

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Институт энергетики/Высшая школа атомной и тепловой энергетики

Работа допущена к защите

Руководитель ОП

 М.В. Конюшин

«11» января 2022 г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

ПРОЕКТ АЭС МОЩНОСТЬЮ 1000 МВт

В ПРОВИНЦИИ БАРТЫН, ТУРЦИЯ

по направлению подготовки (специальности) 14.05.02 Атомные станции:
проектирование, эксплуатация и инжиниринг

Направленность (профиль) 14.05.02_01 Проектирование и эксплуатация
атомных станций

Выполнил

студент гр. 3251402/60101

Гедик Юнус Алперен

Руководитель


доцент ВШАиТЭ ИЭ, к.т.н., доцент



А.П. Парамонов

Консультант

по нормоконтролю



Н.А. Катанаха

Санкт-Петербург

2022

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО
Высшая школа атомной и тепловой энергетики

УТВЕРЖДАЮ

Руководитель ОП

М.В. Конюшин

« » _____ 202 г.

ЗАДАНИЕ

по выполнению выпускной квалификационной работы
студенту Гедик Юнус Алперен, 3251402/60101

1. Тема работы: Проект АЭС мощностью 1000 МВт в провинции Бартын, Турция
2. Срок сдачи студентом законченной работы: 11.01.2022 г.
3. Исходные данные по работе: тип реактора: ВВЭР; тип парогенератора: горизонтальный насыщенного пара; теплофикационная нагрузка: 200 Гкал/час; номинальная температура теплоносителя 1-го контура: 320 °С; расчетная температура охлаждающей воды: 20 °С; расчетная температура прямой сетевой воды: 110 °С
4. Содержание работы (перечень подлежащих разработке вопросов):
Введение;
Выбор площадки размещения АЭС;
Расчет тепловой схемы энергоблока АЭС;
Теплогидравлический расчет горизонтального парогенератора;
Заключение;
Список использованных источников
5. Перечень графического материала (с указанием обязательных чертежей): отсутствует
6. Консультанты по работе: отсутствуют
7. Дата выдачи задания 23.11.2021 г.

Руководитель ВКР _____
(подпись) _____
инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению 23.11.2021 г.
(дата)

Студент _____
(подпись) _____
инициалы, фамилия

РЕФЕРАТ

В работе 85 страницы, 22 рисунка, 21 таблица.

Ключевые слова: РЕАКТОР ВВЭР-1000, ВВЭР, ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, АТОМНАЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ, ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ЭНЕРГЕТИКА ТУРЦИИ, ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРОГЕНЕРАТОРА, ПАРОГЕНЕРАТОР.

Тема выпускной квалификационной работы: «Проект АЭС мощностью 1000 МВт в провинции Бартын, Турция».

Данная работа посвящена исследованию площадки для размещения АЭС и выполнено проектирование АЭС мощностью 1000 МВт с реакторами типа ВВЭР-1000. Задачи, которые решались в ходе исследования:

1. Выбор площадки размещения АЭС.
2. Расчет тепловой схемы проектируемого энергоблока АЭС.
3. Теплогидравлический расчет горизонтального парогенератора.

В ходе работы были проведены исследование географии, демографии, метеорологии, транспорта, источника для системы водяного охлаждения и сейсмологии провинции Бартына и из этих данных предлагается конкретное место строительства атомной электростанции в окрестности Хатиплер, который находится в провинции Бартын, Турция. В результате расчета тепловой энергоблока схемы были определены количество регенеративных подогревателей, процесс расширения в паровой турбине и электрический КПД нетто в проекте АЭС мощностью 1000 МВт. В результате теплогидравлического расчета парогенератора были проведены теплогидравлический расчет, расчет на прочность, расчет ЕЦ парогенератора и получены диаметр и длина корпуса парогенератора, площадь теплообменной поверхности, длина теплообменных труб.

ABSTRACT

In the work 85 pages, 22 figures, 21 tables.

Key Words: VVER-1000 REACTOR, VVER, GEOMETRIC CALCULATION, NUCLEAR POWER PLANT, THERMAL-HYDRAULIC CALCULATION, THERMAL SCHEME, ELECTRICITY OF TURKEY, THERMAL-HYDRAULIC CALCULATION OF STEAM GENERATOR, STEAM GENERATOR.

The subject of the graduate qualification work is : "Project of a 1000 MW NPP in the province of Bartın, Turkey".

This given work is devoted to the study of the site for the location of the nuclear power plant and the design of a 1000 MW nuclear power plant with VVER-1000 reactors. The research set the following tasks :

1. Selection of the NPP site.
2. Calculation of the thermal diagram of the projected NPP power unit.
3. Thermo-hydraulic calculation of horizontal steam generator.

In the course of the work, a study of geography, demography, meteorology, transport, a source for the water cooling system and seismology of the province of Bartın was carried out, and from these data a specific construction site of a nuclear power plant is proposed in vicinity of Hatipler, which is located in the province of Bartın, Turkey. As a result of the calculation of the thermal power unit of the scheme, the number of regenerative heaters, the expansion process in the steam turbine and the net electric efficiency in the project of NPP with 1000 MW were determined. As a result of the thermohydraulic calculation of the steam generator, a thermohydraulic calculation, a strength calculation, a calculation of the natural circulation of the steam generator were carried out and the diameter and length of the steam generator body, the area of the heat exchange surface, the length of the heat exchange pipes were obtained.

СОДЕРЖАНИЕ

СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ	6
ВВЕДЕНИЕ	7
ГЛАВА 1. ВЫБОР ПЛОЩАДКИ РАЗМЕЩЕНИЯ АЭС.....	10
1.1. География и демография провинции Бартына.....	11
1.2. Метеорология	11
1.3. Транспорт.....	12
1.4. Источник для Системы Водяного Охлаждения	12
1.5. Сейсмология	12
1.6. Выбор Конкретного Места Строительства АЭС в Бартыне.....	12
ГЛАВА 2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ЭНЕРГОБЛОКА АЭС.....	14
2.1. Общие Характеристики Атомной Электростанции	14
2.2. Основные Техгологические Параметров Контура Рабочего Тела.....	14
2.3. Определение Необходимого Числа Регенеративных Подогревателей и Давления Пары в Отборах	17
2.4. Распределение Температуры Воды по Тракту	23
2.5. Расчет Процесса Расширения в Паровой Турбине	26
2.6. Расчет Подогревателей Сетевой Воды	31
2.7. Определение Расхода Среды на Каждом Элементе на Схеме.....	33
2.8. Расчет Потерь Электроэнергии на Собственные Нужды	35
2.9. Расчет Мощности Турбоустановки	36
2.9. Показатели Тепловой Экономичности	37
ГЛАВА 3. ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	39
3.1. Общие Характеристики Парогенератора	41
3.2. Тепловой Расчет	42
3.3. Компоновочные Расчеты	48
3.4. Гидравлический Расчет по Первому Контуру	49
3.5. Расчет на Прочность Отдельных Элементов ПГ	55
3.6. Расчет Естественной Циркуляции	67
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	83
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	84

СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ

АЗ - Активная зона
ТВС - Тепловыделяющая сборка
ТВЭЛ - Тепловыделяющий элемент
БЗТ - Блок защитных труб
ГЦН - Главный циркуляционный насос
ПГ - Парогенератор
ЦВД - Цилиндр высокого давления
ЦНД - Цилиндр низкого давления
СПП - Сепаратор-пароперегреватель
К - Конденсатор
КН - Конденсатный насос
ДН - Дренажные насосы
Д - Деаэратор
ПН - Питательный насос
ТС - Точки смещения
Г - Генератор
ЕЦ – Естественная циркуляция
ОЭ - Охладитель эжекторов
РКУ - Регулирующий клапан
СРК - Система радиационного контроля
ПВД - Подогреватели высокого давления
ПНД - Подогреватель низкого давления
ПСВ - Подогреватели сетевой воды
Р - Реактор
ОГ - Охладитель генератора
РПК - Питательный регулирующий клапан
ТП - Трубопривод
ЦН - Циркуляционный насос
ДК - Дроссельный клапан

ВВЕДЕНИЕ

Спрос на энергию в Турции растет параллельно с ее растущей экономикой. В то время как годовой спрос на электроэнергию увеличивался в среднем на 3 процента в мире в период с 2000 по 2020 год, в Турции этот показатель составлял примерно 4,5 процента.[1] Это свидетельствует о необходимости устойчивой энергетической политики для удовлетворения спроса на энергию. Безопасное удовлетворение этого высокого роста спроса является главным приоритетом энергетической политики Турции.

Источники электроэнергии в Турции в основном являются тепловыми и возобновляемыми. Природный газ и уголь преобладают над другими источниками тепла. Турция импортирует значительное количество природного газа и угля. Эта внешняя зависимость от энергетических ресурсов привела к постоянному увеличению энергетического дефицита Турции. Поэтому Турции необходимо уменьшить свою внешнюю зависимость и найти новые устойчивые источники энергии. Производство атомной энергии в Турции значительно снизит внешнюю зависимость от энергетических ресурсов.

Что касается ископаемых видов топлива, то Турция не располагает богатыми запасами, за исключением угля, а уровень импорта первичных источников энергии в 2019 году находится на уровне 69 процентов. В 2019 году доля природного газа в поставках первичных энергоресурсов составляет 25,7 %, доля нефти - 28,6%, доля угля - 29,1% и доля возобновляемых ресурсов - 16,6 %. В 2020 году установленная мощность составит 95891 МВт а производство электроэнергии – 306703 ГВт·ч. Состав установленной мощности и производства электроэнергии приведен в таблицах 1 и 2. [1]

Таблица 1

Установленная мощность в 2020 году

Уголь	20323 МВт
Газ	25675 МВт
Гидроэнергия	30984 МВт
Ветроэнергетика	8832 МВт
Солнечная Энергия	6667 МВт
Прочие	3410 МВт

Производство электроэнергии в 2020 году

Уголь	105812 ГВт·ч
Газ	70931 ГВт·ч
Гидроэнергия	78094 ГВт·ч
Ветроэнергетика	24828 ГВт·ч
Солнечная Энергия	10950 ГВт·ч
Прочие	16087 ГВт·ч

Актуальность исследования

Продолжаются работы по завершению строительства атомной электростанции "Аккую", строительство которой было начато в 2018 году и которая станет первой атомной электростанцией Турции[2]. В дополнение к Аккую продолжают исследования в таких областях, как выбор площадки, лицензия на размещение, сотрудничество с технологическими компаниями или странами для создания еще двух атомных электростанций.

Объект и предмет исследования

Объектом исследования данной работы является АЭС с ядерным реактором типа ВВЭР-1000.

Цель исследования

Построение АЭС мощностью 1000 МВт в провинции Бартын, Турция.

Задачи работы

1. Проанализировать площадку размещения АЭС
2. Выполнить тепловой расчет схемы энергоблока АЭС
3. Выполнить теплогидравлический расчет горизонтального ПГ АЭС

Теоретическая и методологическая база исследования

При подготовке ВКР были использованы материалы таких учебных дисциплин, как "Методы расчета и конструирования парогенераторов", "Физика ядерного реактора", "Атомные электростанции".

Информационная база

Библиотека Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого; а также знания, полученные в процессе обучения в вузе, в ходе прохождения учебной и производственных практик, во время прохождения преддипломной практики.

Практическая значимость

Практическая значимость данной работы заключается в разработке проекта АЭС с ядерным реактором типа ВВЭР-1000 с горизонтальным парогенератором в провинции Бартын, где размещение АЭС в будущем будет помогать снизить внешнюю зависимость от энергетических ресурсов Турции.



ГЛАВА 1. ВЫБОР ПЛОЩАДКИ РАЗМЕЩЕНИЯ АЭС

Важными факторами, влияющими на выбор площадки для крупных промышленных объектов, являются экономические, социологические аспекты, инженерно-техническая осуществимость, инфраструктура и общая безопасность с точки зрения ее воздействия на окружающую среду.

Основным критерием выбора площадки для ядерных установок является обеспечение того, чтобы установка на площадке не создавала неприемлемых радиологических или других рисков. Важными соображениями при выборе площадки для атомных электростанций (АЭС) являются топография, доступность, инфраструктура, наличие электроснабжения, линий электропередачи и охлаждающей воды, а также другие важные аспекты безопасности, связанные с геологией, сейсмологией и метеорологическими явлениями. Уровень детализации, необходимый для оценки площадки, зависит от типа установки. АЭС требует самого высокого уровня детализации.

Три основные требования, регулирующие выбор площадки для ядерной установки:

- Влияние внешних событий на установку.
- Воздействие установки на окружающую среду и население объекта.
- Факторы, влияющие на осуществление чрезвычайных мер, и оценка рисков для отдельных лиц и населения.

Характеристики площадки и характеристики природной среды в районе площадки, которые могут повлиять на безопасность ядерной установки, исследуются и оцениваются в течение прогнозируемого периода времени, охватывающего срок службы установки. Если оценка показывает, что общий риск не может быть сохранен приемлемо низким с помощью конструктивных особенностей установки, проектирования объекта или административных процедур, объект считается непригодным. Предпочтительными способами обеспечения приемлемо низких рисков являются конструктивные особенности и проектирование

объекта. Объект также оценивается с точки зрения аспектов безопасности хранения и транспортировки входных и выходных материалов, нового и отработанного топлива и радиоактивных отходов.

1.1. География и демография провинции Бартына

Он расположен между $41^{\circ} 53'$ северной широты и $32^{\circ} 45'$ восточной долготы в западном регионе Черного моря. Расположение провинции Бартына представлено на рисунке 1. Он окружен Черным морем с 59 км береговой линией на севере, Кастамону на востоке, Карабюком на востоке и юге и Зонгулдаком на западе. Его площадь 2076 км². [3] Высота центра города 25 метров. Бартын окружен горами высотой не более 2000 метров на востоке, западе и севере. Горы хоть и не высокие, но довольно крутые и каменистые. [4]

Население Бартына по состоянию на 2020 год составляет 198979 человек. Плотность населения Бартына составляет 96 чел/км². [3]



Рис.1 Расположение Провинции Бартына в Турции

1.2. Метеорология

В Бартыне преобладает умеренный морской климат с жарким летом и прохладной зимой. Близость к морю и тот факт, что горные хребты не очень высокие параллельно берегу, как правило, вызывают уменьшение перепада температур на береговой линии и повышение влажности. Самый жаркий месяц июль со средней температурой 23°C , а самый холодный месяц декабрь со средней температурой $4,2^{\circ}\text{C}$. Общее количество открытых дней в году - 225, дождливых - 125, снежных - 15. [5]

1.3. Транспорт

Общая протяженность дорог провинции Бартын составляет 281 км, из которых 142 км проходят по государственным дорогам и 139 км - по сети провинциальных дорог. [6]

Порт Бартын, который служит международным портом для грузовых и пассажирских перевозок, также является таможенными воротами для въезда и выезда грузов и пассажиров. Порты Амасра и Куруджашиле на побережье нашей провинции и рыболовный порт Теккеёню являются национальными торговыми портами и имеют потенциал для развития в качестве пристани для яхт.

В пределах провинции Бартын нет железной дороги. Железнодорожный доступ к Бартыну обеспечивается железнодорожной станцией Салтукова, расположенной в 38 км от центра города.

Ближайший аэропорт к городу - аэропорт Салтыкова (Зонгулдак), в 38 км.

1.4. Источник для Системы Водяного Охлаждения

Провинция Бартын находится на побережье Черного моря (см. рис.1). Это природная вода будет источником для системы водоохлаждения планируемой АЭС.

1.5. Сейсмология

Бартын находится в 132 км от Северо-Анатолийского разлома с высоты птичьего полета. Часто наблюдалась сеймотектоническая активность, происходящая вдоль Северо-Анатолийского разлома. На сегодняшний день зарегистрировано шесть разрушительных землетрясений средней силы. [7] Бартын находится в зоне землетрясения второй степени что приводит к увеличению затрат на конструкцию АЭС. Землетрясения случившиеся в Бартыне представляют себя неблагоприятную ситуацию но с использованием повышенной системы безопасности от землетрясения в АЭС можно преодолеть.

1.6. Выбор Конкретного Места Строительства АЭС в Бартыне

АЭС будет размещен в окрестности деревни Хатиплер, которая находится в пределах границы провинции Бартына. Численность населения Хатиплер – 340

человек. На рисунке 2 представлено положение выбранной площадки строительства АЭС.



Рис. 2. Положение выбранной площадки строительства АЭС

Показанная на рисунке 2 часть провинции Бартына подходит для строительства АЭС:

1. Удобное месторасположение, достаточная площадь для строительства АЭС.
2. Территория расположена близко к морю, благоприятные условия для строительства систем водяного охлаждения.
3. Территория расположена в районе с низкой плотностью населения.
4. Легко передавать электроэнергию благодаря национальной сети.
5. Возможности различных видов транспорта благодаря существованию в непосредственной близости от аэропорта, дорог, железных дорог и портов.

ГЛАВА 2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ЭНЕРГБЛОКА АЭС

2.1. Общие Характеристики Атомной Электростанции

В таблице 3 представлены общие характеристики атомной электростанции.

Таблица 3

Общие Характеристики Атомной Электростанции

1	Электрическая мощность АЭС нетто, МВт	1000
2	Теплофикационная нагрузка, Гкал/час	200
3	Номинальная температура теплоносителя 1-ого контура на выходе из реактора, °С	320
4	Расчетная температура охлаждающей воды, °С	20
5	Расчетная температура прямой сетевой воды, °С	110
6	Тип парагенератора	Горизонтальный Насыщенного пара
7	Тип реактора	ВВЭР
8	Число оборотов турбины, об/мин	3000
9	Тип привода питательного насоса	Электропривод

2.2. Основные Технологические Параметры Контура Рабочего Тела

Используемые формулы взяты из учебных пособий [8, 9]. Все термодинамические свойства воды и водяного пара определены с помощью расширения Thermodynamics, установленного в Microsoft excel и справочников теплофизических свойств воды и водяного пара [10].

