступени (КЭН-2);
- трубопроводы;
- арматура.

5.4.3 Описание технологической схемы

Нижняя часть второй по ходу охлаждающей воды секции конденсатора является конденсатосборником. Из конденсаторов с более низким давлением конденсат самооттеком сливается в конденсаторы с более высоким давлением, а из последних откачивается конденсатными насосами. Конденсатосборники обоих конденсаторов соединены уравнивающей линией, являющейся всасывающим коллектором конденсатных насосов. Конденсаторы № 1 и 4 имеют конденсатосборники, служащие для обеспечения возможности автоматического поддержания уровня конденсата в нем с целью обеспечения необходимого подпора на всасе конденсатных насосов I ступени.

Отвод конденсата из конденсаторов обеспечивается тремя конденсатными насосами I-ой ступени. Два насоса обеспечивают работу турбины при полной нагрузке, третий насос резервный.

Напорный трубопровод за КЭН-1 обеспечивает подачу конденсата последовательно в конденсатор пара уплотнений КПУ, блочную обессоливающую установку БОУ, четыре ПНД-1 и один ПНД-2.

Из трубопровода напора конденсатных насосов I-ой ступени конденсат подается

на уплотнения вакуумной арматуры, охлаждение сервомоторов клапанов парораспределения турбины, к гидроприводам управления КОС, в систему охлаждения выхлопов ЦНД.

Из ПНД-2 основной конденсат конденсатными насосами II-ой ступени КЭН-2 подается в ПНД-3, затем в ПНД-4 и в деаэрактор.

Для обеспечения устойчивой работы конденсатных насосов при пусках и малорасходных режимах (с подачей конденсата в деаэрактор ниже 30%) предусмотрены индивидуальные линии рециркуляции КЭН-1 в конденсаторы №1 и 4 и КЭН-2 в корпус ПНД-2. При заполнении системы и испытаниях рециркуляция КЭН-1 осуществляется через перелив ПНД-2 с без арматурным гидрозатвором. Схемой основного конденсата предусмотрена общая для КЭН-1 и КЭН-2 линия рециркуляции основного конденсата в конденсатор с регулирующим клапаном и запорной арматурой.

На нагнетании каждого конденсатного насоса установлен обратный клапан с байпасом, снабженным ручным вентиляем. С помощью вентиля можно отпрессовать на плотность за счет давления, развиваемого соседним насосом на работающем блоке, насос, выводимый из ремонта.

С напора конденсатных насосов II -ой ступени подъема конденсат подается на впрыски в пароохладители приемнобросных устройств конденсаторов, а также на управление быстродействующими защитными клапанами подогревателей высокого давления.

Конденсат греющего пара ПНД-4 (в котором не поддерживается уровень) самооттеком сливается в сепаратосборник СПП, откуда вместе с сепаратом закачивается сливными конденсатными насосами в линию основного конденсата за ПНД-4.

В линию основного конденсата за ПНД-4 предусмотрен подвод конденсата из сепаратосборника СПП (сепарат пара, подаваемого в СПП + конденсат греющего пара ПНД-4).

За каждой группой КЭН-1 и КЭН-2 установлено по 3 регулирующих клапана, из которых один (в каждой группе) – пусковой с пропускной способностью порядка 30%, а два других, пропускной способностью порядка 70% каждый, служат рабочим и резервным (на случай выхода из строя рабочего) регулирующими клапанами. Полная нагрузка блока обеспечивается за счет открытия любых двух из названных клапанов.

5.4.4 Функционирование системы

В зависимости от величины пропуска пара в конденсатор, в работе находятся один или два КЭН-1, третий КЭН-1 - резервный.

Включение КЭН-1 возможно, если уровень в конденсаторе выше II предела и при этом задвижка на нагнетании насоса закрыта или давление в напорном коллекторе выше I предела.

Второй рабочий КЭН-1 включается автоматически, если в работе один КЭН-1 и расход в деаэратор возрастает до 50% (при уменьшении расхода до 45% - отключается).

Резервный КЭН-1 включается автоматически при отключении работающего КЭН или при понижении давления в напорном коллекторе до I предела.

КЭН-1 отключается защитой, если через 2 мин или более после его включения задвижка на нагнетании этого насоса закрыта (открытие задвижки, соответствующее ходу на открытие за 30 с), КЭН-1 отключается защитой по повышению уровня в ПНД-2 до заданной величины.

В зависимости от нагрузки турбины в работе находятся один или два КЭН-2, третий КЭН-2 - резервный. В работе рабочие и резервный конденсатные насосы II ступени должны периодически сменяться.

Автоматическое и ручное включение второго КЭН-2 происходит если уровень в ПНД-2 выше II предела.

Автоматическое включение второго КЭН-2 происходит, если в работе находится какой-либо из КЭН-2, при этом давление в напорном коллекторе за КЭН-2 снижается ниже II предела.

Второй рабочий КЭН-2 включается автоматически с выдержкой времени 10 с, если расход конденсата в деаэратор возрастает до 50% от номинального значения.

КЭН-2 отключается автоматически с запретом на включение:

если через 2 мин после его включения задвижка на нагнетании насоса остается закрытой;

если понизился уровень в ПНД-2 до заданной величины;

если уровень в деаэраторе повышается выше заданной величины.

Для обеспечения нормальной работы КЭН-2 при их пуске предусмотрена линия

индивидуальной рециркуляции КЭН-2 в ПНД-2 с электроприводными задвижками и дроссельной шайбой.

Поддержание уровня в деаэраторе осуществляется регулирующими клапанами, установленным на линии основного конденсата за КЭН -2 перед ПНД-3.

Узел регулирования уровня в ПНД-2, установлен на линии основного конденсата за ПНД-1.

Каждый из узлов регулирования уровня в ПНД-2 и деаэраторе включает по три регулирующих клапана, из которых один (в каждой группе) – пусковой с пропускной способностью порядка 30 %, а два других пропускной способностью порядка 70 % каждый служат рабочим и резервным регулирующими клапанами. Полная нагрузка блока обеспечивается за счет открытия любых двух из названных клапанов.

5.4.5 Размещение оборудования

Оборудование и трубопроводы системы 1 LCA размещаются в здании турбины.

Конденсатные насосы I-ой ступени и II-ой ступени установлены в здании турбины в своих приемках на отметке - 5 м.

Поскольку КЭН-1 и КЭН-2 перекачивают конденсат в состоянии насыщения, их высотные отметки должны обеспечивать необходимый кавитационный запас по отношению к уровню в конденсаторе и в ПНД-2, соответственно.

5.5 Система подогревателей низкого давления

5.5.1 Назначение системы

Система регенерации низкого давления (1 LCC) должна обеспечивать:

- питание паром отборов турбины регенеративных подогревателей низкого давления и подогрев в них основного конденсата;
- отвод конденсата греющего пара из подогревателей низкого давления;
- поддержание заданного уровня конденсата греющего пара в корпусах подогревателей;
- отсос воздуха из корпусов ПНД;
- защиту турбины от попадания пароводяной среды из ПНД;
- защиту подогревателей от повышения уровня (за исключением ПНД-1).

5.5.2 Состав системы

В состав системы входят:

- подогреватели низкого давления №1.1-1.4;
- подогреватель низкого давления №2;
- подогреватель низкого давления №3;
- подогреватель низкого давления №4;
- без арматурный гидрозатвор 10 м ПНД-2;
- трубопроводы;
- арматура.

5.5.3 Описание технологической схемы

Приложение 24

В схеме предусмотрено четыре ступени регенерации низкого давления.

ПНД-1 поверхностного типа, горизонтальный, двухходовой по основному конденсату, который состоит из четырех аппаратов, встроенных в переходные патрубки конденсатора и работающих параллельно по пару и основному конденсату. Конденсат греющего пара сливается из каждого ПНД-1 в свой конденсатор через гидрозатвор высотой 4 м. Трубная система ПНД выполнена из нержавеющей стали, что обес-

печивает высокую надежность аппаратов и выполнение их неотключаемыми по конденсату. Таким образом, исключается несимметричное распределение потоков пара в ЦНД и разогрев выхлопных частей ЦНД.

ПНД-2 смешивающего типа. По этой причине он является неотключаемым по пару и основному конденсату.

Основной конденсат и конденсат греющего пара откачивается конденсатными насосами 2-й ступени. При повышении уровня ПНД-2 конденсат сливается в конденсатор через без арматурный гидрозатвор, высотой 10 м.

ПНД-3 и ПНД-4 – поверхностного типа, вертикальные с U-образными трубками, имеют отключение по водяной стороне и по пару. При этом блок может оставаться в работе с пропуском конденсата по байпасу отключенного подогревателя низкого давления.

Конденсат греющего пара сливается из ПНД-3 каскадно в ПНД-2 через гидрозатвор 9 м.

Конденсат греющего пара ПНД-4 сливается в сепаратосборник, а затем насосами отвода сепарата подается в линию основного конденсата. Для работы при малых нагрузках (при пуске) предусмотрен резервный слив из ПНД-4 в конденсатор.

Все подогреватели низкого давления имеют устройства для отвода воздуха в конденсатор.

5.5.4 Функционирование системы

При повышении уровня в конденсатосборнике ПНД-2 включается резервный КЭН-2.

При понижении уровня в конденсатосборнике ПНД-2 ниже минимального значения отключаются КЭН-2.

При повышении уровня в ПНД-3 (4) до аварийного предела производится отключение соответствующего ПНД по воде с одновременным закрытием задвижки на подводе пара к данному ПНД.

Для предотвращения заброса пароводяной смеси из ПНД-3,4 в турбину обратным потоком при отключении турбины (закрытии стопорных клапанов) закрываются задвижки на подводе пара к указанным ПНД (дополнительно у ПНД-3 закрывается

обратный клапан на линии отбора пара).

Защита турбины от обратного потока пара из ПНД-2 обеспечивается закрытием обратных клапанов, встроенных в ПНД-2.

5.5.5 Размещение оборудования

ПНД-1-4 размещаются в переходных патрубках конденсаторов (под соответствующим ЦНД) на отметке 7,8 м; ПНД-2 установлен на отметке 7,8 м; ПНД-3, 4 – отметка обслуживания 0 м.

5.5.6 Характеристики ПНД

Наименование величины	Значения			
	ПНД-1	ПНД-2	ПНД-3	ПНД-4
Расход основного конденсата, т/ч	868,5*4	3474,3	3766,1	3766,1
Температура основного конденсата на входе в аппарат, °С	36,98	62,7	87,28	107,33
Давление конденсата на входе, МПа (абс)	1,4		1,86	1,77
Давление греющего пара на входе в аппарат МПа (абс.)	0,0247	0,064	0,1403	0,55444
Поверхность теплообмена, м ²	890*4		2800	3920
Масса, кг	21600	40000	54000	81400

5.6 Система трубопроводов возврата основного конденсата в деаэрактор

5.6.1 Назначение системы

Система трубопроводов возврата основного конденсата в деаэрактор предназначена для выполнения следующих функций:

- подвод основного конденсата от системы регенерации низкого давления и сепарата СПП в деаэрактор с раздачей суммарного потока по его форсункам в зависимости от нагрузки блока;
- подвод конденсата греющего пара ПВД в деаэрактор;
- удаление парогазовой смеси (неконденсирующихся газов) из деаэратора в ПНД-2 (при работе блока на мощности) или в атмосферу (при пуске);

- удаление парогазовой смеси (неконденсирующихся газов) из конденсато-сборника СПП и из парового пространства ПВД в деаэратор;
- подвод основного конденсата на охлаждение уплотнений, подшипников насосных агрегатов питательной воды;
- подвод дренажей машзала в ПНД-2 при температуре воды 60-80 °С;
- сброс воды для обеспечения водообмена при проведении предпусковой промывки конденсатно-питательного тракта, вывод дебалансной воды из второго контура при пуске блока;
- подвод конденсата СПП в деаэратор при отказе насоса гидроприводного насоса системы;
- подвод конденсата после КЭН-1 на охладитель выпара расширителя дренажей машзала и возврат его в ПНД-2.

5.6.2 Описание технологической схемы

Наиболее крупным трубопроводом системы является трубопровод Ду 800 мм, подводящий основной конденсат турбины после его смешения с сепаратором СПП в деаэратор.

Для равномерной раздачи этого потока по четырем форсункам деаэрационной колонки соответственно четырем индивидуальным трубопроводам Ду 400 мм предшествует коллектор Ду 800 мм.

На трубопроводах Ду400 мм перед каждой форсункой предусмотрены ручные задвижки. Открытие задвижек предусмотрено исходя из следующего условия диапазона нагрузок.

Поскольку конденсат греющего пара ПВД поступает в деаэратор в виде двухфазной среды, установка регулирующего клапана, поддерживающего уровень в ПВД-5, предусматривается в непосредственной близости от корпуса деаэратора, с тем, чтобы до клапана вскипания воды не было и, следовательно, отсутствовали сопровождающие поток двухфазной среды вибрации трубопровода и эрозия внутренней стенки. С целью снижения влияния эрозии участок трубопровода между клапаном и деаэратом выполняется из нержавеющей стали.

Для обеспечения расчетных условий работы ПВД и СПП, как теплообменников

конденсирующих пар, из пространств греющего пара предусмотрены сбросы парогазовой смеси (неконденсирующихся газов) в деаэрактор.

В условиях работы блока на мощности удаление газов из деаэратора предусмотрено через трубопровод с ограничительной шайбой в ПНД-2, откуда далее сброс газов производится в конденсатор турбины. Для проведения предпусковой деаэрации, когда вакуум в конденсаторе турбины еще отсутствует, предусмотрена возможность сброса парогазовой смеси непосредственно в атмосферу.

Для обеспечения нормальных температурных условий работы уплотнений в корпусах питательных насосов предусмотрены термобарьерные камеры, через которые должна производиться непрерывная прокачка охлаждающей воды. В условиях работы блока на мощности в качестве таковой использован основной конденсат турбины, который с напора конденсатных насосов I ступени подводится ко всем пяти питательным электронасосам.

Охлаждающий термобарьеры конденсат возвращается во второй контур через ПНД-2. Для насоса вспомогательной питательной воды основной конденсат турбины и соответственно обессоленная вода (в режиме обесточивания АЭС) охлаждают не только термобарьеры, но и подшипники агрегата и его электродвигатель. Такое решение принято с целью упрощения схемы обвязки насосного агрегата (не требуется подача технической охлаждающей воды в условиях обесточивания АЭС, отсутствует связь обессоленной воды и основного конденсата с промконтуром).

В целях снижения непроизводительных потерь тепла по турбоустановке при температуре воды в дренажном баке 70-80 С и удовлетворительном ее качестве предусмотрена возможность переключить поток возвращаемых во второй контур дренажей с конденсатора турбины на ПНД-2.

Для оперативного вывода “избыточной” воды из второго контура, например, при пуске в связи с использованием пара пускорезервной котельной, а также для реализации водообмена при предпусковой промывке конденсатно-питательного тракта с напорного трубопровода КЭН I ступени предусмотрен отводящий трубопровод для сброса воды в бак грязного конденсата. Для периодического заполнения гидрозатвора на выхлопном трубопроводе расширителя дренажей системы 1LCM10 на этом трубопроводе предусмотрен отвод.

Для конденсации пара в охладителе выпара расширителя дренажей машзала предусмотрен подвод основного конденсата после КЭН I ступени с последующим сбросом его в ПНД-2. Диаметр трубопровода выбран по условиям режима пуска, когда требуется сконденсировать до 40 т/ч пара.

На случай отказа гидроприводного насосного агрегата системы, а также для режимов, когда его напор недостаточен для возврата конденсата в питательные трубопроводы, в схеме предусмотрен трубопровод сброса конденсата СПП в деаэратор (Ду300) с регулирующим клапаном. Для малых расходов конденсата предусмотрен байпас клапана Ду 150 трубопроводом Ду 32. В целях снижения вибрации трубопровода узел регулирования расхода конденсата максимально приближен к деаэратору. В целях снижения эрозии участок трубопровода между клапаном и деаэратором выполняется из нержавеющей стали.

К трубопроводу отвода конденсата СПП из конденсатосборника в деаэратор предусмотрен подвод питательной воды от системы. Данное технологическое решение принято для возможности исключения гидроударов и больших термических нагрузок при переключении подачи конденсата СПП из конденсатосборника с насосов КГТН в деаэратор. С той же целью на схеме показана врезка трубопровода от системы вспомогательной питательной воды.

5.6.3 Функционирование системы

Перед пуском, в режиме предпусковой деаэрации удаление газов из питательной воды производится в атмосферу. После вступления в работу вакуумной системы конденсатора турбины запорный клапан на линии отвода паровоздушной смеси в атмосферу закрывается и открывается линия сброса паровоздушной среды в ПНД-2.

При проведении предпусковой промывки конденсатно-питательного тракта для обеспечения водообмена, а также при пуске блока в случае необходимости сбросить "избыточную" воду из II второго контура открывается задвижка.

При нагружении блока до 30% номинальной после подключения ПВД по пару включается в работу линия слива конденсата из ПВД-5 в деаэратор с регулирующими клапанами.

В пусковых режимах, когда по условиям пуска турбины требуется сниженный

перегрев пара перед ЦНД, включается в работу линия сброса конденсата СПП в деаэрактор. В первый период времени для того, чтобы исключить работу регулирующего клапана в зоне малых степеней открытия, открывается байпасная линия для дискретного регулирования уровня в конденсатосборнике СПП. Линия сброса конденсата СПП в деаэрактор включается также по блокировке в условиях работы блока на мощности, если останавливается гидроприводной насос системы.

Линии отвода неконденсирующихся газов из конденсатосборника СПП и из ПВД-5 в деаэрактор открываются после включения в работу соответственно ПВД-5 и СПП.

Линия возврата дренажей машзала непосредственно в ПНД-2 включается в работу при устойчивом поступлении в дренажный бак конденсата удовлетворительного качества и повышенной температуры 60-70 °С.

5.7 Система трубопроводов основной питательной воды

5.7.1 Назначение системы

Система трубопроводов основной питательной воды предназначена для:

- первоначального заполнения парогенераторов питательной водой;
- подачи воды в парогенераторы для обеспечения необходимой их паропроизводительности в режимах нормальной эксплуатации и в режимах нарушений нормальной эксплуатации;
- поддержания уровня в парогенераторах;
- исключения подачи питательной воды в случае переполнения парогенератора;
- исключения подачи питательной воды в аварийный парогенератор в случае разрыва паропровода ПГ в неотключаемой части, питательного трубопровода или течи из первого контура во второй;
- расхолаживания блока в случае выхода из строя насоса вспомогательной питательной воды;
- усреднения температуры питательной воды после групп ПВД в условиях, когда одна группа не работает.

5.7.2 Состав системы

Система 1LAB состоит из четырех основных питательных электронасосов (4x25%), одного резервного питательного электронасоса (1x25%), арматуры и трубопроводов.

5.7.3 Описание технологической схемы

Питательная вода из деаэратора четырьмя питательными электронасосными агрегатами по четырем индивидуальным трубопроводам всаса и напора подается в общий коллектор перед ПВД. Далее питательная вода следует через две параллельные нитки ПВД и поступает во второй общий коллектор за ПВД, предназначенный для выравнивания температуры питательной воды перед парогенераторами. Из второго коллектора питательная вода по четырем трубопроводам направляется к парогенераторам. На каждой линии питательной воды установлен узел питания, состоящий из основного (Ду 400) и байпасного (Ду 100) трубопроводов. На каждом из трубопроводов установлено по одной запорной задвижке и одному регулируемому клапану.

На каждой линии после узла питания в "паровой" камере установлено по две быстродействующие отсекающие задвижки. Далее по ходу среды последовательно установлено по два обратных клапана. Дублирование отсекающих задвижек и обратных клапанов предусмотрено для надежного отключения ПГ от питательных линий.

При работе блока на мощности вышедший из строя питательный электронасосный агрегат заменяется питательным электронасосным агрегатом, находящимся в резерве. Каждый питательный электронасосный агрегат оснащен своей линией рециркуляции в деаэратор.

Для поддержания, находящегося в резерве питательного электронасосного агрегата в "горячем" состоянии периодически обеспечивается (по требованию завода-изготовителя) проток воды из деаэратора через насос в систему дренажей здания.

На случай выполнения ремонтных работ схема позволяет двумя последовательно установленными на напорном трубопроводе запорными задвижками и дренажом между ними надежно отключить насос от высокого давления.

На всасывающем трубопроводе каждого электронасосного агрегата установлена запорная задвижка и предохранительный клапан, который защищает всас насоса от

превышения давления сверх допустимого в случае ошибочного закрытия этих задвижек. Пропускная способность предохранительного клапана на всасе насосного агрегата выбирается с запасом на максимальную протечку обратного клапана на напоре насоса. На всасывающих трубопроводах насосов предусмотрены фильтр – сетки. Питательные линии ПВД имеют быстродействующие байпасные линии (на схеме не показаны), а также байпасные линии равного гидравлического сопротивления на время работы блока без ПВД до выхода блока на планово-предупредительный ремонт.

Для повышения противокавитационной устойчивости в условиях сброса нагрузки блоком, а также для заполнения питательных насосов водой перед пуском на всас насосов подведена "холодная" вода от насосов обессоленной воды системы.

Трубопроводы системы используются для подачи в ПГ вспомогательной питательной воды от системы. Предусмотрены два ввода вспомогательной питательной воды в систему: непосредственно в узлы питания каждого ПГ (четыре линии Ду 80) и во входной коллектор питательной воды перед ПВД (линия Ду 200 и байпасом Ду 50). Первый ввод - традиционный, второй ввод (линия Ду 200) предусмотрен для реализации возможности планового расхолаживания блока одним из питательных электронасосов (выход из строя насоса вспомогательной питательной воды, а также в случае необходимости на начальном этапе расхолаживания). Байпасная линия Ду 50 предназначена для заполнения трубопроводов, прогрева тракта ПВД при пуске перед включением в работу ПВД.

С напора питательных насосов при работе блока на мощности отбирается часть питательной воды (до 400 м³/ч) на гидропривод насоса (КГТН), возвращающего конденсат СПП в тракт питательной воды после ПВД. Отбираемая на гидропривод питательная вода сбрасывается в деаэратор. При выходе из строя гидропривода конденсат СПП сбрасывается в деаэратор, что сопровождается некоторым снижением экономичности блока.

5.7.4 Функционирование системы

На начальной стадии пуска блока (разогрев первого и второго контуров) система выполняет только функцию регулирования уровня в парогенераторах, для чего используются байпасные линии узла питания (функцию обеспечения парогенераторов

водой на этой стадии выполняет вспомогательный питательный насос). На стадии пуска при номинальном давлении в ПГ, когда требуется питание ПГ расходом более 250 т/ч, включаются сначала один питательный электронасос. При достижении расхода воды около 15-20 % от номинального к пуско-остановочным регуляторам подключаются основные регуляторы узлов питания (сначала с целью увеличения диапазона регулирования первых, далее для самостоятельного регулирования). При нагрузке блока более 20 % от номинальной включается второй питательный электронасос. При нагрузке блока 40 - 50 % от номинальной включаются в работу два оставшихся питательных электронасоса.

Температура воды на всасе насосов при номинальной нагрузке составляет 173 °С.

Температура воды на входе в парогенераторы при номинальной мощности составляет 227 °С, со снижением нагрузки блока пропорционально уменьшается, а после отключения ПВД постоянно поддерживается на уровне 173 °С.

При нагрузке ниже 17-18 % требуется переход на один питательный электронасос. Перед остановом блока производится переход на вспомогательный питательный насос и последующее расхолаживание производится за счет сброса пара через БРУ-К (250 т/ч), при необходимости производить расхолаживание расходом пара до 300 т/ч в работе остается один питательный электронасос. После увеличения перепада давлений на регулирующих питательных клапанах до 4,0-5,0 МПа подвод питательной воды к ним производится через трубопроводы системы с использованием узла регулирования перепада давления 5,0 МПа и специально предусмотренной для этого случая перемычки Ду 200 между напорными трубопроводами насосов вспомогательной и основной питательной воды.

В режимах автоматического сброса мощности реактора устройством ускоренной разгрузки блока (УРБ) или регулятором ограничения мощности (РОМ) (сброс электрической нагрузки до уровня собственных нужд) регуляторы питания, соответственно, уменьшают подачу питательной воды в парогенераторы до величины примерно 40-50 % от номинальной. Для предупреждения кавитационного срыва основных питательных насосов в течение переходного процесса температура (давление) питательной воды на всасе насосов автоматически поддерживается на исходном уровне свое-

временным подводом в деаэратор резервного пара. Для повышения кавитационного запаса оператор при необходимости подает на всас насосов "холодную" воду из системы.

