

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Саратовский государственный технический
университет имени Гагарина Ю.А.»

Институт энергетики

Кафедра: «Тепловая и атомная энергетика» имени А. И. Андрющенко

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине «Атомные электрические станции»

Тема курсовой работы:

«АЭС мощностью 4800 МВт на базе реактора ВВЭР-1200»

Выполнил: студент группы с-АЭС-51

ИнЭН, очной формы обучения,

Симанов Никита Сергеевич

Проверил: профессор каф. ТАЭ, д.т.н. Юрин В.Е.

г. Саратов, 2022

Задание на курсовое проектирование

Тема проекта – проектирование АЭС 4800 МВт

Мощность одного блока – 1200 МВт

Количество блоков – 4

Основное оборудование

Реакторные установки $3 \times \text{ВВЭР-1200}$

Турбоустановки $3 \times \text{К-1200-6,8/50}$

Реферат

Пояснительная записка содержит XX листов, XX рисунков, XX таблиц, X источников использованной литературы.

ГЛАВНЫЙ КОРПУС, ТУРБИНА, ПАРОГЕНЕРАТОР, СЕПАРАТОР, ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ, КОМПЕНСАТОР ОБЪЕМА, РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ, ДЕАЭРАТОР, КОНДЕНСАТОР, НАСОСЫ, ГЕНЕРАТОР, ТРАНСФОРМАТОР.

Проект АЭС мощностью 4800 МВт, состоящая из трех блоков по 1200 МВт с реакторами ВВЭР-1200.

Цель: проектирование АЭС мощностью 4800 МВт, состоящая из четырех блоков по 1200 МВт с реакторами ВВЭР-1200. Расчёт станции на номинальном и пониженном режимах, выбор основного и вспомогательного оборудования, расчёт среднегодовых показателей станции.

СОДЕРЖАНИЕ

Реферат.....	3
Введение.....	5
Выбор оборудования и исходные данные.....	7
Расчет тепловой схемы. Определение параметров в характерных точках.....	22
Уравнения теплового баланса.....	31
Расчет тепловой схемы на пониженном режиме.....	41
Определение энергетических показателей работы АЭС.....	54
Заключение.....	57
Список литературы.....	58

Введение

На сегодняшний день ядерная энергетика является важной и неотъемлемой частью мировой экономики. Сегодня в мире насчитывается 441 действующих энергоблоков. Большая часть энергоблоков эксплуатируется в США (93), Франции (56), Китае (54), России (38), Японии (33), общая генерирующая мощность АЭС составляет свыше 393 ГВт. Основными предпосылками развития и функционирования ядерной энергетики являются, во-первых, высокая калорийность ядерного топлива (примерно в 2×10^6 раза выше, чем органического топлива). Поэтому на основе ядерной энергетики можно развивать энергетическую базу районов, лишенных собственных запасов энергетического сырья, без увеличения затрат на его доставку. Во-вторых, малое, в условиях нормальной эксплуатации, загрязнение окружающей среды, что характерно при сжигании органического топлива, где расходуется огромное количество кислорода и происходит выброс продуктов сгорания в окружающую среду.

Суммарное производство электроэнергии на АЭС в год в настоящее время эквивалентно сжиганию на ТЭС- 550×10^6 тонн угля или 320×10^6 тонн нефти. ТЭС электрической мощностью 1000 МВт потребляет в год 3×10^6 тонн угля, производя при этом 7×10^6 тонн углекислого газа, 120×10^3 тонн диоксида серы, 20×10^3 тонн оксидов азота и 750×10^3 тонн золы. Накопление в атмосфере диоксида углерода и ряда других продуктов сгорания уже к 2030 году может привести к парниковому эффекту и глобальному росту температуры на 1,5-4,5 К, в результате уровень мирового океана поднимется на 0,8-1,7 м.

Проект АЭС с реакторами ВВЭР нового поколения учитывает положительный опыт эксплуатации и направлен на снижение вероятности тяжелых аварий путем использования высоконадежных активных и пассивных систем безопасности. Атомная энергетика в экономике многих стран занимает значительное место, что отказ от неё уже невозможен. В

России эксплуатируется 36 энергоблоков на 10 АЭС. В этих условиях становится очевидна необходимость строительства АЭС.

Характеристика электрических нагрузок

На рисунке 1 показан график электрических нагрузок. Так как АЭС работает в базовой части графика, то продолжительное время АЭС работает на номинальном режиме. Всего в году данная АЭС работает 8088 часов, из них 2664 часов - на пониженной нагрузке. Остальное время в году производятся ремонтные работы.

Пониженный режим 0,925

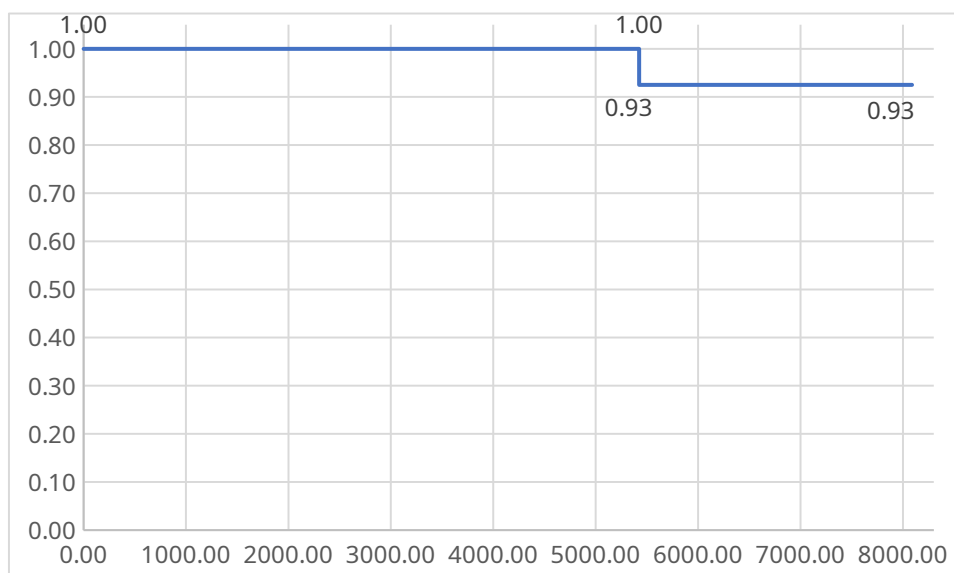


Рисунок 1- Годовой график электрической нагрузки станции

Выбор оборудования и исходные данные

Каждый блок данной АЭС является двухконтурным, включающий в себя ядерную паропроизводительную установку (ЯППУ/ППУ) с ядерным реактором и паротурбинную установку (ПТУ).

Данная ППУ основана на реакторе ВВЭР-1200 (В-491) с тепловой мощностью примерно 3200 МВт. Реактор ВВЭР-1200, 4 главных циркуляционных петли (ГЦП), компенсатор давления (КД), соединенный с горячей ниткой ГЦП, и вспомогательные системы образуют главный циркуляционный контур (ГЦК). Каждая петля состоит из главного циркуляционного насоса (ГЦН) ГЦНА-1391, парогенератора (ПГ) ПГВ-1000МКП, где со стороны второго контура образуется пар, и главного циркуляционного трубопровода (ГЦТ), состоящего из горячей, промежуточной и холодной ниток.

В то же время ПТУ конвертирует тепло, производимое ППУ, в электрическую энергию с помощью турбогенератора с номинальной электрической мощностью брутто близкую к 1200 МВт.

Ядерный реактор

Источником тепла является гетерогенный реактор с водой под давлением ВВЭР-1200. Активная зона формируется 163 гексагональными тепловыделяющими сборками (ТВС), каждая из которых включает в себя 312 ТВЭЛов с максимальным обогащением до 4,95% со средним обогащением 4,79%. Жесткость ТВС обеспечивается одним инструментальным каналом, 18 направляющими каналом, к которым приварены 13 дистанционирующих решеток. Вода в реакторе является замедлителем и теплоносителем, работающая под давлением 16,2 МПа. Тепловая мощность контролируется 121 органами регулирования системы управления и защиты (ОР СУЗ) и борной кислотой. Другие параметры приведены в таблице 1.

Таблица 1— Параметры ВВЭР-1200

Характеристика	Значение
Активная зона	
Номинальная тепловая мощность ЯППУ, МВт	3 212
Давление, МПа	16,2
Число ГЦК	4
Температура на входе, °С	298,2
Температура на выходе, °С	328,9
Средний линейный тепловой поток, кВт/м	167,68
Объемный расход, м ³ /ч	86 000
Число ОР СУЗ	121
Коэффициент готовности оборудования РУ	0,99
Максимальный коэффициент использования	0,92
КИУМ	0,90
Коэффициент запаса до кризиса теплообмена	1,38
Корпус реактора	
Диаметр и высота, мм	4 250x11 185
Толщина в области АЗ, мм	197,5
Масса, т	330
Срок службы, лет	60
Топливная таблетка	
Внешний диаметр, мм	7,6
Диаметр центрального отверстия, мм	1,2
Среднее обогащения по ²³⁵ U, %	4,79
ТВЭЛ	
Материал оболочки	Э-110
Внешний диаметр оболочки, мм	9,1
Внутренний диаметр оболочки, мм	7,76
Высота топливного столба, мм	3 730
ТВС	
Число	163
Число ТВС	312
Число дистанционирующих решеток	13
Число направляющих каналов	18
Масса UO ₂ , кг	534
Высота, мм	4,570
Максимальная глубина выгорания топлива, МВт·сут/кг	60-70
Продолжительность топливного цикла, мес	12-18

Главный циркуляционный трубопровод

Горячая нитка ГЦП от реактора до ПГ, промежуточная нитка от ПГ до ГЦН и холодная нитка от ГЦН до реактора образуют ГЦТ. Номинальные внешний диаметр и толщина составляют 990 мм и 70 мм соответственно, а длина ГЦТ составляет 146 м. Трубопровод спроектирован с учетом обеспечения работы в течение 60 лет.

Главный циркуляционный насос

ГЦНА-1391 основан на ГЦН-195М серийного реактора ВВЭР-1000 (В-320). Данный насос является вертикальным и одноступенчатым со сферически сварно-кованным обечайкой. Напор обеспечивается маховым колесом, которое в случае потери энергии (LOPA) может обеспечить циркуляцией на некоторое время. Главной особенностью ГЦН является возможность замены основных компонентов, не требуя замены насоса. Мотор насос является асинхронным и двухскоростным при этом первая скорость рассчитана на пуск и останов реактора, а вторая — для работы реактора на мощности. Основные характеристики ГЦН указаны в таблице 2.

Таблица 2 — Характеристики ГЦНА-1391

Характеристика	Значение
Объемный расход, м ³ /с	5,97
Напор, МПа	0,610±0,025
Температура теплоносителя, °С	298,2 ⁺²⁽⁻⁴⁾
Давление на всасывание, МПа	16,02
Рабочее давление, МПа	17,64
Частота вращения, мин ⁻¹	1 000 (750)
Номинальное напряжение, В	10 000
Частота питающего тока, Гц	50
Протечки уплотнений, м ³ /ч	1,2
Масса (без мотора), т	75,5
Срок службы, лет	60
Мотор ДАВДЗ-7100/2800-10000-6/8 АМ О5	
Мощность (мотор), кВт	5000
КПД (мотор)	0,945
Масса (мотор), т	45,5

Парогенератор

Парогенератор ПГВ-1000МКП является горизонтальным теплообменником для отвода тепла из АЗ за счет генерации пара со стороны оболочки ПГ. Питательная вода подводится к горячему коллектору ПГ. Погружной дырчатый лист (ПДЛ) находится ниже зеркала испарения, что позволяет выровнять зеркало испарения. После чего осушиваемый за счет гравитации пар проходит через потолочный дырчатый лист (ПДЛ) для

равномерного распределения пара по длине ПГ. Циркуляция котловой воды естественная. Основные характеристики данного ПГ находятся в таблице 3.

Таблица 3 — Характеристики ПГВ-1000МКП

Характеристика	Значение
Основные	
Номинальная тепловая мощность, МВт	803
Максимальная тепловая мощность, МВт	859
Массовый расход, т/ч	1 602 ⁺¹¹²
Давление на выходе, МПа	7,0±0,1
Температура на выходе, °С	285,8±1,02
Минимальная сухость на выходе	0,998
Номинальная температура ПВ, °С	225±5
Давление на входе, МПа	16,14±0,30
Диаметр корпуса, м	4,2
Число трубок	10 978
Теплообменная поверхность, м ²	6104,9
Размер трубок, мм	16x1,5
Расположение трубок	Коридорное
Объем воды по второму контуру, м ³	63
Масса, т	330
Продувка	
Максимальный суммарный массовый расход из солевого отсека, т/ч	40
Максимальный массовый расход продувки всех ПГ при условии нахождения одного ПГ на периодической продувке, т/ч	140
Непрерывная продувка	
Максимальный массовый расход из зоны максимальной концентрации примесей в области днища со стороны холодного торца через Ду50, т/ч	15
Массовый расход из нижней образующей днища через Ду50, т/ч	2-5
Массовый расход из карманов коллекторов через штуцер Ду30, т/ч	2-5
Периодическая продувка	
Массовый расход через днище через Ду50, т/ч	20
Массовый расход из карманов через Ду30, т/ч	20

Компенсатор давления

Компенсатор давления является вертикальным и имеет цилиндрическую форму с эллиптическим днищем. В нижней части КД установлены подогреватели для поддержания давления за счет паровой подушки, компенсирующие тепловые расширения воды, что также справедливо и для переходных режимов работы. Во время аварий КД позволяет избежать повышение давление выше допустимых пределах. В случае запаривания избыточный пар сбрасывается через предохранительный

клапан в бак-барботер, где пар конденсируется. Основные параметры КД приведены в таблице 4.

Таблица 4 — Характеристики компенсатора давления

Характеристика	Значение
Внутренний диаметр, мм	3 000
Внешний диаметр, мм	3 333
Общий объем, м ³	79
Паровой объем (максимальная мощность), м ³	24
Паровой объем (нулевая мощность), м ³	45
Тепловая мощность нагревателей, кВт	2 520
Номинальное давление в стационарном состоянии, МПа	16,1
Рабочее давление	17,64
Номинальная температура в стационарном состоянии, °С	347,9

Турбина

Для данного блока спроектирована ПТУ К-1200-6,8/50 ЛМЗ АО «Силовые машины». Данная турбина работает на влажном паре, включает 5 двухпоточных цилиндров с конфигурацией 2ЦНД+1ЦВД+2ЦНД со скоростью вращения 3000 оборотов в минуту. Длина турбины без генератора и с генератором примерно 52,3 м и 74.5 м соответственно. Влага удаляется между ЦВД и ЦНД в сепараторе, а затем перегревается в пароперегревателях первой и второй ступени. Регенеративная система состоит из четырех ступеней низкого давления, один из которых смешивающий, деаэратора и двух ступеней высокого давления. Длина последней лопатки 1200 мм, которая сделана из титанового сплава. Характеристики приведены в таблице 5.