Требуемая тепловая мощность:

$$Q_1 = \frac{N_{\text{эл}}}{\eta_{\text{АЭС}}} + \frac{Q_{\text{тф}}}{\eta_{\text{уд}}} = \frac{1000}{0,33} + \frac{232,6}{0,998} = 3263,4 \text{ МВт}$$

где:

$\eta_{\text{уд}}$ – коэффициент удержания тепла; $\eta_{\text{уд}} = 0,998$.

$\eta_{\text{АЭС}}$ – КПД нетто энергоблока. Принимаем первое приближение $\eta_{\text{АЭС}} = 0,33$.

Температура теплоносителя на входе реактора:

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{\text{гр}} = 320 - 30 = 290 \text{ °С}$$

где:

$\Delta T_{\text{гр}}$ – величина подогрева теплоносителя в РУ; $\Delta T_{\text{гр}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Расход теплоносителя первого контура:

$$G_{\text{гр}} = \frac{Q_1 \cdot n_{\text{уд}} \cdot 10^3}{\Delta T_{\text{гр}} \cdot C_{p_{\text{гр}}}}$$

где:

$P_{\text{гр}}$ – давление в первом контуре. Принимаем $P_{\text{гр}} = 16 \text{ МПа}$.

$\bar{T}_{\text{гр}}$ – средняя температура в первом контуре; $\bar{T}_{\text{гр}} = \frac{T_1 + T_2}{2} = 305 \text{ }^\circ\text{C}$

$C_{p_{\text{гр}}}$ – теплоёмкость теплоносителя первого контура;

$$C_{p_{\text{гр}}}(\bar{T}_{\text{гр}}; P_{\text{гр}}) = C_{p_{\text{гр}}}(305 \text{ }^\circ\text{C}; 16 \text{ МПа}) = 5,5697 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Соответственно:

$$G_{\text{гр}} = \frac{3263,4 \cdot 0,998 \cdot 10^3}{30 \cdot 5,5697} = 19491,8 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора:

$$t_{\text{охл}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{охл}}^{\text{ВХ}} + \Delta t_{\text{охл}} = 20 + 5 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

где:

$\Delta t_{\text{охл}}$ – нагрев охлаждающей воды в конденсаторе; $\Delta t_{\text{охл}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура конденсации пара:

$$t_k^s = t_{\text{охл}}^{\text{ВЫХ}} + \delta t = 25 + 5 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

где:

δt – локальный температурный напор на выходе охлаждающей воды из конденсатора; $\delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Давление конденсации пара:

$$p_k^s(t_k^s) = 4,3 \text{ кПа}$$

Принимаем давление генерируемого пара в ПГ:

$$p_s = 6,5 \text{ МПа}$$

Температура генерируемого пара в ПГ:

$$t_s(p_s) = 280,86 \text{ }^\circ\text{C}$$

Оптимальное значение температуры питательной воды:

Принимаем $t_{\text{пв}}^{\text{opt}}$:

$$t_{\text{пв}} = 223 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Расход питательной воды:

$$G_{\text{пв}} = \frac{Q_1 \cdot n_{\text{уд}} \cdot 10^3}{h_{\text{пг}}^{\text{вых}} - h_{\text{пв}}}$$

где:

$h_{\text{пг}}^{\text{вых}}$ – энтальпия пара на выходе из ПГ;

$$h_{\text{пг}}^{\text{вых}} (t_s = 280,86 \text{ }^{\circ}\text{C}, p = 6,5 \text{ МПа}) = 2778,8 \text{ кДж/кг}$$

$h_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды;

$$h_{\text{пв}} (t_{\text{пв}} = 223^{\circ}\text{C}, p = 7 \text{ МПа}) = 958,7 \text{ кДж/кг}$$

$$\text{Соответственно: } G_{\text{пв}} = \frac{3263,4 \cdot 0,998 \cdot 10^3}{2778,8 - 958,7} = 1789,4 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Полученные параметры представлены в таблице 4.

Таблица 4

Основных технологических параметров контура рабочего тела

Параметры	Значение
Q_1	3263,4 МВт
T_2	290 °С
$G_{\text{гр}}$	19491,8 кг/с
$t_{\text{охл}}^{\text{вых}}$	25 °С
t_k^s	30 °С
p_s	6,5 МПа
t_s	280,86 °С
$G_{\text{пв}}$	1789,4 кг/с
h_s	2778,8 кДж/кг

На рисунке 3 представлена T-Q диаграмма нагрева в горизонтальном парогенераторе энергоблока.

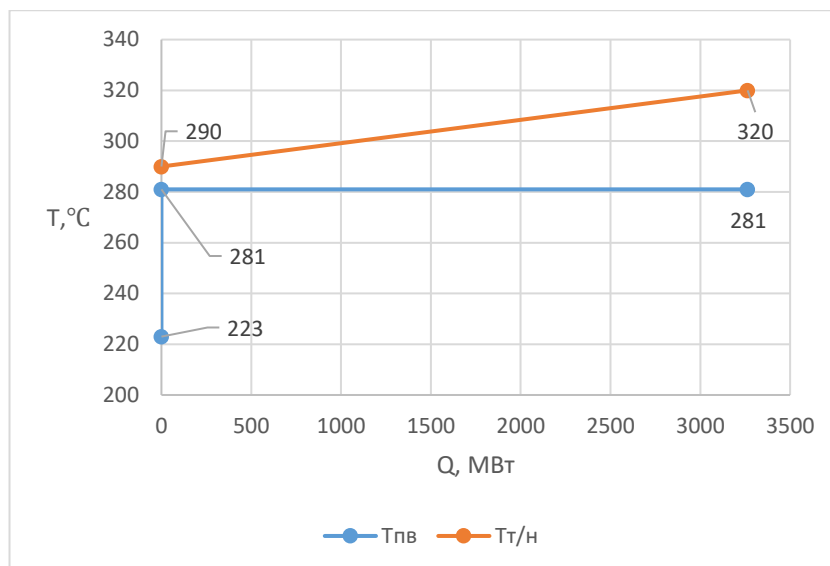


Рис. 3. T-Q диаграмма нагрева в горизонтальном парогенераторе энергоблока

2.3. Определение Необходимого Числа Регенеративных Подогревателей и Давления Пара в Отборах

Задачей раздела является определение количества регенеративных подогревателей и давления пара в отборах турбины.

Расчёты выполняются на основе принятых температур питательной воды и конденсата. Величины подогрева воды в регенеративных подогревателях принимаются по аналогии с выполненными объектами:

- для ПНД – $25 \div 30^\circ\text{C}$,
- для ПВД – $18 \div 24^\circ\text{C}$,
- для Деаэратора – $15 \div 20^\circ\text{C}$,
- в охладителе эжекторов – $3 \div 5^\circ\text{C}$.

Давление в деаэраторе принимается по аналогии с большинством реализованных объектов:

$$P_{\text{д}} = 0,6 \div 1,2 \text{ МПа}$$

Принимается $P_{\text{д}}$ таким, чтобы количество ПНД и ПВД было целым.

В первом приближении выбираю количество ПВД = 2 и ПНД = 4.

Расчет выполняется в следующей последовательности:

Необходимый напор питательного насоса:

$$\Delta p_{\text{пн}} = p_{\text{пг}} - p_{\text{д}} + \Delta p_{\text{пг}} + \Delta p_{\text{птр}} + \Delta p_{\text{рпк}} + n \cdot \Delta p_{\text{пвд}} + \Delta p_{\text{нив}}$$

где:

$p_{\text{пг}}$ – давление в ПГ; $p_{\text{пг}} = 6,5$ МПа.

$p_{\text{д}}$ – давление в деаэраторе; Принять : $p_{\text{д}} = 1,0$ МПа.

$\Delta p_{\text{пг}}$ – сопротивление в ПГ по прогреву среды; $\Delta p_{\text{пг}} = 0,5$ МПа.

$\Delta p_{\text{птр}}$ – гидравлические потери в питательном тракте; $\Delta p_{\text{птр}} = 0,3$ МПа.

$\Delta p_{\text{рпк}}$ – сопротивление регулирующего клапана; $\Delta p_{\text{рпк}} = 1$ МПа.

$\Delta p_{\text{пвд}}$ – сопротивление в ПВД; $\Delta p_{\text{пвд}} = 0,4$ МПа.

Принимаем количество ПВД: $n = 2$. Соответственно: $n \cdot \Delta p_{\text{пвд}} = 2 \cdot 0,4 = 0,8$ МПа.

$\Delta p_{\text{нив}}$ – нивелирный напор, определяющийся разницей высот установки ПГ и деаэратора.

$$\Delta p_{\text{нив}} = \Delta p_{\text{раз.высот}} - \Delta p_{\text{ур.д}} + \Delta p_{\text{ур.пг}}$$

$$\Delta p_{\text{раз.высот}} = (H_{\text{пг}} \cdot \rho_{\text{пг}}^{\text{вх}} - H_{\text{д}} \cdot \rho_{\text{пв}}^{\text{вых}}) \cdot g$$

$$\Delta p_{\text{ур.д}} = H_{\text{ур.д}} \cdot \rho_{\text{д}}^{\text{вых}} \cdot g$$

$$\Delta p_{\text{ур.пг}} = H_{\text{ур.пг}} \cdot \rho_{\text{пг}}^{\text{вх}} \cdot g$$

где:

$H_{\text{пг}} = 10$ м; $H_{\text{д}} = 15$ м – высота ПГ и Д над уровнем земли соответственно.

$H_{\text{ур.д}} = 3$ м; $H_{\text{ур.пг}} = 2,5$ м – высота уровня воды в Д и ПГ соответственно.

$\rho_{\text{пг}}^{\text{вх}} (7 \text{ МПа}, 223^\circ\text{C}) = 840,43 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды на входе в ПГ.

$\rho_{\text{д}}^{\text{вых}} (1 \text{ МПа}) = 887,13 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды на выходе из Д.

Соответственно:

$$\Delta p_{\text{раз.высот}} = (10 \cdot 840,43 - 15 \cdot 887,13) \cdot 9,8 = -0,05 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{\text{ур.д}} = 3 \cdot 887,13 \cdot 9,8 = 0,026 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{\text{ур.пг}} = 2,5 \cdot 840,43 \cdot 9,8 = 0,020 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{\text{нив}} = -0,05 - 0,026 + 0,02 = -0,056 \text{ МПа}$$

Следовательно, необходимый напор питательного насоса:

$$\Delta p_{\text{пн}} = 6,5 - 1,0 + 0,5 + 0,3 + 1 + 0,8 - 0,056 = 8,04 \text{ МПа}$$

Необходимый напор конденсатного насоса:

$$\Delta p_{\text{кн}} = p_{\text{д}} + \Delta p_{\text{боу}} + \Delta p_{\text{оэ}} + \Delta p_{\text{рку}} + n \cdot \Delta p_{\text{пнд}} + \Delta p_{\text{ктр}} + \Delta p_{\text{нив}} - p_{\text{к}}$$

где:

p_k – давление в конденсаторе; $p_k(t_k^s = 30^\circ\text{C}) = 0,0043$ МПа.

$\Delta p_{\text{бoу}}$ – сопротивление блочной обессоливающей установки;

$$\Delta p_{\text{бoу}} = 0,3 \text{ МПа}$$

$\Delta p_{\text{oз}}$ – сопротивление охладителя эжекторов; $\Delta p_{\text{oз}} = 0,06$ МПа.

$\Delta p_{\text{ркy}}$ – сопротивление регулирующего клапана уровня; $\Delta p_{\text{ркy}} = 0,3$ МПа.

$\Delta p_{\text{ктр}}$ – гидравлические потери в конденсатном тракте; $\Delta p_{\text{ктр}} = 0,15$ МПа.

$\Delta p_{\text{пнд}}$ – сопротивление в ПНД; $\Delta p_{\text{пнд}} = 0,15$ МПа.

Принимаем количество ПНД: $n = 4$. Соответственно:

$$n \cdot \Delta p_{\text{пнд}} = 4 \cdot 0,15 = 0,6 \text{ МПа}$$

$\Delta p_{\text{нив}}$ – нивелирный напор, определяется разницей высот между конденсатором и деаэратором.

$$\Delta p_{\text{нив}} = \Delta p_{\text{раз.высот}} - \Delta p_{\text{ур.к}} + \Delta p_{\text{ур.д}}$$

$$\Delta p_{\text{раз.высот}} = (H_{\text{д}} \cdot \rho_{\text{д}}^{\text{BX}} - H_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{к}}^{\text{BЫX}}) \cdot g$$

$$\Delta p_{\text{ур.д}} = H_{\text{ур.д}} \cdot \rho_{\text{д}}^{\text{BX}} \cdot g$$

$$\Delta p_{\text{ур.к}} = H_{\text{ур.к}} \cdot \rho_{\text{к}}^{\text{BЫX}} \cdot g$$

где:

$H_{\text{к}} = 3$ м; $H_{\text{д}} = 15$ м – высота К и Д над уровнем земли соответственно.

$H_{\text{ур.д}} = 3$ м; $H_{\text{ур.к}} = 2$ м – высота уровня воды в Д и К соответственно.

$\rho_{\text{д}}^{\text{BX}}(1 \text{ МПа}, 160^\circ\text{C}) = 907,68 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды на входе в Д.

$\rho_{\text{к}}^{\text{BЫX}}(4,3 \text{ кПа}) = 995,54 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды на выходе из К.

Соответственно:

$$\Delta p_{\text{раз.высот}} = (15 \cdot 907,68 - 3 \cdot 995,54) \cdot 9,8 = 0,104 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{\text{ур.д}} = 3 \cdot 907,68 \cdot 9,8 = 0,027 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{\text{ур.к}} = 2 \cdot 995,54 \cdot 9,8 = 0,02 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{\text{нив}} = 0,104 - 0,02 + 0,027 = 0,111 \text{ МПа}$$

Следовательно, необходимый напор конденсатного насоса:

$$\Delta p_{\text{кн}} = 1,0 + 0,3 + 0,06 + 0,3 + 0,6 + 0,15 + 0,111 - 0,0043 = 2,516 \text{ МПа}$$

Повышение температуры воды в питательном и конденсатном насосах:

$$\Delta t_{\text{нас}} = \frac{\Delta P_{\text{нас}} \cdot \vartheta_{\text{нас}} \cdot 10^3}{\eta_{\text{нас}} \cdot c_{p_{\text{нас}}}}$$

где:

$\Delta P_{\text{нас}}$ – необходимый напор насоса, МПа.

$\vartheta_{\text{нас}}$ – удельный объём воды:

$$\vartheta_{\text{пн}}(\Delta P_{\text{пн}}; t_{\text{д}}^{\text{с}}) = 0,00112 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$\vartheta_{\text{кн}}(p_{\text{к}}) = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$\eta_{\text{нас}}$ – КПД насоса; для ПН $\eta_{\text{пн}} = 0,8$, для КН $\eta_{\text{кн}} = 0,76$.

$c_{p_{\text{нас}}}$ – изобарная теплоёмкость воды:

$$c_{\text{пн}}(p_{\text{д}}) = 4,41 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$c_{\text{кн}}(p_{\text{к}}) = 4,18 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

Соответственно:

$$\Delta t_{\text{пн}} = \frac{8,04 \cdot 0,00112 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 4,41} = 2,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{кн}} = \frac{2,516 \cdot 0,001 \cdot 10^3}{0,76 \cdot 4,18} = 0,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температуры воды на выходе из насосов:

$$t_{\text{пн}}^{\text{вых}} = t_{\text{д}}^{\text{с}} + \Delta t_{\text{пн}} = 179,9 + 2,6 = 182,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{кн}}^{\text{вых}} = t_{\text{к}}^{\text{с}} + \Delta t_{\text{кн}} = 30 + 0,8 = 30,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Требуемое количество ПНД:

$$n_{\text{ПНД}} = \frac{t_{\text{д}}^{\text{с}} - t_{\text{к}}^{\text{с}} - \Delta t_{\text{оэ}} - \Delta t_{\text{кн}} - \Delta t_{\text{д}}}{\Delta t_{\text{ПНД}}}$$

где:

$t_{\text{д}}^{\text{с}}, t_{\text{к}}^{\text{с}}$ – температуры насыщения в деаэраторе и конденсаторе, $^\circ\text{C}$.

$\Delta t_{\text{оэ}}$ – подогрев в охладителе эжекторов; $\Delta t_{\text{оэ}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

$\Delta t_{\text{д}}$ – подогрев в деаэраторе; $\Delta t_{\text{д}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

$\Delta t_{\text{ПНД}}$ – подогрев в ПНД; $\Delta t_{\text{ПНД}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Соответственно:

$$n_{\text{ПНД}} = \frac{179,9 - 30 - 5 - 0,8 - 20}{30} = 4,14$$

Полученное количество ПНД соответствует принятому изначально числу ПНД. Следовательно, ставим 4 подогревателя низкого давления.

Требуемое количество ПВД:

$$n_{\text{ПВД}} = \frac{t_{\text{ПВ}} - t_{\text{Д}}^{\text{с}} - \Delta t_{\text{ПН}}}{\Delta t_{\text{ПВД}}}$$

где:

$\Delta t_{\text{ПВД}}$ – подогрев в ПВД; $\Delta t_{\text{ПВД}} = 20$ °С.

Соответственно:

$$n_{\text{ПВД}} = \frac{223 - 180,0 - 2,6}{20} = 2,02$$

Полученное количество ПВД соответствует принятому изначально числу ПВД. Следовательно, ставим 2 подогревателя высокого давления.