5.7.5 Технические характеристики

Питательные насосы №1-5	Подача, м ³ /ч – 1840 Напор, м – 910 Частота вращения, об/мин – 2989 КПД, % – 84 Мощность приводного двигателя, кВт ≈ 6300 Температура рабочей среды, °С – до 175 Максимальное давление на выходе из насоса, МПа 11,77 Допустимый кавитационный запас, м в.ст. – 15
-------------------------	---

5.8 Система подогревателей высокого давления

5.8.1 Назначение системы

Система должна обеспечивать:

- питание паром отборов турбины регенеративных подогревателей высокого давления и подогрев в них питательной воды;
- каскадный отвод конденсата греющего пара из ПВД-6 в ПВД-5 и из ПВД-5 в конденсатор или деаэратор поддержание заданного уровня конденсата греющего пара в корпусах подогревателей;
- отвод неконденсируемых газов из корпусов ПВД;
- защиту турбины от попадания пароводяной среды из ПВД;
- защиту подогревателей от повышения уровня в корпусах ПВД.

5.8.2 Состав системы

В состав системы входят:

- подогреватели высокого давления №5;
- подогреватели высокого давления №6;
- трубопроводы;

– арматура.

5.8.3 Описание технологической схемы

Регенеративный подогрев питательной воды осуществляется в двух ступенях ПВД (ПВД-5 и ПВД-6) в две нитки.

Отбор пара в ПВД-6 выполнен из I-го отбора за 2-й ступенью ЦВД, в ПВД-5 - из II-го отбора за 3-й ступенью ЦВД. На линиях отборов установлены обратные клапаны типа КОС, а также запорные задвижки перед каждым из ПВД. По водяной стороне ПВД-5 и ПВД-6 (каждая нитка) могут быть отключены, и блок может работать с пропуском питательной воды по одной нитке и по байпасу другой, или только по байпасам Ду500 обеих ниток ПВД. В охладитель дренажа каждого из ПВД сливается separat греющего пара из линейных сепараторов, установленных в соответствующих отборах. Помимо того в охладитель дренажа ПВД-5 сливается конденсат греющего пара 1-й ступени перегрева СПП (из конденсатосборников первой ступени).

Конденсат греющего пара нормально сливается из ПВД-6 каскадно в ПВД-5. Из ПВД-5 конденсат подается в деаэратор или в конденсатор (в пусковых режимах и режимах малых нагрузок). ПВД-5 и ПВД-6 имеют устройства для отвода воздуха в деаэратор.

Защита ПВД от повышения уровня воды в корпусах для каждой из ниток ПВД обеспечивается обводом с быстродействующим отсечным клапаном. Управление быстродействующими клапанами осуществляется путем подачи конденсата к сервомотору соответствующего клапана через параллельно соединенные вентили.

5.8.4 Функционирование системы

Система работает в режиме нормальной эксплуатации.

Нормально ПВД включены в работу при нагрузках выше 30 % от номинальной. Блок может находиться в работе без ПВД в случае каких-либо нарушений в данной системе. Ввод ПВД в работу выполняется при работе турбоагрегата под нагрузкой.

Повышение уровня в ПВД. Предусматривается действие защиты, на отключение нитки ПВД при повышении уровня в любом из ПВД данной нитки. Защита действует при повышении уровня в ПВД до III предела - от трех датчиков, формирующих сигнал на отключение по схеме "два из трех".

Отключение нитки ПВД производится с помощью быстродействующего отсечного клапана. Одновременно производится закрытие задвижек на линиях питательной воды до и после ПВД и открытие задвижки на байпасе.

Одновременно с отключением нитки ПВД по питательной воде производится их отключение по пару (закрываются задвижки на отборах пара к ПВД данной нитки).

Повышение уровня в деаэраторе. При повышении уровня в деаэраторе производится переключение сливов из ПВД-5 на конденсатор. Слив на деаэратор отключается (закрывается задвижка на сливе из ПВД-5 в деаэратор).

Понижение нагрузки. При понижении нагрузки производится переключение сливов из ПВД-5 на конденсатор с последующим закрытием задвижек на сливах из ПВД-5 в деаэратор.

5.8.5 Характеристики ПВД

Параметры	ПВД-5	ПВД-6
Расход питательной воды через аппарат, т/ч	3093,4	3093,4
Давление питательной воды, МПа	9,76	9,66
Расчетное давление питательной воды, МПа	12,9	12,9
Энтальпия питательной воды на входе в ПВД, ккал/кг	176,1	212,3
Температура питательной воды на входе, °С	173,1	207,5
Давление греющего пара на входе, МПа	1,88	2,61
Энтальпия греющего пара на входе, ккал/кг	615,5	627,9
Температура греющего пара, °С	209,5	226,4
Расход греющего пара (справочная величина), т/ч	231,0	139,7
Расход конденсата греющего пара из ПВД – 6 в ПВД-5, т/ч	139,7	
Энтальпия к.г.п. из ПВД- 6, ккал/кг	219,3	

Конструктивные характеристики ПВД-5,6

Наименование	ПВД-К-5	ПВД-К-6
Расчетная конструктивная поверхность теплообмена, м ²	2796/3129	1851/2047
Материал труб поверхности теплообмена	08X14МФ	
Диаметр и толщина стенки трубы поверхности теплообмена, мм	16x1,4	

Тепловой поток, МВт (Гкал/ч)	130,34 (112,1)	65,84 (56,6)
Недогрев питательной воды, °С	2,0	2,0
Расход пара из ПП 1 в ПВД-К-5, т/ч	141,5	-
Сухая масса подогревателя, т	140,5	119,75

6 ТРЕБОВАНИЯ К ГЕНЕРАЛЬНОМУ ПЛАНУ АЭС И ПРИМЕР ЕГО ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ

6.1 Общие понятия

Для строительства АЭС рекомендуется площадка прямоугольной формы. Генеральный план промышленной площадки должен обеспечить удобное взаимное расположение всех наземных зданий и подземных инженерных сооружений с учетом организации внутриплощадочного транспорта (автомобильного, железнодорожного). На генеральном плане должны быть размещены главное здание станции, распределительное устройство, повысительная подстанция, химводоочистка, административно-бытовой корпус, подсобные здания (мастерские, склады, гараж и т. п.) и проложены коммуникации водопроводов и канализаций, а также подъездные железнодорожные и автомобильные пути.

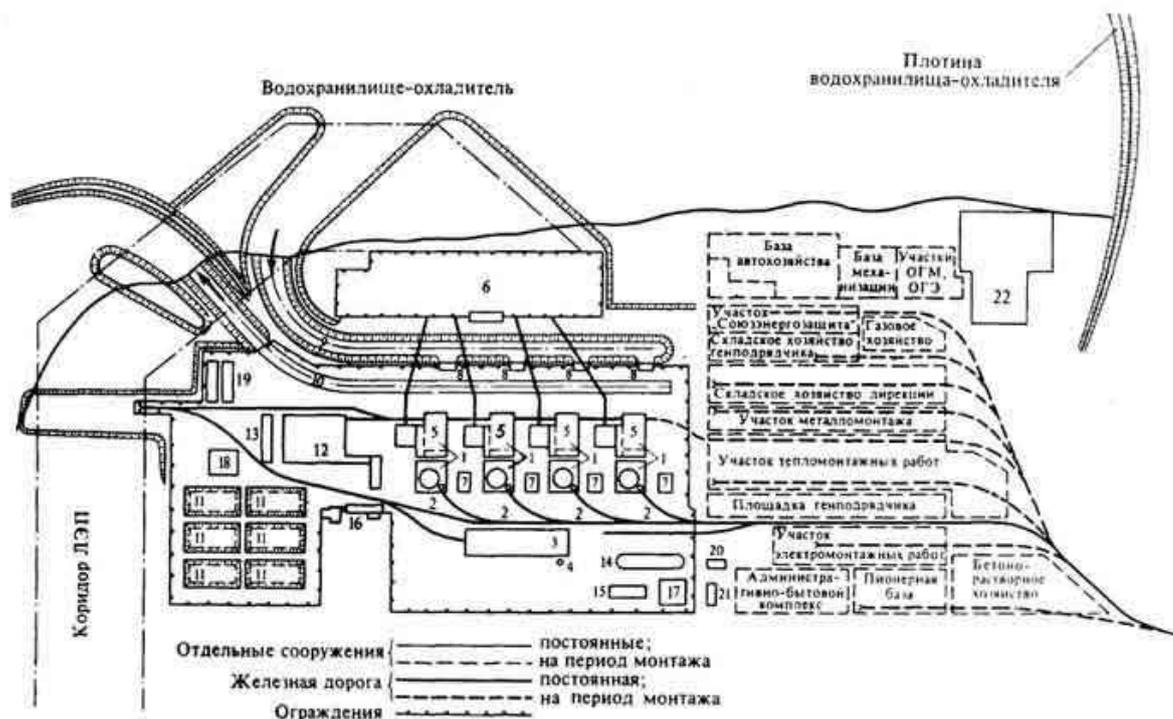
Установленная мощность АЭС как правило принимается большой – 4-6 ГВт. Поэтому атомные электростанции строят очередями, но генеральный план составляют на полную мощность.

Атомную станцию располагают с подветренной стороны по отношению к ближайшему населенному пункту. Участок, отводимый для АЭС, должен хорошо проветриваться, поэтому при изысканиях следует особое внимание обращать на ветровой режим, вокруг АЭС создают санитарно-защитную зону и зону наблюдения, размеры которых устанавливают по согласованию с органами санитарного надзора с учетом конкретных условий площадки.

В санитарно-защитной зоне располагают здания и сооружения подсобного и обслуживающего назначения: пожарные депо, прачечные, помещения охраны, гаражи, склады (за исключением продовольственных), столовые для обслуживающего персонала, административные и служебные здания, здравпункты, ремонтные мастерские, транспортные сооружения, сооружения технического водоснабжения и канализации, временные и подсобные предприятия строительства и т. д.

На рис. 6.1 представлен пример генерального плана АЭС. Габариты сооружений самой АЭС показаны сплошными линиями; пунктирными линиями показаны сооружения, действующие в период монтажа и демонтируемые после его завершения. АЭС

по рис. 5.1 сооружается четырьмя очередями, каждая мощностью 1000 МВт с реакторами ВВЭР-1000. Главный корпус 1 состоит из двух частей для размещения в них реакторного и турбинного цехов. Стены этих двух частей в процессе строительства не сомкнуты для прохода между ними крана, располагаемого вне здания, что создает удобство для строительства и монтажа.



Открытая установка трансформаторов 6, примыкающая к главному корпусу со стороны машзала, соединена с открытым распределительным устройством 8, из которого вырабатываемая АЭС электроэнергия передается в энергосистему через ЛЭП. Распределительное устройство имеет свое обособленное ограждение. В непосредственной близости от главного корпуса в отдельном здании расположена дизель-генераторная станция 5, в которой каждый из ее трех агрегатов, вместе со всем вспомогательным оборудованием размещен в самостоятельной строительной ячейке, отделенной от соседней противопожарной стеной.

Каждый блок имеет свою насосную станцию 7 для подачи от градирен в главный корпус охлаждающей воды по подводящему каналу и отводу ее из корпуса обратно. На генеральном плане предусматривается место для расположения охладителей для блоков, следующих после первой очереди. Расстояние между градирнями должно быть при расположении в одном ряду равным 0,5 диаметра градирни, а между рядами градирен — 0,75 диаметра. Необходимо выдерживать и расстояние от брызгальных бассейнов и градирен до всех зданий станции и особенно до открытого распределительного устройства. Обычно в зависимости от силы господствующих ветров и их направления все основные сооружения отдалают от градирен на 20-40 м, а подстанцию – на 40-60 м, для брызгальных бассейнов эти расстояния больше – соответственно до 60-100 и 60-120 м. Если эти условия не будут соблюдены, то возможен занос в сооружения водяных паров и капельной влаги, которые могут нарушить эксплуатацию и вызвать аварию в зимних условиях, создав наледи на оборудовании и линиях электропередачи. Охлаждающая вода промконтура имеет отдельный от водохранилища охладитель – брызгальные бассейны 11, расположенные в большом удалении от открытой подстанции. Каждый бассейн обслуживает один главный корпус. Предусмотрены два резервных бассейна для возможности отключения и очистки работающих бассейнов.

На АЭС имеется единый вспомогательный корпус 12, в котором располагаются механические мастерские и химводоочистка с отдельно вынесенным складом сухих солей 18. Азотно-кислородная станция 13 размещена в отдельном здании для большей пожарной безопасности. То же относится и к объединенному мазутомаслохозяйству 14, вблизи от которого расположены пожарное депо 21 и небольшая пускоре-

зервная котельная 15, работающая на мазуте. Ее используют для пусковых операций, но в особо холодные периоды пар может подаваться в пиковые подогреватели сетевой воды.

При проведении химических предпусковых очисток получается довольно большое количество нерадиоактивных вод. Для их отстоя предусмотрен шламоотвал 19. За пределы площадки АЭС вынесены канализационные очистные сооружения 22.

На рис 6.1 показаны также ограждение территории АЭС и железнодорожные пути, имеющие двусторонние въезды в каждый главный корпус.

Монтажная площадка непосредственно примыкает к территории АЭС. Она рассчитана на сооружение также и жилого поселка.

Обязательны асфальтирование и озеленение соответствующей части территории; устройства для организованного отвода ливневых вод от зданий, сооружений и с территории; автомобильные дороги, пожарные проезды и подъезды со всеми устройствами на них, дренажные и канализационные системы, хозяйственный, питьевой и пожарный водопроводы, средства тушения пожаров, санитарно-бытовые устройства, канализация и отопление; сети наружного освещения. Скрытые под землей водопроводы, канализационные и теплофикационные устройства, газопроводы, а также подземные кабели в местах, не имеющих постоянных сооружений, для ориентира должны иметь на поверхности земли специальные указатели.

Для удаления и обезвреживания жидких отходов, не содержащих радиоактивных веществ, сооружают хозяйственно-фекальную и производственно-ливневую канализации. Кроме того, предусматривают специальную канализацию для радиоактивных стоков, включающую в себя собственно технологическую (трапные воды, растворы после дезактивации контура теплоносителя, воды "активного" дренажа, сбросы из системы теплоносителя и др.), а также стоки от спецпрачечной, очистных устройств и др. Жидкие радиоактивные отходы подают в очистные сооружения, имеющиеся как в отдельных помещениях, так и в зданиях реакторов. Трубопроводы с активными жидкостями прокладывают изолированно от других коммуникаций для локализации возможных аварий и ликвидации их без нарушения нормальной эксплуатации. Прокладка этих трубопроводов должна предусматривать возможность быстрого обнаружения утечек. Трубопроводы спецканализации малоактивных растворов (до 10⁻⁵ Ки/кг)

можно укладывать непосредственно в грунт с устройством колодцев через 40-50 м по длине. Если грунт водонасыщен, то эти трубопроводы укладывают в каналах (лотках). Трубопроводы для жидких отходов с активностью 10-4 Ки/кг и более прокладывают только в железобетонных каналах (лотках) с надежной гидроизоляцией, предотвращающей проникновение раствора в грунт. Каналы (лотки) снабжают устройствами для обнаружения и ликвидации протечек. Все эти коммуникации строят с уклоном в сторону их опорожнения.

Все здания размещают с учетом пожарных норм, с обеспечением подъезда к ним. Железнодорожные подъезды к главному корпусу подведены как со стороны машинного зала, так и со стороны реакторного помещения. Маслохозяйство и азотно-кислородную станцию для большей пожарной безопасности размещают на окраинах промышленной площадки с расстояниями от ближайших сооружений 20 — 30 м. Их здания сооружаются на полную мощность АЭС.

Главный корпус станции располагают на расстоянии не менее 20 м от любого из зданий. Всю территорию АЭС огораживают. Расстояние от ограды должно быть не менее 6 м до любого из сооружений АЭС, кроме брызгального бассейна, для которого оно увеличивается до 20 м. Кроме того, при сооружении следующих очередей эксплуатируемая часть должна отделяться ограждением от строящейся, причем расширение АЭС должно быть организовано так, чтобы не снижать надежности и безопасности работы действующих блоков.

К началу эксплуатации электростанции в соответствии с проектом на территории станции должны быть закончены и такие работы, как планировка, благоустройство и асфальтирование и озеленение всей территории. При размещении производственных зданий и сооружений промышленную площадку станции условно разделяют на "чистую" зону и зону возможного загрязнения. Эти зоны должны четко отделяться друг от друга, причем предусматриваются устройства для дозиметрического контроля и обмывки транспортных средств и путей сообщения между зонами.

В зоне возможного загрязнения располагают главное здание, хранилища радиоактивных отходов, спецводоочистку, газгольдеры выдержки, мастерские для ремонта оборудования, загрязнение которого возможно. Эти здания должны находиться с подветренной стороны по отношению к другим строениям; административные поме-

щения и столовую для эксплуатационного и ремонтного персонала располагают в "чистой" зоне промышленной площадки; хозяйственно-питьевое и производственное водоснабжение разделяют. Связи между зданиями осуществляются с помощью проходных тоннелей и закрытых эстакад.

Из рис. 11.1 видно, что при проектировании АЭС требуется довольно большая территория для размещения предприятий монтажной организации. Следует также предусмотреть резервную площадь на случай необходимости захоронения нерадиоактивного оборудования, по каким-либо причинам вышедшего из строя и требующего своей замены.

7 ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ГЛАВНОМУ КОРПУСУ АЭС

Важным при проектировании АЭС является вопрос о том, сколько блоков и сколько очередей размещать в главном корпусе АЭС. В начале развития АЭС в здании главного корпуса размещалось несколько блоков, например 1, 2, 3 и 4-й энергоблоки Нововоронежской АЭС. Габариты здания при этом получаются меньше, соединительные коммуникации – короче. Однако при совместном расположении блоков в одном здании усложняется эксплуатация в период строительства других блоков, хуже разворот работ для строящегося блока. Сооружение главных корпусов для каждого блока отдельно увеличивает размер площадки АЭС и длину коммуникаций. Но большие удобства такого решения для сооружения привели к тому, что оно считается предпочтительным.

Компоновка – это взаимное расположение в строительных конструкциях здания отдельных агрегатов, связанных между собой единым технологическим процессом. Наибольшее внимание уделяется компоновке главного корпуса. Главным корпусом считают здание, в котором располагается основное технологическое оборудование – реактор, парогенераторы, турбины, конденсаторы, электрогенераторы и все вспомогательное оборудование, непосредственно связанное с ними.

Компоновка главного корпуса подчинена основному гигиеническому принципу подразделения на зоны (см. гл. 11). В составе зоны строгого режима главного корпуса имеются помещения необслуживаемые, в которых разрешается только периодическое пребывание людей во время работы реактора. Компоновка главного здания должна предусматривать вход в помещения зоны строгого режима только через санпропускник. Для прохода после останова реактора из полуобслуживаемых помещений в необслуживаемые имеется санитарный шлюз. Для доставки материалов, оборудования, приборов и инструментов в зону строгого режима предусматривают отдельные входы и транспортные въезды с механизированной разгрузкой.

В главном корпусе к зоне строгого режима относят: центральную часть зала с реактором и смонтированным на нем оборудованием, шахты перегрузки и выдержки, а также помещения, в которых располагают оборудование и проходят трубопроводы контура радиоактивного теплоносителя. В эту же зону входят помещения, где прово-

дят работы, связанные с вскрытием загрязненного оборудования или сопровождающиеся периодическим загрязнением радиоактивными веществами.

К зоне свободного режима относят операторские щитовые и другие помещения, предназначенные для постоянного пребывания людей. Здесь влияние ионизирующей радиации на обслуживающий персонал за шестичасовой рабочий день не превышает допустимых норм.

Машинный зал двух- и трехконтурной АЭС считается зоной свободного режима, а одноконтурной (то есть с подачей радиоактивного пара) – зоной строгого режима. Вход в помещения зоны свободного режима предусматривают через бытовые помещения обычного типа.

Удельная кубатура здания ($\text{м}^3/\text{кВт}$) – один из показателей совершенства компоновки. Увеличение единичной мощности основных агрегатов станции способствует снижению этого значения, как это видно, например, из рис. 7.1.

Каркас главного здания, воспринимающей все нагрузки от оборудования и передающий их на фундаменты, обычно выполняют в сборном железобетоне. Глубина залегания и размеры фундамента определяются свойствами грунта и нагрузками от оборудования с учетом монтажных нагрузок. Колонны каркаса здания устанавливают с шагом 6 или 12 м в продольном направлении; в поперечном – расстояние между колоннами определяется пролетом помещения. Через каждые 48 – 96 м предусматривают температурные швы. Для устойчивости здания в продольном направлении колонны соединяют между собой балками, в поперечном направлении устойчивость обеспечивается ригелями, по верху которых укладывают ребристые плиты, образующие межэтажные перекрытия. Кровельные перекрытия делают из специальных плит, уложенных по фермам. Стеновое заполнение между колоннами выполняют из железобетона или армопенобетонных панелей.

Для уменьшения требуемого количества строительных материалов (в особенности дефицитных), сокращения сроков

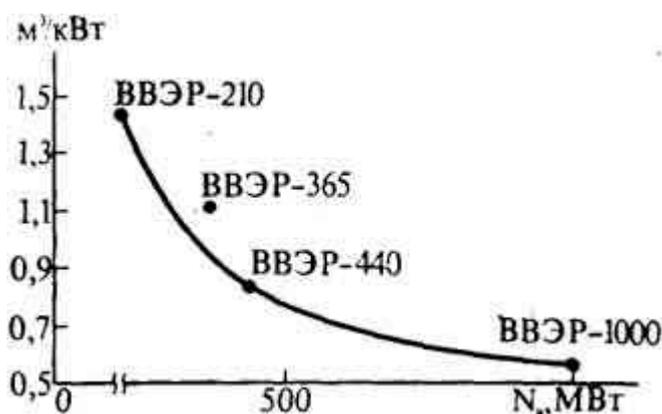


Рис. 7.1. Удельная кубатура зданий главного корпуса в зависимости от мощности реактора типа ВВЭР

строительства и удешевления строительной части станции площадь и периметр стен, а также высота и объем главного здания должны быть минимальными. Это достигается прежде всего компактным расположением оборудования, сокращающим длину всех соединительных трубопроводов и облегчающим обслуживание однотипного оборудования.

К началу выполнения основных монтажных работ строительные работы должны быть сделаны в максимальном объеме. Одновременно со строительством монтируют оборудование, требующее больших монтажных проемов, – корпус аппарата, парогенераторы, опоры ГЦН, компенсатор объема, мостовые краны и др. Для монтажа оборудования, не проходящего в люки и двери, в строительных конструкциях предусматривают временные монтажные проемы.

Выбор типа главного здания и компоновка оборудования в нем оказывают большое влияние на надежность и экономичность работы электростанции, на удобства эксплуатации, условия труда персонала, а также позволяют полностью механизировать и автоматизировать производственные процессы. Компоновка оборудования в главном здании АЭС должна предусматривать и обеспечивать:

- надежную, безаварийную и безопасную эксплуатацию оборудования и выполнение специальных санитарных норм проектирования и эксплуатации АЭС;
- удобство эксплуатации с наименьшим числом эксплуатационного персонала;
- возможность проведения ремонтных работ в короткие сроки с высоким качеством;
- удобство монтажа оборудования и механизацию всех основных работ;

– наиболее целесообразную связь между цехами главного здания и главного здания с другими объектами станции, а также с подъездными путями.

Удовлетворение большей части этих требований наилучшим образом обеспечивается при соблюдении для компоновки оборудования логической последовательности технологической схемы станции. При этом однотипные элементы располагают так, чтобы обеспечивалась легкость ориентации и правильность действий эксплуатационного персонала, особенно в аварийной обстановке. Взаимное размещение связанных между собой устройств и оборудования должно предупреждать возможность нарушения технологического процесса.

Особое значение при компоновке приобретает доступ к оборудованию и относящихся к нему коммуникаций для ремонта, с чем связано также продуманное расположение проходов, лестниц, площадок и подъемно-транспортных устройств. Для монтажа и ремонта оборудования устанавливают грузоподъемные механизмы (мостовые краны, электротали

и др.). В машинный зал и реакторный цех вводят железнодорожный путь широкой колеи для транспорта тяжелых частей оборудования. В главном здании предусматривают грузовые и пассажирские лифты для подъема на верхние этажи, а также необходимые емкости для соответствующих запасов питательной воды и конденсата и другие баки, необходимые для надежности технологического процесса электростанции.

Важным объектом, располагаемым в главном здании, является блочный щит управления (БЩУ). Размещение на нем наглядной схемы оборудования и контрольно-измерительной аппаратуры для всех параметров основных установок блока, организация рабочих мест и их освещенность должны обеспечивать четкое и легкое управление технологическим процессом. С учетом важности его функционирования на случай возникновения пожара на БЩУ, на АЭС сооружается резервный щит управления (РЩУ), который не следует располагать вблизи БЩУ.