Таблица 5 — Основные параметры ПТУ

Характеристика	Значение
Номинальная тепловая мощность ЯППУ, МВт	3 212
Рабочее давление, МПа	6,8
Рабочая температура, °С	283,8
Сухость пара	0,995
Массовый расход, т/ч	6 408 ⁺⁴⁴⁸
Температура после СПП	270,5
Температура питательной воды, °С	225±5

Генератор

Турбина К-1200-6,8/50 рассчитана на работе с генератором ТЗВ-1200-2АУЗ. Данный генератор является асинхронным и полностью охлаждается водой, позволяя избежать взрывоопасности. Пока обмотки статора и ротора и сердечник статора, воздух заполняет генератор под атмосферным давлением. Характеристики генератора приведены в таблице 6.

Таблица 6 — Характеристики генератора

Характеристика	Значение
Рабочая частота, мин ⁻¹	3 000
Частота тока, Гц	50
Мощность, МВт	1 200
Полная мощность, ВА	1 333
КПД	0,9897
Напряжение, кВ	24
Масса, кг	682,4

Конденсатор

Основной конденсатор объединяет 4 двухпоточных конденсаторов. Каждый конденсатор является двухсекционным — высокого и низкого давления, соединенными последовательно. Четыре выхлопа ЦНД проходят через секцию высокого давления, а другие четыре через секцию низкого давления, где тепло отводится систему циркуляционной воды. Циркуляционная вода проходит через часть низкого давления конденсатора в часть высокого давления по титановым трубкам, которые расположены перпендикулярно оси генератора. Нижняя часть секции высокого давления имеет конденсаторосборник. Основные характеристики приведены в таблице 7.

Таблица 7 — Основные характеристики конденсатора

Характеристика	Значение
1200КП-95000-1	
Площадь теплообмена, м ²	101,000
Расход циркуляционной воды, м ³ /ч	143,680
Расчетное давление, кПа	4,0
Размеры (ДхШхВ), мм	19,605x8,400x16,440
Материал трубок	титан
Масса, т	2060

Теплообменники

Регенеративный перегрев включает в себя 7 ступеней. Пар из четырёх отборов ЦВД направляется в 2 подогревателя с витыми трубками ПВД-1 и ПВД-2, деаэратор и ПНД-4. Деаэратор ДП-6400 (4x1600)/250-А-3 позволяет удалить избыточные растворенные в воде газы. Данный деаэратор рассчитан на удаление кислорода от максимум 300 мг/кг до минимума 5 мг/кг с номинальным расходом 6400 т/кг. В ЦНД имеется 3 отбора, откуда пар направляется в ПНД-5, ПНД-6, ПНД-7. Характеристики регенеративной системы приведены в таблице 8.

Таблица 8 — Оборудование регенеративной системы

Площадь теплообмена, м ³	Характеристики				Масса, кг
	Трубки		Оболочка		
	Давление, МПа	Температура, °С	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВ-2500-97-28А-1М (ПВД-1)					
2,500	9,7	224,5	2,8	230,9	168 700
ПВ-2500-97-18А-1М (ПВД-2)					
2,500	9,7	201,4	1,74	207,4	149 447
ДП-6400 (4x1600)/250-А-3 (Деаэратор)					
-	-	-	0,871	183,2	-
ПН-3200-30-16-IIА (or PN-3920-3.04-0.98-А) (ПНД-4)					
3,200	2,9	175,0	1,5	200,0	115 322
ПН-3200-30-16-IA (ПНД-5)					
3,200	2,9	105,0	1,5	200,0	115 322
ПНСГ-4000-IA (ПНД-6)					
-	-	-	0,0622	86,5	45 000
ПН-1200-25-6IA (ПНД-7)					
1,200	2,5	58,0	0,6	61,0	48,246

Конденсатный насос

Три насоса КЭНА 2000-220 первой ступени (КН1) прокачивают основной конденсат из конденсатосборника конденсатора через конденсатор пара уплотнений (КПУ), блочную обессоливающую установку (БОУ), ПНД-7 и ПНД-6. Три насоса КЭНА 2245-220 второй ступени (КН2) после смешивающего подогревателя ПНД-6 прокачивают конденсатную воду через ПНД-5 и ПНД-6 в деаэратор. Данные насоса является вертикальными осевыми, их характеристики приведены в таблице 9.

Таблица 9 — Характеристики конденсатных насосов

Характеристика	Значение
КЭНА 2000-220	
Объемный расход, м ³ /ч	2 000
Напор, м	100
Частота вращения, мин ⁻¹	985
Температура, °С	37,5
Максимальный кавитационный запас, м	2,8
КПД	0,82
Электрическая мощность двигателя, кВт	705
КЭНА 2245-220	
Объемный расход, м ³ /ч	2 245
Напор, м	220
Частота вращения, мин ⁻¹	1 485
Температура, °С	67,3
Максимальный запас, м	4,7
КПД	0,83
Электрическая мощность двигателя, кВт	1 715

Питательный насос

Насос АПЭА 1840-80-1 был спроектирован специально для проекта АЭС-2006 с реактором ВВЭР-1200. В качестве вспомогательного питательного насоса для пуска и останова используется ПЭА-250-80-3. Данные насосы являются вертикальными, осевыми и многоступенчатым, характеристики которых приведены в таблице 10.

Таблица 10 — Характеристики питательных насосов

Характеристики	Значение
АПЭА 1840-80-1	
Объемный расход, м ³ /ч	1 840
Напор, м	910
Частота, мин ⁻¹	3 000
Электрическая мощность двигателя, кВт	6 300
КПД	0,84
Напряжение, В	10 000
ПЭА 250-80-3	
Объемный расход, м ³ /ч	250
Напор, м	880
Частота, мин ⁻¹	2 973
Электрическая мощность двигателя, кВт	800
Кавитационный запас, м	9,0
Минимальный КПД	0,73
Максимальная температура на входе, °С	190
Напряжение, В	6 000
Максимальные габариты (ДхШхВ), мм	2 320x1 300x1 340
Максимальная масса, кг	4 650

**Расчет тепловой схемы.
Определение параметров в характерных точках**

Таблица 11 – Исходные данные для расчета тепловой схемы

Наименование параметра	Значение
Электрическая мощность, МВт	1198,8
Давление свежего пара, МПа	6,8
Температура свежего пара на входе, °С	283,8
Влажность, %	0,5
Давление пара после СПП, МПа	0,48
Температура пара после СПП, °С	270,5
Давление в деаэраторе, МПа	0,87
Давление в конденсаторе, кПа	5
Высота уровня установки деаэратора, м	17
Температура питательной воды, °С	227
Внутренний относительный КПД ЦВД, %	89
Внутренний относительный КПД ЦНД, %	82
Потери давления в пароструйных трубах и ресиверах, %	5
Гидравлическое сопротивление ПНД - 1, МПа	0,04
Гидравлическое сопротивление ПНД - 2, МПа	0,024
Гидравлическое сопротивление ПНД - 3, МПа	0,927
Гидравлическое сопротивление ПНД - 4, МПа	0,3
Гидравлическое сопротивление ПНД - 6, МПа	0,35
Гидравлическое сопротивление ПНД - 7, МПа	0,35
Гидравлическое сопротивление БОУ, МПа	0,471
Гидравлическое сопротивление в ПГ, МПа	0,63
Потери давления в СРК, %	5
Относительные утечки пара	0,001
Относительный расход пара на уплотнения	0,001
Недогрев основного конденсата до температуры дренажа, °С	2
КПД поверхностного подогревателя, %	98
КПД КН-1, %	75
КПД КН-2, %	77
Давление в 1 отборе, МПа	2,88
Давление во 2 отборе, МПа	2,06
Давление в 3 отборе, МПа	0,95

Давление в 4 отборе, МПа	0,58
Давление в 5 отборе, МПа	0,15
Давление в 6 отборе, МПа	0,0667
Давление в 7 отборе, МПа	0,026

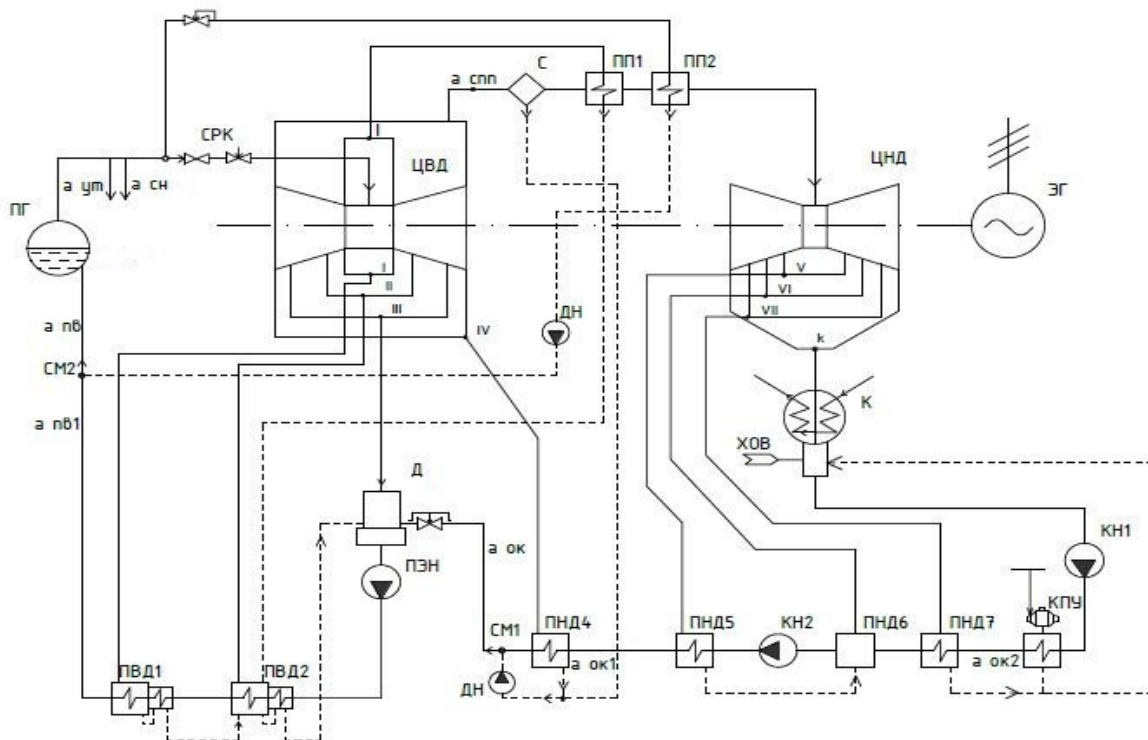


Рисунок 2 – Тепловая схема турбоустановки К-1200-6,8/50

Расчет тепловой схемы

Определение параметров среды

По начальному давлению и значению потери давления в СРК, определим давление на входе голову турбины:

$$P_{\text{вхЦВД}} = P_0 * \left(1 - \frac{\Delta P_{\text{СРК}}}{100} \right); \quad (1)$$

$$P_{\text{вхЦВД}} = 6,8 * \left(1 - \frac{5}{100} \right) = 6,46 \text{ МПа.}$$

Аналогично определим значение входного давления в ЦНД:

$$P_{\text{вхЦНД}} = P_{\text{III}} * \left(1 - \frac{\Delta P_{\text{СРК}}}{100} \right); \quad (2)$$

$$P_{\text{exЦНД}} = 0,48 * \left(1 - \frac{5}{100}\right) = 0,456 \text{ МПа}.$$

По h-s диаграмме определим энтальпию пара на входе в цилиндры, как $f \left[\begin{matrix} P_{\text{ex}} \\ x_0 \end{matrix} \right]$ по таблице воды и водяного пара:

$$h_0 = f \left[\begin{matrix} P_{\text{exЦВД}} \\ x_0 \end{matrix} \right]; \quad (3)$$

$$h_0 = f \left[\begin{matrix} 6,46 \\ 0,99 \end{matrix} \right] = 2768 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{exЦНД}} = f \left[\begin{matrix} P_{\text{exЦНД}} \\ t_{\text{ПП}} \end{matrix} \right]; \quad (2)$$

$$h_{\text{exЦНД}} = f \left[\begin{matrix} 0,456 \\ 270,5 \end{matrix} \right] = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{exЦНД}} = 3001 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Определение параметров подогревателей

Опираясь на заводские параметры в отборах турбины, определим значения давлений в подогревателях по формуле:

$$P_i = P_{\text{отб}i} * \left(1 - \frac{\Delta P}{100}\right); \quad (3)$$

где P_i - давление в подогревателе, МПа; $P_{\text{отб}i}$ - давление в отборе турбины, МПа; ΔP - величина потери давления в трубопроводе в диапазоне 6-10 %.

$$P_{\text{ПВД}6} = P_{\text{отб}1} * \left(1 - \frac{\Delta P_{\text{ПВД}6}}{100}\right); \quad (4)$$

Аналогично определим давления во всех подогревателях:

$$P_{\text{ПВД}6} = 2,88 * \left(1 - \frac{6}{100}\right) = 2,707 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ПВД}5} = 2,06 * \left(1 - \frac{6}{100}\right) = 1,936 \text{ МПа};$$

$$P_{Д} = 0,95 * \left(1 - \frac{6}{100}\right) = 0,893 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ПНД}4} = 0,58 * \left(1 - \frac{6}{100}\right) = 0,545 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ПНД}3} = 0,15 * \left(1 - \frac{6}{100}\right) = 0,141 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ПНД}2} = 0,0667 * \left(1 - \frac{6}{100}\right) = 0,063 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ПНД}1} = 0,026 * \left(1 - \frac{6}{100}\right) = 0,0244 \text{ МПа};$$

По полученным величинам давления определим температуру насыщения, как:

$$t_s = f(P_i); \quad (5)$$

$$t_{s\text{ПВД}6} = f(2,649) = 228^\circ \text{C};$$

$$t_{s\text{ПВД}5} = f(1,895) = 210^\circ \text{C};$$

$$t_{sД} = f(0,874) = 174^\circ \text{C};$$

$$t_{s\text{ПНД}4} = f(0,533) = 155^\circ \text{C};$$

$$t_{s\text{ПНД}3} = f(0,138) = 110^\circ \text{C};$$

$$t_{s\text{ПНД}2} = f(0,061) = 87^\circ \text{C};$$

$$t_{s\text{ПНД}1} = f(0,0239) = 66^\circ \text{C};$$

Определение температуры дренажей подогревателей

Температура дренажа подогревателя поверхностного типа определяется с учетом переохлаждения от t_s . Подогреватели смешивающего типа лишены такого свойства в силу их конструкции, к таким подогревателям относится ПНД-2 и Д.

$$t_{\text{др}i} = t_{si} - \delta t; \quad (6)$$

где δt - переохлаждение от t_s , 0-4 °С.

$$t_{\text{дрПВД}6} = t_{\text{сПВД}6} - \delta t; (7)$$

$$t_{\text{дрПНД}1} = 66 - 3 = 63 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{дрПНД}2} = 87 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{дрПНД}3} = 110 - 3 = 107 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{дрПНД}4} = 155 - 3 = 152 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{дрД}} = 174 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{дрПВД}5} = 210 - 3 = 207 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{дрПВД}6} = 228 - 3 = 225 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Определение параметров тракта конденсата и питательной воды на выходе из подогревателей