Принципиальная тепловая схема представлена на рис. 4

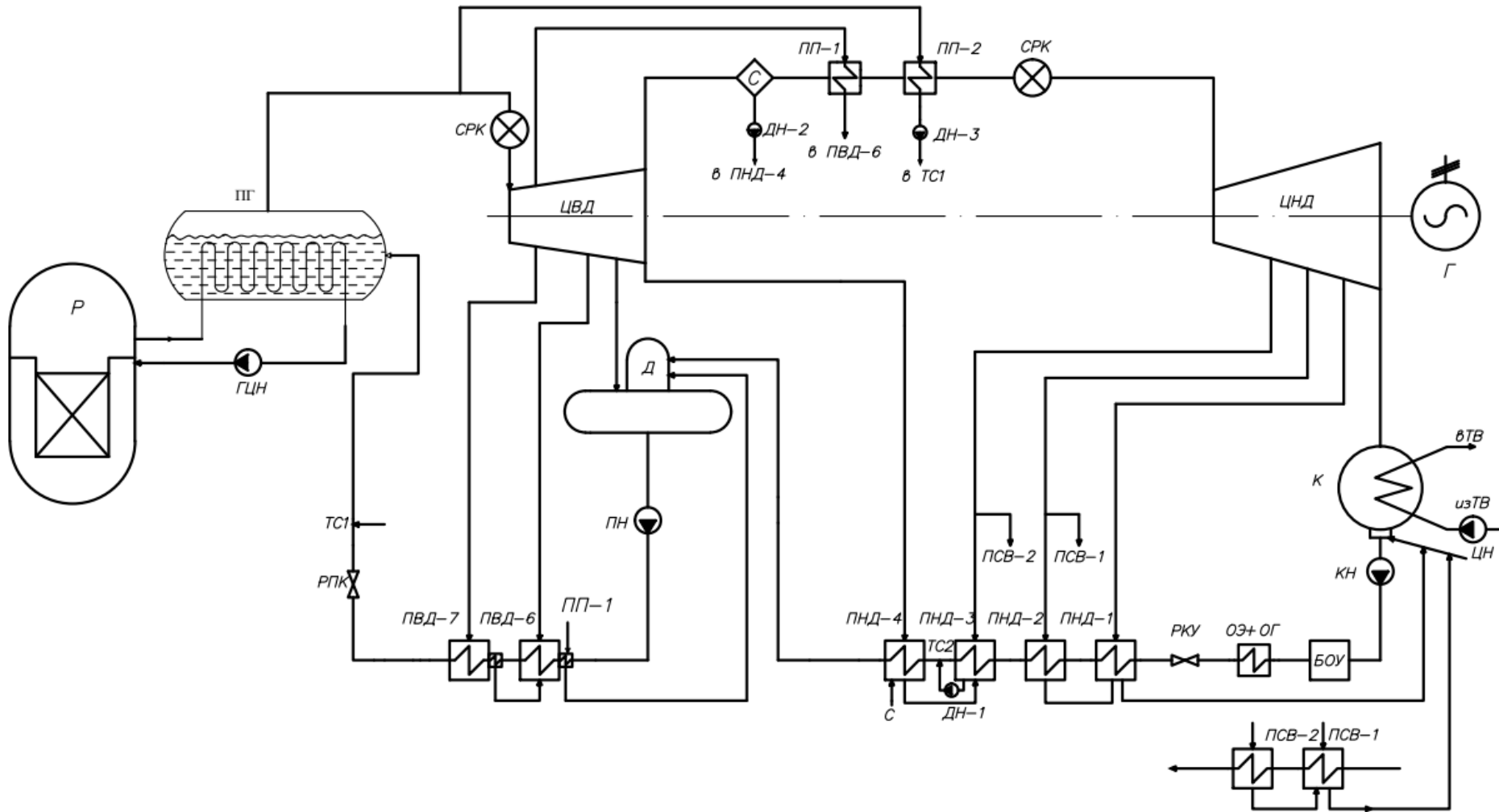


Рис. 4. Принципиальная тепловая схема энергоблока АЭС

2.4. Распределение Температуры Воды по Тракту

Температуры основного конденсата на входе в каждый ПНД:

на входе в ПНД-1:

$$t_{\text{ПНД-1}}^{\text{ВХ}} = t_{\text{КН}}^{\text{ВЫХ}} + \Delta t_{\text{ОЭ}} = 30,8 + 5 = 35,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на выходе из ПНД-1:

$$t_{\text{ПНД-1}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ПНД-1}}^{\text{ВХ}} + \Delta t_{\text{ПНД}} = 35,8 + 30 = 65,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на входе в ПНД-2:

$$t_{\text{ПНД-2}}^{\text{ВХ}} = t_{\text{ПНД-1}}^{\text{ВЫХ}} = 65,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на выходе из ПНД-2:

$$t_{\text{ПНД-2}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ПНД-2}}^{\text{ВХ}} + \Delta t_{\text{ПНД}} = 65,8 + 30 = 95,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на входе в ПНД-3:

$$t_{\text{ПНД-3}}^{\text{ВХ}} = t_{\text{ПНД-2}}^{\text{ВЫХ}} = 95,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на выходе из ПНД-3:

$$t_{\text{ПНД-3}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ПНД-3}}^{\text{ВХ}} + \Delta t_{\text{ПНД}} = 95,8 + 30 = 125,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на входе в ПНД-4:

$$t_{\text{ПНД-4}}^{\text{ВХ}} = t_{\text{ПНД-3}}^{\text{ВЫХ}} = 125,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на выходе из ПНД-4:

$$t_{\text{ПНД-4}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ПНД-4}}^{\text{ВХ}} + \Delta t_{\text{ПНД}} = 125,8 + 30 = 155,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Пересчитаем подогрев в деаэраторе и количество ПНД:

$$\Delta t_{\text{Д}} = t_{\text{Д}}^{\text{S}} - t_{\text{ПНД-4}}^{\text{ВЫХ}} = 179,9 - 155,8 = 24,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$n_{\text{ПНД}} = \frac{179,9 - 30 - 5 - 0,8 - 24,1}{30} = 4$$

Очевидно, что полученное количество ПНД совпадает с количеством ПНД, которым получили раньше.

Распределение температуры по питательному тракту:

на входе в деаэраторе-5:

$$t_{\text{Д-5}}^{\text{ВХ}} = t_{\text{ПНД-4}}^{\text{ВЫХ}} = 155,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на выходе из деаэратора-5:

$$t_{\text{Д-5}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{Д-5}}^{\text{ВХ}} + \Delta t_{\text{Д}} = 155,8 + 24,1 = 179,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на входе в ПВД-6:

$$t_{\text{ПВД-6}}^{\text{ВХ}} = t_{\text{ПН}}^{\text{ВЫХ}} = 182,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на выходе из ПВД-6:

$$t_{\text{ПВД-6}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ПВД-6}}^{\text{ВХ}} + \Delta t_{\text{ПВД}} = 182,6 + 20 = 202,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на входе в ПВД-7:

$$t_{\text{ПВД-7}}^{\text{ВХ}} = t_{\text{ПВД-6}}^{\text{ВЫХ}} = 202,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

на выходе из ПВД-7:

$$t_{\text{ПВД-7}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ПВД-7}}^{\text{ВХ}} + \Delta t_{\text{ПВД}} = 202,6 + 20 = 222,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Проверка: $t_{\text{ПВД-7}}^{\text{ВЫХ}} (222,6 \text{ } ^\circ\text{C}) \approx t_{\text{ПВ}} (223 \text{ } ^\circ\text{C})$.

Температура конденсации пара в каждом подогревателе:

$$t_{\text{п}i}^{\text{С}} = t_{\text{п}i}^{\text{ВЫХ}} + \delta t_{\text{п}i}$$

где:

$\delta t_{\text{п}i}$ – недогрев воды на выходе из подогревателя до температуры насыщения греющего пара (5°C для ПНД и 3°C для ПВД).

$$t_{\text{п}1}^{\text{С}} = t_{\text{ПНД-1}}^{\text{ВЫХ}} + \delta t_{\text{п}1} = 65,8 + 5 = 70,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п}2}^{\text{С}} = t_{\text{ПНД-2}}^{\text{ВЫХ}} + \delta t_{\text{п}2} = 95,8 + 5 = 100,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п}3}^{\text{С}} = t_{\text{ПНД-3}}^{\text{ВЫХ}} + \delta t_{\text{п}3} = 125,8 + 5 = 130,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п}4}^{\text{С}} = t_{\text{ПНД-4}}^{\text{ВЫХ}} + \delta t_{\text{п}4} = 155,8 + 5 = 160,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п}5}^{\text{С}} = t_{\text{Д-5}}^{\text{ВЫХ}} + \delta t_{\text{п}5} = 179,9 + 3 = 182,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п}6}^{\text{С}} = t_{\text{ПВД-6}}^{\text{ВЫХ}} + \delta t_{\text{п}6} = 202,6 + 3 = 205,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п}7}^{\text{С}} = t_{\text{ПВД-7}}^{\text{ВЫХ}} + \delta t_{\text{п}7} = 222,6 + 3 = 225,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Соответственно давление пара:

$$p_{\text{п}i}^{\text{С}} = f(t_{\text{п}i}^{\text{С}})$$

$$p_{\text{п}1}^{\text{С}} = f(70,8^\circ\text{C}) = 0,03 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{п}2}^{\text{С}} = f(100,8^\circ\text{C}) = 0,10 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{п}3}^{\text{С}} = f(130,8^\circ\text{C}) = 0,28 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{п}4}^{\text{С}} = f(160,8^\circ\text{C}) = 0,63 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{п}5}^{\text{С}} = f(182,9^\circ\text{C}) = 1,07 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{п}6}^{\text{С}} = f(205,6^\circ\text{C}) = 1,75 \text{ МПа}$$

$$p_{п7}^s = f(225,6^\circ\text{C}) = 2,58 \text{ МПа}$$

Давление пара в отборах турбины:

$$p_{отбi} = \frac{p_{пr}^s}{1 - \Delta p_r}$$

где:

i – номер отбора в турбине по ходу расширения.

ΔP_r – относительная величина потерь давления от турбины до подогревателя:

$$\Delta p_r = \frac{11 - r}{100}$$

где:

r – номер регенеративного подогревателя.

$$\Delta p_1 = \frac{11 - 1}{100} = 0,1 \text{ МПа}$$

$$p_{отбVII} = \frac{0,03}{1 - 0,1} = 0,033 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_2 = \frac{11 - 2}{100} = 0,09 \text{ МПа}$$

$$p_{отбVI} = \frac{0,10}{1 - 0,09} = 0,11 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_3 = \frac{11 - 3}{100} = 0,08 \text{ МПа}$$

$$p_{отбV} = \frac{0,28}{1 - 0,08} = 0,304 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_4 = \frac{11 - 4}{100} = 0,07 \text{ МПа}$$

$$p_{отбIV} = \frac{0,63}{1 - 0,07} = 0,677 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_5 = \frac{11 - 5}{100} = 0,06 \text{ МПа}$$

$$p_{отбIII} = \frac{1,07}{1 - 0,06} = 1,14 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_6 = \frac{11 - 6}{100} = 0,05 \text{ МПа}$$

$$p_{отбII} = \frac{1,75}{1 - 0,05} = 1,84 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_7 = \frac{11 - 7}{100} = 0,04 \text{ МПа}$$

$$p_{отбI} = \frac{2,58}{1 - 0,04} = 2,69 \text{ МПа}$$

Основные параметры элементов тепловой схемы представлены в табл. 5.

Таблица 5

Основные параметры элементов тепловой схемы

Номер отбора	Элемент	$t_{\text{вых}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{п}}^s, ^\circ\text{C}$	$p_{\text{п}}^s, \text{МПа}$	Давление в отборе, МПа
I	ПВД-7	222,6	225,6	2,58	2,69
II	ПВД-6	202,6	205,6	1,75	1,84
III	Д	179,9	182,9	1,07	1,14
IV	ПНД-4	155,8	160,8	0,63	0,677
V	ПНД-3	125,8	130,8	0,28	0,304
VI	ПНД-2	95,8	100,8	0,10	0,11
VII	ПНД-1	65,8	70,8	0,03	0,033

2.5. Расчет Процесса Расширения в Паровой Турбине

По аналогии с существующими объектами влажность пара на выходе из ЦВД не должна превышать 15%. Превышение данного значения влажности приведет к значительному уменьшению относительного внутреннего КПД и, что важнее, к эрозийному износу лопаток турбины и их последующему выходу из строя. Поэтому процесс расширения в ЦВД будем вести до давления в 4-ом отборе, после чего поток пара направляется в СПП, ПП-1 и ПП-2, а затем в ЦНД. Это давление выбрано на основе $h-s$ диаграммы, по результатам которой можно заключить, что при расширении до этого давления, можно ожидать влажность пара на выходе из ЦВД не больше 15%.

Располагая значениями параметров генерируемого пара, давления в камерах отборов турбины и давления в конденсаторе, приступают к расчету процесса расширения пара в проточной части турбины.

Давление свежего пара перед входом в СРК определится по формуле:

$$p_0 = p_{\text{пр}} \cdot \frac{100 - \delta p_{\text{тр}}}{100}$$

где $p_{\text{пг}}$ - давление пара на выходе из ПГ, равное 6,5 МПа;

$\delta p_{\text{тр}} = 5\%$ – относительные потери в трубопроводе.

Тогда давление перед СРК

$$p_0 = 6,5 \cdot \frac{100 - 5}{100} = 6,175 \text{ МПа}$$

Давление перед первой ступенью ЦВД будет находиться аналогично

$$p'_0 = p_0 \cdot \frac{100 - \delta p_{\text{срк}}}{100}$$

где $\delta p_{\text{срк}} = 4 \div 5\%$ – относительные потери в СРК.

Тогда давление перед ЦВД

$$p'_0 = 6,175 \cdot \frac{100 - 5}{100} = 5,86 \text{ МПа}$$

Определим потери давления при перепуске пара между цилиндрами от выхода из ЦВД до входа в ЦНД. Для этого примем, что потери в процентах от давления в пятом отборе составляют:

- в сепараторе - 4%;
- в пароперегревателях - 1%;
- в стопорной задвижке - 2%.

Давление перед ПП-1:

$$p_c = p_{\text{увд}}^{\text{вых}} \cdot \frac{100 - \delta p_c}{100}$$

где $p_{\text{увд}}^{\text{вых}}$ - давление перед сепаратором, $p_{\text{увд}}^{\text{вых}} = p_{\text{об}_4} = 0,677 \text{ МПа}$;

$\delta p_c = 4\%$ – потери в процентах от давления в сепараторе.

$$p_c = 0,71 \cdot \frac{100 - 4}{100} = 0,65 \text{ МПа}$$

Давление перед ПП-2:

$$p_{\text{пп}} = p_c \cdot \frac{100 - \delta p_{\text{пп}}}{100}$$

где $\delta p_{\text{пп}} = 1\%$ – потери в процентах от давления в пароперегревателе.

$$p_{\text{пп1}} = 0,65 \cdot \frac{100 - 1}{100} = 0,644 \text{ МПа}$$

Давление перед КП:

$$p_{\text{пп2}} = 0,644 \cdot \frac{100 - 1}{100} = 0,637 \text{ МПа}$$

Давление перед первой ступенью ЦНД:

$$p_{\text{цнд}} = p_{\text{пп2}} \cdot \frac{100 - \delta p_{\text{кп}}}{100}$$

$$\delta p_{\text{кп}} = 2\%$$

$$p_{\text{цнд}} = 0,637 \cdot \frac{100 - 2}{100} = 0,625 \text{ МПа}$$

В СПП находятся два пароперегревателя, причем второй греется острым паром. Примем, что температурный напор в ПП-2 равным 20, тогда температура на выходе из ПП2 будет равна

$$t_{\text{пп2}} = t_0 - \delta t_{\text{пп}} = 280,9 - 20 = 260,9^\circ\text{C}$$

Внутренний относительный КПД для цилиндров выбирается на основе рекомендаций из табл. 6.

Таблица 6

Внутренний относительный КПД

Тип турбоустановки	Цилиндр турбины	$\eta_{oi}^{\text{сух}}$	$k_{\text{вл}}$
Насыщенный пар	ЦВД, ЦСД	0,86 - 0,92	0,1 - 0,5
	ЦНД	0,80 - 0,85	0,2 - 0,6

Для расчета выбираем следующие значения КПД для ЦВД:

$$\eta_{oi}^{\text{сух}} = 0,9$$

$$k_{\text{вл}} = 0,5$$

Для ЦНД примем следующие значения из табл. 2.3:

$$\eta_{oi}^{\text{сух}} = 0,8$$

$$k_{\text{вл}} = 0,2$$

Пример расчета первого отсека.

$$h'_0 = h_0 = h''(p_{\text{пт}} = 6,5 \text{ МПа}) = 2778,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$s'_0 = f(p'_0, h_0) = f\left(5,86 \text{ МПа}; 2778,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) = 5,88 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$h_{1a} = f(P_1, s'_o) = f\left(2,69\text{МПа}; 5,88 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{к}}\right) = 2628,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_1^{\text{сух}} = h_o - \eta_{oi}^{\text{сух}} \cdot (h_o - h_{1a}) = 2778,8 - 0,9 \cdot (2778,8 - 2628,4) = 2643,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$y = 1 - x(P_1, h_1^{\text{сух}}) = 1 - x\left(2,69\text{МПа}, 2643,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) = 0,09$$

$$\eta_{oi}^{\text{вл ЦВД}} = \eta_{oi}^{\text{сух}} \cdot (1 - k_{\text{вл}} \cdot y) = 0,9 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,09) = 0,86$$

$$h_1^{\text{вл}} = h_o - \eta_{oi}^{\text{вл}} \cdot (h_o - h_{1a}) = 2778,8 - 0,86 \cdot (2778,8 - 2628,4) = 2649,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$y_{\text{вл}} = 1 - x(P_1, h_1^{\text{вл}}) = 1 - x\left(2,69\text{МПа}, 2649,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) = 0,09$$

Процесс построения подтверждает правильность выбранной влажности. Характеристики процесса расширения пара в турбине представлены в табл. 7.