В непосредственной близости к обслуживаемым агрегатам должна быть обеспечена допустимая (невысокая) температура воздуха. Это необходимо учитывать при компоновке и особенно при трассировке паропроводов.

При расширении АЭС целесообразно принимать для последующих очередей

принципиально такую же компоновку, как и для первой, так как эксплуатация однотипного оборудования проще и потому надежнее. Однако сохранение тех же решений, что и для первой очереди, целесообразно только в том случае, если основное оборудование используется не только того же типа, но и той же единичной мощности.

8 СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ НА АЭС

8.1 Общие сведения

Потребление технической воды на АЭС значительно больше по сравнению с ТЭС одинаковой мощности. Это связано, во-первых, с большим расходом пара в конденсаторы за счет низких начальных параметров и с наличием других охлаждающих устройств, не характерных для ТЭС. Все системы охлаждения на АЭС объединяют в единую и называют системой технического водоснабжения. Техническое водоснабжение во многом определяет надежность и экономичность работы АЭС. Капиталовложения в ее сооружение оцениваются на уровне 10 % от стоимости киловатта установленной мощности. Основными потребителями технической воды на АЭС являются: а) конденсаторы паровых турбин (основных и вспомогательных); б) маслоохладители и воздухоохладители турбогенераторов; в) подшипники насосов и других вспомогательных агрегатов; г) теплообменники вентиляционных систем; д) теплообменники доохлаждения продувочной воды парогенератора; е) теплообменники бассейнов выдержки и перегрузки; ж) теплообменники расхолаживания реактора; з) теплообменники доохлаждения продувочной воды реактора; и) теплообменники автономных контуров охлаждения ГЦН; к) охладители радиоактивных проб воды и пара, отбираемых для анализа; л) санитарно-бытовые устройства (прачечные, душевые); м) система водоподготовки добавочной воды для первого и второго контуров; н) для подпитки тепловой

сети.

На рис. 8.1 представлена схема обеспечения различных потребителей технической речной водой. Потребности отдельных агрегатов в расходах и напорах технической воды различны.

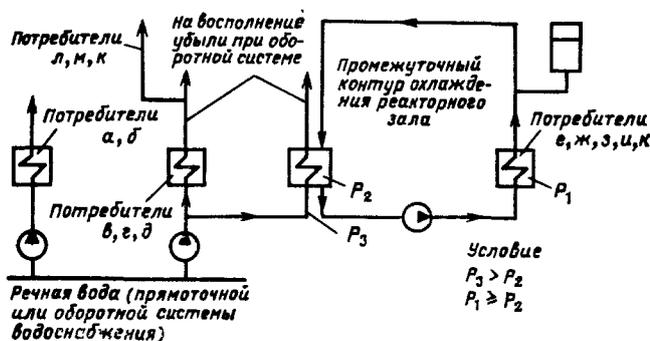


Рис 8 1. Схема обеспечения водой потребителей технической воды

Как видно из рис. 8.1, наиболее ответственные потребители имеют охлаждение через промежуточный контур. Соотношение давлений потребителей в промежуточном контуре и в системе технического водоснабжения должно быть таким, чтобы исключить распространение радиоактивности за пределы станции, как это показано на рис. 8.1. Если в качестве источника технического водоснабжения используется морская вода, то по прямому назначению она может использоваться лишь для охлаждения конденсаторов турбин, масло- и воздухоохладителей, у всех остальных потребителей охлаждение должно идти через промежуточный контур. Более 90 % расхода технической воды на АЭС потребляют конденсаторы турбин, поэтому схему технического водоснабжения можно было бы построить так: от напорного трубопровода охлаждения турбин брать воду насосами на другие потребители. Схема проста, но она связывает работу охлаждающих устройств реактора с охлаждением турбин. Но специфика охладителей элементов реакторного контура такова, что и при остановленной турбине они продолжают работать и требуют расхода технической воды. Поэтому для того чтобы не затрачивать дополнительную электроэнергию на циркуляцию технической воды, охлаждение конденсаторов турбин осуществляется по не зависимой от других охладителей системе и называется системой технического водоснабжения низкого давления. Для охлаждения ответственных потребителей сооружаются свои системы среднего и высокого давления, не зависящие от работы системы низкого давления. Насосы технической воды ответственных потребителей должны быть подключены к источникам надежного энергопитания. Учитывая большие потребности в технической воде, источник технического водоснабжения является определяющим при выборе места строительства АЭС. Чем ниже температура охлаждающей воды, тем меньше затраты на перекачку и тем выше экономичность и надежность АЭС.

8.2 Схемы технического водоснабжения

Рассмотрим возможные схемы технического водоснабжения на примере охлаждения конденсаторов паровых турбин, поскольку они являются основными потребителями технической воды.

Наиболее простой является схема с забором холодной воды из естественного источника (море, река, водохранилище, озеро и т. п.) и сбросом в него нагретой воды. Такая система называется прямоточной. При этом следует иметь в виду, что повышение температуры в источнике не должно превышать 5°C летом и 3°C зимой. Для этого запас воды, или мощность (дебит), источника должен в 3–4 раза превышать потребности станции в охлаждающей воде.

Если прямоточную систему применить не удастся, то используют систему циркуляционного, замкнутого (оборотного) водоснабжения, когда техническая вода проходит через теплообменные устройства многократно. В состав систем замкнутого технического водоснабжения входят охладители технической воды: пруды, брызгальные бассейны, градирни. Возможно применение смешанных схем прямоточного и замкнутого водоснабжения. От выбранной системы технического водоснабжения существенным образом зависит температура воды на входе в конденсатор, а в соответствии с соотношением и давление в конденсаторе – один из параметров, от которого зависит тепловая экономичность АЭС. Расход охлаждающей воды зависит от кратности охлаждения. Суммарный расход технической воды должен выбираться с учетом всех потребителей. Производительность циркуляционных насосов технической воды для охлаждения конденсаторов определяется с учетом расхода на масло- и воздухоохладители турбогенератора:

$$G_{т.в} = nmD_k + G_{м.г},$$

где n – число конденсаторов; m – кратность охлаждения, кг/кг; G – расход воды в конденсатор, кг/с; $G_{м.г}$ – расход воды на масло- и газоохладители, кг/с. Расход пара в конденсатор D_k должен приниматься максимальным, т. е. при ухудшенном вакууме (по летнему графику работы АЭС). Циркуляционные насосы технической воды работают на воде низкой температуры, напор их относительно невелик. Поэтому применяются одноступенчатые центробежные насосы с электроприводом. Обычно на один блок выбираются 2 насоса без резерва, обеспечивающих 100 %-ный расход технической воды. При выходе из строя одного из насосов второй обеспечивает 60 % производительности. Вакуум в конденсаторе несколько ухудшается.

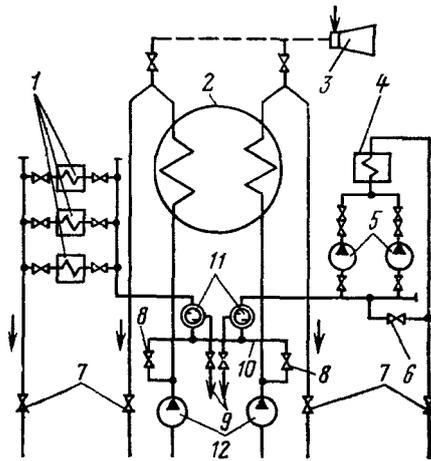


Рис. 8.2. Блочная схема включения циркуляционных насосов:

1 – маслоохладители; 2 – конденсатор; 3 – эжектор циркуляционной системы; 4 – газоохладитель генератора; 5 – подъемные насосы газоохладителей; 6 – линия рециркуляции; 7 – задвижки на сливных водоводах; 8 – задвижка на перемычке; 9 – сброс промывочной воды механических фильтров; 10 – перемычка напорных водоводов; 11 – механические фильтры; 12 – циркуляционные насосы

На рис. 8.2 представлена блочная схема включения циркуляционных насосов. Каждый насос 12 подает воду на свою половину конденсатора 2. От главных водоводов через фильтры 11 подается вода на маслоохладители и с помощью насосов 5 на газоохладители генератора 4. Установка насосов 5 второго подъема вызвана более высоким гидравлическим сопротивлением газоохладителей генератора. В периоды резкого снижения температуры наружного воздуха включается линия рециркуляции 6 для исключения выпадения кристаллов льда в газоохладителях. Охлаждающая вода системы разомкнутого технического водоснабжения проходит только грубую первичную очистку от крупных предметов. Поэтому внутри трубок конденсаторов могут быть отложения, увеличивающие βt , что ухудшает вакуум и тепловую экономичность АЭС. Обычно отложения из конденсатора удаляются механической чисткой при останове станции или при отключении одной половины конденсатора при работающей другой его части. Разработаны также способы очистки конденсаторов "на ходу" без остановки конденсатора за счет организации циркуляции совместно с технической водой резиновых шариков, которые после конденсатора улавливаются и многократно используются с помощью специальной байпасной системы. Особую опасность представляют отложения микроорганизмов, и в первую очередь для конденсаторов, охлаждаемых морской водой теплых морей. Отложения

ракообразных микроорганизмов требуют устройства специальных приспособлений для их удаления. Прямоточная система технического водоснабжения в 2–4 раза дешевле оборотной, температура охлаждающей воды ниже и, значит, обеспечивается более глубокий вакуум.

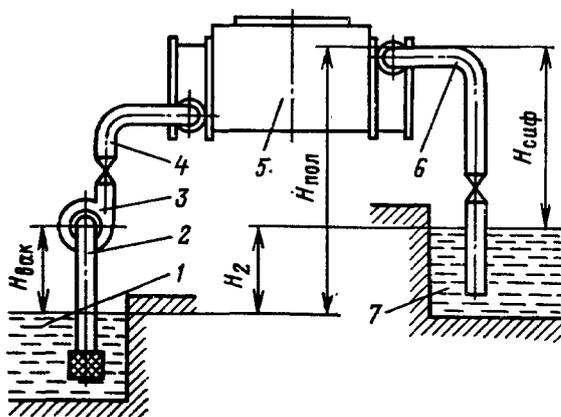


Рис. 8.3 Схема технического водоснабжения с сифонным устройством: 1 – приемный колодец; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – циркуляционный насос; 4 – напорный трубопровод; 5 – конденсатор; 6 – сифонная труба; 7 – сливной колодец

При прямоточной системе можно применять большие кратности охлаждения ($m = 100$) с использованием одноходовых конденсаторов, если высота подъема воды мала (не более 10 м). При $m = 50$ и высоте подъема 20–25 м применяются двухходовые конденсаторы. При прямоточной схеме обычно на берегу водоема устраивают береговую насосную станцию.

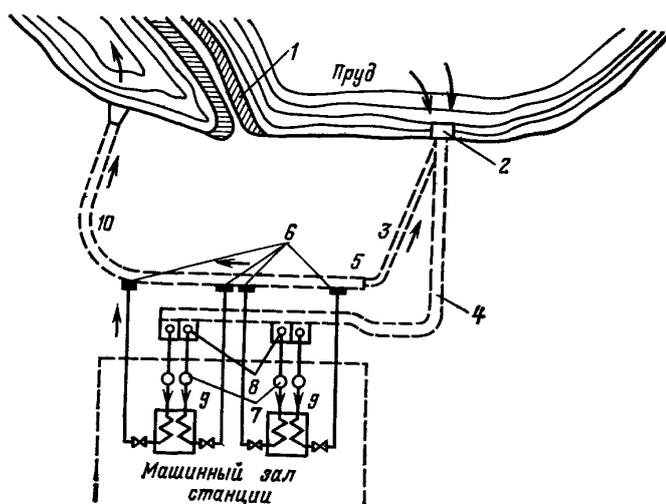


Рис. 8.4. Схема прудового технического водоснабжения:

1 – направляющая дамба, 2 – водоприемник, 3 – перепускной канал; 4 – приемные самотечные каналы 5 – переключательный колодец; 6 – сливные колодцы; 7 – циркуляционные насосы, 8 – приемные колодцы, 9 – конденсаторы; 10 – сливной канал

Если источником водоснабжения является река, то сброс нагретой воды осуществляется ниже по течению от насосной станции. Для уменьшения напора, развиваемого циркуляционными насосами, и снижения расхода электроэнергии на собственные нужды на линии сброса нагретой воды устанавливают сифонные устройства (рис. 8.3). Циркуляционный насос 3 по всасывающему трубопроводу от водозаборника 1 подает воду по водоводу 4 на охлаждение конденсатора 5. Далее по сбросному водоводу 6 вода сбрасывается под уровень сливного колодца 7. При этом используется сифонное действие сбросного водовода, и насос должен преодолевать не всю высоту $H_{пол}$, а только часть ее: $H_{г} = H_{пол} - H_{сиф}$, $H_{сиф}$ принимается 7,5–8 м, в противном случае при больших высотах в сбросных водоводах может возникнуть разрежение и, как следствие, подсос воздуха и ухудшение работы сифонного устройства.

Замкнутые системы охлаждения применяются при недостаточности дебита естественного источника технического водоснабжения или при значительном его удалении от АЭС. Вода в таких системах циркулирует по замкнутому контуру. На рис. 8.4 представлена схема оборотного водоснабжения с прудом-охладителем. Вода через водоприемник 2 по самотечному подводящему каналу поступает к водозаборным колодцам 8. С помощью циркуляционных насосов 9 вода проходит через конденсатор 7 и сбрасывается в сливные колодцы. По отводящему каналу 10 нагретая вода сбрасывается обратно в пруд-охладитель. Часть нагретой воды может через переключательный колодец по перепускаемому каналу 3 поступать к водоприемнику 7. Необходимость в этом возникает при образовании в зимнее время мелкого льда (шуги), препятствующей работе водоприемника.

Тип используемого охладителя определяется местом расположения АЭС, наличием свободных площадей и источника технического водоснабжения. Пруды-охладители – достаточно распространенный тип охладительных устройств. Пруд-охладитель обычно создается на базе имеющейся поблизости реки с небольшим дебитом путем устройства на ней плотины. Необходимая площадь пруда составляет 8–10 м² на 1 кВт установленной мощности. Пруды-охладители имеют преимущества перед брызгальными бассейнами и градирнями. Они требуют меньше электроэнергии на

привод циркуляционных насосов, так как отсутствует гидравлическое сопротивление самого охладителя и высота подъема воды небольшая. Использование прудов-охладителей позволяет решать ряд других вопросов, связанных с выполнением Государственной продовольственной программы (рыболовство, птицеводство и др.).

С другой стороны, создание прудов-охладителей вынуждает решать вопрос о затоплении пригодных для сельского хозяйства земель. Пруды-охладители следует устраивать таким образом, чтобы большая часть массы воды участвовала в процессе теплообмена. Циркуляция воды в пруде зависит от его формы. Для направленной организации движения воды устраиваются специальные дамбы (поз. 1, рис. 8.4). Глубина пруда выбирается не менее 3–4 м во избежание зарастания водорослями и заметного прогрева солнечными лучами. Под активной площадью пруда понимают такую поверхность условного пруда, в которой имеются только транзитные (движущиеся) потоки. В пруде-охладителе часть воды теряется за счет испарения в результате нагревания в конденсаторах, а также за счет естественного испарения и фильтрации через грунт. Если пополнение воды за счет реки и осадков не восполняют убыль, то необходимо искусственное ее восполнение.

В брызгальных бассейнах циркуляционная вода разбрызгивается в воздухе соплами над специально сооруженными бассейнами. Охлаждение воды происходит за счет конвективного теплообмена и испарения части воды в воздухе.

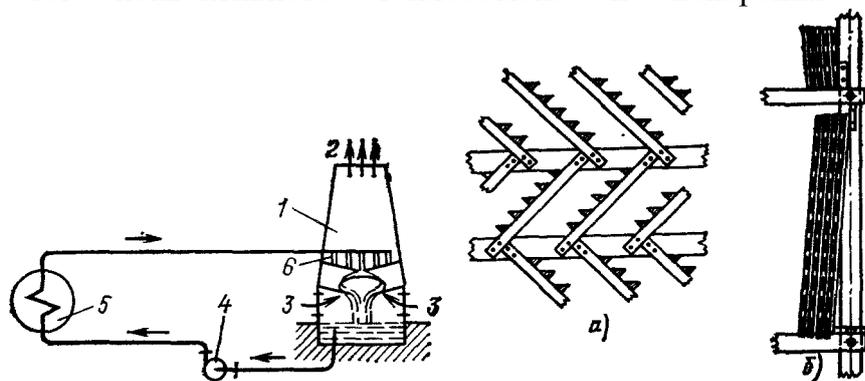


Рис. 8.5. Схема циркуляции воды при охлаждении ее в градирне и оросительные устройства башенных градирен (а – капельных, б – пленочных)

1 – градирня; 2 – выход влажного нагретого воздуха; 3 – вход холодного воздуха, 4 – циркуляционный насос; 5 – конденсатор, 6 – оросительное устройство

Бассейн делается секционным для опорожнения и отключения отдельных секций для осмотров и ремонтов. Глубина бассейна 1,5–2 м. Эффективность охлаждения воды зависит от степени дробления воды на капли. Более тонкое распыление воды тре-

бует больших затрат электроэнергии на насосы. Брызгальные бассейны занимают меньше площади по сравнению с прудами-охладителями, и на АЭС они могут применяться, например для воды, охлаждающей промежуточные контуры реактора.

Принципиальная схема оборотного водоснабжения с использованием градирни представлена на рис. 8.5. Циркуляционными насосами 4 вода из сборного бассейна после пропускa через конденсатор 5 направляется на оросительное устройство 6 башни градирни 1. Снизу за счет естественной тяги или работы вентилятора подается воздух 3. В оросительном устройстве за счет контакта воды с воздухом и испарения части воды происходит ее охлаждение. Паровоздушная смесь выбрасывается в атмосферу 2. По способу организации движения воздуха градирни подразделяются на башенные, вентиляторные и открытые. Открытые градирни используются редко и только для небольших мощностей. Наибольшее распространение получили башенные градирни, где тяга создается за счет башни. Для увеличения конвективного теплообмена применяют градирни с установкой вентиляторов, что требует дополнительного расхода электроэнергии на собственные нужды. По способу дробления воды в оросительном устройстве градирни подразделяются на пленочные, капельные и смешанные. Наибольшую поверхность контакта воды и воздуха обеспечивают пленочные и капельно-пленочные градирни. В башенных капельных градирнях оросительное устройство обычно выполняется в виде трехгранных реек (рис. 8.5, а), расположенных в шахматном порядке. Вода подается на рейки и, стекая с одной рейки на другую, проходит все оросительное устройство, попадает в бассейн, расположенный под градирней. В пленочных градирнях вода стекает в виде пленки по щитам (рис. 8.5, б), установленных с небольшим наклоном. В капельных и пленочных градирнях через окна в нижней части башни поступает воздух, и в оросительном устройстве идет охлаждение воды в основном за счет испарения воды.

9 МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВКИ АЭС

9.1 Выбор принципиальной схемы ПТУ

Тепловая схема АЭС – это совокупность элементов оборудования и связей между ними, графически изображающая технологический процесс выработки заданного количества электрической энергии (и частично теплоты) посредством передачи и преобразования энергии от ядерной до электрической (тепловой).

Расчитать тепловую схему – это значит, по минимуму исходных данных вычислить недостающие параметры и характеристики схемы.

Различают следующие основные методы расчета тепловых схем:

- Метод расчета в неявном виде, когда расходы пара в отборы определяются в долях от искомого расхода пара на турбину, который находится из уравнения мощности с отборами пара.
- Метод последовательных приближений, когда расчет ведется по предварительно принятому расходу пара на турбину с последующим его уточнением.
- Метод расчета по заданному расходу пара в конденсатор.
- Расчет с использованием диаграммы режимов работы турбины.

В зависимости от постановки задачи могут применяться все названные методы расчета тепловой схемы. Так как обычно исходной величиной является электрическая мощность ПТУ, то наиболее широко используется первых два метода. Особенности методов расчета тепловых схем подробно изложены в [20, 28]. В курсовом проекте рекомендуется использовать метод расчета в неявном виде, как дающий достаточно точное решение задачи без последовательных приближений.

Исходными данными для выполнения расчета тепловой схемы являются:

- Тип турбоустановки;
- Режим работы турбоустановки (конденсационный номинальный, конденсационный с частичной нагрузкой.);
- Начальные параметры пара, p_0 МПа, t_0 °С;
- Параметры пара в промежуточных перегревателях (сепараторах), $p_{\text{ин}}$

МПа, $t_{\text{ин}}$ °С;

- Давление пара в конденсаторе, p_k кПа;
- Электрическая мощность турбоустановки, $N_э$ МВт;

При составлении принципиальной тепловой схемы решаются следующие вопросы:

- Схема и основные параметры промежуточных устройств турбины (перегрева пара и его сепарации);

– Обосновываются основные решения по схеме регенерации турбины: определяется количество и тип регенеративных подогревателей, схемы включения деаэраторов и сброса дренажей (конденсата греющего пара) подогревателей и др.. В системе регенерации всегда используется пар после цилиндров высокого или среднего давления. Деаэратор основной ступени дегазации воды включается не как отдельная ступень подогрева воды, а по предвключенной схеме. Кроме того, при нейтрально-кислородном водном режиме может быть применена бездеаэраторная схема. При составлении тепловой схемы обосновывается также применение охладителей конденсата греющего пара как встроенных в подогреватели так и выносных, разрабатывается схема использования пара уплотнений, предусматривается установка охладителей эжекторов в случае применения пароструйных эжекторов!

- Выбирается схема включения питательного насоса (обычно принимается одноподъемная – за деаэратором повышенного давления) и тип привода питательного насоса (электрический или паровой). Для обеспечения надежной работы питательных насосов перед ними устанавливают бустерные насосы.

Определяется способ подготовки добавочной воды (химический и термический), схемы включения испарителей и ввода добавочной воды в тепловую схему АЭС. В тепловых схемах одноконтурных АЭС обязательным является применение испарителей для получения чистого пара на уплотнения турбин.

Принципиальные тепловые схемы различных турбоустановок для блоков АЭС приведены на рисунках П.1.1 – П.1.9 Приложения 1. Они могут быть взяты за основу при разработке курсового проекта.

9.2 Выбор основных параметров принципиальной тепловой схемы блока АЭС

Как правило, типы основных технологических установок АЭС известны, потому обоснованно выбираются параметры на границах между ними.

Расчет параметров теплоносителя в реакторе по заданным параметрам пара перед турбиной или решение обратной задачи производится на основе t, Q -диаграммы паропроизводительной установки, которая строится в расчете на единицу генерируемого пара. Под паропроизводительной установкой в данном случае понимается все технологическое оборудование, непосредственно участвующее в получении тепловой энергии (реактор) и ее передаче рабочему телу паротурбинной установки.

Построение t, Q -диаграммы требует выбора и обоснования таких параметров, как:

- максимальная температура, допускаемая конструкционными материалами реактора;
- подогрев теплоносителя в реакторе, температурные запасы до кипения и до кризиса кипения;
- минимальные температурные напоры в парогенераторе и в промежуточном теплообменнике (если таковые предусматриваются);
- давление теплоносителя (или теплоносителей).

9.3 Выбор параметров и разработка принципиальной тепловой схемы ПТУ

Паротурбинная установка – наиболее сложная из установок АЭС в отношении количества, типов и взаимосвязей оборудования, участвующего в технологическом процессе. Принципиальные тепловые схемы ПТУ действующих АЭС достаточно широко представлены в технической литературе и в приложении 1, и могут служить хорошим ориентиром при выполнении этой части курсового проекта. Основным технологическим элементом ПТУ является паровая турбина, с которой трубопроводами отводимого от нее пара связано теплообменное и другое оборудование различных систем ПТУ: системы регенеративного подогрева питательной воды, теплофикационной установки (ТУ), конденсационной установки (КУ) и др. В этой части проекта должны

быть выбраны значения многочисленных управляемых параметров, в том числе и структурных.

Обосновывается число ступеней регенеративного подогрева (обычно для АЭС $m = 5-7$) и конечная температура питательной воды $t_{пв}$ которая может быть рассчитана по формуле:

$$t_{пв} = t'_к + \theta \frac{t'_0 - t'_к}{m + 1} \cdot m$$

где $t'_е$ – температура основного конденсата на входе в подогреватель системы регенерации с наименьшим давлением греющего пара; t'_0 – температура насыщения при давлении на входе в ПТУ; θ – коэффициент, учитывающий уменьшение экономически целесообразного значения по сравнению с термодинамически оптимальным; его значение может быть принято равным 0,8-0,9. Расходы пара на элементы, включенные до первого регенеративного подогревателя на эжекторы, сальниковый подогреватель и другие – принимаются на основе характеристик эксплуатирующихся ПТУ, близких по параметрам и мощности к рассчитываемой в проекте. По известным расходам и параметрам рабочего тела рассчитывается подогрев основного конденсата в названных элементах. При определении должен быть учтен и подогрев в конденсатных насосах, установленных до первого подогревателя.