Температура на выходе определяется с учетом недогрева до температуры насыщения на величину $\Delta t = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$t_{\text{вых}i} = t_{\text{си}} - \Delta t; (8)$$

$$t_{\text{выхПНД}1} = 66 - 2 = 64 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{выхПНД}2} = 87 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{выхПНД}3} = 110 - 2 = 108 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{выхПНД}4} = 155 - 2 = 153 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{выхД}} = 174 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{выхПВД}5} = 210 - 2 = 208 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{выхПВД}6} = 228 - 2 = 226 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Определение энтальпии дренажей подогревателей

Для того чтобы найти энтальпию дренажа, воспользуемся справочником воды и водяного пара. Значение будем искать как:

$$h_{\text{opi}} = f \left[\begin{matrix} P_i \\ t_{\text{opi}} \end{matrix} \right]; \quad (9)$$

$$h_{\text{opПВД6}} = 967 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{opПВД5}} = 898 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{выхД}} = 733 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{opПНД4}} = 641 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{opПНД3}} = 449 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{opПНД2}} = 352 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{opПНД1}} = 264 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Определение параметров СПП

Давление в С примем с учетом 3% потери от выхлопа турбины.

$$P_C = P_{\text{выхЦВД}} * (1 - 0,03); \quad (10)$$

где $P_{\text{выхЦВД}} = P_{\text{отб4}} = 0,58 \text{ МПа}$.

$$P_C = 0,58 * (1 - 0,03) = 0,563 \text{ МПа}.$$

Данному давлению советуем температура насыщения, которую определим с помощью справочника воды и водяного пара:

$$t_{sC} = f(P_C); \quad (11)$$

$$t_{sC} = f(0,563) = 157,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Энтальпию дренажа С определяем следующим образом:

$$h_{\text{opC}} = f \left[\begin{matrix} P_C \\ t_{sC} \end{matrix} \right]; \quad (12)$$

$$h_{\text{орС}} = f \left[\begin{array}{c} 0,563 \\ 157,4 \end{array} \right] = 664 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Энтальпия пара на выходе из С определяется аналогичным образом для другого фазового состояния:

$$h_{\text{выхС}} = 2755 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Имея 2-х ступенчатый ПП, разобьем участок подогрева на 2 части. Гидравлические потери 1-ой ступени ПП примем 0,37%, давление за ПП1 найдем следующим образом:

$$P_{\text{ПП1}} = P_{\text{С}} * (1 - \Delta P); (13)$$

$$P_{\text{ПП1}} = 0,563 * (1 - 0,0037) = 0,562 \text{ МПа}.$$

Давление в ПП1 определим аналогично (9).

$$p_{\text{ПП1}} = 2,88 * (1 - 0,0037) = 2,87 \text{ МПа}.$$

Этому давлению соответствует температура насыщения:

$$t_{\text{сПП1}} = f(p_{\text{ПП1}}); (14)$$

$$t_{\text{сПП1}} = f(2,87) = 231,6^\circ \text{C}.$$

Учитывая факт, что конструкция СПП жалюзийного типа, следовательно, не имеет возможности охладить конденсат, то дренаж сливается при параметрах насыщения.

$$h_{\text{орПП1}} = f \left[\begin{array}{c} p_{\text{ПП1}} \\ t_{\text{сПП1}} \end{array} \right]; (15)$$

$$h_{\text{орПП1}} = f \left[\begin{array}{c} 2,87 \\ 231,6 \end{array} \right] = 995 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Подогрев примем $\Delta t = 56,5^\circ \text{C}$.

$$t_{\text{выхПП1}} = t_{\text{сС}} + \Delta t; (16)$$

$$t_{\text{выхПП1}} = 157,4 + 56,6 = 214^\circ \text{C};$$

$$h_{\text{выхIII}1} = f \left[\begin{matrix} P_{\text{III}1} \\ t_{\text{выхIII}1} \end{matrix} \right]; \quad (17)$$

$$h_{\text{выхIII}1} = 2883 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

На вторую ступень ПП подводится пар с начальными параметрами. Давление, с учетом потерь в паропроводах найдем по формуле:

$$P_{\text{III}2} = P_0 * \left(1 - \frac{\Delta P}{100} \right); \quad (20)$$

$$P_{\text{III}2} = 6,8 * (1 - 0,0037) = 6,79 \text{ МПа}.$$

Этому давлению соответствует:

$$t_{\text{sIII}2} = f(P_{\text{III}2}); \quad (21)$$

$$t_{\text{sIII}2} = f(6,79) = 283,7^\circ \text{C}.$$

$$h_{\text{дрIII}2} = f \left[\begin{matrix} P_{\text{III}2} \\ t_{\text{sIII}2} \end{matrix} \right]; \quad (22)$$

$$h_{\text{дрIII}2} = f \left[\begin{matrix} 6,79 \\ 283,7 \end{matrix} \right] = 1257 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$h_{\text{выхIII}2} = f \left[\begin{matrix} P_{\text{III}2} \\ t_{\text{выхIII}2} \end{matrix} \right]; \quad (23)$$

$$h_{\text{выхIII}2} = 3001 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

После того, как были определены параметры в подогревателях и СПП, определим параметры основного конденсата.

Определение параметров основного конденсата

Давление в конденсаторе $P_{\kappa} = 0,005$ МПа (согласно заводским данным), остальные параметры найдем, используя справочник воды и водяного пара.

$$t_{\kappa} = f(P_{\kappa}); \quad (24)$$

$$t_{\kappa} = f(0,005) = 33^\circ \text{C};$$

$$h_k = f \left[\begin{matrix} P_k \\ t_k \end{matrix} \right]; \quad (25)$$

$$h_k = f \left[\begin{matrix} 0,005 \\ 33 \end{matrix} \right] = 137 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$v = f \left[\begin{matrix} P_k \\ t_k \end{matrix} \right]; \quad (26)$$

$$v = f \left[\begin{matrix} 0,005 \\ 33 \end{matrix} \right] = 0,001006 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}.$$

При проектировании тепловой схемы выберем конденсатный насос первого подъема КЭНА 2000-100.

Таблица 12 – Характеристики насоса КЭНА 2000-100

Характеристика	Значение
Расход, м ³ /ч	2000
Напор, м.вод.ст.	100
Материал	углеродистая сталь нержавеющая сталь
Масса, кг	17600
КПД, %	82

По паспорту насоса найдем давление, которое он создает.

$$P_{кн1} = \rho * H * g; \quad (27)$$

где $P_{кн1}$ - давление на напоре насоса, МПа; H - напор насоса, м.вод.ст.; g - ускорение свободного падения, м/с²; ρ - плотность жидкости в насосе, кг/м³.

$$P_{кн1} = 994 * 9,8 * 100 * 0,000001 = 0,98 \text{ МПа}.$$

Давление, создаваемое КН1 достаточно для подачи основного конденсата через КПУ, БОУ, ПНД-1 и ПНД-2, до КН2.

Нагрев в КН1 определим по формуле:

$$\Delta t_{кн1} = \frac{(p_{вых} - p_{вх}) * 10^3 * v_{кн1}}{c_{pкн1} * \eta_{кн1}}; \quad (28)$$

$$\Delta t_{KH1} = \frac{(0,87 \cdot 100 - 5) \cdot 10^3 \cdot 0,001006}{0,82 \cdot 4,2} = 0,25^\circ C;$$

Работа насоса, которую совершает КН1:

$$L_{KH1} = \frac{(P_{вых} - P_{вх}) \cdot 10^3 \cdot v_{KH1}}{\eta_{KH1}}; \quad (29)$$

$$L_{KH1} = \frac{(0,87 \cdot 100 - 5) \cdot 10^3 \cdot 0,001006}{0,82} = 1,05 \frac{кДж}{кг};$$

Температура на выходе из КН1 примет значение:

$$t_{выхKH1} = t_{к} + \Delta t_{KH1}; \quad (30)$$

$$t_{выхKH1} = 33 + 0,25 = 33,25^\circ C.$$

$$h_{выхKH1} = \left[\begin{array}{c} P_{KH1} \\ t_{выхKH1} \end{array} \right]; \quad (31)$$

$$h_{выхKH1} = 139 \frac{кДж}{кг};$$

Примем повышение энтальпии в КПУ на $\Delta h = 4 \frac{кДж}{кг}$. Гидравлические потери давления в КПУ $\Delta P_{КПУ} = 0,38 \text{ МПа}$.

$$P_{выхКПУ} = P_{кн1} - \Delta P_{КПУ}; \quad (32)$$

$$P_{выхКПУ} = 0,98 - 0,38 = 0,6 \text{ МПа}.$$

$$h_{выхКПУ} = h_{выхKH1} + \Delta h; \quad (33)$$

$$h_{выхКПУ} = 139 + 4 = 143 \frac{кДж}{кг}.$$

$$t_{выхКПУ} = f \left[\begin{array}{c} 0,6 \\ 143 \end{array} \right] = 34^\circ C.$$

Согласно исходным данным, потери в гидравлические потери в БОУ составят $\Delta P_{БОУ} = 0,471 \text{ МПа}$.

$$P_{выхБОУ} = P_{выхКПУ} - \Delta P_{БОУ}; \quad (34)$$

$$P_{\text{выхБОУ}} = 0,6 - 0,471 = 0,129 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхБОУ}} = t_{\text{выхКПУ}}; \quad (35)$$

$$h_{\text{выхБОУ}} = \left[\begin{array}{c} P_{\text{выхБОУ}} \\ t_{\text{выхБОУ}} \end{array} \right]; \quad (36)$$

$$h_{\text{выхБОУ}} = 143 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Определим параметры на выходе из подогревателей, располагая значениями температуры:

$$P_{\text{выхПНД1}} = P_{\text{выхБОУ}} - \Delta P_{\text{ПНД}}; \quad (37)$$

где $\Delta P_{\text{ПНД}}$ - гидравлические потери давления в ПНД-1. $\Delta P_{\text{ПНД}} = 0,04 \text{ МПа}$.

$$P_{\text{выхПНД1}} = 0,129 - 0,04 = 0,089 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхПНД1}} = 64^\circ \text{C};$$

$$h_{\text{выхПНД1}} = \left[\begin{array}{c} P_{\text{выхПНД1}} \\ t_{\text{выхПНД1}} \end{array} \right]; \quad (38)$$

$$h_{\text{выхПНД1}} = \left[\begin{array}{c} 0,089 \\ 64 \end{array} \right] = 276 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$P_{\text{выхПНД2}} = P_{\text{выхПНД1}} - \Delta P_{\text{ПНД2}}; \quad (37)$$

где $\Delta P_{\text{ПНД2}}$ - гидравлические потери давления в ПНД-2. $\Delta P_{\text{ПНД2}} = 0,024 \text{ МПа}$.

$$P_{\text{выхПНД2}} = 0,089 - 0,024 = 0,065 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхПНД2}} = 88^\circ \text{C};$$

$$h_{\text{выхПНД2}} = \left[\begin{array}{c} P_{\text{выхПНД2}} \\ t_{\text{выхПНД2}} \end{array} \right]; \quad (38)$$

$$h_{\text{выхПНД2}} = \left[\begin{array}{c} 0,065 \\ 88 \end{array} \right] = 369 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Конденсатный насос второго подъема выберем КЭНА 2245-220.

Таблица 13 – Характеристики насоса КЭНА 2245-220

Характеристика	Значение
Расход, м ³ /ч	2245
Напор, м.вод.ст.	220
Материал	углеродистая сталь нержавеющая сталь
Масса, кг	21600
КПД, %	83

По паспорту насоса найдем давление, которое он создает.

$$P_{кн2} = \rho * H * g; \quad (39)$$

где $P_{кн2}$ - давление на напоре насоса, МПа; H - напор насоса, м.вод.ст.; g - ускорение свободного падения, м/с²; ρ - плотность жидкости в насосе, кг/м³.

$$P_{кн2} = 1000 * 9,8 * 220 * 0,000001 = 2,156 \text{ МПа}.$$

Давление, создаваемое КН1 достаточно для подачи основного конденсата через ПНД-3, ПНД-4 до Д.

Нагрев в КН2 определим по формуле:

$$\Delta t_{кн2} = \frac{(p_{вых} - p_{вх}) * 10^3 * v_{кн2}}{c_{pкн2} * \eta_{кн2}}; \quad (40)$$

$$\Delta t_{кн2} = \frac{(2,156 - 0,093) * 10^3 * 0,001005}{4,19 * 0,83} = 0,59^\circ \text{C};$$

Работа насоса, которую совершает КН2:

$$L_{кн2} = \frac{(p_{вых} - p_{вх}) * 10^3 * v_{кн2}}{\eta_{кн2}}; \quad (41)$$

$$L_{кн2} = \frac{(2,156 - 0,093) * 10^3 * 0,001005}{0,83} = 2,49 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Точка за КН2 имеет следующие параметры:

$$t_{вхПНД3} = t_{выхПНД2} + \Delta t_{кн2}; \quad (42)$$

$$t_{вхПНД3} = 88 + 0,59 = 88,59^\circ \text{C};$$

$$P_{\text{exПНД3}} = P_{\text{кн2}} = 2,156 \text{ МПа}.$$

$$h_{\text{exПНД3}} = \left[\begin{array}{c} P_{\text{exПНД3}} \\ t_{\text{exПНД3}} \end{array} \right]; \quad (43)$$

$$h_{\text{exПНД3}} = 370 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

На выходе из ПНД3 конденсатный тракт теряет давление на величину:

$$\Delta P_{\text{ПНД3}} = 0,927 \text{ МПа}.$$

$$P_{\text{выхПНД3}} = P_{\text{exПНД3}} - \Delta P_{\text{ПНД3}}; \quad (44)$$

$$P_{\text{выхПНД3}} = 2,156 - 0,927 = 1,229 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхПНД3}} = 108^\circ \text{C};$$

$$h_{\text{выхПНД3}} = \left[\begin{array}{c} P_{\text{выхПНД3}} \\ t_{\text{выхПНД3}} \end{array} \right]; \quad (45)$$

$$h_{\text{выхПНД3}} = 457 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Аналогично определим параметры за ПНД4.

$$P_{\text{выхПНД4}} = P_{\text{выхПНД3}} - \Delta P_{\text{ПНД4}}; \quad (44)$$

где $\Delta P_{\text{ПНД4}}$ - гидравлическое сопротивление. $\Delta P_{\text{ПНД4}} = 0,3 \text{ МПа}$

$$P_{\text{выхПНД4}} = 1,229 - 0,3 = 0,929 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхПНД4}} = 153^\circ \text{C};$$

$$h_{\text{выхПНД4}} = \left[\begin{array}{c} P_{\text{выхПНД4}} \\ t_{\text{выхПНД4}} \end{array} \right]; \quad (45)$$

$$h_{\text{выхПНД4}} = 650 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

На входе в Д стоит блок задвижек, примем потерю давления в них 2-4%.

$$P_{\text{вхД}} = P_{\text{выхПНД}} * (1 - \Delta P); (46)$$

$$P_{\text{вхД}} = 0,929 * (1 - 0,03) = 0,9 \text{ МПа.}$$

$$t_{\text{выхД}} = 172^\circ \text{C};$$

$$h_{\text{выхД}} = \left[\frac{P_{\text{выхД}}}{t_{\text{выхД}}} \right]; (47)$$

$$h_{\text{выхД}} = 728 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Давление, которое создает питательный насос, определяется исходя из паспортных характеристик выбранного оборудования, АПЭА 1840-80-01.