Таблица 7

Характеристики процесса расширения пара в турбине

Отбор	P, МПа	h _{вл} , кДж/кг	η _{вл}	η _{сухой}	y, %
Параметры перед первым отсеком ЦВД	5,86	2778,8	-	-	3
Параметры за первым отсеком ЦВД	2,69	2649,5	0,86	0,9	9
Параметры за вторым отсеком ЦВД	1,84	2590,5	0,85	0,9	11
Параметры за третьим отсеком ЦВД	1,14	2520,3	0,84	0,9	13
Параметры за четвертым отсеком ЦВД	0,677	2459,3	0,81	0,88	15
Параметры за пятым отсеком ЦВД	0,304	2852,7	-	0,8	0
Параметры за шестым отсеком ЦВД	0,11	2699,4	-	0,8	0
Параметры за седьмым отсеком ЦВД	0,033	2544,8	0,8	0,8	3
Параметры за восьмым отсеком ЦВД	0,0043	2324,2	0,79	0,8	9

Процесс расширения в турбине на h-S диаграмме представлен на рисунке 5.

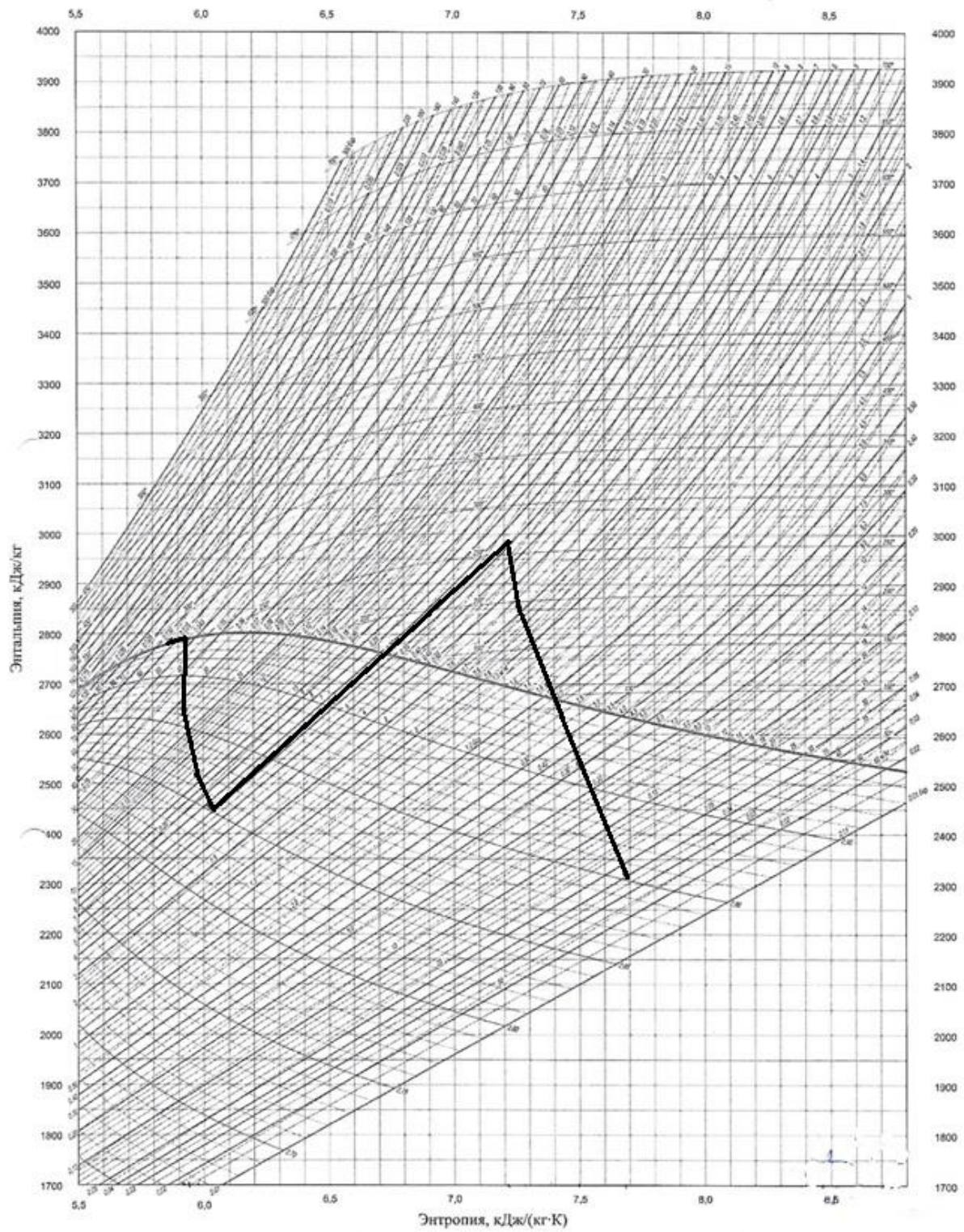


Рис. 5. Процесс расширения в турбине на h - S диаграмме

2.6. Расчет Подогревателей Сетевой Воды

Необходимо определить давления и расходы греющего пара на каждый подогреватель сетевой воды и температуры на выходе из каждого подогревателя.

Расход сетевой воды:

$$G_{\text{СВ}} = \frac{Q_{\text{ТФ}}}{c_{\text{рСВ}}(t_{\text{прСВ}} - t_{\text{обрСВ}})}$$

где:

$c_{\text{рСВ}}$ – удельная изобарная теплоёмкость сетевой воды.

$t_{\text{прСВ}}$ – температура прямой сетевой воды; $t_{\text{прСВ}} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$.

$t_{\text{обрСВ}}$ – температура обратной сетевой воды. Принимаем $t_{\text{обрСВ}} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$c_{\text{рСВ}} = f\left(\frac{t_{\text{прСВ}} + t_{\text{обрСВ}}}{2} = 90 \text{ }^\circ\text{C}, p_{\text{СВ}} = 1 \text{ МПа}\right) = 4,203 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$G_{\text{СВ}} = \frac{232,6 \cdot 10^6}{4,203 \cdot 10^3 \cdot (110 - 70)} = 1383,5 \text{ кг/с}$$

Температура сетевой воды на выходе из ПСВ-1:

$$t_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{обрСВ}} + \frac{t_{\text{прСВ}} - t_{\text{обрСВ}}}{2} = 70 + \frac{110 - 70}{2} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температура конденсации греющего пара в каждом сетевом подогревателе:

$$t_{\text{ПСВ}i}^{\text{С}} = t_{\text{ПСВ}i}^{\text{ВЫХ}} + \delta t_{\text{П}}$$

где:

$\delta t_{\text{П}}$ – минимальный локальный температурный напор на выходе из ПСВ;

$$\delta t_{\text{П}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ПСВ-1}}^{\text{С}} = t_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ВЫХ}} + \delta t_{\text{П}} = 90 + 5 = 95 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ПСВ-2}}^{\text{С}} = t_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ВЫХ}} + \delta t_{\text{П}} = 110 + 5 = 115 \text{ }^\circ\text{C}$$

Давление конденсации греющего пара:

$$p_{\text{ПСВ-1}}^{\text{С}} = f(t_{\text{ПСВ-1}}^{\text{С}}) = 0,085 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{ПСВ-2}}^{\text{С}} = f(t_{\text{ПСВ-2}}^{\text{С}}) = 0,17 \text{ МПа}$$

Из таблицы 7 видно, что $p_{\text{ПСВ-1}}^s \leq p_{VI}$; $p_{\text{ПСВ-2}}^s \leq p_V$, поэтому ПСВ-1 будет соединяться к отбору VI (0,11 МПа), а ПСВ-2 будет соединяться к отбору V (0,304 МПа).

Расходы греющего пара на каждый ПСВ:

на ПСВ-2:

$$G_{\text{ПСВ-2}}^{\text{гр}} = \frac{G_{\text{СВ}} \cdot c_{p_{\text{СВ}}} \cdot (t_{\text{прСВ}} - t_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ВЫХ}})}{h_{\text{ПСВ-2}}^{\text{гр}} - h_{\text{ПСВ-2}}^{\text{др}}}$$

где:

$$h_{\text{ПСВ-2}}^{\text{гр}} = f(p_{\text{ПСВ-2}}^s) = 2698,8 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{\text{ПСВ-2}}^{\text{др}} = f(p_{\text{ПСВ-2}}^s, t_{\text{ПСВ-2}}^s - 5 \text{ °C} = 110 \text{ °C}) = 461,3 \text{ кДж/кг}$$

Соответственно:

$$G_{\text{ПСВ-2}}^{\text{гр}} = \frac{1385,5 \cdot 4,203 \cdot (110 - 90)}{2698,8 - 461,3} = 52,1 \text{ кг/с}$$

на ПСВ-1:

$$G_{\text{ПСВ-1}}^{\text{гр}} = \frac{G_{\text{СВ}} \cdot c_{p_{\text{СВ}}} \cdot (t_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{обрСВ}}) - G_{\text{ПСВ-2}}^{\text{гр}} \cdot (h_{\text{ПСВ-2}}^{\text{др}} - h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{др}})}{h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{гр}} - h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{др}}}$$

где:

$$h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{гр}} = f(p_{\text{ПСВ-1}}^s) = 2667,6 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{др}} = f(p_{\text{ПСВ-1}}^s, t_{\text{ПСВ-1}}^s - 5 \text{ °C} = 90 \text{ °C}) = 377,0 \text{ кДж/кг}$$

Соответственно:

$$G_{\text{ПСВ-1}}^{\text{гр}} = \frac{1385,5 \cdot 4,203 \cdot (90 - 70) - 52,1 \cdot (461,3 - 377)}{2667,6 - 377,0} = 48,9 \text{ кг/с}$$

Пересчитаем параметры греющего пара и расходы сетевой воды на основе параметров отбора.

Давление и энтальпия насыщения греющего пара в каждом сетевом подогревателе:

$$p_{\text{ПСВ-1}}'^s = p_{VI} - 0,03 = 0,11 - 0,03 = 0,08 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{ПСВ-2}}'^s = p_V - 0,03 = 0,304 - 0,03 = 0,274 \text{ МПа}$$

$$h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{гр}} = f(p_{\text{ПСВ-1}}'^s) = 2665,2 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{\text{ПСВ-2}}^{\text{гр}} = f(p_{\text{ПСВ-2}}'^s) = 2720,7 \text{ кДж/кг}$$

Требуемая температура конденсации греющего пара в каждом сетевом подогревателе

$$t'_{\text{ПСВ-1}} = f(p'_{\text{ПСВ-1}}) = 93,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t'_{\text{ПСВ-2}} = f(p'_{\text{ПСВ-2}}) = 130,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\delta t'_{\text{ПСВ-1}} = t'_{\text{ПСВ-1}} - t_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ВЫХ}} = 93,5 - 90 = 3,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\delta t'_{\text{ПСВ-2}} = t'_{\text{ПСВ-2}} - t_{\text{ПР}} = 130,5 - 110 = 20,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Расходы греющего пара на каждый ПСВ:

на ПСВ-2:

$$G_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ГР}} = \frac{G_{\text{СВ}} \cdot c_{\text{ПСВ}} \cdot (t_{\text{ПРСВ}} - t_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ВЫХ}})}{h_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ГР}} - h_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ДР}}}$$

где:

$$h_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ГР}} = f(p'_{\text{ПСВ-2}}) = 2720,7 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ДР}} = f(p'_{\text{ПСВ-2}}, t'_{\text{ПСВ-2}} - 5 \text{ } ^\circ\text{C} = 125,5 \text{ } ^\circ\text{C}) = 527,2 \text{ кДж/кг}$$

Соответственно:

$$G_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ГР}} = \frac{1385,5 \cdot 4,203 \cdot (110 - 90)}{2720,7 - 527,2} = 53,1 \text{ кг/с}$$

на ПСВ-1:

$$G_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ГР}} = \frac{G_{\text{СВ}} \cdot c_{\text{ПСВ}} \cdot (t_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ОБРСВ}}) - G_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ГР}} \cdot (h_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ДР}} - h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ДР}})}{h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ГР}} - h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ДР}}}$$

где:

$$h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ГР}} = f(p'_{\text{ПСВ-1}}) = 2665,2 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ДР}} = f(p'_{\text{ПСВ-1}}, t'_{\text{ПСВ-1}} - 5 \text{ } ^\circ\text{C} = 88,5 \text{ } ^\circ\text{C}) = 370,7 \text{ кДж/кг}$$

Соответственно:

$$G_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ГР}} = \frac{1385,5 \cdot 4,203 \cdot (90 - 70) - 53,1 \cdot (527,2 - 370,7)}{2665,2 - 370,7} = 47,1 \text{ кг/с}$$

2.7. Определение Расхода Среды на Каждом Элементе на Схеме

Расчет выполняется на основе тепловых и материальных балансов уравнений. Уравнения записываются для каждого элемента схемы и точек смешения.

Для ТС2:

$$G_{\text{Д}}^{\text{ВЫХ}} \cdot h_{\text{ПВД-7}}^{\text{ВЫХ}} + G_{\text{ПП2}} \cdot h_{\text{ПП2}}^{\text{ДР}} = G_{\text{ПВ}} \cdot h_{\text{ПВ}}$$

Для ПВД-7:

$$G_1 \cdot h_1 + G_D^{\text{ВЫХ}} \cdot h_{\text{ПВД-6}}^{\text{ВЫХ}} = G_D^{\text{ВЫХ}} \cdot h_{\text{ПВД-7}}^{\text{ВЫХ}} + G_1 \cdot h_1^{\text{ДР}}$$

Для ПВД-6:

$$\begin{aligned} G_2 \cdot h_2 + G_1 \cdot h_1^{\text{ДР}} + G_{\text{ПП1}} \cdot h_{\text{ПП1}}^{\text{ДР}} + G_D^{\text{ВЫХ}} \cdot h_D^{\text{ВЫХ}} \\ = G_D^{\text{ВЫХ}} \cdot h_{\text{ПВД-6}}^{\text{ВЫХ}} + (G_1 + G_{\text{ПП1}} + G_2) \cdot h_2^{\text{ДР}} \end{aligned}$$

Для деаэратора:

$$G_3 \cdot h_3 + (G_1 + G_{\text{ПП1}} + G_2) \cdot h_2^{\text{ДР}} + G'_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ПНД-4}}^{\text{ВЫХ}} = G_D^{\text{ВЫХ}} \cdot h_D^{\text{ВЫХ}}$$

Для ПНД-4:

$$G_4 \cdot h_4 + G_{\text{сеп}} \cdot h_{\text{сеп}}^{\text{ДР}} + G'_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ПНД-3}}^{\text{ВЫХ}} = G'_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ПНД-4}}^{\text{ВЫХ}} + (G_4 + G_{\text{сеп}}) \cdot h_4^{\text{ДР}}$$

Для ТС1:

$$(G_4 - G_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ГР}} + G_{\text{сеп}} + G_5) \cdot h_5^{\text{ДР}} + G_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ПНД-3}}^{\text{ВЫХ}} = G'_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ПНД-4}}^{\text{ВХ}}$$

Для ПНД-3:

$$\begin{aligned} (G_5 - G_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ГР}}) \cdot h_5 + (G_4 + G_{\text{сеп}}) \cdot h_4^{\text{ДР}} + G_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ПНД-2}}^{\text{ВЫХ}} \\ = G_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ПНД-3}}^{\text{ВЫХ}} + (G_4 - G_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ГР}} + G_{\text{сеп}} + G_5) \cdot h_5^{\text{ДР}} \end{aligned}$$

Для ПНД-2:

$$(G_6 - G_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ГР}}) \cdot h_6 + G_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ПНД-1}}^{\text{ВЫХ}} = G_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ПНД-2}}^{\text{ВЫХ}} + (G_6 - G_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ГР}}) \cdot h_6^{\text{ДР}}$$

Для ПНД-1:

$$G_7 \cdot h_7 + G_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ПНД-1}}^{\text{ВХ}} = G_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ПНД-1}}^{\text{ВЫХ}} + (G_7 + G_6) \cdot h_7^{\text{ДР}}$$

Для конденсатора:

$$\begin{aligned} (G_7 + G_6) \cdot h_7^{\text{ДР}} + (G_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ГР}} + G_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ГР}}) \cdot h_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ДР}} + G_{\text{ЦНД}}^{\text{ВЫХ}} \cdot h_8 \\ = G_{\text{ОХЛ}} \cdot c_{\text{р ОХ.В}} \cdot (t_{\text{ОХ.В}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ОХ.В}}^{\text{ВХ}}) + G_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{К}}^{\text{ВЫХ}} \\ G_{\text{ЦНД}}^{\text{ВЫХ}} + G_7 + G_6 + G_{\text{ПСВ-1}}^{\text{ГР}} + G_{\text{ПСВ-2}}^{\text{ГР}} = G_{\text{ОК}} \end{aligned}$$

Для ЦНД:

$$G_{\text{сеп}}^{\text{ВЫХ}} = G_5 + G_6 + G_7 + G_{\text{ЦНД}}^{\text{ВЫХ}}$$

Для ПП-2:

$$G_{\text{сеп}}^{\text{ВЫХ}} \cdot (h_{\text{ПП1}}^{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ПП2}}^{\text{ВЫХ}}) + G_{\text{ПП2}} \cdot (h_0^* - h_{\text{ПП2}}^{\text{ДР}}) = 0$$

Для ПП-1:

$$G_{\text{сеп}}^{\text{ВЫХ}} \cdot (h_{\text{сеп}}^{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ПП1}}^{\text{ВЫХ}}) + G_{\text{ПП1}} \cdot (h_1 - h_{\text{ПП1}}^{\text{ДР}}) = 0$$

Для сепаратора:

$$G_{\text{сеп}} = \frac{y}{100} \cdot G_{\text{ЦВД}}^{\text{ВЫХ}}$$

$$G_{\text{сеп}}^{\text{ВЫХ}} = G_{\text{ЦВД}}^{\text{ВЫХ}} - G_{\text{сеп}}$$

Для ЦВД:

$$G_{\text{ПВ}} = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_{\text{ПП2}} + G_{\text{ПП1}} + G_{\text{ЦВД}}^{\text{ВЫХ}}$$

Полученные из материальных и тепловых балансов расходы среды приведены в табл. 8.