Обосновываются необходимость в схеме деаэратора и его основные параметры (постоянного или скользящего давления, значение давления в номинальном режиме). Выбираются число ПНД и число ПВД, их типы (поверхностные, смешивающие), взаимосвязи по сливаемому дренажу, число групп и основные характеристики (КПД, кавитационный запас и т.п.) дренажных (сливных), конденсатных и питательных насосов, тип привода для питательных насосов и т.д.

Строится hs -диаграмма процесса расширения пара в турбине. Необходимость его разделения с выбором значения разделительного давления (одного или двух) устанавливается допустимыми влажностями пара в проточной части турбины высокого, низкого (возможно, и среднего) давлений. Для тихоходной турбины могут быть использованы опубликованные результаты оптимизационных исследований.

Для определения давлений в точках отбора пара из турбины в качестве основной

"отправной точки" принимается одно из имеющихся теоретических решений по разбивке регенеративного подогрева питательной воды по ступеням (подогревателям). В частности, может быть принята равномерная разбивка по энтальпии или по температуре:

$$\Delta t_p = (t_{пв} - t'_к) / m.$$

Кроме регенеративных подогревателей в тепловых схемах ТЭС предусматриваются сальниковые подогреватели и охладители эжекторов. При равномерном распределении подогрева воды по регенеративным подогревателям и при $\Delta t_{оэ} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{сн} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ величина подогрева питательной воды в каждом подогревателе определяется из следующей зависимости:

$$\Delta t_{под} = \frac{t_{пв} - t'_к - (\Delta t_{оэ} + \Delta t_{сн})}{m + 1},$$

где $\Delta t_{оэ}$ и $\Delta t_{сн}$ – подогрев основного конденсата в охладителях эжекторов и сальниковых подогревателях.

При расчете турбоустановки серийного производства можно воспользоваться заводскими данными или данными испытаний, чтобы принять значения давлений в регенеративных отборах ТУ и значения внутренних относительных отсеков турбин η_{oi} .

Кроме того, существует способ распределения подогрева воды в регенеративных подогревателях по геометрической прогрессии [20]:

$$\frac{q_2}{q_3} = \frac{q_3}{q_4} = \dots = \frac{q_z}{q_k} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_3} = \frac{\Delta t_3}{\Delta t_4} = \dots = \frac{\Delta t_{z-1}}{\Delta t_z} = n$$

$$n = \sqrt[z-1]{\frac{q_2}{q_k}} \approx 1,02$$

где q_i – расход теплоты на i -тый подогреватель, Δt_i – подогрев воды в i -том подогревателе, n – показатель геометрической прогрессии.

В принятую разбивку могут вноситься коррективы, определяемые следующим:

– для лучшей дегазации воды в деаэраторе подогрев воды в нем должен быть меньше, чем в других подогревателях, но в то же время таким, чтобы исключалась возможность "запаривания" деаэратора в любых допустимых режимах работы ПТУ и с учетом теплоты других потоков рабочего тела, сбрасываемых в деаэратор;

– если первый ПВД и деаэратор подключаются к одному отбору пара из турбины, подогрев воды в такой ступени делают, как правило, большим по сравнению с другими ступенями регенеративного подогрева;

– обязателен отбор пара в систему регенерации после цилиндров (частей) высокого и среднего давлений турбины.

9.4 Определение состояния пара и воды в системе регенерации

Энтальпии пара в регенеративных отборах и в конденсаторе находится из процесса расширения пара в h,s -диаграмме. Давление пара в подогревателях принимается с учетом потерь давления в паропроводах отборов $\Delta P_{\text{пот}}$, составляющих 6-10 %.

Температура воды на выходе из регенеративных подогревателей поверхностного типа $t_{\text{в2}}$ меньше температуры насыщения $t_s^{\text{под}}$ при давлении пара в подогревателе на величину температурного напора в нем:

$$t_{\text{в2}} = t_s^{\text{под}} - \delta t$$

Расчетные недогревы воды (минимальные температурные напоры) в поверхностных подогревателях δt определяются как разность температуры конденсации греющего пара в подогревателе и температуры нагреваемой воды на выходе, и подлежит оптимизации. Установленные стандартами значения расчетных недогревов при номинальном режиме работы для ПНД может приниматься, равной 2-3 °С, для ПВД – 3-5 °С.

Температура воды на выходе из регенеративных подогревателей смешивающего типа равна температуре насыщения $t_s^{\text{под}}$ при давлении пара в подогревателе.

Для удобства дальнейших расчетов следует заполнить таблицу состояния пара и воды и включить в нее значение коэффициентов недовыработки отборов $y_{\text{отб}}$. Для отборов после промперегрева, а также для ПТУ без промперегрева ($\Delta h_{\text{пп}} = 0$)

$$y_{\text{отб}} = (h_{\text{отб}} - h_{\text{к}}) / (h_0 - h_{\text{к}} + \Delta h_{\text{пп}}).$$

Для отборов до промперегрева

$$y_{\text{отб}} = (h_{\text{отб}} - h_{\text{к}} + \Delta h_{\text{пп}}) / (h_0 - h_{\text{к}} + \Delta h_{\text{пп}}),$$

где $h_0, h_{\text{к}}$ – энтальпия свежего и отработавшего пара; $h_{\text{отб}}$ – энтальпия пара в отборе; $\Delta h_{\text{пп}}$ – повышение энтальпии пара в промежуточном пароперегревателе.

9.5 Построение процесса расширения в h,s -диаграмме

При построении процесса расширения пара в h,s -диаграмме принимают:

- потери давления в паровпускных органах турбины – 4-5 % от p_0 ;
- потери давления в пароводяном тракте между ЦСД и ЦНД (с учетом дросселирования во впускных клапанах): для сепаратора 3-6 % от $p_k^{\text{ЦСД}}$, для сепаратора с одной ступенью перегрева – 4-7 % от $p_k^{\text{ЦСД}}$, для сепаратора с двумя ступенями перегрева – 5-8 % от $p_k^{\text{ЦСД}}$, где $p_k^{\text{ЦСД}}$ – давление пара на выходе из ЦСД.

При работе ТУ при частичной нагрузке для определения новых значений давления пара в точках отбора необходимо воспользоваться формулой Стодолы с учетом степени сухости пара x :

$$\frac{p_{\text{отб}}}{p_{\text{отбн}}} \approx \frac{G}{G_n} = \sqrt{\frac{T_{0н} x_{0н}}{T_0 x_0} \cdot \frac{p_0^2 - p_k^2}{p_{0н}^2 - p_{кн}^2}},$$

где G – расход пара через отсек турбины, T_0 – температура пара на входе в отсек, p_0, p_k – давления пара в начале и конце расчетного отсека соответственно, индекс "н" относится к параметрам на номинальном режиме.

Внутренний относительный КПД цилиндров турбин при работе в области влажного пара определяется [7]:

- для ЦСД:

$$\eta_{oi}^{\text{ЦСД}} = k_{\text{вл}} \cdot (0,925 - 0,5 / (G_{\text{ср}} v_{\text{ср}})) \cdot (0,97 + 5 \cdot 10^{-5} H_0^{\text{ЦСД}}) \cdot (1 - 2,5 H_0^{\text{ЦСД}}),$$

- для ЦНД:

$$\eta_{oi}^{\text{ЦНД}} = 0,87 k_{\text{вл}} \cdot (0,96 + H_0^{\text{ЦНД}} \cdot 10^{-4}) - \Delta h_{\text{вс}} / H_0^{\text{ЦНД}},$$

где $k_{\text{вл}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий работу ступеней во влажном паре; $G_{\text{ср}} = \sqrt{G_1 \cdot G_2}$, $v_{\text{ср}} = \sqrt{v_1 \cdot v_2}$ – средний массовый расход и удельный объем пара перед цилиндром и за ним; $H_0^{\text{ЦСД}}, H_0^{\text{ЦНД}}$ – располагаемый теплоперепад цилиндра среднего и низкого давления соответственно, кДж/кг; $\Delta h_{\text{вс}}$ – потери с выходной скоростью.

Поправочный коэффициент $k_{\text{вл}}$ определяется:

$$k_{\text{вл}} \approx 1 - 0,4(y_1 + y_2),$$

где y_1, y_2 – влажности пара в начальной и конечной точке процесса расширения.

Потери с выходной скоростью $\Delta h_{\text{вс}}$ определяются:

$$\Delta h_{\text{вс}} = 0,5 \cdot 10^{-3} (G_{\text{к}} v_{\text{к}} / \Omega_z)^2 \cdot (1 + 0,1 / (\theta_z - 1)),$$

где: $G_{\text{к}} v_{\text{к}}$ – объемный пропуск пара через последнюю ступень, м³/с; Ω_z – кольцевая площадь последней ступени, м²; $\theta_z = d_z^{\text{сп}} / l_z$ – отношение среднего диаметра к длине лопатки.

Для турбин с частотой вращения 25 с⁻¹ значения внутреннего относительного КПД ЦСД следует уменьшить на 0,2 %, для ЦНД без потерь с выходной скоростью – увеличить на 1 %.

При расчете тепловой схемы необходимо учесть, что дренаж из сепаратора и пароперегревателей утилизируются в регенеративной схеме турбоустановки. Возникает необходимость совместного решения уравнений теплового баланса для различных элементов тепловой схемы, взаимосвязанных между собой.

Для упрощения рекомендуется применить следующую схему решения: расход пара после ЦСД обозначается X и определяется расход дренажа из сепаратора и дренажа греющего пара из промежуточных перегревателей в долях от X . Из уравнений тепловых балансов для подогревателей подключенным к отборам из ЦСД определяем расход греющего пара на подогреватель с учетом сброса в них дренажей из сепаратора-пароперегревателя. Результаты будут иметь неявный вид (зависимость от X). Далее из уравнения материального баланса ЦСД определяем $G_{\text{вых}}^{\text{ЦСД}} = X$ и расходы всех зависимых потоков.

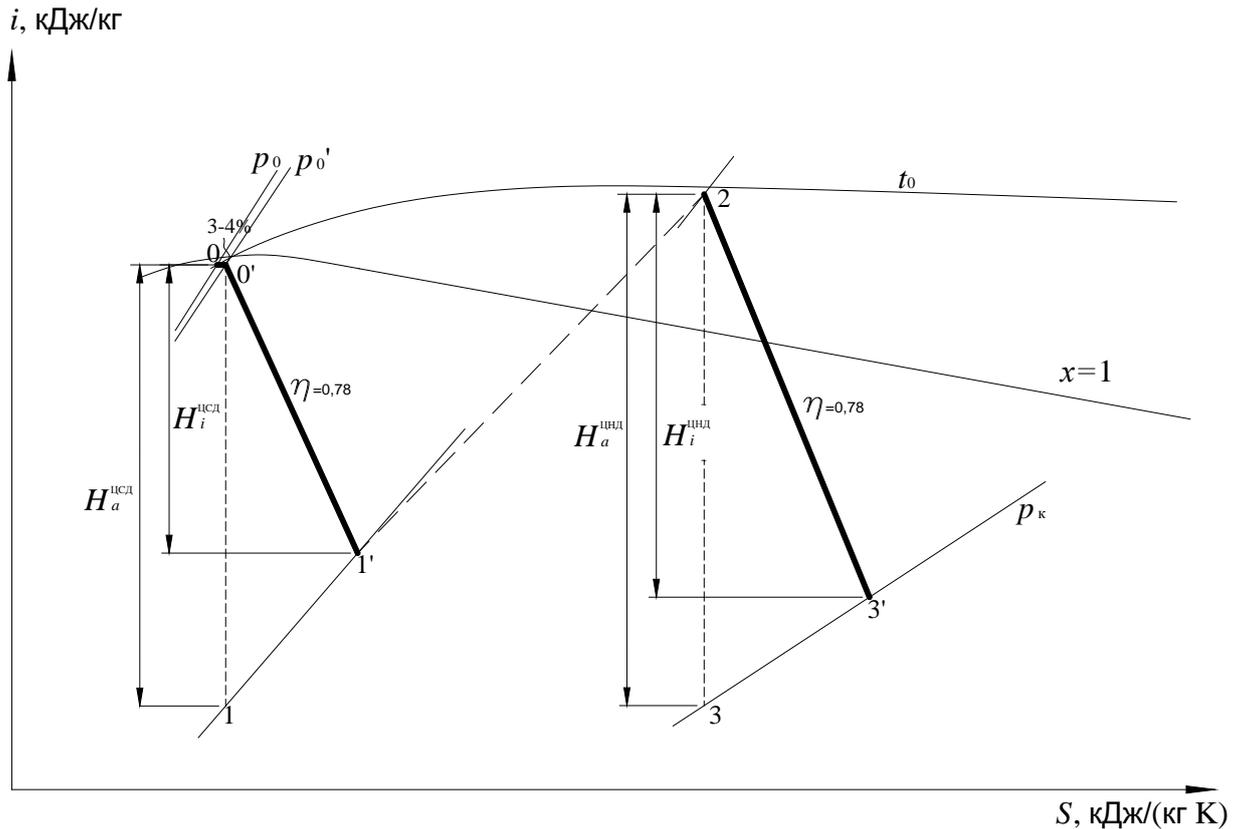


Рисунок 4.1 – Скелет процесса расширения атомной турбоустановки

9.6 Уравнения теплового и материального баланса элементов тепловой схемы турбин АЭС

На основе решения уравнений теплового и материального балансов элементов тепловой схемы турбоустановки определяют расходы пара на них в долях расхода свежего пара на турбину. Первоначально рассчитывают сепаратор-промпрегреватель (СПП), используя в качестве определяющей величины долю расхода пара через промежуточные перегреватели $\alpha_{мп}$:

Отвод влаги из сепаратора

$$\alpha_c = \frac{h_c - h_c^0}{h_c^0 - h_c'} \alpha_{мп} = \frac{x_c - x_c^0}{x_c^0} \alpha_{мп}$$

расход греющего пара на промежуточные перегреватели:

$$\alpha_{п.0} = \frac{h_{п.п0} - h_c}{h_{п.п} - h_{п.п}'} \alpha_{мп};$$

$$\alpha_{п.с} = \frac{h_{п.п} - h_{п.п0}}{h_0 - h_0'} \alpha_{мп};$$

Расчет приводной турбины питательной установки выполняют с учетом установки бустерного насоса, давление питательной воды за насосами принимают $p_{п.н.} = (1,2-1,3) \cdot p_0$.

Расчет подогревателей высокого давления, деаэратора питательной воды и подогревателей низкого давления ведут обычным способом, учитывая конкретный вид тепловой схемы, наличие смешивающих ПНД, испарителей, расширителей продувки парогенераторов АЭС. В расчете используется составленная на предыдущих этапах таблица параметров пара и воды.

В зависимости от разделительного давления часть уравнений теплового и материального балансов теплообменников тепловой схемы АЭС определяет соответствующие доли расхода пара на них в функции от $\alpha_{мп}$, что связано с вводом в тепловую схему дренажей из сепаратора и пароперегревателя. После расчета всех подогревателей, питаемых паром из ЦВД, определяют расход пара на сепаратор

$$\alpha_{смп} = \alpha_{мп} + \alpha_c = \alpha_0 - \alpha_{пс} - \alpha_{п0} - \sum_{i=1}^n \alpha_{iцвд} - \sum_{i=1}^n \alpha_{уцвд},$$

где $\alpha_0 = 1$, $\alpha_{iцвд}$ – доля i -го отбора пара из ЦВД турбины; $\alpha_{уцвд}$ – доля протечек пара из уплотнений ЦВД. Из уравнения определяем долю расхода пара $\alpha_{мп}$.

Расчет смешивающих теплообменных аппаратов (расширителей, смешивающих ПНД и деаэраторов) осуществляется на основе совместного решения уравнений материального:

$$\sum_{i=1}^n G_{вхi} = \sum_{j=1}^m G_{выхj}$$

и теплового балансов:

$$\sum_{i=1}^n G_{вхi} \cdot h_{вхi} \cdot \eta_{под} = \sum_{j=1}^m G_{выхj} \cdot h_{выхj},$$

где с индексами "вх" и "вых" обозначены входящие в аппарат и выходящие из него потоки; $\eta_{под}$ – КПД, учитывающие потери теплоты в теплообменнике ($\eta_{под} \approx 0,98$).

Расчет поверхностных подогревателей производится по уравнению теплового баланса:

$$G_B \cdot c_p^B \cdot (t_{B2} - t_{B1}) \cdot \eta_{\text{под}} = \sum_{i=1}^n G_{\text{вxi}} \cdot (h_{\text{вxi}} - h_{\text{дри}}) ,$$

где G_B, c_p^B – расход воды через поверхностный подогреватель и ее теплоемкость;
 t_{B2}, t_{B1} – температура воды на выходе и на входе в подогреватель соответственно;
 $G_{\text{вxi}}, h_{\text{вxi}}$ – расход и энтальпия i -ых греющих потоков, направляемых в подогреватель;
 $h_{\text{дри}}$ – энтальпия дренажа на сбросе из подогревателя.

Для подогревателей без охладителей дренажа $h_{\text{дри}}$ равна энтальпии насыщения воды при давлении в подогревателе. При наличии охладителя дренажа он рассчитывается совместно с основной поверхностью, при этом $h_{\text{др}} = c_p (t_{\text{в1}} - \delta t_{\text{од}})$, где $\delta t_{\text{од}}$ – температурный напор в охладителе дренажа, принимается около 10 °С.

Расчет подогревателей, между которыми производится слив дренажа с помощью насосов, требует совместного решения составленной для них системы уравнений теплового баланса, при этом для уменьшения числа уравнений в такой системе удобно в балансовых уравнениях не учитывать смешения потоков, а разделить их с учетом их подогрева от исходного до конечного состояния.

Если отсутствуют детальные данные по схеме и величине перетечек пара в уплотнениях турбины, то приближенно можно принять, что примерно половина теплоты пара из уплотнений утилизируется в регенеративных подогревателях ($\alpha_{\text{упл}}^{\text{под}} \approx 0,0075$) и деаэраторе, другая половина – в охладителе пара уплотнения и сальниковом подогревателе ($\alpha_{\text{упл}}^{\text{оу}} \approx 0,0075$), где $\alpha_{\text{упл}} = \alpha_{\text{упл}}^{\text{под}} + \alpha_{\text{упл}}^{\text{оу}} \approx 0,015$.

Расчет нижнего ПВД должен производиться с учетом нагрева воды в питательном насосе:

$$\Delta h_{\text{пн}} \approx \frac{v \cdot \Delta P}{\eta_{\text{пн}}},$$

где v – средний удельный объем питательной воды в процессе сжатия в насосе;
 $\Delta P = P_{\text{пн}} - P_{\text{д}}$ – давление питательной воды на выходе из питательного насоса и на входе в питательный насос соответственно, МПа; $\eta_{\text{пн}}$ – внутренний относительный КПД насоса, в расчетах принимается равным 0,75-0,85 (большие значения принимают для насосов с большой подачей).

Средний удельный объем v определяется по усредненным параметрам состояния воды в процессе сжатия, т.е. по среднему давлению:

$$p_{\text{ср}} = \frac{p_{\text{пн}} + p_{\text{д}}}{2},$$

где $p_{\text{пн}}$ – давления после питательного насоса и в деаэраторе, и средней температуре:

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{нд}} + \frac{\Delta t_{\text{пн}}}{2},$$

где $t_{\text{нд}}$ – температура насыщения в деаэраторе, $\Delta t_{\text{пн}}$ – условное повышение температуры в питательном насосе; для энергоблоков с начальным давлением 12,75 МПа $\Delta t_{\text{пн}} = 3-4$ °С, для энергоблоков с начальным давлением 23,54 МПа $\Delta t_{\text{пн}} = 5-6$ °С.

Расход пара на приводную турбину главного питательного насоса $G_{\text{тп}}$ определяется из уравнения энергетического баланса:

$$G_{\text{тп}} = \frac{G_{\text{пн}} \cdot \Delta h_{\text{пн}}}{H_{\text{ад}}^{\text{тп}} \cdot \eta_{oi}^{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{тп}}},$$

где $G_{\text{пн}}$ – подача воды питательным насосом, кг/с; $\Delta h_{\text{пн}}$ – повышение энтальпии воды в питательном насосе, кДж/кг; $H_{\text{ад}}^{\text{тп}}$ – теплоперепад пара в турбоприводе, кДж/кг; $\eta_{oi}^{\text{тп}}$ – внутренний КПД турбопривода, $\eta_{\text{м}}^{\text{тп}}$ – механический КПД турбопривода.

Повышение энтальпии воды в питательном насосе определяется как:

$$\Delta h_{\text{пн}} = \frac{v_{\text{ср}} (p_{\text{пн}} - p_{\text{в}})}{\eta_{\text{н}}},$$

где $v_{\text{ср}}$ – удельный объем воды, м³/кг, $p_{\text{пн}}$ – давление воды за питательным насосом, МПа; $p_{\text{в}}$ – давление питательной воды перед питательным насосом, МПа, (принимается равным давлению пара в деаэраторе или, если установлен бустерный насос, $p_{\text{в}}$ принимают равным давлению, создаваемому повышающим насосом); $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса.

9.6.1 Примеры расчета элементов тепловой схемы

Деаэратор питательной воды

Расчетная схема деаэратора питательной воды приведена на рисунке 4.2.

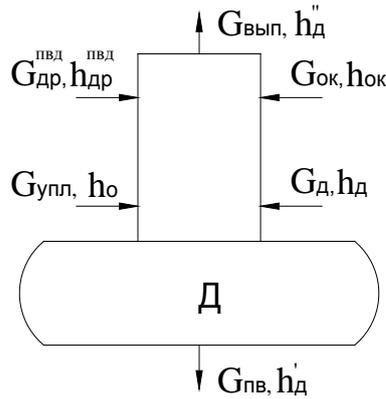


Рисунок 4.2 Расчетная схема деаэратора питательной воды

Деаэратор питательной воды, как и любой смешивающий подогреватель, рассчитывается на основе материального и теплового баланса.

Уравнение материального баланса:

$$G_{пв} + G_{вып} = G_{ок} + G_{д} + G_{др}^{пвд} + G_{упл},$$

Уравнение теплового баланса:

$$G_{пв} h_{д}' + G_{вып} h_{д}'' = [G_{др}^{пвд} h_{др}^{пвд} + G_{ок} h_{ок} + G_{д} h_{д} + G_{упл} h_o] \eta_{д}.$$

ПНД смешивающего типа

Расчетная схема ПНД смешивающего типа приведена на рисунке 3.9.

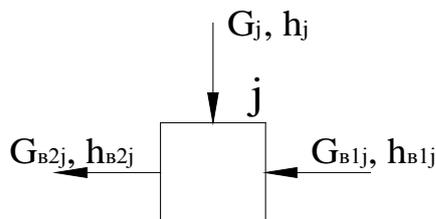


Рисунок 4.3. Расчетная схема ПНД смешивающего типа

Уравнение материального баланса:

$$G_j + G_{в1j} = G_{в2j}.$$

Уравнение теплового баланса:

$$G_{в2j} h_{в2j} = [G_j h_j + G_{в1j} h_{в1j}] \eta_{пнд}.$$

ПНД поверхностного типа с каскадным сбросом дренажа

Расчетная схема ПНД поверхностного типа приведена на рисунке 3.10.