Таблица 14 – Технические характеристики питательного насоса

Характеристика	Значение
Производительность, м ³ /ч	1840
Напор, м. вод. ст	910
Температура перекачиваемой жидкости, °С	174
Мощность, кВт	6300
Число оборотов, об/мин	3000
Напряжение, В	10000
КПД, %	84

Давление на напоре определим по формуле:

$$P_{\text{ПН}} = \rho * H * g; (48)$$

$$P_{\text{ПН}} = 911 * 1000 * 9,8 * 0,000001 = 8,93 \text{ МПа.}$$

Подогрев в питательном насосе:

$$\Delta t_{\text{ПН}} = \frac{(P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}) * \nu * 10^3}{c_{\text{рПН}} * \eta_{\text{ПН}}}; (49)$$

$$\Delta t_{\text{ПН}} = \frac{(8,93 - (0,9 + 0,166)) * 0,00112 * 10^3}{0,84 * 4,34} = 2,42^\circ \text{C.}$$

Работа в питательном насосе:

$$L_{ПН} = \frac{(P_{вых} - P_{вх}) * 10^3 * v}{\eta_{ПН}}; \quad (50)$$

$$L_{ПН} = \frac{(8,93 - (0,9 + 0,166)) * 0,00112 * 10^3}{0,84} = 10,48 \frac{\text{кДжс}}{\text{кг}}.$$

Точка выхода из ПН:

$$t_{выхПН} = t_{выхД} + \Delta t_{ПН}; \quad (51)$$

$$t_{выхПН} = 172 + 2,42 = 174,42 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$h_{выхПН} = \left[\frac{P_{выхПН}}{t_{выхПН}} \right]; \quad (52)$$

$$h_{выхПН} = 735 \frac{\text{кДжс}}{\text{кг}}.$$

В питательном тракте параметры за подогревателями определяются по формулам:

$$P_{выхПВД5} = P_{выхПН} - \Delta P_{ПВД5}; \quad (53)$$

где $\Delta P_{ПВД5}$ - гидравлическое сопротивление. $\Delta P_{ПВД5} = 0,35 \text{ МПа}$

$$P_{выхПВД5} = 8,93 - 0,35 = 8,58 \text{ МПа}.$$

$$t_{выхПВД5} = 207 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$h_{выхПВД5} = \left[\frac{P_{выхПВД5}}{t_{выхПВД5}} \right]; \quad (54)$$

$$h_{выхПВД5} = 891 \frac{\text{кДжс}}{\text{кг}}.$$

Параметры за ПВД-6:

$$P_{выхПВД6} = P_{выхПВД5} - \Delta P_{ПВД6}; \quad (55)$$

где $\Delta P_{ПВД6}$ - гидравлическое сопротивление. $\Delta P_{ПВД6} = 0,35 \text{ МПа}$

$$P_{выхПВД6} = 8,58 - 0,35 = 8,23 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{вых ПВД6}} = 225 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$h_{\text{вых ПВД6}} = \left[\begin{array}{c} P_{\text{вых ПВД6}} \\ t_{\text{вых ПВД6}} \end{array} \right]; \quad (56)$$

$$h_{\text{вых ПВД6}} = 973 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Таблица 15 – Параметры пара в отборах турбины

Цилиндр	ЦВД				ЦНД		
	1	2	3	4	5	6	7
Номер отбора							
Название подогревателя	ПВД-6	ПВД-5	Д	ПНД-4	ПНД-3	ПНД-2	ПНД-1
Давление отбора, МПа	2,88	2,06	0,95	0,58	0,15	0,066	0,026
Температура отбора, °С	227	209,7	174,1	154,3	108,8	86,5	64
Энтальпия отбора, кДж/кг	2645	2595	2465	2405	2820	2685	2580

Таблица 16 – Параметры подогревателей и СПП

	Параметры на входе			Параметры на выходе			Параметры дренажа	
	Давление, МПа	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Давление, МПа	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
С	0,58	154,3	2405	0,562	154,3	2755	157,5	664
ПП1	0,562	154,3	2755	0,54	214	2883	214	995
ПП2	0,54	214	2890	0,48	270	3001	284	1257
ПНД-1	0,123	33,3	140	0,089	64	276	63	264
ПНД-2	0,083	61	250,5	0,065	88	369	84	352
ПНД-3	0,059	86,09	362,2	1,229	106,8	457	107	449
ПНД-4	1,21	106,8	448,6	0,929	153,5	650	152	641
Д	0,9	150,3	642,4	0,9	174,1	728	174	728
ПВД-5	8,9	176,5	751,9	8,58	207,7	891	207	898
ПВД-6	8,65	207,7	889,8	8,23	225	973	225	967
БОУ	0,6	34	143	0,129	34	143	-	-
КПУ	0,974	33	138,4	0,6	34	143	-	-

Составление математических моделей расчетных элементов

Примем, что на выходе из ЦВД выходит

$$0,732 * \alpha_{ex} = 0,732 * 1 = \alpha_{вых.цвд};$$

Составим уравнения теплового и материального баланса для сепаратора.

Сепаратор:

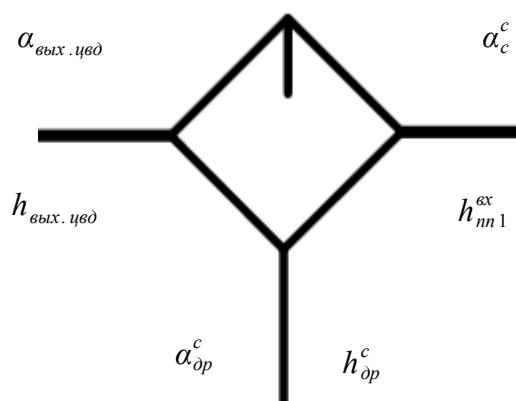


Рисунок 4.2 – Принципиальная схема сепаратора

Уравнение материального баланса для С:

$$\alpha_{вых.цвд} = \alpha_c^c + \alpha_{др}^c \quad (57);$$

Уравнение теплового баланса для С:

$$\alpha_{вых.цвд} h_{вых.цвд} = \alpha_c^c h_{пп1}^{ex} + \alpha_{др}^c h_{др}^c \quad (58);$$

Из (58) найдем $\alpha_{др}^c$

$$\alpha_{дрc} = \frac{\alpha_{вых.цвд} (h_{от4} - h_{выхс})}{(h_{дрc} - h_{выхс})} = \frac{0,732 * (2402 - 2754)}{664 - 2754} = 0,123$$

Определим, какая доля пара идет на ПП1:

$$\alpha_c = \alpha_{выхцвд} - \alpha_{дрc} = 0,732 - 0,123 = 0,608$$

Для пароперегревателя 1 ступени уравнение теплового баланса выглядит следующим образом:

ПП1:

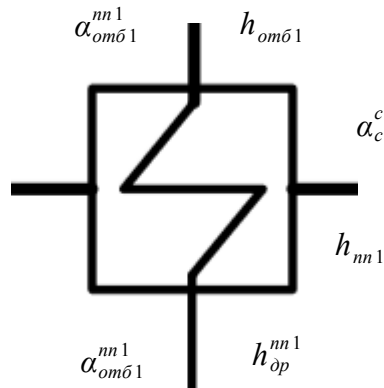


Рисунок 4.3 – Принципиальная схема промежуточного пароперегревателя первой ступени

$$a_{nn1} = \frac{\alpha_c (h_{вых1nn} - h_{выхc})}{(h_{ом6} - h_{dpn1}) \eta} = \frac{0,582 * (2882 - 2755)}{(2628 - 995) 0,98} = 0,048$$

ПП2:

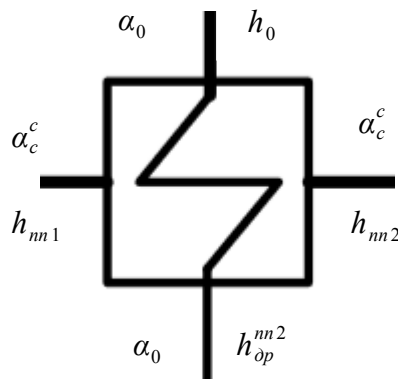


Рисунок 4.4 – Принципиальная схема промежуточного пароперегревателя второй ступени

$$a_{2nn} = \frac{\alpha_c (h_{вых2nn} - h_{вых1nn})}{(h_o - h_{dpn2}) \eta} = \frac{0,608 * (3004 - 2883)}{(2767 - 1257) 0,98} = 0,0481$$

В процессе расчета данным методом тепловой схемы, вычисления производим от «обратного» Движемся от ПВД-6 к конденсатору. В результате нахождения α_k проверим, принятое в начале значение $\alpha_{вых.цвд}$, если значение будет таким же, то расчет произведен верно. В процессе расчета будет рассчитана точка смешения таким же методом.

ПВД-6:

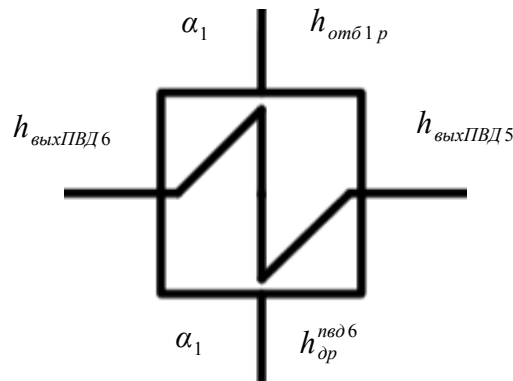


Рисунок 4.5 – Принципиальная схема ПВД-6

$$a_{н6} = 1 - a_{2nn} = 0,952$$

$$a_{ом6} = \frac{a_{н6} (h_{вых6нед} - h_{вых5нед})}{(h_{ом6} - h_{вых5нед}) \eta} = \frac{0,952 * (973 - 891)}{(2628 - 966,9) 0,98} = 0,0502$$

ПВД-5:

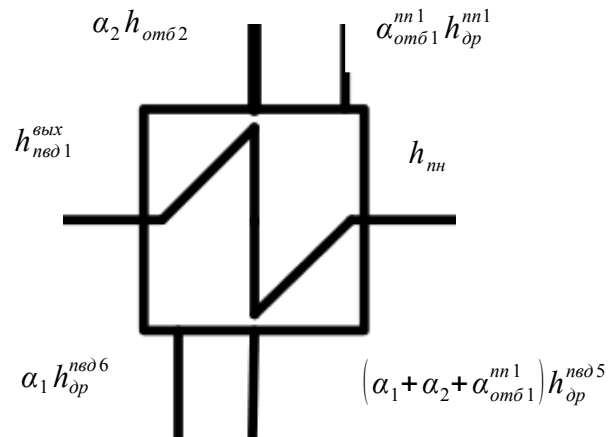


Рисунок 4.6 – Принципиальная схема ПВД

Действительное значение второго отбора также примем по h_s -диаграмме. Последующие действительные значения других отборов будем находить из данной диаграммы.

$$a_{ом5} = \frac{a_{н6} (h_{выхнн} - h_{вых5нед}) + a_{нн1} (h_{дрнн1} - h_{др5}) + a_{ом6} (h_{др6} - h_{др5})}{(h_{др5} - h_{ом6}) \eta} = \frac{0,952 * (751,9 - 891) + 0,0486 (994 - \dots)}{(2575 - 898) * \dots}$$

В первом приближении принимаем, что $h_{см}$ равна $h_{пнд4}^{вых}$. После расчета методом последовательных приближений получили значение энтальпии после точки смешения. $h_{см} = 649,501 \frac{кДж}{кг}$.

Д:

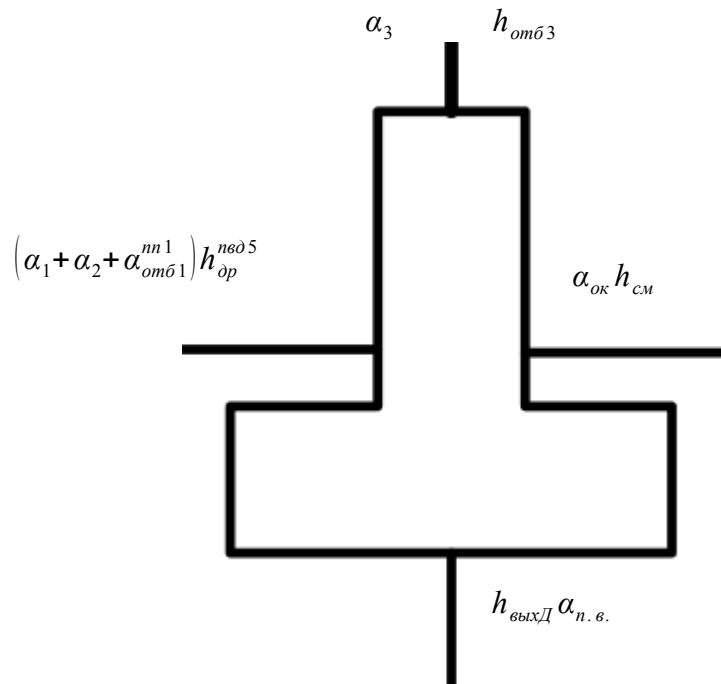


Рисунок 4.7 – Принципиальная схема деаэрата

$$a_{омд} = a_{нв} * (h_{вых}^0 - h_{см1}) + \frac{(a_{омб6} + a_{ом5} + a_{1нн}) * (h_{см1} - h_{др5})}{h_{омд} - h_{см1}} = \frac{0,952 * (730,2 - 649,5) + 0,1889 * (649,5 - 8...)}{2467 - 649,5}$$

$$\alpha_{ок} = A_{pv} - A_{отд} - A_{от6} - A_{от5} - A_{1pp} = 0,74573.$$

Разобьём ход основного конденсата на участки: от КН1 до ПНД-2 - $\alpha_{ок2}$, от выхода из ПНД-2 до точки смешения - $\alpha_{ок1}$, от точки смешения до деаэрата - $\alpha_{ок}$.