Таблица 8

Расходы греющей среды на каждый подогревающий элемент

Расход	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	Расход	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$
G_1	59,21	$G_{\text{ПП2}}$	74,06
G_2	92,42	$G_{\text{ЦВД}}^{\text{ВЫХ}}$	1289,30
G_3	98,74	$G_{\text{сеп}}$	193,40
G_4	103,18	$G_{\text{сеп}}^{\text{ВЫХ}}$	1095,91
G_5	96,76	$G_{\text{ЦВД}}^{\text{ВЫХ}}$	820,37
G_6	106,79	$G'_{\text{ОК}}$	1358,77
G_7	71,99	$G_{\text{ОК}}$	1099,35
$G_{\text{ПП1}}$	72,46	$G_{\text{Д}}^{\text{ВЫХ}}$	1737,41

2.8. Расчет Потерь Электроэнергии на Собственные Нужды

К учитываемым собственным нуждам энергоблока относятся потери электроэнергии на приводы насосов. Мощности насосов определяются по формуле:

$$N = \frac{G \cdot \Delta p \cdot \bar{v}}{\eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{эл,пр}}}$$

где:

G – расход среды через насос, кг/с,

Δp – напор, создаваемый насосом, МПа,

\bar{v} – средний удельный объем среды в насосе, м³/кг,

$\eta_{\text{н}}$ – внутренний относительный КПД насоса,

$\eta_{\text{эл,пр}}$ – КПД привода насоса; $\eta_{\text{эл,пр}} = 0,85$,

Для ГЦН:

Принимаем $\Delta p = 0,648$ МПа, $\bar{v} = f(16 \text{ МПа}, 305^\circ\text{C}) = 0,00139$ м³/кг

Для ЦН:

$$c_{p \text{ ох,в}} = 4,2 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}), h_{\text{к}} = 2324,2 \text{ кДж}/\text{кг}, h'_{\text{к}} = 126,65 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Мощность циркуляционного насоса:

$$N_{\text{цн}} = \frac{D_{\text{цнд}}^{\text{ВЫХ}} \cdot m \cdot g \cdot H}{\eta_{\text{цн}} \cdot \eta_{\text{эл,пр}}}$$

где:

$$m - \text{кратность охлаждения, } m = \frac{h_{\text{к}} - h'_{\text{к}}}{c_{p \text{ ох,в}} \cdot (t_{\text{ох,в}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ох,в}}^{\text{ВХ}})} = 105.$$

H – создаваемый ЦН напор, $H = 20$ м.

Соответственно:

$$N_{\text{цн}} = \frac{820,37 \cdot 105 \cdot 9,8 \cdot 20}{0,86 \cdot 0,85} = 23,1 \text{ МВт}$$

Расходы электроэнергии на собственные нужды приведены в таблице 9,

Таблица 9

Расходы электроэнергии на собственные нужды

Наименование насоса	G , кг/с	Δp , МПа	\bar{v} , м ³ /кг	$\eta_{\text{н}}$	N , МВт
КН	1099,35	2,516	0,001	0,77	4,23
ПН	1737,41	8,040	0,0011	0,81	22,72
ГЦН	19491,43	0,648	0,0014	0,85	24,30

Суммарный расход электроэнергии на собственные нужды:

$$N_{\text{сн}} = N_{\text{кн}} + N_{\text{пн}} + N_{\text{гцн}} + N_{\text{цн}} = 74,34 \text{ МВт}$$

2.9. Расчет Мощности Турбоустановки

В этом разделе производится расчет внутренних мощностей отсеков турбины. Рассчитав отборы на подогреватели, определим внутренние мощности каждого отсека по формуле:

$$N_{\text{отси}} = G_{\text{отси}} \cdot (h_{\text{отси}}^{\text{ВХ}} - h_{\text{отси}}^{\text{ВЫХ}})$$

где:

i – номер отсека,

$G_{\text{отси}}$ – расход пара в отсеке, кг/с,

$h_{\text{отси}}^{\text{ВХ}}/h_{\text{отси}}^{\text{ВЫХ}}$ – энтальпии соответственно на входе/выходе отсека, кДж/кг,

Результаты вычислений представлены в таблице 10.

Внутренние мощности турбины

Отсек	Энтальпии, кДж/кг		Расход кг/с	Мощность МВт
	Вход	Выход		
1	2778,8	2649,5	1715,32	221,79
2	2649,5	2590,5	1583,65	93,44
3	2590,5	2520,3	1491,22	104,68
4	2520,3	2459,3	1392,48	84,94
5	2979,7	2852,7	1095,91	139,18
6	2852,7	2699,8	999,15	152,77
7	2699,8	2544,8	892,35	138,31
8	2544,8	2324,2	820,37	180,97
Сумма				1116,09

Внутренняя мощность турбин:

$$N_{\text{турб}} = \sum N_{\text{отс}i}, = 1116,09 \text{ МВт}$$

2.9. Показатели Тепловой Экономичности

Задачей данного раздела является расчет электрической и тепловой мощностей и определение КПД АЭС. В случае, если расчетный КПД АЭС нетто отличается от принятого в начале расчета, то необходимо провести дополнительные итерации.

Расчетная мощность на клеммах генератора находится по следующей зависимости:

$$N_{\text{эл,расч}} = N_{\text{турб}} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{ген}}$$

где:

$N_{\text{турб}}$ – внутренняя мощность турбины, МВт,

$\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД, $\eta_{\text{мех}} = 0,99$

$\eta_{\text{ген}}$ – КПД генератора, $\eta_{\text{ген}} = 0,985$

$$N_{\text{эл,расч}} = 1116,09 \cdot 0,99 \cdot 0,985 = 1088,4 \text{ МВт}$$

Теплота, затраченная на производство электроэнергии:

$$\begin{aligned} Q_{\text{э}} &= G_{\text{пв}} \cdot (h_0 - h_{\text{пв}}) \cdot 10^{-3} - Q_{\text{тф}} = 1789,4 \cdot (2778,8 - 958,7) \cdot 10^{-3} - 232,6 \\ &= 3024,3 \text{ МВт} \end{aligned}$$

Электрический КПД АЭС нетто:

$$\eta_{\text{нетто}} = \frac{N_{\text{эл,расч}} - N_{\text{сн}}}{Q_{\text{э}}} = \frac{1088,4 - 74,34}{3024,3} = 0,335 = 33,5 \%$$

Отклонение расчетной электрической мощности от заданной:

$$\Delta = \left| \frac{N_{\text{эл,расч}} - N_{\text{сн}} - N_{\text{эл}}}{N_{\text{эл}}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{1088,4 - 74,34 - 1000}{1000} \right| \cdot 100\% = 1,4 \%$$

Повторить расчет при КПД АЭС нетто равно 33,5%, мы получим новое значение КПД АЭС нетто (33,54%) и отклонение расчетной электрической мощности от заданной равно 0,06%.

Результаты вычислений представлены в таблице 11.

Таблица 11

Полученные результаты расчета

Параметр	Значение (КПД = 33%)	Значение (КПД = 33,5%)
$Q_1, \text{МВт}$	3263,37	3218,14
$G_{\text{гр}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	19491,43	19221,3
$G_{\text{пв}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	1789,38	1764,6
$G_1, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	59,21	58,39
$G_2, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	92,42	91,14
$G_3, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	98,74	97,15
$G_4, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	103,18	101,81
$G_5, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	96,76	96,19
$G_6, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	106,79	106,01
$G_7, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	71,99	71,11
$G_{\text{пп1}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	72,46	71,46
$G_{\text{пп2}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	74,06	73,04
$G_{\text{цвд}}^{\text{вых}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	1289,30	1271,58
$G_{\text{сеп}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	193,40	190,74
$G_{\text{сеп}}^{\text{вых}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	1095,91	1080,84

$G_{\text{ЦНД}}^{\text{ВЫХ}}, \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$	820,37	807,54
$G'_{\text{ОК}}, \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$	1358,77	1340,75
$G_{\text{ОК}}, \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$	1099,35	1084,85
$G_{\text{Д}}^{\text{ВЫХ}}, \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$	1737,41	1713,32
$N_{\text{ЦН}}, \text{МВт}$	23,1	23,5
$N_{\text{КН}}, \text{МВт}$	4,23	4,17
$N_{\text{ПН}}, \text{МВт}$	22,72	22,73
$N_{\text{ГЦН}}, \text{МВт}$	24,3	23,96
$N_{\text{СН}}, \text{МВт}$	74,34	73,28
$N_{\text{Турб}}, \text{МВт}$	1116,1	1100,0
$N_{\text{эл,расч}}, \text{МВт}$	1088,4	1072,7
$Q_{\text{э}}, \text{МВт}$	3024,3	2979,1
Δ	1,4 %	0,06 %

ГЛАВА 3. ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА

Производство рабочего пара на АЭС осуществляется либо в ядерных реакторах либо в специальных теплообменных установках – ПГ.

ПГ АЭС представляют собой единичный теплообменный аппарат или их совокупность. В ПГ осуществляется производство рабочего пара с использованием тепла, отводимого из активной зоны реактора охлаждающей средой, направляемой в поверхности нагрева ПГ [11].

Основные характеристики ПГ: паропроизводительность, параметры пара и температура питательной воды. В общем случае ПГ состоит из подогревательного (водяной экономайзер), паропроизводящего (испаритель) и перегревательного (пароперегреватель) элементов.

Парогенераторы для АЭС с реакторами типа ВВЭР представляют собой рекуперативный теплообменный аппарат с погруженной поверхностью теплообмена, выполненной из горизонтально расположенных U-образных теплообменных змеевиков [12].

Принципиальная схема горизонтального ПГ приведена на рис.6.

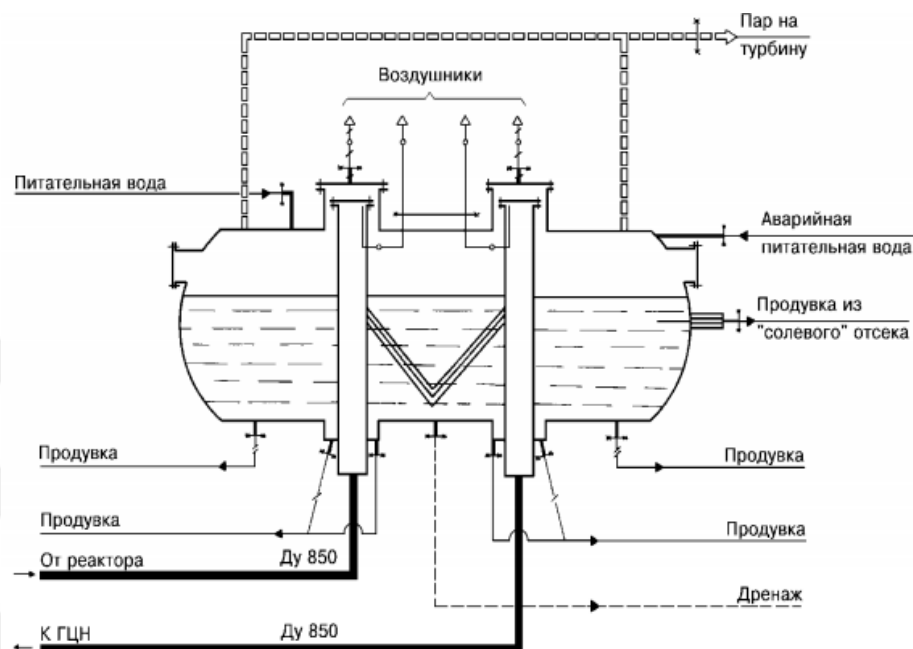


Рис. 6. Схема горизонтального ПГ

Пар получается при испарении жидкости, заполняющей нижнюю часть горизонтального цилиндрического корпуса в результате передачи тепла от теплоносителя первого контура через боковую поверхность трубок поверхности нагрева. Теплоноситель поступает в корпус ПГ и отводится из него через вертикальные цилиндрические коллекторы. Насыщенный пар покидает ПГ через патрубки верхней части корпуса, пройдя через сепарационные устройства. Чтобы поддерживать необходимую влажность пара в объеме ПГ поддерживается заданный физический уровень (зеркало испарения). Потери воды восполняются подачей в корпус питательной воды.

В связи с высокой радиоактивностью теплоносителя первого контура любой ПГ практически недоступен для непосредственного осмотра и обслуживания при эксплуатации. Вместе с тем возможность доступа в ПГ должна быть обеспе-

чена его конструкцией. Главными требованиями для создания любого типа парогенераторов АЭС являются: обеспечение необходимой паропроизводительности и максимально возможной при данных условиях мощности, надежность всех конструктивных элементов, простота и компактность, высокие технико-экономические показатели и выработка пара необходимой чистоты[12].

В ходе данной главы будет выполнено проектирование горизонтального парогенератора для блока ВВЭР-1000.

3.1. Общие Характеристики Парогенератора

Общие характеристики парогенератора приведены в таблице 12.

Таблица 12

Общие Характеристики Парогенератора

Параметр	Обозначение	Величина	Ед. измерения
Мощность реактора	Q_p	3218	МВт
Температура теплоносителя на входе в парогенератор	$T_{вх}$	320	$^{\circ}C$
Температура теплоносителя на выходе из парогенератора	$T_{вых}$	290	$^{\circ}C$
Давление первого контура	P_1	16	МПа
Количество петель	n	4	
Давление второго контура	P_2	6,5	МПа
Температура насыщения при давлении второго контура	T_s	281	$^{\circ}C$
Температура питательной воды на входе в парогенератор	$t_{пв}$	223	$^{\circ}C$
Средняя плотность воды	$\rho_{сред}$	716,96	кг/м ³
Скорость движения воды в трубках	W	5,5	м/с
Внутренний диаметр труб	$d_{вн}$	13	мм

Внешний диаметр труб	$d_{\text{внеш}}$	16	мм
Толщина стенки	δ	1,5	мм
Теплопроводность стали	λ	18,7	Вт/(м·°С)
Материал труб	08X18H10T		

3.2. Тепловой Расчет

3.2.1. Определение Теплового Баланса и Построения t-Q Диаграммы

Единичная мощность парогенератора:

$$Q_{\text{пг}} = \frac{Q_p}{n} = \frac{3218}{4} = 804,5 \text{ МВт}$$

Расход теплоносителя первого контура через парогенератор:

$$G_I = \frac{Q_{\text{пг}}}{(I_{\text{вх}} - I_{\text{вых}})} = \frac{804,5 \cdot 1000}{(1451,94 - 1283,89)} = 4788,4 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

где:

Энтальпии теплоносителя на входе и выходе:

$$i_{\text{вх}} = i(320 \text{ °С}, 16 \text{ МПа}) = 1451,94 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$i_{\text{вых}} = i(290 \text{ °С}, 16 \text{ МПа}) = 1283,89 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим паропроизводительность парогенератора с учетом того, что часть расхода питательной воды затрачивается на постоянную продувку:

$$D = \frac{Q_{\text{пг}}}{1,01 \cdot (i' - i_{\text{пв}}) + r} = \frac{804,5 \cdot 1000}{1,01 \cdot (1241,91 - 958,58) + 1586,75} = 441,33 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Энтальпия питательной воды :

$$i_{\text{пв}} = i(223 \text{ °С}, 6,5 \text{ МПа}) = 958,58 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия насыщения на входе:

$$i' = 1241,91 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельная теплота парообразования:

$$r = 1536,75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Расход продувочной воды для удаления примесей в нижней части корпуса ПГ:

$$g_{\text{продувки}} = K_{\text{пр}} \cdot D = 0,005 \cdot 441,33 = 2,21 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Продувка является энергетической потерей, зависящей от схемы использования, зависящей от схемы использования продувочной воды.

Расход питательной воды второго контура:

$$G_{II} = D + g_{\text{продувки}} = 441,33 + 2,21 = 443,53 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Общий тепловой баланс:

$$Q_{\text{ПГ}} = G_{\text{ПВ}} \cdot (i' - i_{\text{ПВ}}) + D \cdot r = 443,53 \cdot (1241,9 - 958,58) + 441,33 \cdot 1536,75 = 803,87 \text{ МВт}$$

Для расчета температурного напора построим t-Q диаграмму горизонтального ПГ погружного типа по известным температурам среды первого контура на входе и выходе и температуре насыщения, соответствующей давлению в ПГ. На рисунке 7 представлена T-Q диаграмма для горизонтального ПГ погружного типа:

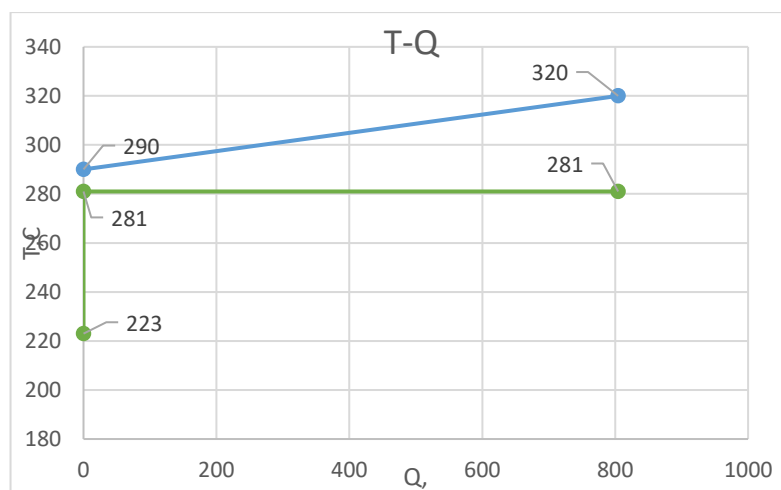


Рис. 7. T-Q диаграмма для горизонтального ПГ погружного типа

Среднелогарифмическая температура:

$$\Delta t_0 = T_{\text{вх}} - t_s$$

$$\Delta t_M = T_{\text{ВЫХ}} - t_s$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{39 - 9}{1,46} = 20,45^\circ\text{C}$$

3.2.2. Определение Количества Труб

Живое сечение для прохода теплоносителя:

$$F_1^{\text{жс}} = \frac{G_1}{w_1 \cdot \bar{\rho}} = \frac{4788,4}{5,5 \cdot 716,96} = 1,21$$

где:

$\bar{\rho} = f(\bar{T})$ - средняя плотность теплоносителя при средней температуре теплоносителя в парогенераторе.