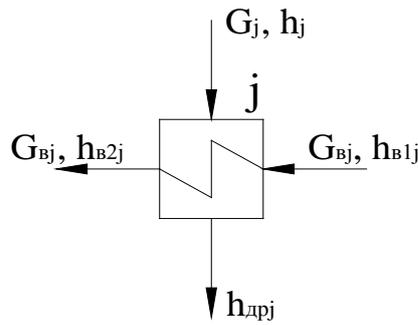


Рисунок 4.4. Расчетная схема ПНД поверхностного типа

Уравнение теплового баланса:

$$G_{вj}(h_{в2j} - h_{в1j}) = G_j(h_j - h_{дрj})\eta_{пнд} .$$

ПНД поверхностного типа с дренажным насосом

Расчетная схема ПНД поверхностного типа с дренажным насосом приведена на рисунке 4.5

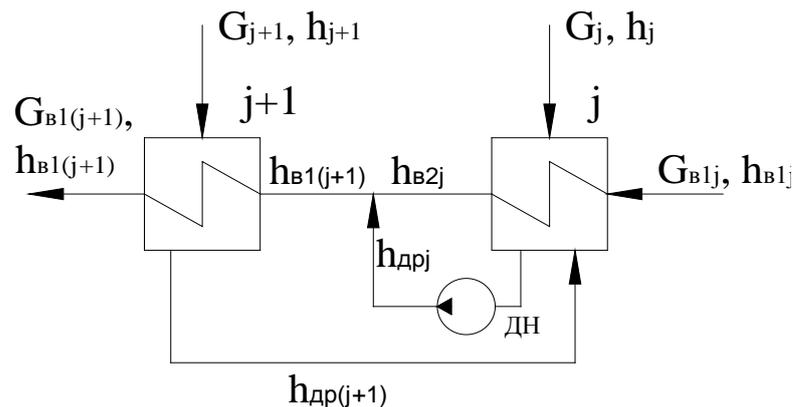


Рисунок 4.5. Расчетная схема ПНД с дренажным насосом

Для определения расходов пара на данные подогреватели, необходимо составить и решить систему уравнений для каждого из них:

$$\begin{cases} G_{j+1}(h_{j+1} - h_{др(j+1)})\eta_{пнд} = (G_{в1j} - G_j - G_{j+1})(h_{в1(j+1)} - h_{в2j}) + (G_j + G_{j+1})(h_{в1(j+1)} - h_{дрj}); \\ G_j(h_j - h_{дрj}) + G_{j+1}(h_{др(j+1)} - h_{дрj})\eta_{пнд} = G_{в1j}(h_{в2j} - h_{в1j}). \end{cases}$$

9.6.2 Решение уравнения мощности и определение расхода пара на турбину

Расход пара на турбоустановку можно определить из уравнения мощности:

$$G_0 = \left(\frac{N_3}{(h_0 - h_k + \Delta h_{пп}) \cdot \eta_m \cdot \eta_r} + \sum_{i=1}^n G_{отбi} \cdot y_{отбi} \right) (1 + \alpha_{упл}) ,$$

где N_3 – электрическая мощность на клеммах генератора; $\eta_m \cdot \eta_r$ – электромеханический КПД турбогенератора; $G_{отбi}, y_{отбi}$ – расход пара в i -ый отбор турбины и коэффициент недовыработки для этого отбора; $\alpha_{упл}^{np}$ – приведенная относительная величина утечек пара через концевые уплотнения турбины:

$$\alpha_{упл}^{np} = \sum_{j=1}^k \alpha_{уплj} (1 - \Delta h_{уплj} / (h_0 - h_k + \Delta h_{пп})),$$

где $\alpha_{уплj}, \Delta h_{уплj}$ – относительная величина утечки пара через j -ое концевое уплотнение и работа этого пара в турбине.

В первом приближении можно принимать $\alpha_{упл}^{np} \approx 0,015$ (около 1,5% от G_0).

Для определения расхода пара на ТУ величины отборов $G_{отбi}$ подставляются в относительных величинах, как $G_{отбi} = \alpha_{отбi} \cdot G_0$, или в численном виде, если известно абсолютное значение этого отбора, например, на производство, на сетевые подогреватели и т.д.

Определив абсолютную величину расхода пара на ТУ G_0 , определяются величины расходов пара в отборы $G_{отбi}$ и расхода пара в конденсатор:

$$G_k = G_0 - \sum_{i=1}^n G_{отбi}.$$

Для проверки правильности расчетов проверяется равенство заданной мощности турбины и суммы мощностей, развиваемых на отдельных потоках пара:

$$N_3 = (h_0 - h_k + \Delta h_{пп}) \left(G_k + \sum_{i=1}^n G_{отбi} (1 - y_{отбi}) \right) \cdot \eta_m \cdot \eta_r.$$

Для этого составляется энергетический баланс установки. Данное условие должно соблюдаться с погрешностью не более 5%.

Пятый и шестой этапы расчета ПТС турбоустановок АЭС, так же как и для ТЭС, состоят из контроля материального баланса пара и конденсата в основном конденсаторе турбины и из решения энергетического уравнения турбоустановки. После этого определяют расход свежего пара на турбину G_0 , кг/ч.

9.7 Расчет технико-экономических показателей ПТУ

Энергетические показатели АЭС (седьмой этап):

1. Полный расход теплоты на турбоустановку, кДж/ч,

$$Q_{\text{ту}} = G_0 (h_0 - h_{\text{пв}}) + G_{\text{п}}' (h_{\text{п}}'' - h_{\text{пв}}) + G_{\text{пр}}' (h_{\text{пр}} - h_{\text{пв}}) - G_{\text{дв}} (h_{\text{пв}} - h_{\text{дв}}).$$

При отсутствии расширителя продувки

$$Q_{\text{ту}} = G_0 (h_0 - h_{\text{пв}}) - G_{\text{дв}} (h_{\text{пв}} - h_{\text{дв}})$$

2. Расход теплоты турбоустановки на производство электроэнергии, кДж/ч,

$$Q_{\text{ту}}^3 = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{от}} - Q_{\text{сн}}$$

где $Q_{\text{от}}$ – количество теплоты, отпускаемой турбоустановкой на отопительные нужды (при наличии); $Q_{\text{сн}}$ – теплота отборного пара, используемая для собственных нужд энергоблока и АЭС.

3. Удельный расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии, кДж/(кВт·ч), и соответствующий КПД равны

$$q_{\text{ту}}^3 = \frac{Q_{\text{ту}}^3}{N_3 + N_3^{\text{пр}}}$$

$$\eta_{\text{ту}}^3 = \frac{3600}{q_{\text{ту}}^3}$$

где $N_3^{\text{пр}}$ – эффективная мощность приводной турбины питательной установки.

4. Абсолютный электрический КПД турбоустановки

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{а}} = \frac{3600N_3}{Q_{\text{ту}}}$$

5. Тепловая нагрузка парогенераторов энергоблока АЭС, кДж/ч,

$$Q_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} (h_{\text{пр}} - h_{\text{пв}}^{\text{пр}}) - G_{\text{пр}} (h_{\text{пр}} - h_{\text{пв}})$$

6. КПД транспорта теплоты (во втором контуре двухконтурной АЭС)

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{п}} = \frac{Q_{\text{ту}}}{Q_{\text{пр}}}$$

7. КПД энергоблока АЭС определяют в зависимости от числа контуров. При двухконтурной АЭС (см. п 2.4)

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{р}} \eta_{\text{тр}}^{\text{п}} \eta_{\text{пр}} \eta_{\text{тр}}^{\text{п}} \eta_{\text{ту}}^{\text{а}}$$

8. Тепловая мощность реактора, МВт,

$$Q_{\text{р}} = \frac{N_3}{\eta_{\text{с}}}$$

9. КПД энергоблока АЭС нетто

$$\eta_c^H = \eta_c (1 - \varepsilon_{\text{сн}})$$

где $\varepsilon_{\text{сн}} = 0,06-0,07$ – доля расхода электроэнергии на собственные нужды. Основные потребители электроэнергии на АЭС: циркуляционные насосы (ГЦН) первого контура; циркуляционные насосы охлаждающей воды конденсаторов турбин, питательные насосы, конденсатные и сетевые насосы и т. п.

10. Удельный расход выгоревшего ядерного топлива, г/(МВт·ч),

$$b_{\text{ят}} = \frac{0,054}{\eta_c}$$

11. Годовая потребность энергоблока АЭС в ядерном топливе (общий расход ядерного топлива), т/год,

$$B_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{п}} T_{\text{уст}}}{24K}$$

где K и $T_{\text{уст}}$ выбирают в соответствии с рекомендациями гл. 2 [см. (2.42)].

10 АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИНЯТЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ С ПОМОЩЬЮ ПРИМЕНЕНИЯ КЦИ И КИМ.

10.1 *Определение коэффициентов изменения мощности и коэффициентов ценности отборов*

10.1.1 Основные понятия

Использование коэффициентов ценности отборов ξ (КЦТ) и коэффициентов изменения мощности e (КИМ) позволяет упростить анализ структурных изменений в тепловой схеме ПТУ, не прибегая к ее пересчету. При этом одновременно повышается точность анализа, так как исключается влияние абсолютной погрешности расчета тепловой схемы.

При неизменной мощности турбины изменение расхода теплоты в свежем паре за счет подвода или отвода теплоты извне к некоторому подогревателю в количестве ΔQ_i находится как [29]:

$$\Delta Q_0 = -\xi \cdot \Delta Q_i.$$

Знак минус означает, что если в пределе какой-либо ступени подвести некоторое количество теплоты ΔQ_i , то это вызовет уменьшение расхода пара на турбину ΔQ_0 (при неизменной мощности), т.е. значение коэффициентов ценности теплоты отборов позволяет любое изменение подводящей теплоты к элементам тепловой схемы пересчитать на изменение расхода теплоты в свежем паре.

При постоянном расходе теплоты в свежем паре изменение мощности турбины:

$$\Delta N = e \cdot \Delta Q_i$$

где e – коэффициент изменения мощности.

Коэффициенты КЦТ и КИМ взаимосвязаны между собой:

$$e = \xi \cdot \eta_s,$$

где η_s – электрический КПД турбоустановки.

При расчете выделяют два типа ступеней:

каскадная – к ней относятся поверхностные подогреватели (вместе с охладителями пара и охладителями конденсата) а также первый по ходу конденсата подогреватель, если его дренаж сбрасывается в конденсатор;

узловая – к ней относятся смешивающие подогреватели, поверхностные подогреватели с дренажным насосом, а также первый по ходу конденсата подогреватель, если его дренаж сбрасывается в точку ТС между конденсатором и конденсатным насосом. Кроме того, если деаэратор включен по предвключенной схеме, то все подогреватели данного отбора рассчитываются как одна узловая ступень.

Для подогревателей с каскадным сбросом дренажей справедливо соотношение:

$$1 - e_j = (1 - e_{j-1}) \frac{h_{j-1} - h_{дрj}}{h_j - h_{дрj}},$$

где $h_j, h_{дрj}$ – соответственно энтальпия пара в соответствующем отборе и энтальпия дренажа на выходе из подогревателя; $j, j-1$ – номера подогревателей (отборов).

Расчет КИМ начинается с первого от конденсатора подогревателя, для которого:

$$1 - e_1 = \frac{h_k - h_{др1}}{h_1 - h_{др1}},$$

где h_k – энтальпия отработавшего пара.

Для узловых подогревателей:

$$e_{jc} = \frac{h_j - h_k - \sum e \cdot \Delta h_b}{h_j - h_{в(j-1)}},$$

где $\sum e \cdot \Delta h_b$ – сумма произведений прироста энтальпии во всех ступенях подогрева, расположенных ниже рассматриваемой узловой, на соответствующие коэффициенты изменения мощности; $h_{в(j-1)}$ – энтальпия конденсата за предшествующей ступенью подогрева.

Для отбора из линии холодного промперегрева:

$$1 - e_j = (1 - e_{j-1}) \frac{h_{j-1} - h_{дрj}}{h_j - h_{дрj}} - \frac{(1 - \eta_o) \cdot \Delta h_{пп}}{h_j - h_{дрj}},$$

После определения всех значений КИМ следует найти величину η_o из выражения:

$$\eta_o = \frac{h_0 - h_k + \Delta h_{пп} - \sum_{j=1}^n e_j \cdot \Delta h_{bj}}{h_0 - h_{пп} + \Delta h_{пп}} \cdot \eta_m \cdot \eta_r.$$

Результаты расчетов КИМ и КЦТ должны быть представлены в табличной фор-

ме.

10.1.2 Особенности расчета КИМ и КЦТ для турбин АЭС/

Определение КИМ производится по тем же зависимостям что и для паровых турбин, но с некоторыми поправками [2]. Различие начинается со ступени подогрева, снабжаемой паром из выхлопа ЦСД при разделительном давлении.

Для каскадных ступеней КИМ для j -го отбора определяется:

$$1 - e_j = (1 - e_{j-1}) \frac{h_{j-1} - h_{дрj}}{h_j - h_{дрj}} - \frac{A_{oc}}{h_j - h_{дрj}},$$

где $h_j, h_{дрj}$ – соответственно энтальпия пара в соответствующем отборе и энтальпия дренажа на выходе из подогревателя; $j, j-1$ – номера подогревателей (отборов), A_{oc} – величина, учитывающая суммарное влияние слива дренажа из сепаратора.

Для узловых ступеней:

$$e_{jc} = \frac{h_j - h_k - \sum e \cdot \Delta h_b - A_{oc}}{h_j - h_{в(j-1)}},$$

где h_k – энтальпия отработавшего пара.

Определение КИМ для сепаратора e_{oc}^I производится по формулам:

$$1 - e_{oc}^I = (1 - e_{j-1}) \frac{h_{j-1} - h_{др.oc}}{h_j - h_{др.oc}} - \frac{A_{oc}}{h_j - h_{др.oc}},$$

где $h_{др.oc}$ – энтальпия дренажа на выходе из сепаратора.

Для первой e_{oc}^{II} и второй e_{oc}^{III} ступени пароперегревателей:

$$1 - e_{oc}^{II} = (1 - e_j) \frac{h_j - h_{др.oc}^{II}}{h_{j+1} - h_{др.oc}^{II}},$$

$$1 - e_{oc}^{III} = (1 - e_j) \frac{h_j - h_{др.oc}^{III}}{h_{j+1} - h_{др.oc}^{III}},$$

где $h_{др.oc}^{II}, h_{др.oc}^{III}$ – энтальпия дренажа на выходе из первой и второй степени пароперегревателей соответственно.

Величина A_{oc} определяется на основе решения системы уравнения:

$$\begin{cases} (1-e_{oc}^I)\Delta h_{oc}^I = a^I + b^I A_{oc}; \\ (1-e_{oc}^{II})\Delta h_{oc}^{II} = a^{II} + b^{II} A_{oc}; \\ (1-e_{oc}^{III})\Delta h_{oc}^{III} = a^{III} + b^{III} A_{oc}. \end{cases}$$

Т.е.

$$A_{oc} = \frac{a^I + a^{II} + a^{III}}{1 + b^I + b^{II} + b^{III}}.$$

10.1.3 Примеры расчета КИМ и КЦТ

На рисунках 5.1 и 5.2 приведены расчетные схемы для определения КИМ и КЦТ для турбин К-500-65/1500 без промперегрева и К-500-65/3000. Порядок расчета значений КИМ и КЦТ приведен в таблицах 5.1 и 5.2 [29].

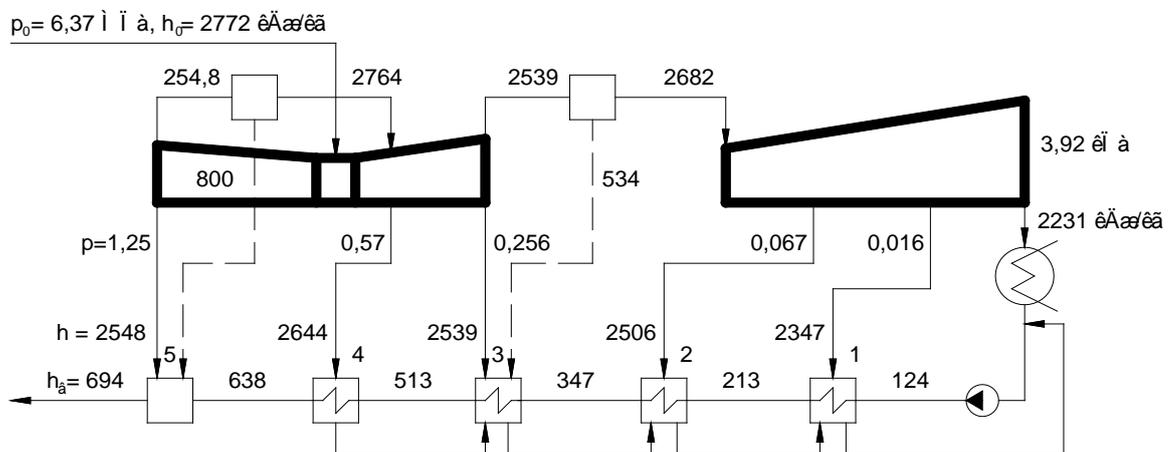


Рисунок 5.1. Расчетная схема турбины К-500-65/1500 без промперегрева

Таблица 5.1

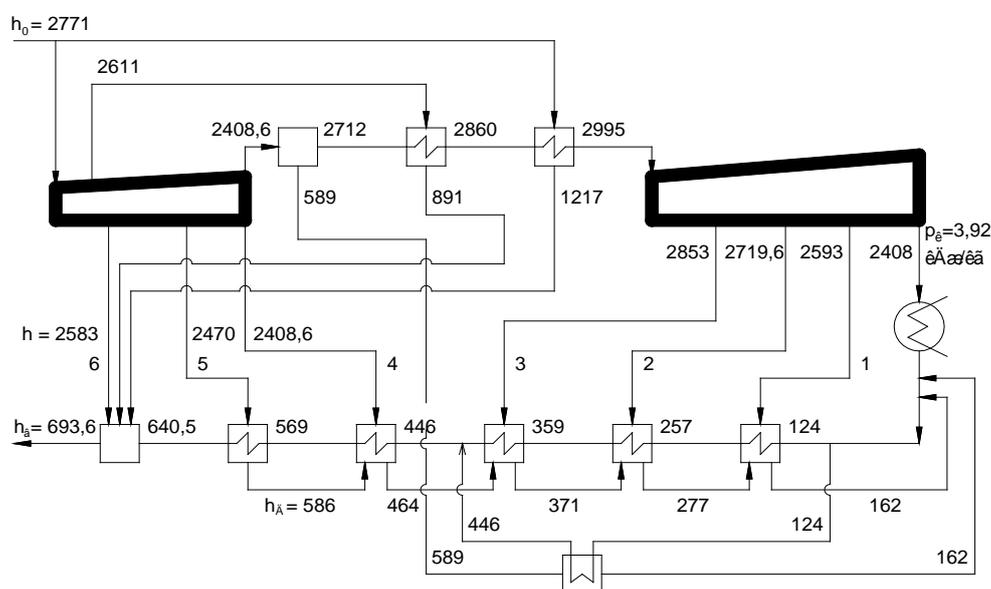
Порядок расчета значений КИМ и КЦТ для турбины К-500-65/1500

$1 - e$	Δh_B	$e\Delta h_B$
$1 - e_1 = \frac{2231 - 159}{2347 - 159} = 0,9470$	89	4,72
$1 - e_2 = (1 - e_1) \frac{2347 - 233}{2506 - 233} = 0,8808$	134	15,97
$1 - e_3 = (1 - e_2) \frac{2506 - 367}{2682 - 367} = 0,8133$	166	30,99
$1 - e_4 = (1 - e_3) \frac{2539 - 534}{2764 - 534} = 0,7728$	125	28,40

		80,08
$1 - e_5 = \frac{2231 - 638 - 80,08 - (1 - e_3)143}{2764 - 638} = 0,7323$	56	14,99
		95,07

$$\eta = (2772 - 2231 - 95,07 + A_{oc}) / (2772 - 694) = 0,3467$$

$$A_{oc} = (1 - e_3)143 + (1 - e_5)216 = 274,48$$



$p_0=6,46 \text{ МПа}, t_0=280,4 \text{ °С}, x_0=0,995, h_0=2771 \text{ кДж/кг}, D_0=749,4 \text{ мм}$

Рисунок 5.2. Расчетная схема турбины К-500-65/3000

Таблица 5.2

Порядок расчета значений КИМ и КЦТ для турбины К-500-65/3000

$1 - e$	Δh_B	$e\Delta h_B$
$1 - e_1 = \frac{2408 - 162}{2593 - 162} = 0,92390$	133	10,121
$1 - e_2 = (1 - e_1) \frac{2593 - 277}{2719,6 - 277} = 0,87601$	102	12,647

$1 - e_3 = (1 - e_2) \frac{2719,6 - 371}{2863 - 371} = 0,82893$	87 322	14,883 37,651
$1 - e_4 = (1 - e_3) \frac{2853 - 464}{2408,6 - 464} - \frac{A_{oc}}{1944,6} =$ $= 1,0184 - 0,514 \cdot 10^{-3} A_{oc}$	123	$-2,263 + 62,2 \cdot 10^{-3} A_{oc}$
$1 - e_5 = (1 - e_4) \frac{2408,6 - 586}{2470 - 586} =$ $= 0,98521 - 0,497 \cdot 10^{-3} A_{oc}$	71,5	$1,057 + 35,5 \cdot 10^{-3} A_{oc}$ $36,445 + 98,7 \cdot 10^{-3} A_{oc}$
$1 - e_6 =$ $= \frac{2408 - 640,5 + 36,445 + 0,0987 A_{oc} - A_{oc}}{2538 - 640,5} =$ $= 0,95070 - 0,475 \cdot 10^{-3} A_{oc}$	55,1	

$$\eta = \frac{2771 - 2408 - 39,063 - 0,124 A_{oc} + A_{oc}}{2771 - 693,6} = 0,3377$$

$$0,876 A_{oc} = 3377,7; \varphi = \frac{\sum e \cdot h_s}{h_{B3} - h_{BK}} = 1 - \frac{37,651}{322} = 0,1169$$

11 СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1) Монахов А.С., Зорин В.М., Горбунов В.И. Атомные станции. Курсовой проект. – М.: Издательство МЭИ, 2003 – 16 с.
- 2) Зорин В.М. Исследование и математическое моделирование АЭС на основе системного подхода. – М.: Издательство МЭИ, 2002 – 88 с.
- 3) Тепловые и атомные электрические станции: справочник / Под ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 648 с.
- 4) Nuclear engineering handbook / editor, Kenneth D. Kok. – Taylor and Francis Group, 2009 – 788 p.
- 5) Power plant engineering/by Black & Veatch; Lawrence F. Drbal, 1996 -896 p.
- 6) Маргулова Т.Х. Атомные электрические станции. – М.: Высш.шк., 1984. – 304 с.
- 7) <http://www.world-nuclear.org/info/inf32.html>. Дата доступа 3.02.2010.
- 8) [http://atomcon.ru/public/doc_forum/sek_1/\(4\)-%20Dr.Reichenbach,%20AREVA.pdf](http://atomcon.ru/public/doc_forum/sek_1/(4)-%20Dr.Reichenbach,%20AREVA.pdf). Дата доступа 3.02.2010.
- 9) Энергетика: цифры и факты. М.: ЦНИИАтоминформ, 2001. Вып. 1.
- 10) <http://nuclear.gov/np2010/pdfs/5%20%20US-APWR%20System%20Design%20%20Safety%20Features.pdf>. Дата доступа 3.02.2010.
- 11) http://www.gepower.com/prod_serv/products/nuclear_energy/en/downloads/gea14429g_esbwr.pdf. Дата доступа 3.02.2010.
- 12) http://www.hitachi.com/ICSFiles/afieldfile/2004/06/08/r2001_03_101.pdf. Дата доступа 03.02.2010.
- 13) <http://mirnyiatom.ru/thrhar.htm> . Дата доступа 03.02.2010
- 14) <http://www.mnes-us.com/htm/usapwrdesign.htm> Дата доступа 03.02.2010
- 15) www.ap1000.westinghousenuclear.com/ Дата доступа 03.02.2010
- 16) www.aec1.ca/Assets/Publications/ACR1000-Tech-Summary.pdf Дата доступа 03.02.2010
- 17) Денисов В.П., Драгунов Ю.Г. Реакторные установки ВВЭР для атомных электростанций. – М.:, ИздАТ, 2002. – 480 с.

- 18) Лукаевич Б.И., Трунов Н.Б., Драгунов Ю.Г., Давиденко С.Е. Парогенераторы реакторных установок ВВЭР для атомных электростанций. М.: ИКЦ "Академкнига", 2004. – 391 с.
- 19) Design of Steam Generator for 700 MWe IPHWR. http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti_id=21021209 Дата доступа 03.02.2010
- 20) Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / под ред. В.Я. Гиршвельда. – 3 изд. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
- 21) Трояновский Б.М. Паровые и газовые турбины атомных электростанций. Учебное пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 256 с.
- 22) <http://www.power-hitachi.com/products/ffp/st/fornpp.html> Дата доступа 03.02.2010
- 23) Тепловые схемы ТЭС и АЭС / В.М. Боровков, О.И. Демидов, С.А. Казаров и др.; Под ред. С.А. Казарова. – СПб.: Энергоатомиздат. Санкт-Петербургское отд-ние, 1995. – 392 с.
- 24) Вакуленко Б.Ф. О регенеративных подогревателях турбоустановок К-1000-60/25 для АЭС с ВВЭР-1000/Теплоэнергетика. -1991. -№11. С. 27-34.
- 25) Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС/В.М. Марушин, С.С. Иващенко, Б.Ф. Вакуленко. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 136 с.
- 26) ГОСТ 24464-80. Насосы питательные энергетических блоков АЭС. Общие технические условия. М. Издательство стандартов, 1982 г.
- 27) ГОСТ 24465-80. Насосы конденсатные энергетических блоков АЭС. Общие технические условия. М. Издательство стандартов, 1982 г.
- 28) Тепловые и атомные электрические станции: Диплом. проектирование: Учеб. пособие для вузов / А.Т. Глюза, В.А. Золоторева, А.Д. Качан и др.; Под общ. ред. А.М. Леонкова, А.Д. Качана. – Мн.: Выш. шк., 1990. – 336 с.
- 29) Рубинштейн Я.М., Щепетильников М.И. Исследования реальных тепловых схем ТЭС и АЭС. – М.: Энергоиздат, 1982. – 272 с.
- 30) Справочное пособие теплоэнергетика электрических станций / под ред. А.М. Леонкова, Б.В. Яковлева. – Мн.: Беларусь, 1974. – 368 с.