Для ПНД-4:

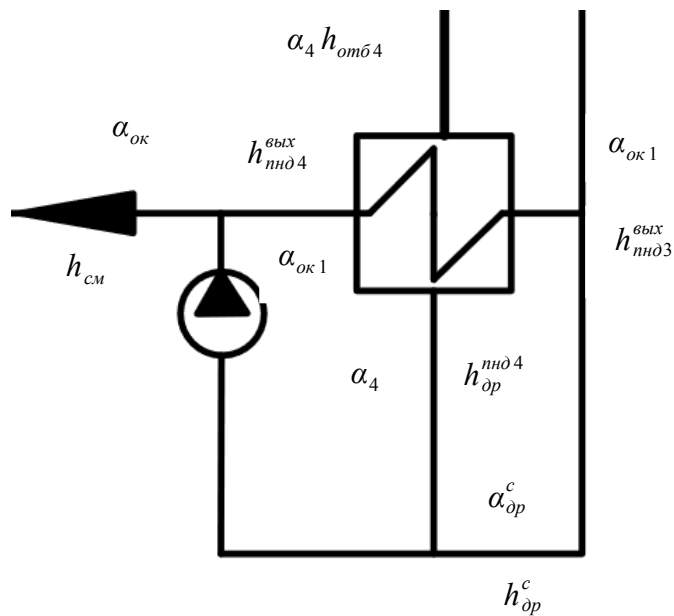


Рисунок 4.8 – Принципиальная схема точки смешения

$$a_{om4} = \frac{(A_{ок} - A_{дрс}) * (H_{вих3 пнд} - H_{вих4 пнд})}{\eta (H_{4 др} - H_{вих4 пнд} - H_{от4} + H_{вих3 пнд})} = i \frac{(0,8 - 0,123) * (448,6 - 642,4)}{0,98 * (628 - 642,4 - 2405 + 448,6)} = 0,06592$$

Уточняем точку смешения ТС1:

$$\alpha_{см} = A_{от4} + A_{дрс}; \quad (68)$$

$$\alpha_{см} = 0,06592 + 0,123 = 0,18892$$

$$h_{см} = \frac{(H_{4 др} * A_{от4}) + (H_{дрс} * A_{дрс})}{\alpha_{см}} = \frac{(628 * 0,06592) + (665 * 0,123)}{0,18892} = 652,089; \quad (69)$$

$$h_{см2} = \frac{(H_{вих4 пнд} * A_{ок1}) + (A_{см} * H_{см})}{\alpha_{ок}} = \frac{(642,4 * 0,6) + (0,18892 * 653,82)}{0,793} = 641,51 \frac{\kappa Дж}{\kappa з};$$

(69)

ПНД-3:

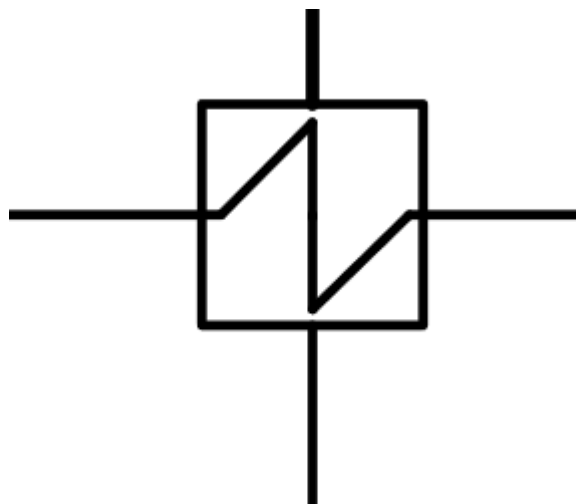


Рисунок 4.9 – I α_5 ип $h_{отб5}$:хема ПНД

Тепловой баланс для подогревателя:

$$a_{от3} = \frac{a_{ок1} * (h_{вых2 ПНД} - h_{вых1 ПНД})}{(h_{ПНД3}^{вых} - p_2) \eta} = \frac{0,601 * (456,04 - 277,1)}{(2774,52 - 44) h_{вхПНД3}} = 0,0224$$

ПНД-2:

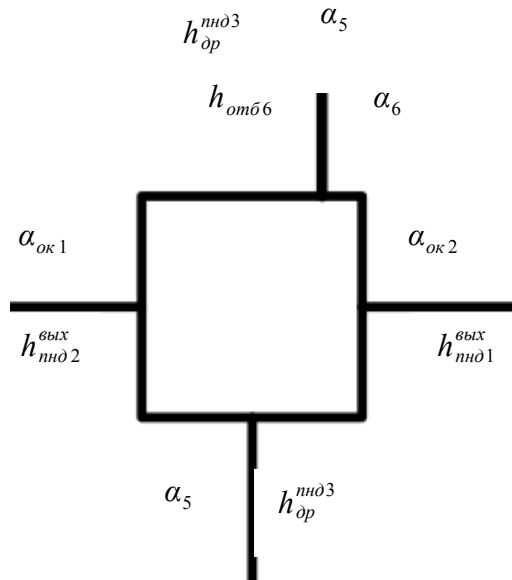


Рисунок 4.10 – Принципиальная схема ПНД

$$a_{от2} = \frac{a_{ок1} * (h_{вых2 ПНД} - h_{вых1 ПНД}) + a_{от3} * (h_{вых3 ПНД} - h_{др1 ПНД})}{(h_{от2} - h_{др2}) \eta} = \frac{0,6014 * (368,5 - 276,3) + 0,0224 * (456,64 - 263,)}{(2685 - 360) * 0,98}$$

ПНД-1:

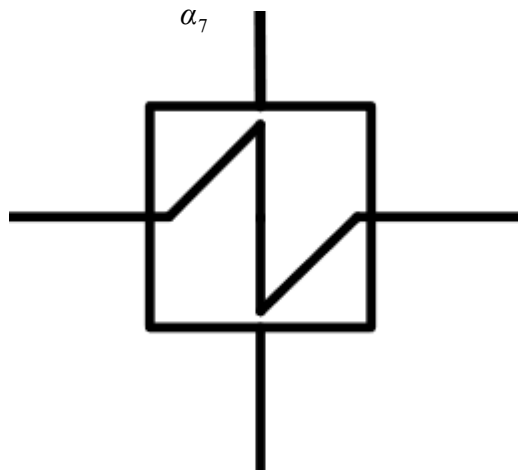


Рисунок 4.11 – Принципиальная схема ПНД

$$\alpha_{om1} = \frac{\alpha_{ок2} * (h_{вых1 пнд} - h_{выхбоу})}{(h_{om1} - h_{op1}) \eta} = \frac{0,5539 * (276,3 - 142,65)}{(2535 - 263,7) * 0,98} = 0,0248$$

Расчет ТСЗ:

$$\alpha_{n2} = A_{pv} + A_{pp2} + 0,002; \quad (76)$$

$$\alpha_{n2} = 0,952 + 0,048 + 0,001 + 0,001 = 1,002$$

$$h_{смз} = \frac{(A2_{pp} * Hdr2_{pp}) + (A_{pv} * Hvix6_{pvd})}{\alpha_{n2}} = \frac{(1257 * 0,048) + (0,952 * 973)}{1,002} = 984,3 \frac{кДж}{кг}$$

Проверим $\alpha_{вых.цвд}$:

$$\alpha_{вых.цвд} = 1 - Aot6 - Aot5 - Aotd - Aot4 - A1_{pp} - A2_{pp} = 0,774.$$

Проверка расчета относительных единиц расхода по пару и по воде

По пару:

$$\alpha_{пара} = 1 - Aot6 - Aot5 - Aotd - Aot4 - Aot3 - Aot2 - Aot1 - A1_{pp} - A2_{pp} - Adrc$$

$$\alpha_{пара} = 0,48431$$

По воде:

$$\alpha_{воды} = \alpha_{n2} - Aot6 - Aot5 - Aotd - Aot4 - Aot3 - Aot2 - Aot1 - A1_{pp} - A2_{pp} - Adrc - 0,002;$$

$$\alpha_{воды} = 0,48431$$

Расчет пониженного режима

Определение работы в ЦВД турбины

$$L_{цвд} = ((1 - A2_{pp}) * (Ho - Hot6)) + ((1 - A2_{pp} - A1_{pp} - Aot6) * (Hot6 - Hot5)) + ((1 - A2_{pp} - A1_{pp} - Aot6 - Aot5 - Aotd - Aot4 - Adrc) * (Hvix2_{pp} - Hot3)) + ((1 - A2_{pp} - A1_{pp} - Aot6 - Aot5 - Aotd - Aot4 - Adrc) * (Hvix6_{pvd} - Hot6))$$

$$L_{цвд} = 305,89 \frac{кДж}{кг};$$

Определение работы в ЦНД турбины

$$L_{цнд} = ((1 - A2_{pp} - A1_{pp} - Aot6 - Aot5 - Aotd - Aot4 - Adrc) * (Hvix2_{pp} - Hot3)) + ((1 - A2_{pp} - A1_{pp} - Aot6 - Aot5 - Aotd - Aot4 - Adrc) * (Hvix6_{pvd} - Hot6))$$

;

$$L_{\text{ЦВД}} = 368,93 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Определение работы турбины

$$L_T = L_{\text{ЦВД}} + L_{\text{ЦВД}};$$

$$L_T = 305,89 + 368,93 = 674,82 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Определение расхода в голову турбины

$$D_0 = \frac{N_{\text{э}} * 10^3}{L_T * \eta_m * \eta_{\text{э}}};$$

$$D_0 = \frac{1198,7 * 10^3}{674,82 * 0,99 * 0,99} = 1812,55 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Определение погрешности расчетов

$$\Delta = \frac{D_0 - D_{0.\text{лит}}}{D_{0.\text{лит}}} * 100\%; \quad (84)$$

$$\Delta = \frac{1790 - 1812,55}{1812,55} * 100\% = -1,24\%;$$

Определение расходов по отборам

$$D_{\text{отб}i} = \alpha_i * D_0; \quad (85)$$

$$D_{\text{отб}1} = 0,0487 * 1812,55 = 91,31 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{\text{отбIII1}} = 0,0467 * 1812,55 = 88,21 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{\text{отбIII2}} = 0,0427 * 1812,55 = 80,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{\text{орс}} = 0,1236 * 1812,55 = 223,99 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{\text{отб}2} = 0,0899 * 1812,55 = 163,01 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{\text{отб}3} = 0,0174 * 1812,55 = 31,45 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{\text{отб}4} = 0,0658 * 1812,55 = 119,24 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{\text{отбД}} = 0,0225 * 1812,55 = 44,66 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{отб5} = 0,0254 * 1812,55 = 46,81 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{отб6} = 0,0246 * 1812,55 = 44,60 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

Определение КПД АЭС

$$\eta_{АЭС} = \frac{N_{э} * n_{от} * 1000}{D_{нз} * n_{от} * (h_0 - h_{нз})};$$

$$\eta_{АЭС} = \frac{1198,8 * 3 * 1000}{1790 * 3 * (2768 - 975)} = 0,374.$$

Расчет пониженного режима

Коэффициент мощности $\phi = 0,78$

Расход на пониженной мощности через голову турбины

$$D_{0\phi} = D_0 * \phi = 1812,55 * 0,78 = 1413,79 \text{ кг/с}$$

Давление на выходе из ЦНД останется таким же 0,005 МПа, давление на выходе из ЦВД

$$p_{c\phi} = \phi * p_c = 0,78 * 0,58 = 0,4524 \text{ МПа}$$

Давление на входе в ЦНД

$$P_{\text{exЦНД}\phi} = \phi * P_{\text{выхПП2}} = 0,78 * 0,562 = 0,3744 \text{ МПа}$$

Начальное давление

$$p_{0\phi} = \phi * p_0 = 0,78 * 6,8 = 5,304 \text{ МПа}$$

По начальному давлению и значению потери давления в СРК, определим давление на входе голову турбины:

$$P_{\text{exЦВД}} = P_0 * \left(1 - \frac{\Delta P_{\text{СРК}}}{100}\right); (18')$$

$$P_{\text{exЦВД}} = 5,304 * \left(1 - \frac{5}{100}\right) = 5,04 \text{ МПа}.$$

Аналогично определим значение входного давления в ЦНД:

$$P_{\text{exЦНД}} = P_{\text{ПП}} * \left(1 - \frac{\Delta P_{\text{СРК}}}{100}\right); (2')$$

$$P_{\text{exЦНД}} = 0,3744 * \left(1 - \frac{5}{100}\right) = 0,36 \text{ МПа}.$$

По h-s диаграмме определим энтальпию пара на входе в цилиндры, как $f \left[\begin{matrix} P_{\text{ex}} \\ x_0 \end{matrix} \right]$ по таблице воды и водяного пара:

$$h_0 = f \left[\begin{matrix} P_{\text{exЦВД}} \\ x_0 \end{matrix} \right]; (3')$$

$$h_0 = f \left[\begin{matrix} 5,04 \\ 0,99 \end{matrix} \right] = 2778 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{exЦНД}} = f \left[\begin{matrix} P_{\text{exЦНД}} \\ t_{\text{III}} \end{matrix} \right]; \quad (19')$$

$$h_{\text{exЦНД}} = f \left[\begin{matrix} 0,36 \\ 270,5 \end{matrix} \right] = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{exЦНД}} = 3008 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Определение параметров подогревателей

Опираясь на заводские параметры в отборах турбины, определим значения давлений в подогревателях по формуле:

$$P_i = P_{\text{отб}i} * \left(1 - \frac{\Delta P}{100} \right); \quad (20')$$

где P_i - давление в подогревателе, МПа; $P_{\text{отб}i}$ - давление в отборе турбины, МПа; ΔP - величина потери давления в трубопроводе в диапазоне 6-10 %.

$$P_{\text{ПВД}6} = P_{\text{отб}1} * \left(1 - \frac{\Delta P_{\text{ПВД}6}}{100} \right); \quad (21')$$

Аналогично определим давления во всех подогревателях:

$$P_{\text{ПВД}6} = 2,246 * \left(1 - \frac{6}{100} \right) = 2,111 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ПВД}5} = 1,607 * \left(1 - \frac{6}{100} \right) = 1,511 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{Д}} = 0,741 * \left(1 - \frac{6}{100} \right) = 0,697 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ПНД}4} = 0,4528 * \left(1 - \frac{6}{100} \right) = 0,425 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ПНД}3} = 0,117 * \left(1 - \frac{6}{100} \right) = 0,11 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ПНД}2} = 0,052 * \left(1 - \frac{6}{100} \right) = 0,049 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ПНД}1} = 0,02 * \left(1 - \frac{6}{100}\right) = 0,019 \text{ МПа};$$

По полученным величинам давления определим температуру насыщения, как:

$$t_s = f(P_i); (22')$$

$$t_{s\text{ПВД}6} = f(2,111) = 215^\circ \text{C};$$

$$t_{s\text{ПВД}5} = f(1,511) = 199^\circ \text{C};$$

$$t_{s\text{Д}} = f(0,697) = 165^\circ \text{C};$$

$$t_{s\text{ПНД}4} = f(0,425) = 146^\circ \text{C};$$

$$t_{s\text{ПНД}3} = f(0,11) = 102^\circ \text{C};$$

$$t_{s\text{ПНД}2} = f(0,049) = 81^\circ \text{C};$$

$$t_{s\text{ПНД}1} = f(0,019) = 59^\circ \text{C};$$

Определение температуры дренажей подогревателей

Температура дренажа подогревателя поверхностного типа определяется с учетом переохлаждения от t_s . Подогреватели смешивающего типа лишены такого свойства в силу их конструкции, к таким подогревателям относится ПНД-2 и Д.

$$t_{\text{др}i} = t_{si} - \delta t; (23')$$

где δt - переохлаждение от t_s , 0-4 °С.