Определим число труб, округлив вычисленное значение в большую сторону:

$$n_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot F_{\text{жс}}}{\pi \cdot d_{\text{ВН}}^2} = \frac{4 \cdot 1,21}{3,14 \cdot 0,013^2} = 9121$$

3.2.3. Расчет Коэффициента Теплоотдачи со Стороны Рабочего Тела

Число Рейнольдса по внутреннему диаметру трубки:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{5,5 \cdot 0,013}{1,244 \cdot 10^{-7}} = 57,48 \cdot 10^4$$

где, теплофизические свойства определяем по средней температуре теплоносителя:

$$T = \frac{T_{\text{ВХ}} + T_{\text{ВЫХ}}}{2} = 305^\circ\text{C}$$

$$\nu = 1,244 \cdot 10^{-7}$$

Число Прандтля:

$$Pr = Pr(\bar{T}) = 0,876$$

Число Нусельта определим по формуле Михеева:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 0,023 \cdot 574758,8^{0,8} \cdot 0,876^{0,4} = 883,7$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя равен:

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{883,7 \cdot 0,551}{0,013} = 37455,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Отношение толщины трубки на теплопроводность стали:

$$\frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,0015}{18,7} = 8,02 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Вт}}{\text{К}}$$

Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны рабочего тела методом последовательных приближений:

$$\alpha_{\text{Б0}} = 4,32 \cdot q_{\text{кр}}^{0,7} \cdot (p^{0,14} + 1,28 \cdot 10^{-2} \cdot p^2)$$

1) Зададим $q_{\text{кр}} = 133437 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$

При данном значении:

$$\alpha_{\text{Б0}} = 4,32 \cdot 133437^{0,7} \cdot (6,5^{0,14} + 1,28 \cdot 10^{-2} \cdot 6,5^2) = 30767,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\alpha_2 = 0,7 \cdot \alpha_{\text{Б0}} = 30767,28 \cdot 0,7 = 21537,09 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопроводности:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_1}} = \frac{1}{\frac{1}{37455,3} + 8,02 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{21537,09}} = 6522,15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Плотность теплового потока:

$$q = k \cdot \bar{\Delta t} = 6522,15 \cdot 20,45 = 133437,54 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

2) Зададим $q_{\text{кр}} = 133437,54 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$

При данном значении:

$$\alpha_{\text{Б0}} = 4,32 \cdot 133437,54^{0,7} \cdot (6,5^{0,14} + 1,28 \cdot 10^{-2} \cdot 6,5^2) = 30767,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\alpha_2 = 0,7 \cdot \alpha_{\text{Б0}} = 30767,3 \cdot 0,7 = 21537,09 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопроводности:

$$k = 6522,15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Плотность теплового потока:

$$q = k \cdot \bar{\Delta t} = 6522,15 \cdot 20,45 = 133437,54 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

3) Зададим $q_{\text{кр}} = 133437,54 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$

При данном значении:

$$\alpha_{\text{Б0}} = 4,32 \cdot 133437,54^{0,7} \cdot (6,5^{0,14} + 1,28 \cdot 10^{-2} \cdot 6,5) = 30767,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\alpha_2 = 0,7 \cdot \alpha_{\text{Б0}} = 30767,3 \cdot 0,7 = 21537,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопроводности:

$$k = 6522,15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Плотность теплового потока:

$$q = k \cdot \bar{\Delta t} = 6522,15 \cdot 20,45 = 133437,56 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Окончательно принимаем:

$$q = 133437,56 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cong 133 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

Площадь теплообменной поверхности:

$$H = \frac{Q_1}{q} = \frac{804,5 \cdot 10^6}{133437,56} = 6029,04 \text{ м}^2$$

Площадь теплообменной поверхности с учетом образования оксидной пленки:

$$H_{\text{ПГ}} = H = 6029,04 \text{ м}^2$$

Средняя длина трубок:

$$l_{\text{тр}} = \frac{H}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot n_{\text{тр}}} = \frac{6029,04}{3,14 \cdot 14,5 \cdot 10^{-3} \cdot 9121} = 14,5 \text{ м}$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{внеш}} + d_{\text{вн}}}{2} = 14,5 \text{ мм}$$

В предыдущих расчетах как скорость теплоносителя выбрано 5,5 м/с. Для следующих расчетов, необходимо выбрать разные скорости теплоносителя и представлять результаты с такими скоростями. Выбираем 3,25 м/с, 4,25 м/с, 5,5 м/с.

Все результаты представлены в таблице 13.

Таблица 13

Расчет параметр для каждой скорости

	$w_1 = 3,25 \text{ м/с}$	$w_2 = 4,25 \text{ м/с}$	$w_3 = 5,5 \text{ м/с}$
Nu	580,14	719,02	883,73
$\alpha_I, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	24607	30497	37455,3
$\alpha_{\text{Б.О.}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	28509	29725	303767,3
$k, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	5849,3	6208,7	6522,15
$H_{\text{ПГ}}^{\text{расч}}, \text{м}^2$	6722,6	6333,4	6029,04
$q, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	119671	127025	133437,56
$H_{\text{ПГ}}^{\text{констр}}, \text{м}^2$	6722,6	6333,4	6029,04
$\alpha_{II \text{ расч}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	19957	20807	21537,1
$F_{\text{ж.с.}}, \text{м}^2$	2,06	1,57	1,21
$n_{\text{ТР}}$	15482	11839	9121
$l_{\text{ср}}, \text{м}$	9,53	11,7	14,5

Основные параметры при скорости 5,5 м/с:

$$Re = 574759,84$$

$$H_{\text{ПГ}} = 6029,04 \text{ м}^2$$

$$q_{\text{кип}}^{\text{расч}} = 133437,56 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$n_{\text{ТР}} = 10304$$

$$\bar{l}_{\text{ТР}} = 14,5 \text{ м}$$

3.3. Компоновочные Расчеты

Необходимо компоновать полученную поверхность нагрева в пакеты и определить внутренний диаметр корпуса ПГ.

Примем внутренний диаметр коллектора теплоносителя:

$$D_{\text{КОЛ}}^{\text{ВН}} = 0,9 \text{ м}$$

Зададим шаг сверлений под трубы поверхности нагрева:

$$S_{\text{КОЛ}} = 1,5 \cdot d_{\text{ВНЕШ}} = 24 \text{ мм}$$

При расчете примем:

$$S_{\text{ГОР}} = 1,375 \cdot d_{\text{ВНЕШ}} = 22 \text{ мм}$$

$$n_{\text{ГОР}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{КОЛ}}^{\text{ВН}}}{S_{\text{ГОР}}} \approx 128$$

Примем число труб в горизонтальном ряду равным 128.

$$n_{\text{СР}}^{\text{ВЕРТ}} = \frac{n_{\text{ТР}}}{n_{\text{ГОР}}} \approx 72$$

$$n_{\text{БОК}}^{\text{ВЕРТ}} = 0,8 \cdot n_{\text{СР}}^{\text{ВЕРТ}} \approx 58$$

$$n_{\text{Ц}}^{\text{ВЕРТ}} = 1,2 \cdot n_{\text{СР}}^{\text{ВЕРТ}} \approx 86$$

$$n_{\text{Б}}^{\text{ГОРИЗ}} = \frac{n_{\text{ГОРИЗ}}}{n_{\text{Ц}}^{\text{ВЕРТ}}} = \frac{n_{\text{ГОР}}}{4} = \frac{128}{4} \approx 32$$

Также произведем проверку по компоновке числа труб:

$$n_{\text{ТР}}^{\text{ГИДР}} = 2(n_{\text{Ц}}^{\text{ГОР}} \cdot n_{\text{Ц}}^{\text{ВЕРТ}} + n_{\text{Б}}^{\text{ГОР}} \cdot n_{\text{БОК}}^{\text{ВЕРТ}}) = 9216 \geq 9121(n_{\text{ТР}})$$

Размеры пакетов в случае шахматной компоновки трубного пучка:

$$S_{\text{Ц}}^{\text{ГОР}} = S_{\text{Б}}^{\text{ГОР}} = 20 \text{ мм}$$

$$S_{\text{Ц}}^{\text{ВЕРТ}} = S_{\text{Б}}^{\text{ВЕРТ}} = 20 \text{ мм}$$

$$b_{\text{Ц}} = 200 \text{ мм}$$

$$b_{\text{ПР}} = 200 \text{ мм}$$

$$b_{\text{СТ}} = 100 \text{ мм}$$

Определим ширину пакетов:

$$b_{\text{Ц}}^{\text{ПАК}} = (n_{\text{Ц}}^{\text{ГОРИЗ}} - 1) \cdot S_{\text{Ц}}^{\text{ГОР}} + d_{\text{ВНЕШ}} = (32 - 1) \cdot 20 + 16 = 636 \text{ мм}$$

$$b_6^{\text{пак}} = (n_6^{\text{гориз}} - 1) \cdot S_6^{\text{гор}} + d_{\text{внеш}} = (32 - 1) \cdot 20 + 16 = 636 \text{ мм}$$

Вычисляем высоту пакетов:

$$l_{\text{ц}}^{\text{пак}} = S_{\text{ц}}^{\text{верт}} \cdot (n_{\text{верт}}^{\text{ц}} - 1) + d_{\text{внеш}} = 20 \cdot (86 - 1) + 16 = 1,716 \text{ м}$$

$$l_6^{\text{пак}} = S_6^{\text{верт}} \cdot (n_{\text{верт}}^6 - 1) + d_{\text{внеш}} = 20 \cdot (58 - 1) + 16 = 1,156 \text{ м}$$

Вычислим диаметр парогенератора. Для этого найдём максимальное расстояние по горизонтали и вертикали, а затем сравним их.

$$D_{\text{ПГ}}^{\text{гор}} = 2(b_{\text{ц}}^{\text{пак}} + b_6^{\text{пак}}) + b_{\text{ц}} + 2(b_{\text{пр}} + b_{\text{ст}}) = 3,344 \text{ м}$$

$$D_{\text{ПГ}}^{\text{вер}} \approx l_{\text{пак}}^{\text{ц}} + (1,3 \dots 1,5) \approx 2,33 + 1,5 = 3,216 \text{ м}$$

$$\frac{|D_{\text{ПГ}}^{\text{вер}} - D_{\text{ПГ}}^{\text{гор}}|}{D_{\text{ПГ}}^{\text{вер}}} \cdot 100\% = 3,98 < 4\%$$

Принимаем $D_{\text{ПГ}} = \max\{D_{\text{ПГ}}^{\text{гор}}; D_{\text{ПГ}}^{\text{вер}}\} = 3,344 \text{ м}$.

3.4. Гидравлический Расчет по Первому Контуру

Потери напора рассчитываются для каждого участка с учетом его геометрических особенностей. Сумма потерь напора влияет на выбор насоса для прокачки теплоносителя по контуру. Гидравлическая схема горизонтального парогенератора приведена на рисунке 8.

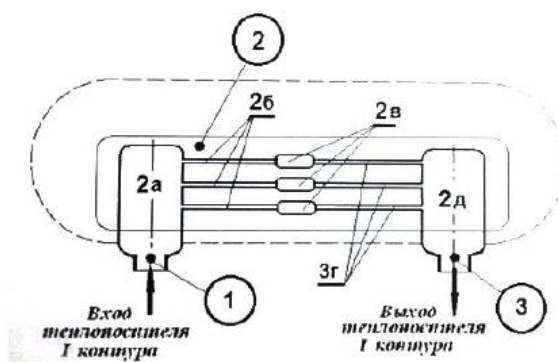


Рис. 8. Гидравлическая схема горизонтального парогенератора

Трубки поверхности нагрева целесообразно рассчитывать как коллекторную систему П-образной формы. Гидравлическое сопротивление П-образной

коллекторной системы включает местное сопротивление аппарата (сопротивлениегиба) и сопротивление примыкающих участков – сопротивление трения. Данный расчет позволяет оценить гидравлическое сопротивление горизонтального ПГ по 1 контуру, не прибегая к излишне детальному расчету местных сопротивлений контура.

3.4.1. Расчёт Потери Давления при Повороте Потoka на 90° в Подводящем Трубопроводе:

Принимаем условный диаметр подводящего трубопровода:

$$Dy = 850 \text{ мм}$$

$$R_{\text{гиба}} = 2 \cdot Dy = 1700 \text{ мм}$$

Площадь поперечного сечения подводящего трубопровода:

$$F_{\text{тр}}^{\text{под}} = \frac{\pi \cdot Dy^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 850^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 0,567 \text{ м}^2$$

Скорость теплоносителя в подводящем трубопроводе:

$$W_{\text{тр}}^{\text{под}} = \frac{G_{\text{пг}}}{F_{\text{тр}}^{\text{под}} \cdot \rho_{\text{тн}}^{\text{вх}}} = \frac{4788,4}{0,567 \cdot 681,61} = 12,38 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Найдем число Re для гладкой стеки:

$$Re = \frac{W_{\text{тр}}^{\text{под}} \cdot Dy \cdot \rho_{\text{тн}}^{\text{вх}}}{\mu_{\text{тн}}^{\text{вх}}} = \frac{12,38 \cdot 0,85 \cdot 681,61}{8,07 \cdot 10^{-5}} = 8,89 \cdot 10^7$$

По таблицам из [13] принимаем:

$$A_1 = 1$$

$$B_1 = 0,15$$

$$C_1 = 1$$

Тогда имеем следующее значение для коэффициента местного сопротивления при повороте потока на 90°:

$$\xi_{90^\circ} = A_1 B_1 C_1 = 0,15$$

$$\Delta_{\text{тр}} = 0,05 \text{ мм}$$

Относительная шероховатость:

$$\bar{\Delta} = \frac{Dy}{\Delta_{\text{тр}}} = 0,0000588$$

Коэффициент трения:

$$\lambda = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg(Re) \cdot -1,64)^2} = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg(88891941,97) \cdot -1,64)^2} = 0,00607$$

$$\xi_{\text{тр}} = 0,0175 \frac{R_{\text{гиба}}}{Dy} \delta \cdot \lambda = 0,0175 \frac{1,7}{0,85} 90 \cdot 0,00607 = 0,0191$$

$$\xi_{\text{пов}} = \xi_{90^\circ} + \xi_{\text{тр}} = 0,169$$

$$\Delta P_{\text{под}} = \xi_{\text{пов}} \cdot \rho_{\text{тн}}^{\text{вх}} \cdot \frac{W_{\text{тр}}^{\text{под}^2}}{2} = 0,169 \cdot 681,61 \frac{12,38^2}{2} = 8835,29 \text{ Па}$$

3.4.2. Расчёт Потери Давления в Диффузоре

Для дальнейшего расчёта определим степень расширения диффузора:

$$n = \frac{F_{\text{кол}}}{F_{\text{тр}}^{\text{под}}} = \frac{0,636}{0,567} = 1,121$$

Где, площадь поперечного сечения коллектора:

$$F_{\text{кол}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{кол}}^{\text{вн}^2}}{4} = 0,636 \text{ м}^2$$

Угол расширения диффузора:

$$\delta = 15^\circ$$

Число Re аналогично указанному выше. Считая, что поле скоростей равномерно на входе в коллектор, принимаем $\xi_d = 0,05$.

$$\Delta P_d = \xi_d \cdot \rho_{\text{тн}}^{\text{вх}} \cdot \frac{W_{\text{тр}}^{\text{под}^2}}{2} = 0,05 \cdot 681,61 \frac{12,38^2}{2} = 2611,74 \text{ Па}$$

3.4.3. Расчет Потери Давления в Коллекторной Системе

Систему теплопередающих труб рассматривают как коллекторную систему т.е. имеются входной и выходной участки с трением и основной участок с местным сопротивлением. Местным сопротивлением на участке является поворот теплоносителя на 180 градусов. Схема парогенератора показана на рисунке 9.

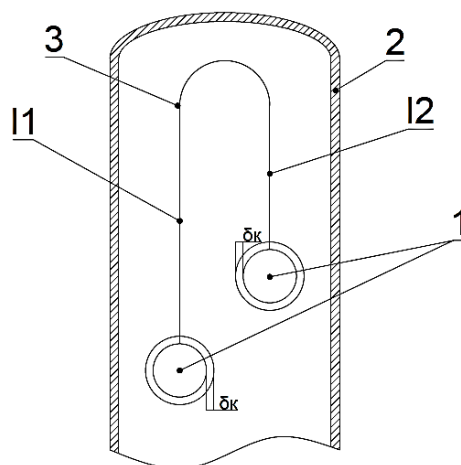


Рис. 9. Схема парогенератора: 1 – коллекторы, 2 – корпус ПГ, 3 – средняя трубка.

Теплоноситель поворачивает в корпусе на угол $\delta = 180^\circ$. Радиусгиба принимаем $R_{гиба} = \frac{D_{ПГ}}{4} = 0,836$. Число Re теплоносителя для скорости теплоносителя 5,5 м/с принимаем из теплового расчета.

Сначала найдём потерю давления из-за трения при шероховатости 0,001 мм.