- 31) Вспомогательное оборудование тепловых электростанций / Л.А. Рихтер, Д.П. Елизаров, В.М. Лавыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
- 32) Тепловые расчеты на ЭВМ теплоэнергетических установок. Под общ. ред. В.Я. Рыжкина. М., "Энергия", 1975 с.
- 33) Иванов В.А. Режимы мощных паротурбинных установок. – М.: Энергия, 1986. – 247 с.
- 34) Иванов В.А. Эксплуатация АЭС: Учебник для вузов. – СПб.: Энергоатомиздат, Санкт-Петербургское отделение, 1994. – 384 с.
- 35) Raja A.K., Srivastava A, Dwivedi M. Power plant engineering. – New age international, 2006. – 470 p.
- 36) Аминов Р.З. и др. АЭС с ВВЭР режимы, характеристики, эффективность. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 264 с.
- 37) Lawrence F. Drbal. Power plant engineering. –, 1996. – 893 p.

Электронный учебно-методический комплекс

Практический раздел

АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Практические задания

Минск 2016

Перечень примерных задач

1. Определить термический КПД цикла Ренкина при следующих параметрах:

$P_0 = 130$ ата, $t_0 = 560$ °С; $P_k = 5$ кПа. Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

2. Определить термический КПД цикла Ренкина при следующих параметрах:

$P_0 = 240$ ата, $t_0 = 540$ °С; $P_k = 5$ кПа. Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

3. Определить внутренний КПД турбоустановки при следующих параметрах:

$P_0 = 240$ ата, $t_0 = 540$ °С; $P_k = 5$ кПа, $\eta_{oi}^m = 0,8$. Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

4. Определить внутренний КПД турбоустановки при следующих параметрах:

$P_0 = 130$ ата, $t_0 = 540$ °С; $P_k = 5$ кПа, $\eta_{oi}^m = 0,8$. Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

5. Определить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении при следующих параметрах:

$P_0 = 130$ ата, $t_0 = 540$ °С; $P_T = 13$ ата, $\eta_{oi}^m = 0,8$, $t_{пв} = 230$ °С. Задачу решить с помощью метода условного отбора.

6. Определить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении при следующих параметрах:

$P_0 = 240$ ата, $t_0 = 540$ °С; $P_{пп} = 40$ ата, $t_{пп} = t_0$, $P_T = 1,2$ ата, $\eta_{oi}^m = 0,8$, $t_{пв} = 230$ °С.

Задачу решить с помощью метода условного отбора.

7. Определить термический КПД цикла Ренкина с промперегревом:

$P_0 = 240$ ата, $t_0 = 540$ °С; $P_{пп} = 40$ ата, $t_{пп} = t_0$, $P_k = 5$ кПа. Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

8. Определить внутренний КПД турбоустановки с промперегревом:

$P_0 = 240$ ата, $t_0 = 540$ °С; $P_{пп} = 40$ ата, $t_{пп} = t_0$, $P_k = 5$ кПа, $\eta_{oi}^m = 0,8$. Задачу решить с учетом и без работы питательного насоса.

9. Определить коэффициенты недовыработки отборов для турбоустановки при следующих параметрах:

$P_0 = 240$ ата, $t_0 = 540$ °С; $P_{пп} = 40$ ата, $t_{пп} = t_0$, $P_k = 5$ кПа, $\eta_{oi}^m = 0,8$, $P_{отб1} = 60$ ата,

$$P_{отб2} = 7 \text{ ата.}$$

10. Построить график тепловых нагрузок по продолжительности для условий г. Минска. Максимальными значениями расчетных нагрузок систем отопления, вентиляции и ГВС задаться самостоятельно.

11. Определить часовую экономию топлива при комбинированном производстве тепловой и электрической энергии для следующих параметров:

$$N = 500 \text{ МВт, } Q = 400 \text{ Гкал/ч.}$$

12. Определить коэффициенты недовыработки отборов для турбоустановки при следующих параметрах:

$$P_0 = 130 \text{ ата, } t_0 = 560 \text{ }^\circ\text{C; } P_{пп} = 40 \text{ ата, } t_{пп} = t_0, P_k = 5 \text{ кПа, } \eta_{oi}^m = 0,8, P_{отб1} = 60 \text{ ата, } P_{отб1} = 7 \text{ ата.}$$

13. Определить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении при следующих параметрах:

$$P_0 = 130 \text{ ата, } t_0 = 540 \text{ }^\circ\text{C; } P_T = 1,2 \text{ ата, } \eta_{oi}^m = 0,8, t_{пв} = 245 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Задачу решить с помощью метода условного отбора.

14. Определить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении при следующих параметрах:

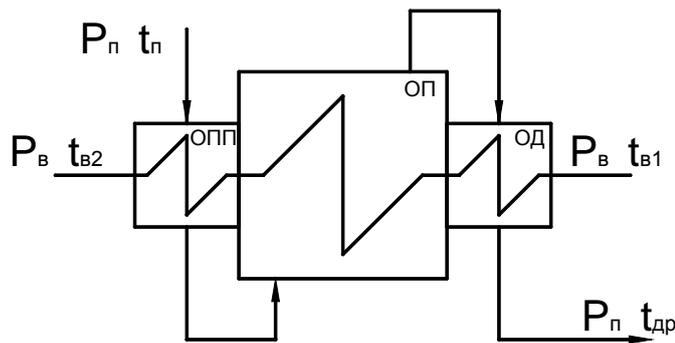
$$P_0 = 240 \text{ ата, } t_0 = 540 \text{ }^\circ\text{C; } P_{пп} = 40 \text{ ата, } t_{пп} = t_0, P_T = 0,8 \text{ ата, } \eta_{oi}^m = 0,8, t_{пв} = 250 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Задачу решить с помощью метода условного отбора.

15. Определить расход пара на подогреватель высокого давления с учетом наличия охладителя перегрева пара и охладителя дренажа при следующих параметрах:

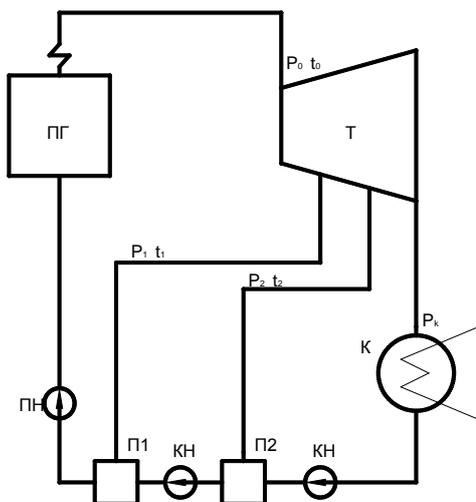
$$P_{п} = 3,8 \text{ МПа, } t_{п} = 284 \text{ }^\circ\text{C, } P_{п} = 28 \text{ МПа, } t_{в1} = 205 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Расход питательной воды принять равным $\alpha_{пв} = 1$. Температурный напор основной поверхности подогревателя принять $3 \text{ }^\circ\text{C}$.



17. Определить термический КПД цикла с регенерацией при следующих параметрах:

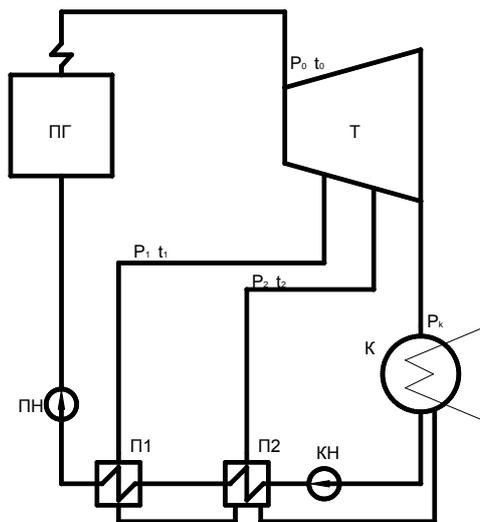
$P_0 = 90 \text{ ата}$, $t_0 = 435 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_k = 5 \text{ кПа}$, $P_1 = 15 \text{ ата}$, $P_2 = 5 \text{ ата}$, $\eta_{oi}^m = 0,8$. Сравнить полученное значение со значением термического КПД цикла без регенерации при тех же начальных и конечных параметрах. Повышением энтальпии в конденсатных и питательном насосах пренебречь.



18. Определить термический КПД цикла с регенерацией при следующих параметрах:

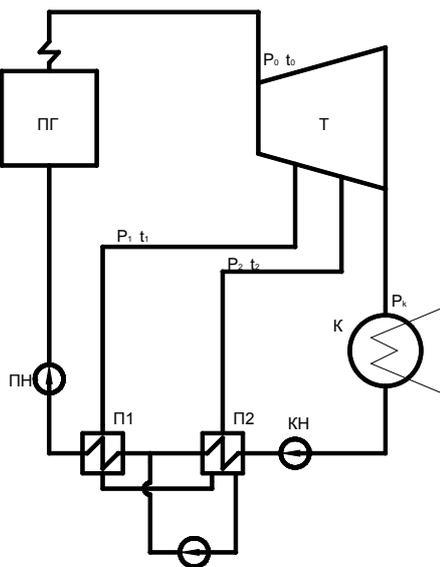
$P_0 = 90 \text{ ата}$, $t_0 = 435 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_k = 5 \text{ кПа}$, $P_1 = 15 \text{ ата}$, $P_2 = 5 \text{ ата}$, $\eta_{oi}^m = 0,8$. Температурные напоры в регенеративных подогревателях принять равными $3 \text{ }^\circ\text{C}$. Сравнить полученное значение со значением термического КПД цикла без регенерации при тех же начальных и конечных параметрах. Повышением энтальпии в конденсатном и пита-

тельном насосах пренебречь.



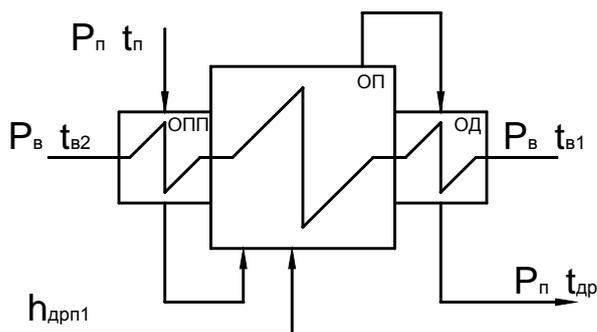
19. Определить термический КПД цикла с регенерацией при следующих параметрах:

$P_0 = 130 \text{ ата}$, $t_0 = 540 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_к = 5 \text{ кПа}$, $P_1 = 15 \text{ ата}$, $P_2 = 5 \text{ ата}$, $\eta_{oi}^m = 0,8$. Температурные напоры в регенеративных подогревателях принять равными $3 \text{ }^\circ\text{C}$. Сравнить полученное значение со значением термического КПД цикла без регенерации при тех же начальных и конечных параметрах. Повышением энтальпии в конденсатном и питательном насосах пренебречь.

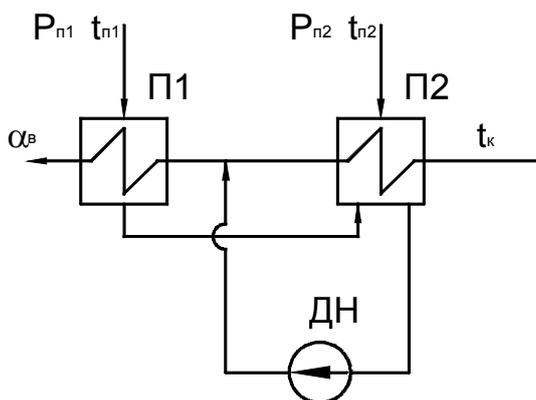


20. Определить расход пара на подогреватель высокого давления с учетом наличия охладителя перегрева пара и охладителя дренажа при следующих параметрах:

$P_{п1} = 3,8 \text{ МПа}$, $t_{п1} = 284 \text{ }^\circ\text{С}$, $P_{п2} = 28 \text{ МПа}$, $t_{в1} = 205 \text{ }^\circ\text{С}$, $h_{дрп1} = 1100 \text{ кДж/кг}$. Расход питательной воды принять равным $\alpha_{пв} = 1$. Расход пара из подогревателя П1 равным $\alpha_{п1} = 0,06$. Температурный напор основной поверхности подогревателя принять $3 \text{ }^\circ\text{С}$.

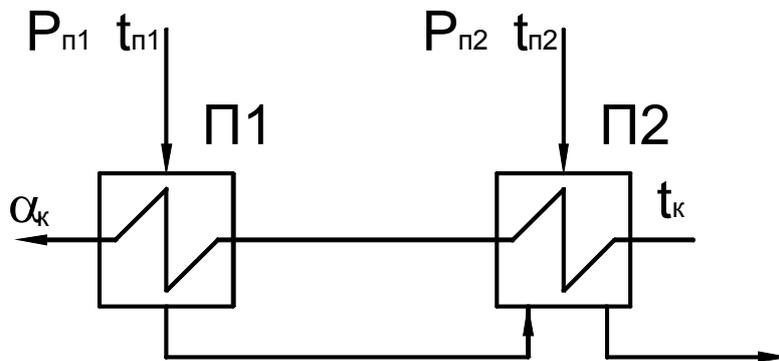


21. Определить расходы пара на регенеративные подогреватели при следующих параметрах: $P_{п1} = 0,5 \text{ МПа}$, $t_{п1} = 300 \text{ }^\circ\text{С}$, $P_{п2} = 0,2 \text{ МПа}$, $t_{п2} = 205 \text{ }^\circ\text{С}$, $t_{к} = 82 \text{ }^\circ\text{С}$. Расход основного конденсата $\alpha_{в} = 0,7$. Температурные напоры в подогревателях принять равными $3 \text{ }^\circ\text{С}$.



22. Определить расходы пара на регенеративные подогреватели при следующих параметрах: $P_{п1} = 0,5 \text{ МПа}$, $t_{п1} = 300 \text{ }^\circ\text{С}$, $P_{п2} = 0,2 \text{ МПа}$, $t_{п2} = 205 \text{ }^\circ\text{С}$, $t_{к} = 82 \text{ }^\circ\text{С}$. Расход основного конденсата $\alpha_{в} = 0,7$. Температурные напоры в подогревателях принять равными $3 \text{ }^\circ\text{С}$.

23. Определить расходы пара на регенеративные подогреватели при следующих параметрах: $P_{п1} = 0,43$ МПа, $t_{п1} = 196$ °С, $P_{п2} = 0,19$ МПа, $t_{п2} = 130$ °С, $t_k = 82$ °С. Расход основного конденсата $\alpha_v = 0,8$. Температурные напоры в подогревателях принять равными 3 °С.



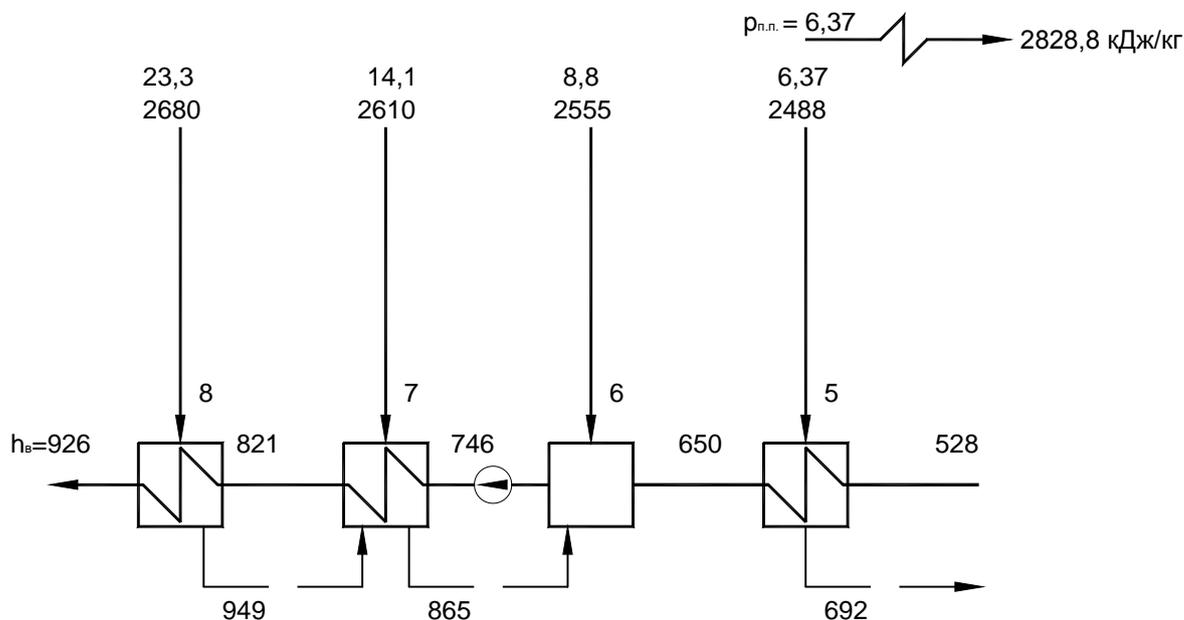
24. Определить коэффициенты недовыработки отборов для турбоустановки и расход свежего пара при следующих параметрах:

$P_0 = 130$ ата, $t_0 = 560$ °С; $P_{пш} = 40$ ата, $t_{пш} = t_0$, $P_k = 5$ кПа, $\eta_{oi}^m = 0,8$, $P_{отб1} = 50$ ата, $G_{отб1} = 15$ т/ч, $P_{отб2} = 7$ ата, $G_{отб2} = 12$ т/ч, $P_{отб3} = 2$ ата, $G_{отб3} = 20$ т/ч, $N = 250$ МВт.

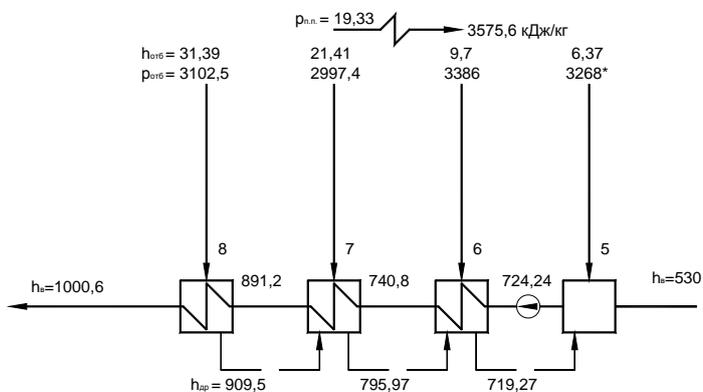
25. Определить коэффициенты недовыработки отборов для турбоустановки и расход свежего пара при следующих параметрах:

$P_0 = 240$ ата, $t_0 = 540$ °С; $P_{пш} = 40$ ата, $t_{пш} = t_0$, $P_k = 5$ кПа, $\eta_{oi}^m = 0,85$, $P_{отб1} = 60$ ата, $G_{отб1} = 15$ т/ч, $P_{отб2} = 7$ ата, $G_{отб2} = 12$ т/ч, $P_{отб3} = 4$ ата, $G_{отб3} = 20$ т/ч, $P_{отб4} = 1$ ата, $G_{отб3} = 15$ т/ч, $N = 350$ МВт.

турбоустановки. КИМ для предыдущих отборов и повышение энтальпии пара в предыдущих подогревателях равны соответственно: $e_1 = 0,054$; $e_2 = 0,112$; $e_3 = 0,153$; $e_4 = 0,188$; $\Delta h_{e1} = 146,7$; $\Delta h_{e2} = 86,7$; $\Delta h_{e3} = 76$; $\Delta h_{e4} = 92$ кДж/кг. Энтальпия пара в конденсаторе $h_k = 2348$ кДж/кг.

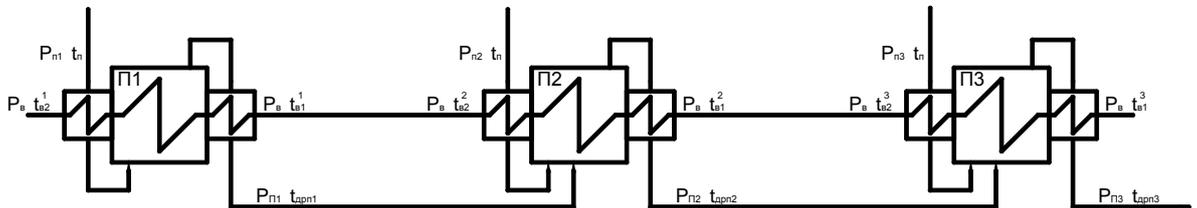


29. Определить коэффициенты изменения мощности для четырех отборов и КПД турбоустановки. КИМ для предыдущих отборов и повышение энтальпии пара в предыдущих подогревателях равны соответственно: $e_1 = 0,052$; $e_2 = 0,117$; $e_3 = 0,2$; $e_4 = 0,22$; $\Delta h_{e1} = 28,8$; $\Delta h_{e2} = 139,6$; $\Delta h_{e3} = 104,8$; $\Delta h_{e4} = 76,7$ кДж/кг. Энтальпия пара в конденсаторе $h_k = 2489$ кДж/кг.

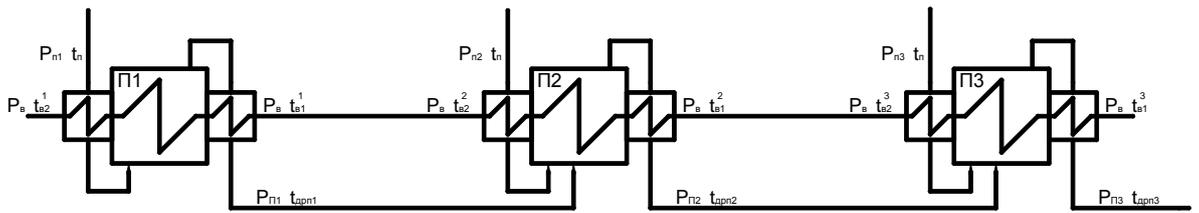


30. Построить процесс расширения для турбоустановки и определить расход свежего пара. Исходные данные давления в отборах:

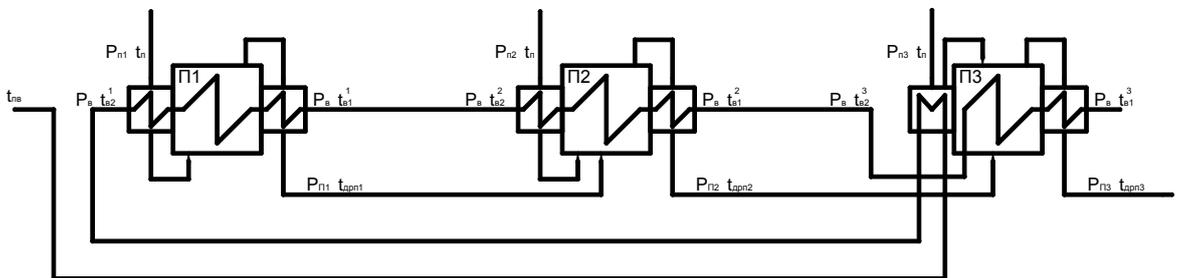
$p_0 = 240 \text{ кг/см}^2$; $p_1 = 66,17 \text{ кг/см}^2$; $p_2 = 42,75 \text{ кг/см}^2$; $p^{\text{III}} = 38,9$; $p_3 = 17,77 \text{ кг/см}^2$; $p_4 = 12,29 \text{ кг/см}^2$; $p_5 = 5,9 \text{ кг/см}^2$; $p_6 = 2,6 \text{ кг/см}^2$; $p_7 = 0,8 \text{ кг/см}^2$; $p_8 = 0,13 \text{ кг/см}^2$; $p_k = 0,05 \text{ кг/см}^2$. Доли расхода пара в отборах $\alpha_1 = 0,07$; $\alpha_2 = 0,07$; $\alpha_3 = 0,03$; $\alpha_4 = 0,014$; $\alpha_5 = 0,03$; $\alpha_6 = 0,036$, $\alpha_7 = 0,048$; $\alpha_8 = 0,018$. $t_0 = t_{\text{III}} = 550 \text{ }^\circ\text{C}$.; КПД цилиндров принять самостоятельно.