$$t_{\text{дрПВД}6} = t_{s\text{ПВД}6} - \delta t; (24')$$

$$t_{\text{дрПНД}1} = 59 - 3 = 56^\circ \text{C};$$

$$t_{\text{дрПНД}2} = 81^\circ \text{C};$$

$$t_{\text{дрПНД}3} = 102 - 3 = 99^\circ \text{C};$$

$$t_{\text{дрПНД}4} = 146 - 3 = 143^\circ \text{C};$$

$$t_{дрД} = 165 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{дрПВД5} = 199 - 3 = 196 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{дрПВД6} = 215 - 3 = 212 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Определение параметров тракта конденсата и питательной воды на выходе из подогревателей

Температура на выходе определяется с учетом недогрева до температуры насыщения на величину $\Delta t = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$t_{выхi} = t_{si} - \Delta t; \quad (25)'$$

$$t_{выхПНД1} = 59 - 2 = 57 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{выхПНД2} = 81 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{выхПНД3} = 102 - 2 = 100 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{выхПНД4} = 146 - 2 = 144 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{выхД} = 165 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{выхПВД5} = 199 - 2 = 197 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{выхПВД6} = 215 - 2 = 213 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Определение энтальпии дренажей подогревателей

Для того чтобы найти энтальпию дренажа, воспользуемся справочником воды и водяного пара. Значение будем искать как:

$$h_{opi} = f \left[\begin{matrix} P_i \\ t_{opi} \end{matrix} \right]; \quad (26')$$

$$h_{дрПВД6} = 907 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{дрПВД5} = 835 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{выхД} = 696 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{дрПНД}4} = 606 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{дрПНД}3} = 415 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{дрПНД}2} = 338 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{дрПНД}1} = 234 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Определение параметров СПП

Давление в С примем с учетом 3% потери от выхлопа турбины.

$$P_C = P_{\text{выхЦВД}} * (1 - 0,03); \quad (27')$$

где $P_{\text{выхЦВД}} = P_{\text{отб}4} = 0,45 \text{ МПа}$.

$$P_C = 0,45 * (1 - 0,03) = 0,437 \text{ МПа}.$$

Данному давлению советуем температуру насыщения, которую определим с помощью таблицы воды и водяного пара:

$$t_{sC} = f(P_C); \quad (28')$$

$$t_{sC} = f(0,437) = 146,8^\circ \text{C}.$$

Энтальпию дренажа С определяем следующим образом:

$$h_{\text{др}C} = f \left[\begin{matrix} P_C \\ t_{sC} \end{matrix} \right]; \quad (29')$$

$$h_{\text{др}C} = f \left[\begin{matrix} 0,437 \\ 146,8 \end{matrix} \right] = 621 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Энтальпия пара на выходе из С определяется аналогичным образом для другого фазового состояния:

$$h_{\text{вых}C} = 2743 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Имея 2-х ступенчатый ПП, разобьем участок подогрева на 2 части. Гидравлические потери 1-ой ступени ПП примем 0,37%, давление за ПП1 найдем следующим образом:

$$P_{ПП1} = P_C * (1 - \Delta P); \quad (30')$$

$$P_{ПП1} = 0,437 * (1 - 0,0037) = 0,435 \text{ МПа}.$$

Давление в ПП1 определим аналогично (9').

$$p_{ПП1} = 2,246 * (1 - 0,0037) = 2,237 \text{ МПа}.$$

Этому давлению соответствует температура насыщения:

$$t_{sПП1} = f(p_{ПП1}); \quad (31')$$

$$t_{sПП1} = f(2,237) = 214 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Учитывая факт, что конструкция СПП жалюзийного типа, следовательно, не имеет возможности охладить конденсат, то дренаж сливается при параметрах насыщения.

$$h_{дрПП1} = f \left[\begin{matrix} P_{ПП1} \\ t_{sПП1} \end{matrix} \right]; \quad (32')$$

$$h_{дрПП1} = f \left[\begin{matrix} 2,237 \\ 214 \end{matrix} \right] = 916 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Подогрев примем $\Delta t = 56,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t_{выхПП1} = t_{sC} + \Delta t; \quad (33')$$

$$t_{выхПП1} = 157,4 + 56,6 = 214 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$h_{выхПП1} = f \left[\begin{matrix} P_{ПП1} \\ t_{выхПП1} \end{matrix} \right]; \quad (34)$$

$$h_{выхПП1} = 2888 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

На вторую ступень ПП подводится пар с начальными параметрами. Давление, с учетом потерь в паропроводах найдем по формуле:

$$P_{III2} = P_0 * \left(1 - \frac{\Delta P}{100}\right); (20')$$

$$P_{III2} = 5,304 * (1 - 0,0037) = 5,28 \text{ МПа.}$$

Этому давлению соответствует:

$$t_{sIII2} = f(P_{III2}); (21')$$

$$t_{sIII2} = f(5,28) = 267,3 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$h_{opIII2} = f\left[\begin{matrix} P_{III2} \\ t_{sIII2} \end{matrix}\right]; (22')$$

$$h_{opIII2} = f\left[\begin{matrix} 5,28 \\ 267,3 \end{matrix}\right] = 1172 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$h_{выхIII2} = f\left[\begin{matrix} P_{III2} \\ t_{выхIII2} \end{matrix}\right]; (23')$$

$$h_{выхIII2} = 3008 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

После того, как были определены параметры в подогревателях и СПП, определим параметры основного конденсата.

Определение параметров основного конденсата

Давление в конденсаторе $P_\kappa = 0,005$ МПа (согласно заводским данным), остальные параметры найдем, используя таблицу воды и водяного пара.

$$t_\kappa = f(P_\kappa); (24')$$

$$t_\kappa = f(0,005) = 33 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$h_\kappa = f\left[\begin{matrix} P_\kappa \\ t_\kappa \end{matrix}\right]; (25')$$

$$h_\kappa = f\left[\begin{matrix} 0,005 \\ 33 \end{matrix}\right] = 137 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$v = f\left[\begin{matrix} P_\kappa \\ t_\kappa \end{matrix}\right]; (26')$$

$$v = f \left[\begin{matrix} 0,005 \\ 33 \end{matrix} \right] = 0,001006 \frac{m^3}{ч}$$

При проектировании тепловой схемы выберем конденсатный насос первого подъема КЭНА 2000-100.

Таблица 4.2 – Характеристики насоса КЭНА 2000-100

Характеристика	Значение
Расход, $m^3/ч$	2000
Напор, м.вод.ст.	100
Материал	углеродистая сталь нержавеющая сталь
Масса, кг	17600
КПД, %	82

По паспорту насоса найдем давление, которое он создает.

$$P_{KH1} = \rho * H * g; \quad (27')$$

где P_{KH1} – давление на напоре насоса, МПа; H – напор насоса, м.вод.ст.; g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; ρ – плотность жидкости в насосе, kg/m^3 .

$$P_{KH1} = 994 * 9,8 * 100 * 0,000001 = 0,98 \text{ МПа}$$

Давление, создаваемое КН1 достаточно для подачи основного конденсата через КПУ, БОУ, ПНД-1 и ПНД-2, до КН2.

Давление, создаваемое КН1 достаточно для подачи основного конденсата через КПУ, БОУ, ПНД-1 и ПНД-2, до КН2.

Нагрев в КН1 определим по формуле:

$$\Delta t_{KH1} = \frac{(p_{вых} - p_{вх}) * 10^3 * v_{KH1}}{c_{pKH1} * \eta_{KH1}}; \quad (28')$$

$$\Delta t_{KH1} = \frac{(0,98 - 0,005) * 10^3 * 0,001006}{0,82 * 4,2} = 0,28 \text{ } ^\circ C;$$

Работа насоса, которую совершает КН1:

$$L_{KH1} = \frac{(p_{вых} - p_{вх}) * 10^3 * v_{KH1}}{\eta_{KH1}}; \quad (29')$$

$$L_{KH1} = \frac{(0,98 - 0,005) * 10^3 * 0,001006}{0,82} = 1,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Температура на выходе из КН1 примет значение:

$$t_{выхKH1} = t_{к} + \Delta t_{KH1}; \quad (30')$$

$$t_{выхKH1} = 33 + 0,28 = 33,28^\circ \text{C}.$$

$$h_{выхKH1} = \left[\begin{matrix} P_{KH1} \\ t_{выхKH1} \end{matrix} \right]; \quad (33')$$

$$h_{выхKH1} = 139 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Примем повышение энтальпии в КПУ на $\Delta h = 4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Гидравлические потери давления в КПУ $\Delta P_{КПУ} = 0,38 \text{ МПа}$.

$$P_{выхКПУ} = P_{кн1} - \Delta P_{КПУ}; \quad (32')$$

$$P_{выхКПУ} = 0,98 - 0,38 = 0,6 \text{ МПа}.$$

$$h_{выхКПУ} = h_{выхKH1} + \Delta h; \quad (33')$$

$$h_{выхКПУ} = 139 + 4 = 143 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$t_{выхКПУ} = f \left[\begin{matrix} 0,6 \\ 143 \end{matrix} \right] = 34^\circ \text{C}.$$

Согласно исходным данным, потери в гидравлические потери в БОУ составят $\Delta P_{БОУ} = 0,471 \text{ МПа}$.

$$P_{выхБОУ} = P_{выхКПУ} - \Delta P_{БОУ}; \quad (34')$$

$$P_{выхБОУ} = 0,6 - 0,471 = 0,129 \text{ МПа}.$$

$$t_{выхБОУ} = t_{выхКПУ}; \quad (35')$$

$$h_{\text{выхБОУ}} = \left[\frac{P_{\text{выхБОУ}}}{t_{\text{выхБОУ}}} \right]; \quad (36')$$

$$h_{\text{выхБОУ}} = 143 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Определим параметры на выходе из подогревателей, располагая значениями температуры:

$$P_{\text{выхПНД1}} = P_{\text{выхБОУ}} - \Delta P_{\text{ПНД1}}; \quad (37)$$

где $\Delta P_{\text{ПНД1}}$ – гидравлические потери давления в ПНД-1. $\Delta P_{\text{ПНД1}} = 0,04 \text{ МПа}$.

$$P_{\text{выхПНД1}} = 0,129 - 0,04 = 0,089 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхПНД1}} = 57^\circ \text{C};$$

$$h_{\text{выхПНД1}} = \left[\frac{P_{\text{выхПНД1}}}{t_{\text{выхПНД1}}} \right]; \quad (38')$$

$$h_{\text{выхПНД1}} = \left[\frac{0,089}{57} \right] = 239 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$P_{\text{выхПНД2}} = P_{\text{выхПНД1}} - \Delta P_{\text{ПНД2}}; \quad (37')$$

где $\Delta P_{\text{ПНД2}}$ – гидравлические потери давления в ПНД-2. $\Delta P_{\text{ПНД2}} = 0,024 \text{ МПа}$.

$$P_{\text{выхПНД2}} = 0,089 - 0,024 = 0,065 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхПНД2}} = 81^\circ \text{C};$$

$$h_{\text{выхПНД2}} = \left[\frac{P_{\text{выхПНД2}}}{t_{\text{выхПНД2}}} \right]; \quad (38'')$$

$$h_{\text{выхПНД2}} = \left[\frac{0,065}{81} \right] = 339 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Конденсатный насос второго подъема выберем КЭНА 2245-220.

Таблица 4.3 – Характеристики насоса КЭНА 2245-220

Характеристика	Значение
Расход, $\text{м}^3/\text{ч}$	2245
Напор, м.вод.ст.	220

Материал	углеродистая сталь нержавеющая сталь
Масса, кг	21600
КПД, %	83

По паспорту насоса найдем давление, которое он создает.

$$P_{кн2} = \rho * H * g; \quad (39')$$

где $P_{кн2}$ - давление на напоре насоса, МПа; H - напор насоса, м.вод.ст.; g - ускорение свободного падения, $м/с^2$; ρ - плотность жидкости в насосе, $кг/м^3$.

$$P_{кн2} = 1000 * 9,8 * 220 * 0,000001 = 2,156 \text{ МПа}.$$

Давление, создаваемое КН1 достаточно для подачи основного конденсата через ПНД-3, ПНД-4 до Д.

Нагрев в КН2 определим по формуле:

$$\Delta t_{кн2} = \frac{(P_{вых} - P_{вх}) * 10^3 * v_{кн2}}{c_{ркн2} * \eta_{кн2}}; \quad (40')$$

$$\Delta t_{кн2} = \frac{(2,156 - 0,093) * 10^3 * 0,001005}{4,19 * 0,83} = 0,59^\circ C;$$

Работа насоса, которую совершает КН2:

$$L_{кн2} = \frac{(P_{вых} - P_{вх}) * 10^3 * v_{кн2}}{\eta_{кн2}}; \quad (41')$$

$$L_{кн2} = \frac{(2,156 - 0,093) * 10^3 * 0,001005}{0,83} = 2,49 \frac{кДж}{кг};$$

Точка за КН2 имеет следующие параметры:

$$t_{вхПНД3} = t_{выхПНД2} + \Delta t_{кн2}; \quad (44')$$

$$t_{вхПНД3} = 81 + 0,59 = 81,59^\circ C;$$

$$P_{вхПНД3} = P_{кн2} = 2,156 \text{ МПа}.$$

$$h_{\text{exПНД}3} = \begin{bmatrix} P_{\text{exПНД}3} \\ t_{\text{exПНД}3} \end{bmatrix}; \quad (43)$$

$$h_{\text{exПНД}3} = 343 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

На выходе из ПНД3 конденсатный тракт теряет давление на величину:

$$\Delta P_{\text{ПНД}3} = 0,927 \text{ МПа}.$$

$$P_{\text{выхПНД}3} = P_{\text{exПНД}3} - \Delta P_{\text{ПНД}3}; \quad (44')$$

$$P_{\text{выхПНД}3} = 2,156 - 0,927 = 1,229 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхПНД}3} = 100^\circ \text{C};$$

$$h_{\text{выхПНД}3} = \begin{bmatrix} P_{\text{выхПНД}3} \\ t_{\text{выхПНД}3} \end{bmatrix}; \quad (45')$$

$$h_{\text{выхПНД}3} = 420 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Аналогично определим параметры за ПНД4.

$$P_{\text{выхПНД}4} = P_{\text{exПНД}3} - \Delta P_{\text{ПНД}4}; \quad (44')$$

где $\Delta P_{\text{ПНД}4}$ – гидравлическое сопротивление. $\Delta P_{\text{ПНД}4} = 0,3 \text{ МПа}$

$$P_{\text{выхПНД}4} = 1,229 - 0,3 = 0,929 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхПНД}4} = 144^\circ \text{C};$$

$$h_{\text{выхПНД}4} = \begin{bmatrix} P_{\text{выхПНД}4} \\ t_{\text{выхПНД}4} \end{bmatrix}; \quad (45')$$

$$h_{\text{выхПНД}4} = 607 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

На входе в Д стоит блок задвижек, примем потерю давления в них 2-4%.

$$P_{\text{exД}} = P_{\text{выхПНД}4} * (1 - \Delta P); \quad (46')$$

$$p_{\text{вхД}} = 0,929 * (1 - 0,029) = 0,9 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхД}} = 165^\circ \text{C};$$

$$h_{\text{выхД}} = \left[\begin{matrix} P_{\text{выхД}} \\ t_{\text{выхД}} \end{matrix} \right]; \quad (47')$$

$$h_{\text{выхД}} = 698 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Давление, которое создает питательный насос, определяется исходя из паспортных характеристик выбранного оборудования, АПЭА 1840-80-01.