Тогда относительная шероховатость:

$$\bar{\Delta} = \frac{0,001}{d_{вн}} = \frac{0,001}{13} = 0,000077$$

Коэффициент трения:

$$\lambda = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg(Re) \cdot -1,64)^2} = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg(574759,84) \cdot -1,64)^2} = 0,013$$

Потеря давления из-за трения принимает следующее значение:

$$\Delta P_d = \lambda \cdot \frac{l_{\text{тр}} - 3,14 \cdot R_{\text{гиба}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \rho_{\text{тн}} \cdot \frac{W^2}{2} = 0,013 \frac{14,5 - 3,14 \cdot 0,836}{0,013} 681,61 \cdot \frac{5,5^2}{2}$$

$$= 120109,8 \text{ Па}$$

Затем определим потерю давления при повороте теплоносителя на 180° .
Для этого определим следующие коэффициенты по материалам в [13].

$$A_1 = 0,7 + 0,35 \cdot \frac{\delta}{90} = 1,4$$

$$B_1 = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{R_{\text{гиба}}}{d_{\text{вн}}}}} = 0,026$$

$$C_1 = 1$$

Коэффициента местного сопротивления при повороте потока на 180° :

$$\xi_{180^\circ} = A_1 B_1 C_1 = 0,0367$$

$$\xi_{\text{тр}} = 0,0175 \cdot \frac{R_{\text{гиба}}}{d_{\text{вн}}} \delta \cdot \lambda = 0,0175 \cdot \frac{0,836}{0,013} 180 \cdot 0,013 = 2,59$$

$$\xi_{\text{кол}} = \xi_{180^\circ} + \xi_{\text{тр}} = 2,63$$

$$\Delta P_{\text{кол}} = \xi_{\text{кол}} \cdot \rho_{\text{тн}} \cdot \frac{W^2}{2} = 2,63 \cdot 681,61 \frac{5,5^2}{2} = 27088,2 \text{ Па}$$

3.4.4. Расчёт Потери Давления в Конфузоре

Площадь поперечного сечения отводящего трубопровода та же, что и у подводящего:

$$F_{\text{тр}}^{\text{отв}} = 0,567 \text{ м}^2$$

Степень сужения диффузора находится как отношение площадей выходного и входного сечений:

$$n = \frac{F_{\text{тр}}^{\text{отв}}}{F_{\text{кол}}} = \frac{0,567}{0,636} = 0,891$$

Скорость теплоносителя в отводящем трубопроводе:

$$W_{\text{ТР}}^{\text{ОТВ}} = \frac{G_{\text{ПГ}}}{F_{\text{ТР}}^{\text{ОТВ}} \cdot \rho_{\text{ТН}}^{\text{ВЫХ}}} = \frac{4788,4}{0,567 \cdot 747,02} = 11,3 \text{ м/с}$$

$$Re = \frac{W_{\text{ТР}}^{\text{ОТВ}} \cdot Du \cdot \rho_{\text{ТН}}^{\text{ВЫХ}}}{\mu_{\text{ТН}}^{\text{ВЫХ}}} = \frac{11,3 \cdot 0,85 \cdot 747,02}{9,27 \cdot 10^{-5}} = 7,74 \cdot 10^7$$

Угол сужения потока:

$$\delta = 15^\circ$$

Коэффициент местного сопротивления принимаем из [13] равным:

$$\xi_{\text{к}} = 0,05$$

Потеря давления на конфузоре имеет следующее значение:

$$\Delta P_{\text{к}} = \xi_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{ТН}}^{\text{ВЫХ}} \cdot \frac{W_{\text{ТР}}^{\text{ОТВ}^2}}{2} = 0,05 \cdot 747,02 \cdot \frac{11,3^2}{2} = 2383,05 \text{ Па}$$

3.4.5. Расчёт Потери Давления при Повороте Потoka на 90° в Отводящем Трубопроводе

Угол поворота потока:

$$\delta = 90^\circ$$

$$R_{\text{гиба}} = 1700$$

$$Du = 850 \text{ мм}$$

$$\xi_{90^\circ} = 0,15$$

$$\xi_{\text{тр}} = 0,0315$$

$$\xi_{\text{отв}} = \xi_{90^\circ} + \xi_{\text{тр}} = 0,181$$

$$\Delta P_{\text{отв}} = \xi_{\text{под}} \cdot \rho_{\text{ТН}}^{\text{ВЫХ}} \cdot \frac{W_{\text{ТР}}^{\text{ОТВ}^2}}{2} = 0,181 \cdot 747,02 \cdot \frac{11,3^2}{2} = 8650,49 \text{ Па}$$

Суммарная потеря давления в парогенераторе и подводящих патрубках вычисляется, как сумма всех местных сопротивлений:

$$\Delta P_{\text{I}} = \Delta P_{\text{под}} + \Delta P_{\text{д}} + \Delta P_{\text{кол}} + \Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{отв}} = 169678,57 \text{ Па} \approx 169,68 \text{ кПа}$$

Необходимо рассчитать толщину стенки различных частей парогенератора, а именно:

- центральной обечайки с отверстиями под коллекторы,
- боковых обечаек без отверстий,

- эллиптических днищ с отверстием и без,
- коллектор теплоносителя,
- трубки поверхности нагрева

3.5. Расчет на Прочность Отдельных Элементов ПГ

Цель прочностных расчетов – вычисление характеристик прочности и надёжности различных элементов ПГ и уточнение размеров этих элементов.

Элементы корпуса, подлежащие расчёту на прочность: трубка поверхности нагрева, часть коллектора, ослабленная отверстиями, обечайка корпуса, эллиптические днища (с отверстием и без отверстия).

Материал парогенератора – сталь марки 10ГН2МФА с условным пределом текучести 196 МПа. [14]

Материал трубок поверхности нагрева – нержавеющая сталь марки 08X18Н10Т с условным пределом текучести 114 МПа. [14]

3.5.1. Коллектор

Принимаем внутренний диаметр коллектора:

$$D_{\text{КОЛ}}^{\text{ВН}} = 0.9 \text{ м}$$

Продольный шаг:

$$S_{2c} = 44 \text{ мм}$$

Поперечный шаг:

$$S_{1c} = 24 \text{ мм}$$

На рисунке 10 показана схема с продольными и поперечными шагами.

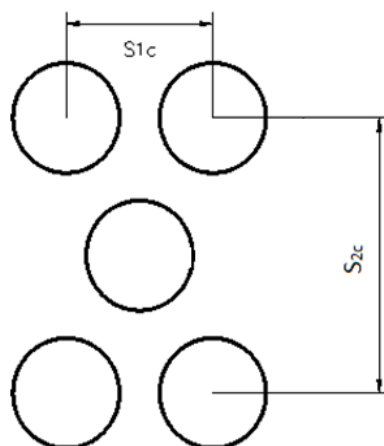


Рис. 10. Продольный и поперечный шаги

Коллектора принимаем меньшим из следующих значений:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_B^t}{n_B}$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{0,2}^t}{n_{0,2}}$$

Где: $n_B = 2,6$; $n_{0,2} = 1,5$ [14]

Материал коллектора: 10ГН2МФА

По таблицам определим $\sigma_B^t, \sigma_{0,2}^t$:

$$T_{\text{вых}} = 320$$

Тогда;

$$\sigma_B^t = 491 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{0,2}^t = 297,8$$

$$[\sigma_H] = \frac{491}{2,6} = 188,8 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H] = \frac{297,8}{1,5} = 198,5 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H]_{\min} = 188,8 \text{ МПа [14]}$$

Определим продольный коэффициент снижения прочности – $\phi_{\text{прод}}$:

$$\phi_{\text{продол.ряда}} = \frac{S_{1c} - d_{\text{нар}}}{S_{1c}} = \frac{24 - 16}{24} = 0,33$$

Определим поперечный коэффициент снижения прочности – $\phi_{\text{попер}}$:

$$\phi_{\text{попереч.ряда}} = \frac{(2 \cdot S_{2c} - d_{\text{нар}})}{2 \cdot S_{2c}} = \frac{88 - 16}{88} = 0,818$$

Определим коэффициент снижения прочности в косом направлении $\phi_{\text{диаг}}$:

$$\phi_3 = \left(1 - \frac{2 \cdot d_n}{a \cdot \sqrt{1 + (b/a)^2}} \right) \cdot \left[\sqrt{1 - 0,75 \cdot \left(\frac{(b/a)^2}{1 + (b/a)^2} \right)^2} \right]^{-1} = 0,368$$

$$\phi = \min[\phi_1, \phi_2, \phi_3] = 0,33$$

Определим толщину детали:

Расчётное давление:

$$P_l = 16 \cdot 1,125 = 18 \text{ МПа}$$

$$\delta_{\text{стенки}} = \frac{P_{\text{рас.}} \cdot d_{\text{вн}}}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{H}} - P_{\text{рас.}}} + C = \frac{18 \cdot 900}{2 \cdot 0,33 \cdot 188,8 - 18} + 0,1 = 150,0$$

Принимаем толщина стенки коллектора:

$$\delta_{\text{стенки}} = 150 \text{ мм}$$

На этапе эскизного проектирования стенки коллектора равна:

$$L_{\text{пг}} = l_{\text{тр}} + D_{\text{кол}}^{\text{нар}} - \pi \cdot R_{\text{гиба}} + 2 \cdot R_{\text{гиба}} + D_{\text{пг}} + \delta_{\text{тех}} = 19,06 \text{ м}$$

где, $\delta_{\text{тех}} = 1$; $R_{\text{гиба}} = D_{\text{пг}}/4$.

Расстояние от пучка труб до внутренней поверхности эллиптического днища.

$$D_{\text{кол}}^{\text{нар}} = D_{\text{кол}}^{\text{вн}} + 2 \cdot \delta_{\text{стенки}} = 1,20 \text{ м}$$

3.5.2. Трубка

Толщина детали определяется следующим образом:

$$\delta_{\text{T}} = \frac{P_{\text{р}} \cdot d_{\text{труб}}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma_{\text{H}}] - P_{\text{р}}} + C$$

где, $P_{\text{р}} = 1.125 \cdot P_{\text{I}} = 1.125 \cdot 16 = 18 \text{ МПа}$.

Так как на трубке нет отверстий, поэтому $\varphi = 1$.

Материал трубки – сплав 08X18H10T. Номинальное допускаемое напряжение $[\sigma_{\text{H}}]$ определяют по характеристикам материала при расчетной температуре $T_{\text{вх}}^{\text{пг}} = 320 \text{ }^{\circ}\text{C}$. [14].

Соответственно с [1]:

$$[\sigma_{\text{H}}] = \min \left\{ \frac{\sigma_{\text{в}}^{\text{T}}}{n_{\text{m}}}; \frac{\sigma_{0,2}^{\text{T}}}{n_{0,2}} \right\}$$

где:

$\sigma_{\text{в}}^{\text{T}}$ – временное сопротивление (предел прочности):

$$\sigma_{\text{в}}^{\text{T}} = 412 \text{ МПа}$$

$\sigma_{0,2}^{\text{T}}$ – предел текучести для сплава 08X18H10T:

$$\sigma_{0,2}^{\text{T}} = 177 \text{ МПа}$$

$n_{\text{m}}, n_{0,2}$ – коэффициенты запаса прочности.

Для элементов оборудования и трубопроводов, нагруженных внутренним давлением: $n_{\text{m}} = 2.6$; $n_{0,2} = 1.5$.

Следовательно,

$$[\sigma_H] = \min \left\{ \frac{\sigma_B^T}{n_m} = \frac{412}{2,6} = 158,46; \frac{\sigma_{0,2}^T}{n_{0,2}} = \frac{177}{1,5} = 118 \text{ МПа} \right\} = 118 \text{ МПа}$$

Суммарную прибавку к толщине стенки коллектора вычисляют следующим образом:

$$C = C_1 + C_2 + C_3$$

где,

$$C_1 = C_{11} + C_{12}$$

Прибавка C_2 учитывает коррозионное влияние рабочей среды на материал элементов конструкции в эксплуатационных условиях.

$$C_2 = 0,1 \text{ мм}$$

Прибавку C_{11} определяют по конструкторской документации и принимают равной отрицательному допуску на толщину стенки.

Прибавка C_{12} является технологической, предназначенной для компенсации возможного угонения полуфабриката при изготовлении. Значение этой прибавки устанавливается проектной (конструкторской) организацией по согласованию с предприятием-изготовителем.

$$C_{11} = 0$$

$$C_{12} = 0$$

Поправка на овальность C_3 :

Выбираем a в диапазоне %8-%13.

$$a = 10\%$$

$$b_1 = 1,5 \cdot \left(\frac{a}{100} - \frac{\delta_{ст}}{d_{нар}} \right) = 1,5 \cdot \left(\frac{10}{100} - \frac{0,0015}{0,016} \right) = 0,00938$$

$$b_2 = 1,5 \cdot \frac{a}{100} - \frac{\delta_{ст}}{d_{нар}} = 1,5 \cdot \frac{10}{100} - \frac{0,0015}{0,016} = 0,0565$$

$$C_3 = \delta_{ст} \cdot \frac{b_1}{b_2} = 0,0015 \cdot \frac{0,0094}{0,056} = 0,25 \text{ мм}$$

$$C = C_1 + C_2 = 0 + 0,01 + 0,25 = 0,35 \text{ мм}$$

Таким образом, толщина детали равна:

$$\delta_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{расч}} \cdot d_{\text{вн}}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma_{\text{н}}] - P_{\text{расч}}} + C = \frac{18 \cdot 13}{2 \cdot 1 \cdot 118 - 18} + 0,35 = 1,42 \text{ мм}$$

3.5.3. Обечайка с Отверстием

Найдем толщину обечайки, при которой такому отверстию не требуется укрепление.

Принимаем $\delta_{\text{с.о}} = 150$ мм.

Средний диаметр цилиндрической части ПГ:

$$D_m = D_{\text{ПГ}} + \delta_{\text{с.о}} = 3344 + 150 = 3494 \text{ мм}$$

Для вычисления коэффициента снижения прочности φ , необходимо рассмотреть развертку обечайки с отверстиями

Так как расстояние между верхним рядом отверстий и нижним достаточно большое (рис.11), то верхний ряд отверстий не оказывает влияние на нижний, и поэтому коэффициент снижения прочности необходимо рассчитывать по нижнему ряду отверстий, т.к. диаметр отверстий нижнего ряда больше, чем верхнего.

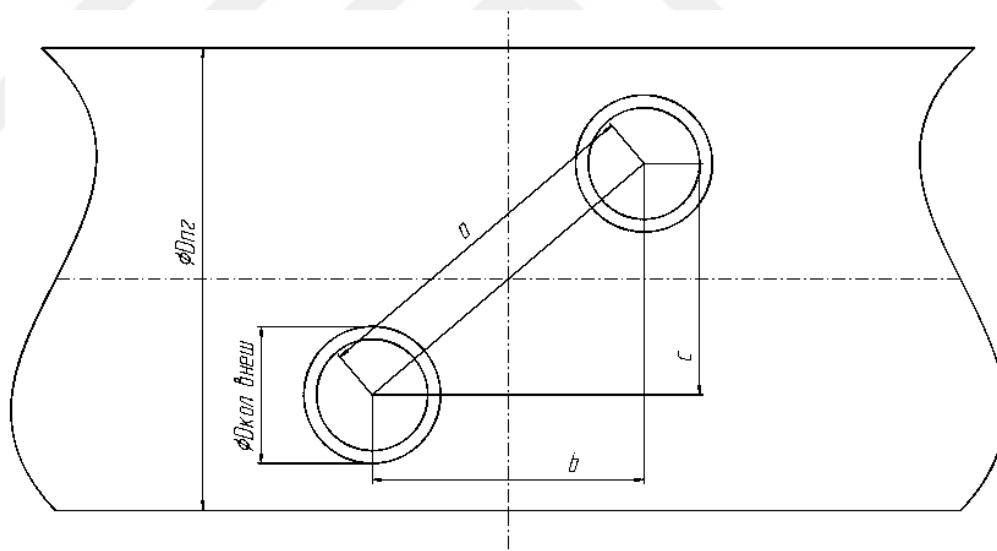


Рис. 11. Расчетная схема для определения коэффициента снижения прочности

$$\varphi = \frac{a - D_{\text{КОЛ}}^{\text{внеш}}}{a}$$

Так как расстояние от вертикальной оси парогенератора до центра коллектора равно 1,1 м, то:

$$b = 2,2 \text{ м}$$

$$c = 0,5 \cdot D_{\text{ПГ}}^{\text{вн}} = 1,672 \text{ м}$$

Из теоремы Пифагора:

$$a = \sqrt{b^2 + c^2} = \sqrt{2,2^2 + 1,672^2} = 2,76 \text{ м}$$

Таким образом:

$$\varphi = \frac{a - D_{\text{КОЛ}}^{\text{ВНЕШ}}}{a} = \frac{2,76 - 1,2}{2,76} = 0,57$$

Номинальное допускаемое напряжение при расчете изготавливаемых из углеродистых и низколегированных и аустенитных сталей и хромоникелевых сплавов, принимают меньшим из двух значений:

$$[\sigma_{\text{H}}] = \min\left(\frac{R_{\text{B}}^t}{n_{\text{B}}}; \frac{R_{p\ 0,2}^t}{n_{0,2}}\right)$$

Для элементов нагруженных внутренним давлением:

$$n_{\text{B}} = 2,6$$

$$n_{0,2} = 1,5$$

По таблице для стали 10ГН2МФА при $t_s(p_2) = 282,88 \text{ °C}$ [14]:

$$R_{\text{B}}^t = 491 \text{ МПа}$$

$$R_{p\ 0,2}^t = 304 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{B}} = \frac{R_{\text{B}}^t}{n_{\text{B}}} = \frac{491}{2,6} = 188,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{0,2} = \frac{R_{p\ 0,2}^t}{n_{0,2}} = \frac{304}{1,5} = 202,6 \text{ МПа}$$

Соответственно выбираем $[\sigma_{\text{H}}] = 188,8 \text{ МПа}$.