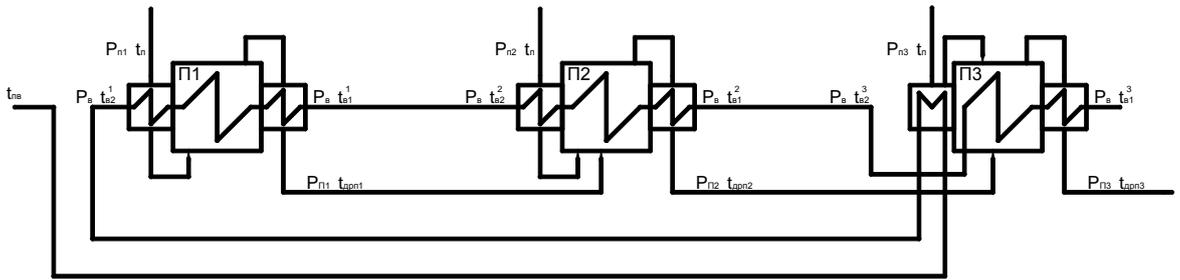
31. Определить расходы пара на подогреватели высокого давления, с учетом охладителей перегрева пара и охладителей дренажа. Определить площадь поверхности охладителя перегрева пара подогревателя П2. Исходные данные $P_{п1} = 66,1 \text{ кг/см}^2$, $t_{п1} = 372 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{п2} = 42,75 \text{ кг/см}^2$, $t_{п2} = 372 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{п3} = 17,7 \text{ кг/см}^2$, $t_{п3} = 456 \text{ }^\circ\text{C}$. Давление пара в деаэраторе 7 кг/см^2 . Задачу решить в долях, приняв расход питательной воды за 1. При решении учитывать повышение энтальпии питательной воды в питательном насосе. Коэффициент теплопередачи принять равным $3200 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.



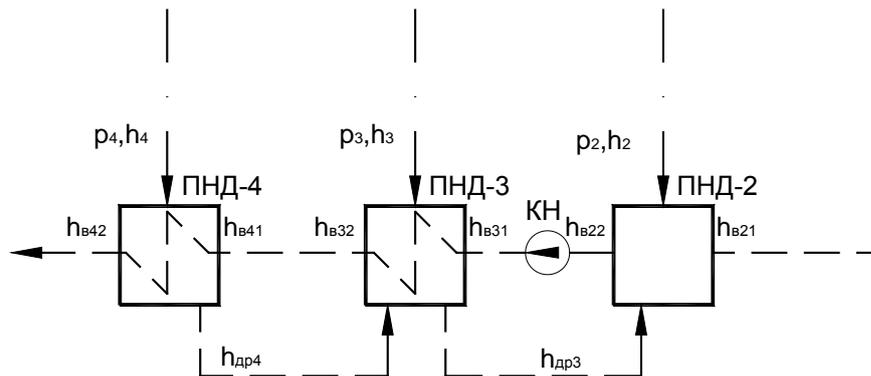
32. Определить расходы пара на подогреватели высокого давления, с учетом охладителей перегрева пара и охладителей дренажа. Определить площадь поверхности охладителя дренажа подогревателя П2. Исходные данные $P_{n1} = 40,9 \text{ кг/см}^2$, $t_{n1} = 337,5 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{n2} = 26,97 \text{ кг/см}^2$, $t_{n2} = 279,3 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{n3} = 11,8 \text{ кг/см}^2$, $t_{n3} = 452 \text{ }^\circ\text{C}$. Давление пара в деаэраторе 7 кг/см^2 . Задачу решить в долях, приняв расход питательной воды за 1. При решении учитывать повышение энтальпии питательной воды в питательном



33. Определить расходы пара на подогреватели высокого давления, с учетом охладителей перегрева пара и охладителей дренажа и температуру питательной воды. Определить площадь поверхности охладителя перегрева пара подогревателя П1. Исходные данные $P_{n1} = 66,1 \text{ кг/см}^2$, $t_{n1} = 372 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{n2} = 42,75 \text{ кг/см}^2$, $t_{n2} = 372 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{n3} = 17,7 \text{ кг/см}^2$, $t_{n3} = 456 \text{ }^\circ\text{C}$. Давление пара в деаэраторе 7 кг/см^2 . Задачу решить в долях, приняв расход питательной воды за 1. При решении учитывать повышение энтальпии питательной воды в питательном насосе. Коэффициент теплопередачи принять равным $3200 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

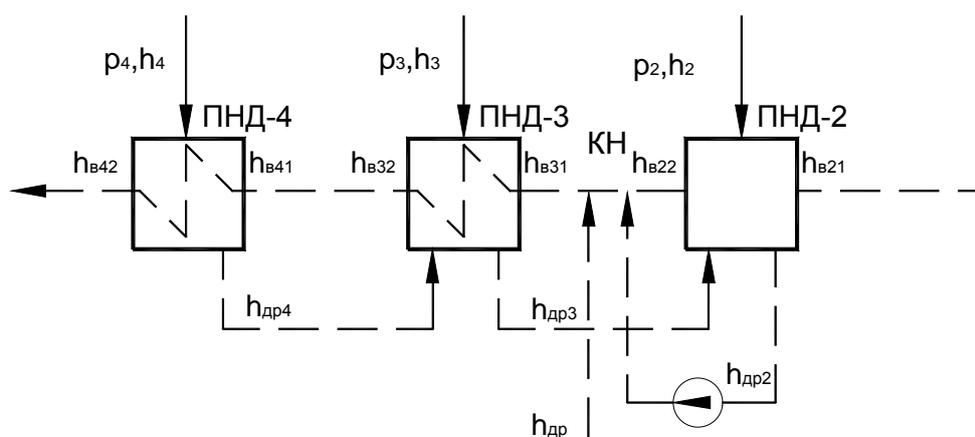


34. Определить расходы пара на подогреватели высокого давления, с учетом охладителей перегрева пара и охладителей дренажа. Определить площадь поверхности охладителя дренажа подогревателя П2. Исходные данные $P_{п1} = 40,9 \text{ кг/см}^2$, $t_{п1} = 337,5 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{п2} = 26,97 \text{ кг/см}^2$, $t_{п2} = 279,3 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_{п3} = 11,8 \text{ кг/см}^2$, $t_{п3} = 452 \text{ }^\circ\text{C}$. Давление пара в деаэраторе 7 кг/см^2 . Задачу решить в долях, приняв расход питательной воды за 1. При решении учитывать повышение энтальпии питательной воды в питательном насосе. Коэффициент теплопередачи принять равным $3200 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.



35. Определить расходы пара на регенеративные подогреватели. Исходные данные $p_4 = 5,9 \text{ кг/см}^2$; $p_5 = 2,6 \text{ кг/см}^2$; $p_6 = 0,8 \text{ кг/см}^2$; $h_4 = 3083 \text{ кДж/кг}$; $h_3 = 2969 \text{ кДж/кг}$; $h_2 = 2779 \text{ кДж/кг}$, $h_{в21} = 201,12 \text{ кДж/кг}$, $G_{ок} = 800 \text{ т/ч}$. Температурные напоры в подогревателях задать самостоятельно. Определить изменение расхода топлива сжигаемого

го в котле, при изменении температурного напора в ПНД3 на 1 °С. КЦТ отборов равны соответственно: $\zeta_4 = 0,47$, $\zeta_3 = 0,35$; $\zeta_2 = 0,23$. Значением КПД котла задаться самостоятельно.



36. Определить расходы пара на регенеративные подогреватели. Исходные данные $p_4 = 5,9$ кг/см²; $p_5 = 2,6$ кг/см²; $p_6 = 0,8$ кг/см²; $h_4 = 3083$ кДж/кг; $h_3 = 2969$ кДж/кг; $h_2 = 2779$ кДж/кг, $h_{в21} = 201,12$ кДж/кг, $G_{ок} = 800$ т/ч. Расход дренажа $G_{др} = 490$ т/ч, $h_{др} = 412$ кДж/кг. Температурные напоры в подогревателях задать самостоятельно. Определить изменение расхода топлива сжигаемого в котле, при изменении температурного напора в ПНД3 на 1 °С. КЦТ отборов равны соответственно: $\zeta_4 = 0,47$, $\zeta_3 = 0,35$; $\zeta_2 = 0,23$. Значением КПД котла задаться самостоятельно.

Электронный учебно-методический комплекс

Раздел контроля знаний

АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Перечень вопросов к экзамену
и заданий к курсовой работе

Минск 2016

3.1. ПЕРЕЧЕНЬ ВОПРОСОВ К ЭКЗАМЕНУ

по дисциплине «АЭС»

для студентов 4 курса дневного отделения

(летняя экзаменационная сессия)

- 1) Типы тепловых электростанций.
- 2) Потребители и графики электрических нагрузок.
- 3) Потребители и графики тепловых нагрузок.
- 4) Термодинамические основы работы ТЭС. Термодинамический КПД цикла Ренкина.
- 5) КПД КЭС (АЭС) и его составляющие.
- 6) Особенности работы ТЭЦ с противодавленческими турбинами.
- 7) Особенности и показатели работы ТЭС с турбинами типа Т и ПТ.
- 8) Теплофикация. Экономия топлива за счет комбинированной выработки.
- 9) Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении. Метод условного отбора.
- 10) Влияние начальной температуры на экономичность КЭС. Её выбор.
- 11) Влияние начальной температуры на экономичность ТЭЦ. Её выбор.
- 12) Выбор начального давления на КЭС.
- 13) Выбор начального давления на ТЭЦ.
- 14) Сопряженные начальные параметры пара. Технико-экономические начальные параметры.
- 15) Влияние конечного давления на экономичность КЭС. Предельный и экономический вакуум.
- 16) Термодинамическая сущность промперегрева, основное его назначение. Основные виды промперегрева.
- 17) Выбор оптимальных параметров промперегрева на КЭС.
- 18) Выбор оптимальных параметров промперегрева на ТЭЦ.
- 19) Термодинамическая сущность регенерации. Её влияние на экономичность.
- 20) Теоретическая и действительная температуры питательной воды.
- 21) Оптимальное распределение подогрева питательной воды на КЭС.

- 22) Влияние промперегрева на оптимальное распределение подогрева питательной воды по ступеням.
- 23) Типы регенеративных подогревателей. Тепловые балансы.
- 24) Назначение охладителей перегрева и охладителей дренажа. Схемы включения охладителей перегрева.
- 25) Схемы сброса дренажей из регенеративных подогревателей.
- 26) Определение расхода пара на турбину с регенерацией. Коэффициенты недовыработки отборов.
- 27) Термический способ подготовки добавочной воды. Принцип действия испарителей.
- 28) Схемы включения испарителей в тепловую схему ТЭС.
- 29) Химический способ подготовки добавочной воды. Назначение и принцип работы деаэраторов.
- 30) Деаэраторы питательной воды, схемы их включения.
- 31) Атмосферные деаэраторы и схемы их включения.
- 32) Вакуумные деаэраторы и схемы их включения.
- 33) Бездеаэраторные тепловые схемы. Перспективы применения бездеаэраторных схем.
- 34) Назначение и схемы включения расширителей непрерывной продувки.
- 35) Назначение питательных насосов и схемы их включения.
- 36) Выбор типа привода питательных насосов.
- 37) Принципиальные схемы включения турбопривода питательного насоса.
- 38) Типы современных энергетических реакторов АЭС.
- 39) Основные мировые производители реакторных установок. Структура мировой генерации электроэнергии. Роль атомной энергетики в энергетическом балансе.
- 40) Характеристики действующих АЭС в странах СНГ.
- 41) Одноконтурные АЭС. Принципиальные схемы одноконтурных АЭС
- 42) АЭС с реакторами BWR и ABWR.
- 43) АЭС с реакторами ESBWR
- 44) Реакторы РБМК. Конструкция и принцип действия.

- 45) Особенности АЭС с реакторами РБМК.
- 46) Двухконтурные АЭС. Принципиальные схемы двухконтурных АЭС.
- 47) Реакторы ВВЭР. Конструкция и принцип действия.
- 48) Особенности АЭС с реакторами ВВЭР.
- 49) Особенности проекта АЭС-2006.
- 50) Особенности АЭС с реакторами Westinghouse AP1000
- 51) Особенности АЭС с реакторами AREVA EPR.
- 52) Особенности АЭС с реакторами APR 1400 и OPR 1000.
- 53) Паротурбинные установки АЭС.
- 54) Особенности технологического оборудования и тепловых схем АЭС.
- 55) Принципиальная тепловая схема турбоустановки АЭС. Основные этапы расчета тепловой схемы АЭС.
- 56) Последовательность расчета тепловой схемы АЭС.

3.2. ПЕРЕЧЕНЬ ВОПРОСОВ К ЭКЗАМЕНУ

по дисциплине «АЭС»

для студентов 5 курса дневного отделения

(зимняя экзаменационная сессия)

- 1) Типы тепловых электростанций.
- 2) Потребители и графики электрических нагрузок.
- 3) Потребители и графики тепловых нагрузок.
- 4) Термодинамические основы работы ТЭС. Термодинамический КПД цикла Ренкина.
- 5) КПД КЭС (АЭС) и его составляющие.
- 6) Паротурбинные установки АЭС.
- 7) Особенности технологического оборудования и тепловых схем АЭС.
- 8) Типы регенеративных подогревателей. Тепловые балансы .
- 9) Назначение охладителей перегрева и охладителей дренажа. Схемы включения охладителей перегрева.
- 10) Схемы сброса дренажей из регенеративных подогревателей.
- 11) Определение расхода пара на турбину с регенерацией. Коэффициенты недовыработки отборов.
- 12) Термический способ подготовки добавочной воды. Принцип действия испарителей.
- 13) Схемы включения испарителей в тепловую схему АЭС.
- 14) Химический способ подготовки добавочной воды. Назначение и принцип работы деаэраторов.
- 15) Деаэраторы питательной воды, схемы их включения.
- 16) Атмосферные деаэраторы и схемы их включения.
- 17) Бездеаэраторные тепловые схемы. Перспективы применения бездеаэраторных схем.
- 18) Назначение и схемы включения расширителей непрерывной продувки.
- 19) Назначение питательных насосов и схемы их включения.
- 20) Выбор типа привода питательных насосов.
- 21) Принципиальные схемы включения турбопривода питательного насоса.

- 22) Принципиальная тепловая схема турбоустановки АЭС. Основные этапы расчета тепловой схемы АЭС.
- 23) Последовательность расчета тепловой схемы АЭС.
- 24) Построение процесса расширения для различных режимов работы турбоустановки.
- 25) Особенности расчета ПВД.
- 26) Особенности расчета ПНД.
- 27) Определение расхода пара на турбину, энергетический баланс турбоустановки.
- 28) Расчет технико-экономических показателей АЭС.
- 29) Понятие коэффициентов ценности теплоты и изменения мощности.
- 30) Вывод формул для определения коэффициента изменения мощности для узловой ступени.
- 31) Вывод формул для определения коэффициента изменения мощности для каскадной ступени.
- 32) Порядок расчета КИМ и КЦТ для тепловых схем турбоустановок.
- 33) Газотурбинные установки. Основные определения. Область применения и классификация ГТУ.
- 34) Основные схемы ГТУ, показатели эффективности ГТУ.
- 35) Парогазовые установки. Основное назначение.
- 36) ПГУ со сбросом газов газовой турбины в паровой котел и полузависимые ПГУ.
- 37) Утилизационные ПГУ.
- 38) Типы современных энергетических реакторов АЭС.
- 39) Основные мировые производители реакторных установок. Структура мировой генерации электроэнергии. Роль атомной энергетики в энергетическом балансе.
- 40) Одноконтурные АЭС. Принципиальные схемы одноконтурных АЭС.
- 41) АЭС с реакторами BWR и ABWR.
- 42) АЭС с реакторами ESBWR.
- 43) Реакторы РБМК. Конструкция и принцип действия.

- 44) Особенности АЭС с реакторами РБМК.
- 45) Двухконтурные АЭС. Принципиальные схемы двухконтурных АЭС.
- 46) Реакторы ВВЭР. Конструкция и принцип действия.
- 47) Особенности АЭС с реакторами ВВЭР.
- 48) Особенности проекта АЭС-2006.
- 49) Особенности АЭС с реакторами Westinghouse AP1000.
- 50) Особенности АЭС с реакторами AREVA EPR.
- 51) АЭС с тяжеловодными реакторами.
- 52) Выбор основного оборудования АЭС (единичной мощности блоков).
- 53) Выбор питательных насосов на АЭС. Схемы включения .
- 54) Выбор конденсатных, дренажных и циркуляционных насосов АЭС. Схемы включения.
- 55) Выбор теплообменного оборудования АЭС. Схемы включения.
- 56) Баланс пара и воды на АЭС.
- 57) Расход технической воды на АЭС, виды систем технического водоснабжения.
- 58) Прямоточная система технического водоснабжения.
- 59) Обратные системы технического водоснабжения.
- 60) Обратные системы технического водоснабжения с градирнями.
- 61) Топливное хозяйство газомазутных ТЭС.
- 62) Газовое хозяйство ТЭС.
- 63) Особенности энергетической системы Республики Беларусь. Основные теплоэнергетические объекты. Основные проблемы энергосистемы.
- 64) Компоновка главного корпуса АЭС. Общая характеристика и основные требования.
- 65) Основные требования к выбору места и площадки для сооружения АЭС.
- 66) Генплан АЭС, его особенности и характеристики.
- 67) Белорусская АЭС. Основные характеристики.
- 68) Особенности принципиальной тепловой схемы турбоустановки Белорусской АЭС.
- 69) Особенности системы ПВД турбоустановки Белорусской АЭС.

70) Особенности системы ПНД турбоустановки Белорусской АЭС.

71) Особенности системы питательной воды турбоустановки Белорусской АЭС.

72) Особенности системы основного конденсата турбоустановки Белорусской АЭС.

3.3 Состав и содержание курсового проекта.

Основными целями курсового проектирования по дисциплине "Атомные электрические станции" (АЭС) являются [1]:

- закрепление полученных за период обучения знаний по курсу "Атомные электрические станции" и другим специальным курсам;
- изучение технических решений по повышению эффективности режимов работы основного и вспомогательного оборудования АЭС;
- изучение методов расчета тепловых схем паротурбинных установок (ПТУ) АЭС и анализа технических решений, принятых при выборе тепловой схемы, приобретение навыков самостоятельной творческой работы, работы с технической литературой, использование справочных и нормативных материалов.
- развитие навыков анализа взаимосвязей и взаимодействий параметров в сложной технической установке;

Курсовое проектирование по "АЭС" следует рассматривать в качестве подготовительного этапа дипломного проектирования, составной частью которого является выбор основного оборудования и расчет тепловой схемы АЭС.

Определение и состав тепловых схем

Атомная электростанция – это единый комплекс разнородных элементов оборудования с технологическими связями между ними и с другими предприятиями, организациями, с окружающей средой.

Тепловая схема – это, во-первых, реально существующая технологическая схема получения, передачи и преобразования тепловой энергии. Тепловая схема отвечает на вопрос, каким образом функционирует данная электростанция, как она выполняет свое основное назначение – вырабатывает электрическую энергию, потребляя ядерное топливо. Во-вторых, тепловая схема – это графический документ, выполненный в соответствии с установленными требованиями. Этот документ отражает совокупность оборудования АЭС с технологическими связями между элементами оборудования и с некоторыми внешними системами.

Различают принципиальную и полную (развернутую) тепловые схемы [2]. Принципиальная тепловая схема отражает сущность технологического процесса и си-

стемы электростанции, играющие вспомогательные роли, в такие схемы не включают. К вспомогательным системам можно отнести системы расхолаживания и аварийного охлаждения реактора, борного регулирования, охлаждения стержней управления защитой, системы уплотнений насосов главного циркуляционного 1-го контура, питающего и других, системы газоохлаждения электрогенератора, маслоохлаждения и др. Параллельно включенное однотипное оборудование (насосы, теплообменники) на принципиальных схемах изображают один раз. Трубопроводы показывают одной линией независимо от числа параллельных потоков. Арматуру на таких схемах не показывают за исключением важнейшей и без которой затруднено понимание технологических процессов.

Наибольшее число передач и преобразований тепловой энергии из всех имеющих место на АЭС сосредоточено в паротурбинной установке. Это определяет особую роль ПТУ среди других установок электростанции. Принципиальная тепловая схема ПТУ – наиболее сложная по сравнению с другими установками. В нее входят [2]:

- все элементы пароводяного тракта ПТУ, т.е. все аппараты, механизмы и коммуникации, через которые проходит рабочее тело установки, а также все технологические связи, как между этими элементами, так и с другими установками электростанции, являющимися для рассматриваемой ПТУ внешними;

- электрогенератор, воспринимающий механическую мощность турбины и преобразующий ее в электрическую, и электродвигатели насосов пароводяного тракта, преобразующие электрическую энергию в работу, обеспечивающую движение рабочего тела.

Принципиальная тепловая схема АЭС составляется на основе схемы ПТУ. В нее дополнительно должно включаться оборудование паропроизводящей установки АЭС (реактор или оборудование основного тракта теплоносителей 1-го и промежуточного, если он есть, контуров), в которой реализуется выработка тепловой энергии и ее передача рабочему телу ПТУ.

Возможно включение в схему другого оборудования, если его влияние на технологический процесс существенно.

Низкопотенциальная часть электростанции (НПЧ) с системой технического во-

доснабжения оказывает значительное влияние на основной технологический процесс через температуру воды, охлаждающей конденсаторы турбин. Этот параметр (или диапазон его изменения) – результат специальных исследований НПЧ, в которых обосновывается ее состав и параметры. С использованием среднегодового значения температуры воды, поступающей к конденсаторам, проводят исследования принципиальных схем, как правило, без включения в них НПЧ (кроме, естественно, конденсатора).

Развернутая тепловая схема отражает полный состав оборудования и связей, участвующих в технологическом процессе. Здесь указывается все параллельно устанавливаемое и резервное оборудование, все разветвления трубопроводов, арматура, включая предохранительные клапаны, и т.д. В такую схему также войдет все оборудование, связанное с контурами теплоносителей и рабочего тела, которое может оказывать влияние на их расходы и параметры в любых режимах работы, в том числе и аварийных. Развернутые тепловые схемы – обязательный итог проектирования электростанции и необходимый документ при организации ее эксплуатации. В исследованиях такие схемы могут использоваться с целью совершенствования взаимосвязей основных и вспомогательных систем.

Цели и содержание расчетов тепловых схем

В соответствии с широко распространенной терминологией расчеты тепловых схем можно, прежде всего, подразделить на конструкторские и поверочные [2].

Конструкторский расчет – это расчет тепловой схемы новой установки (электрической станции, ПТУ или др.) или нового ее варианта, еще не выпускаемого промышленностью. Цель конструкторского расчета – определение расходов и термодинамических параметров теплоносителей или передаваемой мощности на входе и выходе элементов схемы (в технологических связях между элементами), а также технико-экономических показателей, характеризующих совершенство схемы, в первую очередь, технологическое. По своему содержанию конструкторский расчет является оптимизационной задачей, так как связан с выбором значений ряда параметров (управляемых), от которых зависят технико-экономические показатели установки, вообще, и выбранного критерия оптимальности, в частности.

Поверочный расчет есть расчет уже спроектированной или эксплуатирующейся

установки, для которой известны все конструктивные и технологические характеристики всех элементов оборудования. Цель поверочного расчета – определение технико-экономических показателей и параметров на границах между элементами схемы во всем возможном диапазоне режимов работы рассчитываемой установки. Таким образом, если конструкторский расчет проводится, как правило, на номинальный режим работы, то поверочный расчет – на режимы, отличные от номинального. Поверочный расчет не связан с выбором значений каких-либо параметров (не является оптимизационной задачей) и имеет единственное решение.

Объем и содержание курсового проекта

Объем и содержание курсового проекта определяются кафедрой. Рекомендуемое название курсового проекта: "Расчет принципиальной тепловой схемы АЭС и анализ эффективности принятых технических решений". В качестве типового рекомендуется следующее содержание проекта:

- выбор принципиальной тепловой схемы для заданной паротурбинной установки АЭС и обоснование принятых технических решений;
- расчет принципиальной тепловой схемы для заданного режима работы установки;
- проведение анализа принятых при составлении тепловой схемы технических решений и оценка влияния структурных изменений в тепловой схеме на технико-экономическую эффективность ПТУ;
- определение технико-экономических показателей установки и сравнение их с нормативными значениями;
- выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха АЭС.