Таблица 4.4 – Технические характеристики питательного насоса

Характеристика	Значение
Производительность, м ³ /ч	1840
Напор, м. вод. ст	910
Температура перекачиваемой жидкости, °С	174
Мощность, кВт	6300
Число оборотов, об/мин	3000
Напряжение, В	10000
КПД, %	84

Давление на напоре определим по формуле:

$$P_{\text{ПН}} = \rho * H * g; \quad (48')$$

$$P_{\text{ПН}} = 911 * 1000 * 9,8 * 0,000001 = 8,93 \text{ МПа}.$$

Подогрев в питательном насосе:

$$\Delta t_{\text{ПН}} = \frac{(p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}) * v * 10^3}{c_{\text{рПН}} * \eta_{\text{ПН}}}; \quad (49')$$

$$\Delta t_{\text{ПН}} = \frac{(8,93 - (0,9 + 0,166)) * 0,00112 * 10^3}{0,84 * 4,34} = 2,42^\circ \text{C}.$$

Работа в питательном насосе:

$$L_{\text{ПН}} = \frac{(p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}) * 10^3 * v}{\eta_{\text{ПН}}}; \quad (50')$$

$$L_{\text{ПН}} = \frac{(8,93 - (0,9 + 0,166)) * 0,00112 * 10^3}{0,84} = 10,48 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Точка выхода из ПН:

$$t_{\text{выхПН}} = t_{\text{выхД}} + \Delta t_{\text{ПН}}; \quad (51)$$

$$t_{\text{выхПН}} = 165 + 2,42 = 167,42 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$h_{\text{выхПН}} = \left[\begin{array}{c} P_{\text{выхПН}} \\ t_{\text{выхПН}} \end{array} \right]; \quad (52)$$

$$h_{\text{выхПН}} = 710 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

В питательном тракте параметры за подогревателями определяются по формулам:

$$P_{\text{выхПВД5}} = P_{\text{выхПН}} - \Delta P_{\text{ПВД5}}; \quad (53')$$

где $\Delta P_{\text{ПВД5}}$ – гидравлическое сопротивление. $\Delta P_{\text{ПВД5}} = 0,35 \text{ МПа}$

$$P_{\text{выхПВД5}} = 8,93 - 0,35 = 8,58 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхПВД5}} = 197 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$h_{\text{выхПВД5}} = \left[\begin{array}{c} P_{\text{выхПВД5}} \\ t_{\text{выхПВД5}} \end{array} \right]; \quad (54')$$

$$h_{\text{выхПВД5}} = 842 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметры за ПВД-6:

$$P_{\text{выхПВД6}} = P_{\text{выхПВД5}} - \Delta P_{\text{ПВД6}}; \quad (55')$$

где $\Delta P_{\text{ПВД6}}$ – гидравлическое сопротивление. $\Delta P_{\text{ПВД6}} = 0,35 \text{ МПа}$

$$P_{\text{выхПВД6}} = 8,58 - 0,35 = 8,23 \text{ МПа}.$$

$$t_{\text{выхПВД6}} = 213 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$h_{\text{вых ПВД 6}} = \begin{bmatrix} P_{\text{вых ПВД 6}} \\ t_{\text{вых ПВД 6}} \end{bmatrix}; \quad (56)$$

$$h_{\text{вых ПВД 6}} = 914 \frac{\kappa \text{Дж}}{\kappa \text{г}}.$$

Таблица 15 – Параметры пара в отборах турбины

Цилиндр	ЦВД				ЦНД		
	1	2	3	4	5	6	7
Номер отбора							
Название подогревателя	ПВД-6	ПВД-5	Д	ПНД-4	ПНД-3	ПНД-2	ПНД-1
Давление отбора, МПа	2,25	1,61	0,74	0,45	0,12	0,051	0,022
Температура отбора, °С	218	201,1	167,2	147,9	104,8	81,8	62
Энтальпия отбора, кДж/кг	2626	2566	2436	2358	2317	2200	2095

Таблица 16 – Параметры подогревателей и СПП

	Параметры на входе			Параметры на выходе			Параметры дренажа	
	Давление, МПа	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Давление, МПа	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
С	0,45	147,9	2358	0,437	146,8	2743	146	621
ПП1	0,437	146,8	2743	0,435	214	2888	214	916
ПП2	0,435	214	2888	0,48	270	3008	267,3	1172
ПНД-1	0,98	33,3	139	0,089	57	239	56	234
ПНД-2	0,089	57	239	0,065	81	339	81	338
ПНД-3	2,156	81,59	343	1,229	100	420	99	414
ПНД-4	1,229	100	420	0,929	144	607	143	606
Д	0,929	144	607	0,9	165	698	165	696
ПВД-5	8,9	167,42	710	8,58	197	842	196	835
ПВД-6	8,58	197	842	8,23	213	914	212	907
БОУ	0,6	34	143	0,129	34	143	-	-
КПУ	0,974	33	138,4	0,6	34	143	-	-

Точка 0. Параметры перед стопорным клапаном.

Состояние пара перед стопорным клапаном определяются при помощи h-S диаграммы, зная давление и степень сухости.

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг	x
6,281	278,6	2773,7	5,854	0,03072	0,995

Точка 1. Параметры перед ЦВД.

Перед соплами турбины пар подвергается дросселированию в стопорных и регулирующих клапанах, в следствии чего возникают потери давления 2,5%, энтальпия при это остается неизменной. Можно найти параметры остальных точек.

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг	x
6,124	276,92	2773,65	5,8629	0,0315	0,994

Точка 2. Теоретические параметры после ЦВД.

Давление после ЦВД $p=0,5356$ МПа. Теоретический процесс расширения пара в ЦВД происходит с постоянной энтропией $S_2=S_1$. Зная энтропию и давление, находим остальные параметры.

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг	x
0,5356	154,44	2351,58	5,862	0,2846	0,8097

Точка 2д. Действительные параметры после ЦВД.

Внутренний КПД ЦВД $\eta_{oi}^{убо} = 0,86$. Тогда действительная энтальпия пара после ЦВД $h_{2o} = h_1 - (h_1 - h_2) \eta_{oi}^{убо} = 2773,65 - (2773,65 - 2351,58) * 0,86 = 2410,67$ кДж/кг. Зная, что давление равно давлению теоретической точки, находим остальные параметры.

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг	x
0,5356	154,24	2410,67	6,001	0,2945	0,8378

Точка 3. Параметры после сепаратора.

В сепараторе имеются потери давления 3,5%, следовательно, давление после сепаратора $p_{m0} = 0,5168$ МПа. После сепаратора пар имеет степень сухости $x = 0,99$. Можно найти остальные параметры по давлению и степени сухости.

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг	x
0,5168	153,08	2728,53	6,7601	0,3597	0,99

Точка 4. Параметры после пароперегревателя.

В ПП потери давления 1%, температура 270

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг
0,5117	270	3002,24	7,339	0,4823

Точка 5'. Параметры перед ЦНД.

Перед ЦНД пар проходит через СК, потеря давления 1%. Процесс изоэнтальпийный.

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг
0,5066	269,92	3002,24	7,3437	0,4872

Точка 5. Теоретические параметры после ЦНД.

Давление пара после ЦНД равно давлению в конденсаторе 0,004 МПа. Энтропия в ходе расширения остается постоянной и равной 7,3437 кДж/кг*°С.

p, МПа	t, °С	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°С	v, м ³ /кг	x
0,004	28,96	2212,39	7,3437	29,91	0,8597

Точка 5д. Действительные параметры после ЦНД.

Внутренний КПД ЦНД $\eta_{oi}^{унд} = 0,84$. Тогда действительная энтальпия пара после ЦНД $h_{5d} = h_4 - (h_4 - h_5) \eta_{oi}^{унд} = 3002,24 - (3002,24 - 2212,39) 0,84 = 2338,76$ кДж/кг. Зная, что давление равно давлению теоретической точки, находим остальные параметры.

p, МПа	t, °С	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°С	v, м ³ /кг	x
0,004	28,96	2338,76	7,7619	31,72	0,9116

Находим давление отборов в турбине для ЦВД

$$p_{отбi}^{\phi} = (p_{c\phi}^2 + \phi^2 (p_{отбi}^2 - p_c^2))^{0,5}$$

Аналогично для отборов ЦНД

$$p_{отбi}^{\phi} = (p_{к\phi}^2 + \phi^2 (p_{отбi}^2 - p_k^2))^{0,5}$$

Параметры отборов в турбине приведены в таблице 23, в регенеративных подогревателях в таблице 24 (потеря давления 1%).

Таблица 23. Параметры пара в отборах в турбине

Отбор	p, МПа	h, кДж/кг
ПП1, ПВД7	2,4069	2627,1
ПВД6	1,7917	2583,2
Д	0,8344	2471,77
ПНД4	0,5356	2410,67

ПНД3	0,1378	2781,9
ПНД2	0,0583	2657,98
ПНД1	0,0232	2539,46

Таблица 24. Параметры пара в отборах в регенеративных подогревателях

Отбор	p , МПа	h , кДж/кг
ПП1, ПВД7	2,3828	2627,1
ПВД6	1,7738	2583,2
Д	0,8260	2471,77
ПНД4	0,5302	2410,67
ПНД3	0,1365	2781,9
ПНД2	0,0577	2657,98
ПНД1	0,0230	2539,46

В регенеративных подогревателях после конденсации имеется переохлаждение дренажа на 3 градуса. У дренажей СПП переохлаждения нет, из-за их конструкции.

Таблица 25. Параметры дренажа в регенеративных подогревателях

Элемент схемы	p_i , МПа	$t_{наси}$, °С	$t_{опi}$, °С	$h_{опi}$, кДж/кг
ПВД 7	2,3828	221,42	218,42	936,38
ПВД 6	1,7738	206,4	203,4	867,77
Деаэратор	0,8260	171,74	-	-
ПНД 4	0,5302	154,06	151,06	636,85
Сепаратор	0,5168	153,08	153,08	645,59

ПП 1	2,3828	221,42	221,42	950,2
ПП 2	6,124	276,92	276,92	1220,66
ПНД 3	0,1365	108,54	105,54	442,52
ПНД 2	0,0577	84,93	-	-
ПНД 1	0,0230	63,11	60,11	251,62

После ПП1 у основного потока температура 195 °С, давление 0,536 МПа, энтальпия 2843,2 кДж/кг.

Точка 6. Параметры основного конденсата после конденсатора.

Температура основного конденсата определяется по давлению 0,004 МПа.

p, МПа	t, °С	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°С	v, м ³ /кг
0,004	28,96	121,4	0,4224	0,001004

Точка 7. Параметры основного конденсата после конденсатного насоса первого подъема (КН1).

КН1 повышает давление до величины $p_{кн1} = p_{пнд2} + 2 * \Delta p_{пнд} + \Delta p_{бюу} + \Delta p_{кпу}$

Где $p_{пнд2} = 0,0577$ МПа - давление конденсата после ПНД 2. $\Delta p_{пнд} = 0,05$ МПа – потеря давления в ПНД. $\Delta p_{бюу} = 0,5$ МПа - потеря давления в блочной обессоливающей установке. $\Delta p_{кпу} = 0,05$ МПа – потеря давления в конденсаторе пара из уплотнений.

$$p_{кн1} = 0,0577 + 2 * 0,05 + 0,5 + 0,05 = 0,7077 \text{ МПа.}$$

Определим нагрев воды в КН1.

$$t_{нагр. кн1} = \frac{V_{ср} (p_{кн1} - p_{кон})}{\eta_{кн1} c_{pm}} = \frac{0,001004 (707,7 - 4)}{0,75 * 4,177} = 0,23^{\circ} \text{С}$$

$\eta_{кн1} = 0,75$ — к.п.д. насоса

$V_{cp} = 0,001004 \text{ м}^3/\text{кг}$ — соответственно средний удельный объем.

$c_{pm} = 4,177 \text{ кДж/кг} \cdot \text{°C}$ — средняя теплоемкость воды при сжатии

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг
0,7077	29,18	122,96	0,4252	0,001004

Точка 8. Параметры основного конденсата после БОУ и КПУ.

Потери давления в БОУ 0,5 МПа. Подогрев в БОУ 3 °C. Потери давления в КПУ 0,05 МПа. Подогрев в КПУ 2 °C.

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг
0,1577	34,19	143,4	0,494	0,001006

Точка 9. Параметры основного конденсата после ПНД1.

Температура дренажа 60,11. Недогрев 1 °C. Потеря давления 0,05 МПа.

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг
0,1077	59,11	247,5	0,8199	0,001017

Точка 10. Параметры основного конденсата после ПНД2.

Температура смеси на 3 °C ниже температуры насыщения. Потеря давления 0,05 МПа.

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг
0,0577	81,93	343,06	1,098	0,001030

Точка 11. Параметры основного конденсата после конденсатного насоса второго подъема (КН2).

КН2 повышает давление до величины

$$p_{кн2} = p_0 + 2 * \Delta p_{ннд} + p_{zc} = 0,8260 + 2 * 0,05 + 0,17 = 1,096 \text{ МПа}$$

Где $p_0=0,8260$ МПа- давление в деаэраторе. $\Delta p_{\text{ннд}}=0,05$ МПа – потеря давления в ПНД. $p_{\text{гс}}=0,17$ МПа – давление гидравлического столба, эквивалентное 17 метрам (отметка деаэратора)

Определим нагрев воды в КН1.

$$t_{\text{нагр. кн2}} = \frac{V_{\text{ср}}(p_{\text{кн2}} - p_{\text{ннд2}})}{\eta_{\text{кн1}} c_{\text{рм}}} = \frac{0,001031(1096 - 57,7)}{0,85 * 4,19} = 0,3^{\circ}\text{C}$$

$\eta_{\text{кн1}}=0,85$ — к.п.д. насоса

$V_{\text{ср}}=0,001031$ м³/кг — соответственно средний удельный объем.

$c_{\text{рм}}=4,19$ кДж/кг*°С — средняя теплоемкость воды при сжатии

p, МПа	t, °С	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°С	v, м ³ /кг
1,096	82,23	345,13	1,101	0,001031

Точка 12. Параметры основного конденсата после ПНД3.

Температура дренажа 105,54. Недогрев 1 °С. Потеря давления 0,05 МПа.

p, МПа	t, °С	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°С	v, м ³ /кг
1,046	104,54	438,96	1,357	0,001047

Точка 13. Параметры основного конденсата после ПНД4.

Температура дренажа 151,06. Недогрев 1 °С. Потеря давления 0,05 МПа.

p, МПа	t, °С	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°С	v, м ³ /кг
0,996	150,06	632,83	1,842	0,001090

Точка 13. Параметры основного конденсата после деаэратора.

Температура насыщения 173,29.

p, МПа	t, °С	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°С	v, м ³ /кг
--------	-------	-----------	--------------	-----------------------

0,8260	171,74	726,83	2,059	0,001116
--------	--------	--------	-------	----------

Точка 14. Параметры основного конденсата после ПН.

ПН повышает давление до величины
 $p_{nn} = p_0 + 2 * \Delta p_{nвд} + \Delta p_{nz} = 6,281 + 2 * 0,25 + 0,8 = 7,581 \text{ МПа}$

Где $p_0 = 6,281 \text{ МПа}$ – начальное давление свежего пара. $\Delta p_{nвд} = 0,25 \text{ МПа}$ – потеря давления в ПВД. $\Delta p_{nz} = 0,8 \text{ МПа}$ – потери давления в ПГ.

Определим нагрев воды в ПН.

На входе давление выше из-за высоты.

$$t_{нагр. кн 2} = \frac{V_{cp} (p_{nn} - p_0)}{\eta_{nn} c_{pm}} = \frac{0,00116 (7581 - 826 + 170)}{0,86 * 4,37} = 2,14^\circ \text{C}$$

$\eta_{nn} = 0,86$ — к.п.д. насоса

$V_{cp} = 0,00116 \text{ м}^3/\text{кг}$ — соответственно средний удельный объем.

$c_{pm} = 4,37 \text{ кДж/кг}^\circ\text{C}$ — средняя теплоемкость воды при сжатии

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м³/кг
7,581	173,88	739,83	2,071	0,001115

Точка 15. Параметры основного конденсата после ПВД6.

Температура дренажа 203,4. Недогрев 1 °C. Потеря давления 0,25 МПа.

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м³/кг
7,331	202,4	865,5	2,344	0,001154

Точка 16. Параметры основного конденсата после ПВД7.

Температура дренажа 218,42. Недогрев 1 °C. Потеря давления 0,25 МПа.

p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м³/кг
7,081	217,42	933,2	2,48	0,001180

Таблица 26. Параметры в реперных точках

Точка	p, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг*°C	v, м ³ /кг	x
Перед стопорным клапаном	6,281	278,6	2773,7	5,854	0,03072	0,995
Перед ЦВД	6,124	276,92	2773,65	5,8629	0,0315	0,994
Теоретическая после ЦВД	0,5356	154,44	2351,58	5,862	0,2846	0,8097
Действительная после ЦВД	0,5356	154,24	2410,67	6,001	0,2945	0,8378
После сепаратора	0,5168	153,08	2728,53	6,7601	0,3597	0,99
После пароперегревателя	0,5117	270	3002,24	7,339	0,4823	0,5117
Перед ЦНД	0,5066	269,92	3002,24	7,3437	0,4872	
Теоретическая после ЦНД	0,004	28,96	2212,39	7,3437	29,91	0,8597
Действительная после ЦНД	0,004	28,96	2338,76	7,7619	31,72	0,9116
После конденсатора	0,004	28,96	121,4	0,4224	0,001004	
После КН1	0,7077	29,18	122,96	0,4252	0,001004	
После БОУ и КПУ	0,1577	34,19	143,4	0,494	0,001006	
После ПНД1	0,1077	59,11	247,5	0,8199	0,001017	
После ПНД2	0,0577	81,93	343,06	1,098	0,001030	
После КН2	1,096	82,23	345,13	1,101	0,001031	
После ПНД3	1,046	104,54	438,96	1,357	0,001047	
После ПНД4	0,996	150,06	632,83	1,842	0,001090	
После деаэрата	0,8260	171,74	726,83	2,059	0,001116	
После ПН	7,581	173,88	739,83	2,071	0,001115	
После ПВД6	7,331	202,4	865,5	2,344	0,001154	
После ПВД7	7,081	217,42	933,2	2,48	0,001180	
На входе в ПГ	7,081	221,24	950,7	2,52	0,001187	

Аналогичным образом решим уравнения теплового баланса для пониженного режима, задавая удельный расход пара на выходе из ЦВД $a_2=0,74625$. Результаты расчета в таблице 27.

Таблица 27. Относительные расходы пара и воды в характерных точках, отборах и дренажах на пониженном режиме

после ПГ	1,0672	a_{opc}	0,1139
перед ЦВД	1,0000	a_{nn1}	0,0435
после ЦВД	0,7463	a_{nn2}	0,0652
перед ЦНД	0,6324	a_{om1}	0,0404
после ЦНД	0,5566	a_{om2}	0,0702
после Конденсатора	0,5855	a_{op2}	0,1542
после ПНД 2	0,6344	$a_{om\partial}$	0,0297
после СМ2	0,8181	a_{om4}	0,0698
после Деаэратора	1,0020	a_{om5}	0,0256
после СМ3	1,0672	a_{om6}	0,0233
		a_{om7}	0,0268

Проверка

В начале было задано, что на выходе из ЦВД $a_2=0,74625$. Значит между ПГ и сепаратором на отборы должно выходить $1+a_{nn2}-0,74625=1+0,0652-0,74625=0,319$.

$$a_{nn1}+a_{nn2}+a_{om1}+a_{om2}+a_{om\partial}+a_{om4}=0,31895$$

Отклонение 0,005%.

Работа ЦВД

$$l_{\text{цвд}} = (h_0 - h_{\text{ом4}}) - (a_{\text{нн1}} + a_{\text{ом1}})(h_{\text{момнн1}} - h_{\text{мом4}}) - a_{\text{ом2}}(h_{\text{мом2}} - h_{\text{мом4}}) - a_{\text{омд}}(h_{\text{момд}} - h_{\text{мом4}}) = (2773,65 -$$

Где h_0 – энтальпия перед ЦВД, h_{mi} – энтальпия пара в отборе в турбине (таблица 4).

Работа ЦНД

$$l_{\text{цнд}} = a_4(h_4 - h_5) - a_{\text{ом5}}(h_{\text{мом5}} - h_5) - a_{\text{ом6}}(h_{\text{мом6}} - h_5) - a_{\text{ом7}}(h_{\text{мом7}} - h_5) = 0,6324 * (3002,24 - 2338,76$$

Где h_4, a_4 – энтальпия, относительный расход перед ЦНД. h_5 – энтальпия после ЦНД.

Электрическая мощность

$$N_{\text{эпонт}} = D(l_{\text{цвд}} + l_{\text{цнд}})\eta_{\text{элмех}} = 1556,43 * (330,88 + 395,4) * 0,981 = 1108,93 \text{ МВт}$$

$D = 1556,43 \text{ кг/с}$ – расход через голову турбины. $\eta_{\text{элмех}} = 0,981$ – КПД электрический и механический.

Проверка:

$$N_{\text{э}} = \frac{N_{\text{эпонт}}}{0,925} = \frac{1108,93}{0,925} = 1198,84 \text{ МВт}$$

На номинальном режиме мощность была 1199,28 МВт. Расхождение 0,036 %.

Таблица 28. Расходы пара и воды в характерных точках, отборах и дренажах, кг/с.

после ПГ	1661,05	D_{opc}	177,24
перед ЦВД	1556,43	D_{nn1}	67,78
после ЦВД	1161,51	D_{nn2}	101,50
перед ЦНД	984,27	D_{om1}	62,89
после ЦНД	866,38	D_{om2}	109,28
после Конденсатора	911,25	D_{op2}	239,95
после ПНД 2	987,38	$D_{om\delta}$	46,29
после СМ2	1273,30	D_{om4}	108,68
после Деаэратора	1559,55	D_{om5}	39,88
после СМ3	1661,05	D_{om6}	36,25
		D_{om7}	41,76

Находим полученную к ПГ теплоту Q_1 , как разницу энтальпий до и после ПГ;

$$Q_1 = 2773,65 - 950,76 = 1822,88 \text{ кДж/кг}$$

Термический КПД цикла с учетом работы насосов (коэффициент 1,0627 – это удельный расход на выходе из ПГ, нужен здесь, чтобы привести удельную работу и удельную подведенную теплоту к одному значению массы, так как работа приведена на кг пара на входе в турбину, а теплота на кг пара на выходе из ПГ)

$$\eta_n = \frac{(l_{цв\delta} + l_{цнд}) - l_{нас}}{Q_1} = \frac{(330,88 + 395,4) - 15,25}{1,0672 * 1822,88} = 0,3655$$

Где $l_{нас} = l_{кн1} + l_{кн2} + l_{пн}$

$$l_{кн1} = \delta h * a_{кн1} = (122,96 - 121,4) * 0,5855 = 0,91 \text{ кДж/кг}$$

$$l_{кн2} = \delta h * a_{кн2} = (345,13 - 343,06) * 0,6344 = 1,313 \text{ кДж/кг}$$

$$l_{пн} = \delta h * a_{пн} = (739,83 - 726,83) * 1,002 = 13,026 \text{ кДж/кг}$$

$$l_{нас} = 15,25 \text{ кДж/кг}$$

На пониженном режиме термический КПД (36,55%) ниже, чем на номинальном (36,87%)

Определение энергетических показателей работы АЭС

Годовая выработка и отпуск энергии на АЭС с тремя блоками. При этом каждый блок работает 5424 часа на номинальной мощности и 2664 часа на пониженной. На собственные нужды уходит 5 и 6% мощности на номинальном и пониженном режиме соответственно.

$$N_{\text{выр}} = (N_{\text{э}} * \tau_{\text{ном}} + N_{\text{э пон}} * \tau_{\text{част}}) * n_{\text{эб}} = (1198,8 * 5424 + 1108,93 * 2664) * 3 = 28369,4 \frac{\text{ГВт*ч}}{\text{год}}$$

$$N_{\text{отп}} = (N_{\text{э}} * \tau_{\text{ном}} * \eta_{\text{сн}} + N_{\text{э}} * \phi * \tau_{\text{част}} * \eta_{\text{сн}}) * n_{\text{эб}} = (1198,8 * 5424 * 0,95 + 1108,93 * 2664 * 0,94) * 3 = 26862,3$$

КПД АЭС брутто и нетто за год работы.

$$\eta_{\text{бр}} = \frac{N_{\text{выр}}}{q_{\text{выр}}} = \frac{28369,4}{76780,4} = 0,3695$$

$$\eta_{\text{н}} = \frac{N_{\text{отп}}}{q_{\text{выр}}} = \frac{26862,3}{76780,4} = 0,3499$$

Где мощность реактора номинальная, пониженная и выработка за год.

$$Q_{\text{р ном}} = Q_1 * D_{\text{нз}} = 1799,58 * 1795,64 = 3231,4 \text{ МВт}$$

$$Q_{\text{р пон}} = Q_1 * D_{\text{нз}} = 1822,88 * 1661,05 = 3024,89 \text{ МВт}$$

$$q_{\text{выр}} = (Q_{\text{р ном}} * \tau_{\text{ном}} + Q_{\text{р пон}} * \tau_{\text{част}}) * n_{\text{эб}} = (3231,4 * 5424 + 3024,89 * 2664) * 3 = 76780,4 \frac{\text{ГВт*ч}}{\text{год}}$$

КПД АЭС нетто на номинальном и пониженном режиме

$$\eta_{\text{н ном}} = \frac{N_{\text{э}} \eta_{\text{сн}}}{Q_{\text{р ном}}} = \frac{1198,8 * 0,95}{3231,4} = 0,3524$$

$$\eta_{\text{н пон}} = \frac{N_{\text{э}} \eta_{\text{сн}}}{Q_{\text{р ном}}} = \frac{1108,93 * 0,94}{3024,89} = 0,3442$$

Удельный и годовой расход условного топлива на номинальном и пониженном режиме

$$b_{у\text{ном}} = \frac{0,123}{\eta_{н\text{ном}}} = \frac{0,123}{0,3524} = 0,3835 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} = 0,349 \frac{\text{т}}{\text{МВт} \cdot \text{ч}}$$

$$b_{у\text{пони}} = \frac{0,123}{\eta_{н\text{пони}}} = \frac{0,123}{0,3442} = 0,3867 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} = 0,3573 \frac{\text{т}}{\text{МВт} \cdot \text{ч}}$$

$$B_{у} = (b_{у\text{ном}} * N_{э} * \tau_{ном} + b_{у\text{пони}} * N_{э} * \phi * \tau_{част}) * n_{эб} = (0,349 * 1198,8 * 5424 + 0,3573 * 1108,93 * 2664) * 3$$

$$\text{Глубина выгорания уранового топлива } \beta = 60 \frac{\text{МВт} \cdot \text{сут}}{\text{кг}} = 1440 \frac{\text{МВт} \cdot \text{ч}}{\text{кг}}$$

Годовой расход уранового топлива

$$B_{ур} = \left(\frac{Q_{р\text{ном}} * \tau_{ном}}{\beta} + \frac{Q_{р\text{час}} * \tau_{час}}{\beta} \right) * n_{эб} = \left(\frac{3231,4 * 5424}{1440} + \frac{3024,89 * 2664}{1440} \right) * 3 = 53,32 \text{ т}$$

Удельный и годовой расход уранового топлива на выработку и отпуск энергии

$$b_{U\text{выр}} = \frac{B_{ур}}{N_{э\text{выр}}} = \frac{53,32}{28369,4} = 1,985 \frac{\text{т}}{\text{МВт} \cdot \text{ч}}$$

$$b_{U\text{отп}} = \frac{53,32}{26862,3} = 1,879 \frac{\text{т}}{\text{МВт} \cdot \text{ч}}$$

Заключение

В данной курсовой работе был выполнен расчет тепловой схемы турбоустановки К-1200-6,8/50 на номинальном и частичном режиме (0,925), в ходе которого были определены параметры основных точек, параметры отборов и дренажей. По результатам расчета начерчена h-s диаграмма. Составлены уравнения теплового баланса теплообменников, точек смешения и сепаратора. Найдены относительные расходы основных точек, отборов и дренажей. Определена работа пара в турбине (723,6 и 726,3 кДж/кг на номинальном и частичном режимах соответственно), абсолютные расходы через голову турбины (1682,7 и 1556,43 кг/с) основных точек, дренажей, отборов. Высчитываются термические КПД цикла на пониженном режиме (36,55%) на номинальном (36,87%)

По окончании теплового расчета определяются энергетические показатели работы АЭС, такие как: выработка и отпуск энергии (28,37 и 26,86 ТВт*ч/год), годовой КПД АЭС брутто и нетто (36,95 и 34,99%), абсолютный годовой расход уранового топлива (53,32 т) и удельные расходы уранового топлива на выработку и отпуск энергии (1,985 и 1,879 т/(МВт*ч)).

Список литературы

1. Зорин В.М. Атомные электростанции: учебное пособие / В.М. Зорин. – М.: Издательский дом МЭИ, 2012. – 672 с.:ил.
2. Стерман Л.С. Тепловые и атомные электрические станции: учебник для ВУЗов / Л.С. Стерман. – М.: Энергоатомиздат, 2011. – 416 с.
3. Очков В.Ф. Водно-химические режимы ТЭС и АЭС / В.Ф. Очков. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 72 с.