Выполнение специального задания, для разработки которого может быть предложена одна из следующих тем:

- тепловой и конструктивный расчет теплообменных аппаратов (ПВД, ПНД, испарителей.) с оптимизацией их характеристик, например, поверхности или температурного напора;
- анализ особенностей расчета тепловых схем различных установок;
- оптимизация характеристик низкопотенциальной части ПТУ (выбор расхода охлаждающей воды и поверхности конденсатора), что особенно важно, если предпо-

лагаемые условия работы ПТУ существенно отличаются от расчетных;

– совершенствование тепловой технологической схемы ПТУ, например, за счет замены поверхностных ПНД на смешивающие, изменения типа привода питательных насосов, модернизации паровой турбины с реконструкцией схемы охлаждения ЧНД, При этом необходимо выполнить расчет дополнительных элементов и подогревателей тепловой схемы и определить технико-экономическую эффективность предложенного решения.

В объеме спецзадания может быть предусмотрен любой из вопросов, имеющий непосредственное отношение к расчету какого-либо из элементов тепловой схему ПТУ.

Оформление и содержание пояснительной записки

В объем курсового проекта входит расчетно-пояснительная записка (30-50 стр.), с обобщением результатов расчетов и заключением. Пояснительная записка (ПЗ), как правило, должна оформляться в машинописном виде (компьютерный набор).

Пояснительная записка должна содержать:

1. Титульный лист, на котором указываются тема курсового проекта, фамилии и инициалы студента-исполнителя и преподавателя-руководителя проекта, номер учебной группы, год и место выполнения проекта и др.

2. Выданный студенту заполненный бланк задания (с. 1).

3. Аннотацию с кратким изложением существа выполненной работы и ее особенностей (с. 2).

4. Оглавление с названием глав и их составных частей и с указанием страниц (с. 3).

5. Введение, в котором даются как наиболее общие, так и специфические характеристики АЭС заданного типа, перспективы развития и основные проблемы, требующие решения, формулируются особенности задач выполняемого проекта.

6. Содержание выполненной работы раскрывается по главам (разделам) и подразделам, указанным в оглавлении. Рекомендуется следующий порядок решения основных задач проекта:

– разработка принципиальной тепловой схемы блока АЭС и выбор основных ее параметров;

- выбор параметров ПТУ и расчет ее тепловой схемы;
- определение показателей тепловой экономичности ПТУ и АЭС в целом и, возможно, других технико-экономических показателей;
- разработка схемы, описание принципа действия и определение основных характеристик заданной технологической системы одной из установок или элемента оборудования АЭС;
- разработка развернутой тепловой схемы блока АЭС;
- специальное задание.

Пояснительная записка должна содержать достаточно подробное изложение проделанной работы, сопровождаться иллюстрациями, таблицами. Как правило, в нее включаются принципиальная тепловая схема АЭС, h,s -диаграмма процесса расширения пара в турбине, таблица состояния пара и воды в характерных элементах турбоустановки и др. Дублирование иллюстраций на чертежах следует избегать. Так, развернутая тепловая схема АЭС представляется только в графической части проекта и в ПЗ не включается.

При расчете тепловой схемы на ЭВМ в записке должны содержаться все уравнения, описание метода расчета, анализ полученных результатов. Распечатки с ЭВМ могут оформляться как Приложение к ПЗ после библиографического списка.

7. Заключение, в котором формулируются основные итоги выполненной работы, приводятся основные характеристики спроектированной тепловой схемы паротурбинной установки АЭС, а также ее части, заданной для углубленной проработки; указываются технико-экономические показатели электростанции. Желательным является сопоставление рассчитанных в проекте показателей с показателями эксплуатирующихся АЭС того же типа.

8. Список литературы, использованной при выполнении курсового проекта. Ссылки на литературу в тексте ПЗ обязательны.

Графическая часть

В чертежах должны использоваться условные графические обозначения энергетического оборудования, насосов и двигателей, трубопроводов и их элементов, арматуры трубопроводной, а также буквенно-цифровые обозначения элементов схемы – в соответствии с действующими нормативами (ГОСТ 21.403-80 Обозначения условные

графические в схемах. Оборудование энергетическое). На чертеже тепловой схемы должны располагаться перечень элементов схемы, таблица с основными характеристиками и поясняющие надписи. Оформление чертежей производится карандашом или тушью. Допускается компьютерное изготовление чертежей (в формате А1 или А0) с соблюдением всех установленных требований.

Кроме развернутой тепловой схемы, на отдельном листе представляется специальное задание (например: конструктивный чертеж ПНД и результаты его оптимизации). На третьем листе возможны графики, диаграммы, таблицы, формулы, раскрывающие особенности выполненного проекта, либо дополнительные чертежи и схемы в соответствии с заданием или по указанию руководителя проекта.

Записка и чертежи должны выполняться с учетом требований единой системы конструкторской документации, а расчеты – в системе единиц СИ. Все расчеты выполняются с соблюдением правил приближенных вычислений с точностью до четырех значащих цифр. Для всех размерных величин в текстовой части задания указывается размерность.

Электронный учебно-методический комплекс

Вспомогательный раздел

Атомные электрические станции

Типовая учебная программа

Минск 2016

Министерство образования Республики Беларусь
*Учебно-методическое объединение вузов Республики Беларусь по образованию в области
энергетики и энергетического оборудования*

УТВЕРЖДАЮ

Первый заместитель Министра образования
Республики Беларусь

_____ А.И. Жук

Регистрационный № ТД-_____/тип.

Атомные электрические станции (АЭС)

Типовая учебная программа

для высших учебных заведений по специальности:

1- 43 01 08 Паротурбинные установки атомных электрических станций

СОГЛАСОВАНО

(должность представителя заинтересованного
министерства или ведомства)

_____ И.О.Ф.

Председатель учебно-методического
объединения _____ вузов
Республики Беларусь по образованию
в области энергетики и энергетического
оборудования

_____ Ф.А. Романюк

СОГЛАСОВАНО

Начальник Управления высшего и
среднего специального образования
Министерства образования
Республики Беларусь

_____ Ю.И. Миксюк

Первый проректор Государственного
учреждения образования
«Республиканский институт высшей
школы»

_____ М.И. Демчук

Эксперт-нормоконтролер

Минск 2009

СОСТАВИТЕЛЬ:

А.В. Седнин, доцент кафедры "Тепловые электрические станции" Белорусского национального технического университета, кандидат технических наук, доцент;

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

В.М. Сыропуцинский, начальник ПТО "БелнипиЭнергопром", кандидат технических наук

РЕКОМЕНДОВАНА К УТВЕРЖДЕНИЮ:

Кафедрой "Тепловые электрические станции" Белорусского национального технического университета
(протокол № 3 от ____ .10.2009 г.)

Научно-методической комиссией Белорусского национального технического университета
(протокол № ____ от _____ 200_г.)

Научно-методическим советом по энергетике и энергетическому оборудованию Учебно-методического объединения вузов Республики Беларусь по образованию в области энергетике и энергетического оборудования
(протокол № ____ от _____ 200_г.)

Ответственный за редакцию: А.В. Седнин

Ответственный за выпуск: А.В. Седнин

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Учебная программа "Атомные электрические станции" разработана в соответствии с требованиями образовательного стандарта для специальности 1-43 01 08 "Паротурбинные установки атомных электрических станций" высших учебных заведений.

Целью преподавания дисциплины является приобретения студентами навыков построения тепловых схем паротурбинных установок АЭС, методов их расчета и выбора основного и вспомогательного оборудования.

Для успешного усвоения дисциплины необходимы глубокие знания по дисциплинам: математика, физика, механика, информатика, техническая термодинамика, турбины АЭС, водоподготовка и водно-химические режимы АЭС, охрана труда, автоматизированные системы управления на АЭС, экология энергетики.

Основной задачей преподавания дисциплины является подготовка специалистов для проектно-конструкторской, исследовательской деятельности и эксплуатационной работы на всех типах АЭС.

В результате освоения дисциплины студент должен:

знать:

- теоретические основы работы всех типов АЭС;
- особенности работы основного и вспомогательного оборудования АЭС;
- режимы работы и энергетические характеристики основного оборудования;
- особенности расчета регенеративных подогревателей;
- технико-экономические аспекты развития АЭС;

уметь:

- анализировать влияние режимных факторов и структурных изменений в схемах АЭС на их экономичность;
- составлять и производить тепловой расчет принципиальных тепловых схем АЭС.

Диагностика компетенций студента

Оценка уровня знаний студента при защите курсовой работы производится по десятибалльной шкале в соответствии с критериями, утвержденными Министерством образования Республики Беларусь.

Оценка промежуточных учебных достижений студента также осуществляется по десятибалльной шкале.

Для оценки достижений студента используется следующий диагностический инструментарий:

- защита выполненных на практических занятиях индивидуальных заданий;
- защита курсового проекта;
- проведение текущих контрольных опросов по отдельным темам;
- сдача зачетов;
- сдача экзаменов.

Изучение дисциплины "Атомные электрические станции" рассчитано максимально на 360 часов, в том числе – 182 часа аудиторных занятий.

Примерное распределение аудиторных часов по видам занятий:

- лекции – 106 часов;
- практические занятия – 60 часов;
- лабораторные работы – 16 часов.

Примерный тематический план курса

Наименование темы	лекции (часы)	практические занятия (часы)	лабораторные занятия (часы)	Всего аудиторных часов
Раздел I. Электростанции и их назначение				
Тема 1. Задача и структура курса	2			2
Тема 2. Потребители тепловой и электрической энергии. Типы электрических станций	6			6
Раздел II. Ядерные энергетические установки				
Тема 3. Основные сведения по ядерной физике	4	4		8

Тема 4. Основы физики ядерных реакторов	6	4		10
Тема 5. Технические основы ядерной энергетики	8	4		12
Тема 6. Реакторные установки АЭС	8	4		12
Тема 7. Парогенераторные установки двухконтурных АЭС	4	4		8
Раздел III. Паротурбинные установки АЭС				
Тема 8. Схемы паротурбинных установок. Показатели экономичности АЭС	6	8	8	22
Тема 9. Параметры парового цикла атомных электростанций. Влияние параметров на тепловую экономичность установки	8	8		4
Тема 10. Регенеративный подогрев питательной воды и основного конденсата	8	10		18
Тема 11. Баланс пара и конденсата на АЭС. Составление принципиальных тепловых схем АЭС	8	8		16
Раздел IV. Расчет принципиальных тепловых схем АЭС				
Тема 12. Методы расчета тепловых схем паротурбинных установок АЭС. Методы анализа влияния структурных изменений в схеме АЭС на ее экономичность	10	6	8	24
Раздел V. Полная тепловая схема ТЭС. Трубопроводы и арматура				
Тема 13. Состав и назначение полных тепловых схем электростанций. Трубопроводы и арматура электростанций	6			6
Раздел VI. Выбор оборудования АЭС				
Тема 14. Выбор основного оборудования АЭС	4			4
Тема 15. Выбор вспомогательного оборудования электростанций	6			6
Раздел VII. Вспомогательные хозяйства АЭС, компоновка корпуса главного АЭС, генеральный план АЭС				
Тема 16. Техническое водоснабжение	4			4
Тема 17. Компоновка главного корпуса здания электростанции	2			2

Тема 18. Генеральный план АЭС	2			2
Тема 19. Вентиляционные и дезактивационные установки АЭС	5			5
Итого	1			1
ВСЕГО	106	60	16	182

СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

РАЗДЕЛ I. ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

Тема 1. ЗАДАЧА И СТРУКТУРА КУРСА

Состояние, задачи и перспективы развития энергетики в Республике Беларусь. Основные положения Энергетической программы Беларуси, основные направления ее реализации.

Тема 2. ПОТРЕБИТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ. ТИПЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Потребители тепловой и электрической энергии. Суточные, недельные, сезонные и годовые графики электрических нагрузок. Расчет и построение графиков отопительной, вентиляционной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения.

Типы ТЭС, технологическая схема тепловой электростанции. Основные типы ТЭС, работающих в Беларуси.

Энергетические системы.

РАЗДЕЛ II. ЯДЕРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Тема 3. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО ЯДЕРНОЙ ФИЗИКЕ.

Строение и свойства ядер. Изотопы. Элементарные частицы. Кварки. Устойчивость ядер. Ядерные силы. Дефект массы. Энергия связи ядра

Ядерные реакции. Деление ядер. Баланс энергии деления. Продукты деления и их свойства. Цепная реакция деления.

Тема 4. ОСНОВЫ ФИЗИКИ ЯДЕРНЫХ РЕАКТОРОВ

Замедление и диффузия нейтронов. Замедлители.

Коэффициент размножения нейтронов. Критический реактор. Критмасса.

Распределение потока нейтронов по активной зоне реактора. Отражатель нейтронов.

Реактивность. Запаздывающие нейтроны. Сохранение критичности во времени

Система управления и защиты (СУЗ).

Выгорание ядерного топлива и накопление осколков деления. Глубина выгорания. Воспроизводство ядерного топлива. Кампания топлива.

Тема 5. ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

Особенности ядерного реактора как источника теплоты. Устройство ядерных энергетических реакторов. Требования к конструкциям активных зон. Характеристики активной зоны реактора. Классификация реакторов.

Устройство водо-водяных энергетических реакторов (ВВЭР, PWR), канальных водографитовых реакторов (РБМК), кипящих корпусных реакторов (BWR), реакторов на тяжелой воде (PHWR). Высокотемпературные газовые реакторы и реакторы на быстрых нейтронах.

Тема 6. РЕАКТОРНЫЕ УСТАНОВКИ АЭС

Схемы АЭС, одноконтурные, двухконтурные и трехконтурные, их особенности и примеры. Перспективы развития АЭС. Элементы главного циркуляционного контура АЭС.

Особенности оборудования АЭС и методов теплового расчета схем АЭС. Технико-экономические показатели АЭС.

Тема 7. ПАРОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ ДВУХКОНТУРНЫХ АЭС

Тепловые схемы включения парогенераторов АЭС. Водный режим парогенераторов. Гидродинамическое совершенствование парогенераторных установок

АЭС. Конструкции парогенераторов для реакторных установок различного типа.

РАЗДЕЛ III. ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ АЭС

Тема 8. СХЕМЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК. ПОКАЗАТЕЛИ ЭКОНОМИЧНОСТИ АЭС

Простейшая схема АЭС. Термодинамический цикл АЭС. К.П.Д. и его составляющие, общие показатели экономичности АЭС, удельный расход топлива на АЭС.

Тема 9. ПАРАМЕТРЫ ПАРОВОГО ЦИКЛА АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ УСТАНОВКИ

Влияние начальных давления и температуры на экономичность и надежность АЭС.

Выбор начальных параметров. Перспективы повышения начальных параметров.

Влияние конечного давления на экономичность АЭС. Выбор расчетного вакуума. Экономический и предельный вакуум.

Назначение, термодинамическая сущность промперегрева. Схема промперегрева на АЭС.

Выбор параметров промперегрева и разделительного давления на АЭС.

Сепараторы-пароперегреватели АЭС, назначение и конструкция.

Тема 10. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ И ОСНОВНОГО КОНДЕНСАТА

Термодинамическая сущность регенеративного подогрева питательной воды. Теоретическая и действительная температуры питательной воды.

Типы регенеративных подогревателей, их конструкции. Схемы сброса дренажей поверхностных подогревателей.

Распределение подогрева питательной воды по ступеням.

Особенности расчета регенеративных подогревателей различных типов.

Особенности регенеративных систем турбин АЭС.

Тема 11. БАЛАНС ПАРА И КОНДЕНСАТА НА АЭС. СОСТАВЛЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ АЭС

Баланс пара и воды на АЭС.

Методы удаления кислорода из питательной воды. Термическая деаэрация

Типы и конструкции термических деаэраторов. Схемы включения деаэраторов.

Термические и химические способы подготовки добавочной воды. Схемы включения испарителей в схему АЭС.

РАЗДЕЛ IV. РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ АЭС

Тема 12. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК АЭС. МЕТОДЫ АНАЛИЗА ВЛИЯНИЯ СТРУКТУРНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ В СХЕМЕ АЭС НА ЕЕ ЭКОНОМИЧНОСТЬ

Методы расчета принципиальных схем АЭС. Этапы расчета тепловых схем. Особенности расчета тепловых схем турбин АЭС. Расчет тепловых схем на ЭВМ.

Методы анализа влияния структурных изменений в схеме АЭС на ее экономичность. Коэффициенты ценности теплоты отборов, их расчет. Расчет эффективности структурных изменений в тепловой схеме с помощью КЦТ отборов.

РАЗДЕЛ V. ПОЛНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТЭС. ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА

Тема 13. СОСТАВ И НАЗНАЧЕНИЕ ПОЛНЫХ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ. ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА ЭЛЕКТРОСТАН- ЦИЙ

Особенности полных тепловых схем, схемы главных трубопроводов.

Трубопроводы АЭС, их классификация, тепловой гидравлический и механи-

ческий расчет трубопроводов, компенсация температурных расширений. Требования к трубопроводам с точки зрения техники безопасности.

Элементы полных тепловых схем, РОУ, БРОУ, пусковые схемы. Типы и назначение применяемой арматуры, примеры полных тепловых схем

Арматура трубопроводов.

РАЗДЕЛ VI. ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ АЭС

Тема 14. ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ АЭС

Установленная, располагаемая, рабочая и резервная мощности АЭС, выбор числа, типа и мощности турбин и атомных реакторов. Особенности выбора основного оборудования АЭС.

Тема 15. ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Выбор вспомогательного оборудования турбинного отделения АЭС.

Режимы работы основного оборудования АЭС.

РАЗДЕЛ VII. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ХОЗЯЙСТВА АЭС, КОМПОНОВКА КОРПУСА ГЛАВНОГО АЭС, ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН АЭС

Тема 16. ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ.

Потребление воды на АЭС, системы технического водоснабжения. Выбор и технико-экономические сравнения систем водоснабжения. Выбор циркуляционных насосов и оборудования насосных станций. Возможность использования морской воды для охлаждения конденсаторов турбин АЭС.

Тема 17. КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО КОРПУСА ЗДАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Основные требования к компоновке главного корпуса АЭС. Компоновка машинного зала. Компоновка реакторного и реакторно-парогенераторного цехов.

Примеры компоновок АЭС с ВВЭР и АЭС с РБМК.

Тема 18. ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН АЭС

Выбор промышленной площадки для строительства АЭС. Требования к генплану и пример его осуществления.

Тема 19. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ И ДЕЗАКТИВАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ АЭС

Назначение вентиляционных и дезактивационных установок. Основы проектирования технологической вентиляции. Обеспечение допустимой температуры воздуха в помещениях АЭС. Вентиляционный центр атомной электростанции и вентиляционная труба. Удаление твердых радиоактивных отложений из контуров и помещений АЭС.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Задачи эксплуатации АЭС. Обеспечение экономичной, надежной и безопасной эксплуатации АЭС.

ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

1. Определение размеров ядра, энергии связи в ядре. Расчет энергии, выделяемой при делении тяжелых ядер, при термоядерном синтезе
2. Ядерные реакции, могущие привести к делению ядер, к синтезу нового ядерного топлива. Расчет коэффициента воспроизводства нового ядерного топлива.
3. Расчет энергии, требуемой для образования пары электрон-позитрон из гамма-кванта. Объяснение на этом примере причин расхождения старых представлений и современных.
4. Расчет ослабления радиоактивного излучения.
5. Расчет изменения мощности реактора во времени с учетом запаздывающих нейтронов. Реактивность.

6. Реактивные отходы на АЭС. Их обезвреживание. Определение времени уменьшения их радиоактивности до допустимого уровня.
7. Расчет уменьшения тепловыделения и радиоактивности отработанного топлива во времени.
8. Расчет топливной составляющей себестоимости электроэнергии, производимой АЭС.
9. Основы расчета физических параметров работы АЭС.
10. Расчет термического КПД цикла Ренкина при различных начальных параметрах и конечном давлении.
11. Расчет оптимального начального давления для цикла насыщенного пара.
12. Выбор параметров промперегрева на АЭС.
13. Расчет КПД регенеративного цикла и оптимальной температуры питательной воды.
14. Расчет тепловых балансов теплообменников системы регенерации на АЭС.
15. Выбор и составление тепловой схемы турбоустановок АЭС.
16. Построение процессов расширения пара в турбинах АЭС.
17. Составление и расчет тепловых балансов для ПВД с охладителями дренажа.
18. Расчет системы регенерации низкого давления турбин АЭС.
19. Анализ влияния технических решений по тепловой схеме с помощью коэффициентов ценности теплоты отборов.
20. Техничко-экономические расчеты по выбору температурного напора в ПВД.

ПРИМЕРНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. Изучение тепловых турбин К-1000-5,9/50 и К-1000-5,9/25-1.
2. Определение электрического КПД турбин К-1000-5,9/50 и К-1000-5,9/25-1.

ПРИМЕРНОЕ СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Целью курсового проекта по дисциплине "Атомные электрические станции" является:

- закрепление полученных за период обучения знаний по специальным курсам;
- усвоение принципов повышения эффективности режимов работы основного и вспомогательного оборудования АЭС;
- изучение методов расчета тепловых схем паротурбинных установок (ПТУ) и анализа технических решений, принятых при выборе тепловой схемы;
- приобретение навыков самостоятельной творческой работы, работы с технической литературой, использование справочных и нормативных материалов.

Курсовое проектирование по АЭС следует рассматривать в качестве подгото-

вительного этапа дипломного проектирования, составной частью которого является выбор основного оборудования и расчет тепловой схемы АЭС.

Разделы пояснительной записки курсового проекта:

- Введение
- Выбор принципиальной тепловой схемы для заданной паротурбинной установки АЭС и обоснование принятых технических решений.
- Расчет принципиальной тепловой схемы для заданного режима работы установки.
- Проведение анализа принятых при составлении тепловой схемы технических решений и оценка влияния структурных изменений в тепловой схеме на технико-экономическую эффективность ПТУ.
- Определение технико-экономических показателей установки и сравнение их с нормативными значениями.
- Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха АЭС.
- Тепловой расчет ПНД и оптимизация его характеристик.
- Специальное задание
- Заключение
- Список использованных источников

ОСНОВНАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции/ В.Я.Рыжкин. – Москва: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
2. Маргулова, Т.Х. Атомные электрические станции/ Т.Х.Маргулова. – Москва: Высшая школа, 1978. – 360 с.
3. Тепловые и атомные электрические станции: Справочное пособие / под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина – 4-е изд., стереот. – Москва: Издательский дом МЭИ, 2007. – 648с. – (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн.3)
4. Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электрические станции: Учебник для вузов/ Л.С. Стерман, В.М. Лавыгин, С.Г. Тишков. – Москва: Издательство МЭИ, 2004. – 424с.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Тепловые и атомные электрические станции. Дипломное проектирование/
Под ред. А.М.Леонкова, А.Д.Качана. – Минск: Выш.школа, 1991.
2. Кашеев, В.П. Ядерные энергетические установки / В.П.Кашеев: Учебное пособие для вузов. – Минск: Выш.школа, 1989.
3. Рубинштейн, Я.М. Исследование реальных тепловых схем ТЭС и АЭС/
Я.М.Рубинштейн, М.И. Щепетильников. – Москва: ГЭИ, 1982. – 272с.
4. Щепетильников, С.И. Сборник задач по курсу ТЭС / С.И.Щепетильников,
В.И. Хлопушкин. – М.:Энергоатомиздат,1983. – 176 с.
5. Иванов, В.А. Эксплуатация АЭС/ В.А.Иванов: Учебник для вузов. – СПб.:
Энергоатомиздат, Санкт-Петербургское отделение, 1994. – 384 с.
6. Трояновский, Б.М. Паровые и газовые турбины атомных электростанций/
Б.М.Трояновский: Учебное пособие для вузов. – Москва: Энергоатомиздат,
1985. – 256 с.
7. Аминов, Р.З. АЭС с ВВЭР режимы, характеристики, эффективность/
Р.З.Аминов и др. – Москва: Энергоатомиздат, 1990. – 264 с.
8. Парогенераторы реакторных установок ВВЭР для атомных электростанций/
Б.И.Лукаевич и др.– Москва: ИКЦ "Академкнига", 2004. – 391 с.
9. Монахов, А.С. Атомные станции/ А.С.Монахов, В.М. Зорин, В.И.Горбунов:
Курсовой проект. – Москва: Издательство МЭИ, 2003 – 16 с.
- 10.Зорин, В.М. Исследование и математическое моделирование АЭС на основе
системного подхода/ В.М.Зорин. – Москва: Издательство МЭИ, 2002. – 88 с.