Суммарную прибавку к толщине стенки коллектора вычисляют следующим образом:

$$C = C_1 + C_2$$

где,

$$C_1 = C_{11} + C_{12}$$

Прибавка C_2 учитывает коррозионное влияние рабочей среды на материал элементов конструкции в эксплуатационных условиях.

$$C_2 = 0,1 \text{ мм}$$

Прибавку C_{11} определяют по конструкторской документации и принимают равной отрицательному допуску на толщину стенки.

$$C_{11} = 0$$

Прибавка C_{12} является технологической, предназначенной для компенсации возможного угонения полуфабриката при изготовлении. Значение этой прибавки устанавливается проектной (конструкторской) организацией по согласованию с предприятием-изготовителем.

$$C_{12} = 0$$

$$C = C_1 + C_2 = 0,1 + 0 = 0,1 \text{ мм}$$

Таким образом, толщина стенки равна:

$$\delta_{\text{корпус с отв}} = \frac{P_{\text{расч}} \cdot d_{\text{вн}}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma_{\text{н}}] - P_{\text{расч}}} + C = \frac{7,31 \cdot 3344}{2 \cdot 0,57 \cdot 188,8 - 7,31} + 0,1 = 118,6 \text{ мм}$$

3.5.4. Расчёт Толщины Обечаек без Отверстий

Расчетная толщина обечайки корпуса без отверстий вычисляется по следующей формуле:

$$\delta_{\text{корпус без отв.}} = \frac{P_{\text{расч}} \cdot d_{\text{вн}}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma_{\text{н}}] - P_{\text{расч}}} + C$$

$$P_{\text{расч}} = 1,125 \cdot p_2 = 1,125 \cdot 6,5 = 7,31 \text{ МПа}$$

$$d_{\text{вн}} = D_{\text{пг}} = 3344 \text{ мм}$$

Коэффициент снижения прочности $\varphi = 1$, так как в данной обечайке отсутствуют отверстия, уменьшающие прочность конструкции.

Номинальное допускаемое напряжение при расчете изготавливаемых из углеродистых и низколегированных и аустенитных сталей и хромоникелевых сплавов, принимают меньшим из двух значений:

$$[\sigma_{\text{н}}] = \min \left(\frac{R_{\text{в}}^t}{n_{\text{в}}}; \frac{R_{p0,2}^t}{n_{0,2}} \right)$$

Для элементов нагруженных внутренним давлением:

$$n_{\text{в}} = 2,6$$

$$n_{0,2} = 1,5$$

По таблице для стали 10ГН2МФА при $t_s(p_2)$:

$$R_{\text{в}}^t = 491 \text{ МПа}$$

$$R_{p0,2}^t = 304 \text{ МПа}$$

$$\sigma_B = \frac{R_B^t}{n_B} = \frac{491}{2,6} = 188,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{0,2} = \frac{R_{p0,2}^t}{n_{0,2}} = \frac{304}{1,5} = 202,6 \text{ МПа}$$

Соответственно выбираем $[\sigma_H] = 188,8 \text{ МПа}$.

Суммарную прибавку к толщине стенки коллектора вычисляют следующим образом:

$$C = C_1 + C_2$$

где,

$$C_1 = C_{11} + C_{12}$$

Прибавка C_2 учитывает коррозионное влияние рабочей среды на материал элементов конструкции в эксплуатационных условиях.

$$C_2 = 0,1 \text{ мм}$$

Прибавку C_{11} определяют по конструкторской документации и принимают равной отрицательному допуску на толщину стенки.

$$C_{11} = 0$$

Прибавка C_{12} является технологической, предназначенной для компенсации возможного угонения полуфабриката при изготовлении. Значение этой прибавки устанавливается проектной (конструкторской) организацией по согласованию с предприятием-изготовителем.

$$C_{12} = 0$$

$$C = C_1 + C_2 = 0,1 + 0 = 0,1 \text{ мм}$$

Таким образом, толщина детали равна:

$$\delta_{\text{корпус без отв}} = \frac{P_{\text{расч}} \cdot d_{\text{вн}}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma_H] - P_{\text{расч}}} + C = \frac{7,31 \cdot 3344}{2 \cdot 1 \cdot 188,8 - 7,31} + 0,1 = 66,12 \text{ мм}$$

3.5.5. Расчёт Толщины Эллиптического Днища

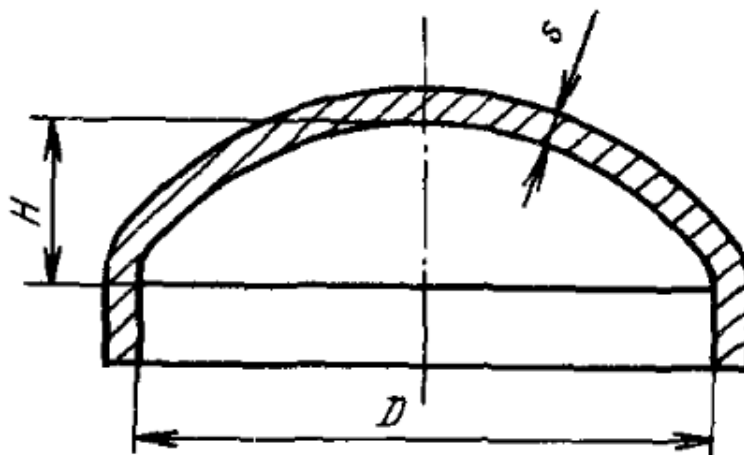


Рис. 12. Эллиптическое днище

Расчетная толщина глухого эллиптического днища вычисляется по следующей формуле:

$$\delta_{\text{глух. эл. дн.}} = \frac{P_{\text{расч}} \cdot d_{\text{вн}} \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{2H}}{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma_{\text{H}}] - P_{\text{расч}}} + C$$

$$P_{\text{расч}} = 1,125 \cdot p_2 = 1,125 \cdot 6,5 = 7,31 \text{ МПа}$$

$$d_{\text{вн}} = D_{\text{пг}} = 3344 \text{ мм}$$

$$H = 0,25 \cdot d_{\text{вн}} = 0,25 \cdot 3344 = 836 \text{ мм}$$

Коэффициент снижения прочности $\varphi = 1$, так как в данной обечайке отсутствуют отверстия, уменьшающие прочность конструкции.

Номинальное допускаемое напряжение при расчете изготавливаемых из углеродистых и низколегированных и аустенитных сталей и хромоникелевых сплавов, принимают меньшим из двух значений:

$$[\sigma_{\text{H}}] = \min \left(\frac{R_{\text{B}}^t}{n_{\text{B}}}; \frac{R_{p0,2}^t}{n_{0,2}} \right)$$

Для элементов нагруженных внутренним давлением:

$$n_{\text{B}} = 2,6$$

$$n_{0,2} = 1,5$$

По таблице для стали 10ГН2МФА при $t_s(p_2) = 281 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$R_{\text{B}}^t = 491 \text{ МПа}$$

$$R_{p0,2}^t = 304 \text{ МПа}$$

$$\sigma_B = \frac{R_B^t}{n_B} = \frac{491}{2,6} = 188,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{0,2} = \frac{R_{p0,2}^t}{n_{0,2}} = \frac{304}{1,5} = 202,6 \text{ МПа}$$

Соответственно выбираем $[\sigma_H] = 188,8 \text{ МПа}$

Суммарную прибавку к толщине стенки коллектора вычисляют следующим образом:

$$C = C_1 + C_2$$

где,

$$C_1 = C_{11} + C_{12}$$

Прибавка C_2 учитывает коррозионное влияние рабочей среды на материал элементов конструкции в эксплуатационных условиях.

$$C_2 = 0,1 \text{ мм}$$

Прибавку C_{11} определяют по конструкторской документации и принимают равной отрицательному допуску на толщину стенки.

$$C_{11} = 0$$

Прибавка C_{12} является технологической, предназначенной для компенсации возможного угонения полуфабриката при изготовлении. Значение этой прибавки устанавливается проектной (конструкторской) организацией по согласованию с предприятием-изготовителем.

$$C_{12} = 0$$

$$C = C_1 + C_2 = 0,1 + 0 = 0,1 \text{ мм}$$

Таким образом, толщина стенки детали равна:

$$\delta_{\text{глуж. эл. дн.}} = \frac{P_{\text{расч}} \cdot d_{\text{вн}} \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{2H}}{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma_H] - P_{\text{расч}}} + C = \frac{7,31 \cdot 3344 \cdot \frac{3344}{2 \cdot 836}}{4 \cdot 1 \cdot 188,8 - 7,31} + 0,1 = 65,47 \text{ мм}$$

3.5.6. Эллиптическое Днище с Отверстием

Расчетная толщина эллиптического днища с отверстием под люк-лаз вычисляется по следующей формуле:

$$\delta_{\text{эл. дн. с отв.}} = \frac{P_{\text{расч}} \cdot d_{\text{вн}} \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{2H}}{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma_{\text{н}}] - P_{\text{расч}}} + C$$

$$P_{\text{расч}} = 1,125 \cdot p_2 = 1,125 \cdot 6,5 = 7,31 \text{ МПа}$$

$$d_{\text{вн}} = D_{\text{пг}} = 3344 \text{ мм}$$

$$H = 0,25 \cdot d_{\text{вн}} = 0,25 \cdot 3344 = 836 \text{ мм}$$

Номинальное допускаемое напряжение при расчете изготавливаемых из углеродистых и низколегированных и аустенитных сталей и хромоникелевых сплавов, принимают меньшим из двух значений:

$$[\sigma_{\text{н}}] = \min \left(\frac{R_{\text{в}}^t}{n_{\text{в}}}; \frac{R_{p\ 0,2}^t}{n_{0,2}} \right)$$

Для элементов нагруженных внутренним давлением:

$$n_{\text{в}} = 2,6$$

$$n_{0,2} = 1,5$$

По таблице для стали 10ГН2МФА при $t_s(p_2) = 281 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$R_{\text{в}}^t = 491 \text{ МПа}$$

$$R_{p\ 0,2}^t = 304 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{R_{\text{в}}^t}{n_{\text{в}}} = \frac{491}{2,6} = 188,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{0,2} = \frac{R_{p\ 0,2}^t}{n_{0,2}} = \frac{304}{1,5} = 202,6 \text{ МПа}$$

Соответственно выбираем $[\sigma_{\text{н}}] = 18,8 \text{ МПа}$.

Суммарную прибавку к толщине стенки коллектора вычисляют следующим образом:

$$C = C_1 + C_2$$

где,

$$C_1 = C_{11} + C_{12}$$

Прибавка C_2 учитывает коррозионное влияние рабочей среды на материал элементов конструкции в эксплуатационных условиях.

$$C_2 = 0,1 \text{ мм}$$

Прибавку C_{11} определяют по конструкторской документации и принимают равной отрицательному допуску на толщину стенки.

$$C_{11} = 0$$

Прибавка C_{12} является технологической, предназначенной для компенсации возможного угонения полуфабриката при изготовлении. Значение этой прибавки устанавливается проектной (конструкторской) организацией по согласованию с предприятием-изготовителем.

$$C_{12} = 0$$

$$C = C_1 + C_2 = 0,1 + 0 = 0,1 \text{ мм}$$

Коэффициент снижения прочности эллиптического днища, ослабленного одиночным отверстием, определяется по следующей формуле:

$$\varphi = \frac{2}{\frac{d_{\text{отв}}}{\sqrt{D_{\text{ПГ}}^{\text{внеш}} (\delta_{\text{корпус без отв.}} - C)}} + 1,75}$$

Диаметр люка-лаза задаем равным:

$$d_{\text{отв}} = 500 \text{ мм}$$

Таким образом:

$$\varphi = \frac{2}{\frac{d_{\text{отв}}}{\sqrt{D_{\text{ПГ}}^{\text{внеш}} (\delta_{\text{корпус без отв.}} - C)}} + 1,75} = \frac{2}{\frac{500}{\sqrt{(3494 \cdot (66,12 - 0,1))}} + 1,75} = 0,717$$

Таким образом, толщина стенки коллектора равна:

$$\delta_{\text{эл. дн. с отв.}} = \frac{P_{\text{расч}} \cdot d_{\text{вн}} \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{2H}}{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma_{\text{н}}] - P_{\text{расч}}} + C = \frac{7,31 \cdot 3344 \cdot \frac{3344}{2 \cdot 836}}{4 \cdot 0,717 \cdot 188,8 - 7,31} + 0,1 = 91,69 \text{ мм}$$

Полученные результаты приведены в таблице 14.

Таблица 14

Полученные результаты расчета на прочность отдельных элементов парогенератора

Наименование	Обозначение	Рассчитанные Значения	Размерность	Принятые Значения
Толщина стенки коллектора	$\delta_{\text{стенки}}$	150	мм	150
Трубка	$\delta_{\text{тр}}$	1,42	мм	1,4
Обечайка с отверстием	$\delta_{\text{корпус с отв}}$	118,6	мм	119
Толщина обечайек без отверстий	$\delta_{\text{корпус без отв}}$	66,12	мм	66
Толщина эллиптического днища	$\delta_{\text{глух. эл. дн.}}$	65,47	мм	65
Эллиптическое днище с отверстием	$\delta_{\text{эл. дн. с отв.}}$	91,69	мм	92

3.6. Расчет Естественной Циркуляции

Принимается, что по вертикальным коридорам между пакетами труб имеет место опускное движение воды, а в межтрубном пространстве – подъёмное движение ПВС (пароводяной смеси). В расчёте рассматривается циркуляция среды отдельно для центрального (первый) и бокового (второй) пакетов по схеме. Влияние дырчатого листа на интенсивность циркуляции в трубном пучке не учитывается.

3.6.1. Определение Параметров Пакетов

В таблице 15 приведены исходные данные для расчёта. В таблице приведены проходные сечения. На рисунке 13 приведена расчётная схема циркуляции рабочего тела.

Проходные сечения рассчитывают на единицу длины пакета. Проходные сечения приведены в таблице 16.

Таблица 15

Исходные данные для расчёта

Название величины	Обозначение	Значение	Размерность
Число рядов в центральном пакете, по горизонтали/по вертикали	$\frac{n_{гор}^ц}{n_{верт}^ц}$	0,372	
Число рядов в боковом пакете, по горизонтали/по вертикали	$\frac{n_{гор}^б}{n_{верт}^б}$	0,551	
Ширина центрального коридора	$b_{ц}$	200	мм
Ширина промежуточного коридора	$b_{пр}$	200	
Ширина зазора	$b_з$	100	
Ширина центрального пакета	$b_{пак1}$	636	
Ширина бокового пакета	$b_{пак2}$	636	
Средняя высота центрального пакета над обечайкой	h_1	165	
Средняя высота бокового пакета над обечайкой	h_2	165	
Горизонтальный шаг	S_1	24	
Вертикальный шаг	S_2	22	
Температура насыщения	T_s	281	
Плотность воды на линии насыщения	ρ'	748,49	$\frac{кг}{м^3}$
Плотность пара на линии насыщения	ρ''	33,71	
Разность плотностей	$\rho' - \rho''$	714,77	
Отношение плотности воды к плотности пара	$\frac{\rho'}{\rho''}$	22,2	
Отношение плотности пара к плотности воды	$\frac{\rho''}{\rho'}$	0,045	

Проходные сечения

Сечение	Обозначение	Расчёт	
		Центральный пакет	Боковой пакет
Проходное сечение коридора	$F_{кор, мм}$	$\frac{b_{ц} + b_{пр}}{2} - d = 184$	$\frac{b_{з} + b_{пр}}{2} - d = 134$
Проходное сечение пакета	$F_{пак, мм}$	$(S_1 - d) \cdot n_{гор}^u = 256$	$(S_1 - d) \cdot n_{гор}^б = 256$
Проходное сечение под пакетом	$F_{под пак, мм}$	$h_1 - \frac{d}{2} = 157$	$h_2 - \frac{d}{2} = 157$
Общее сечение пакета	$F_{о пак, мм}$	$b_{пак1} + \frac{d}{2} = 644$	$b_{пак2} + \frac{d}{2} = 644$

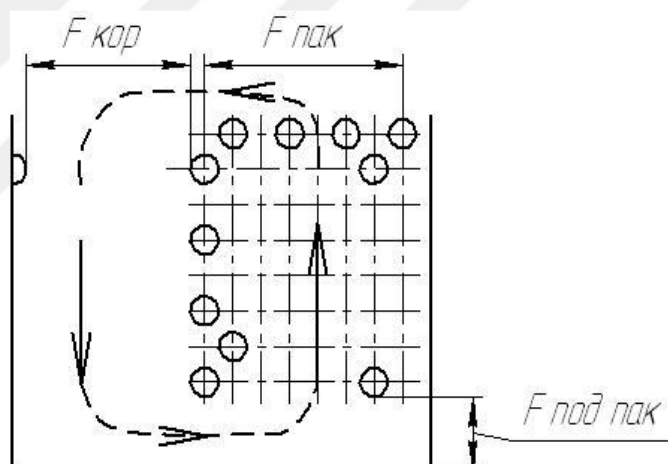


Рис. 13. Расчётная схема циркуляции рабочего тела.

Проверка геометрии пакетов

Отношение	Центральный пакет	Боковой пакет	Ориентировочное соотношение
$F_{пак} / F_{кор}$	1,39	1,91	1
$F_{пак} / F_{под пак}$	1,63	1,63	2
$F_{о пак} / F_{пак}$	2,52	2,52	3 ÷ 3.5

- Коэффициента сопротивления входа потока в коридор $\xi_{вх} = 0,5$;
- Коэффициента сопротивления коридора, который рассчитывается как система сужений и расширений потока при прохождении горизонтальных рядов труб (всего $n_{верт}/2$ сужений и расширений).

$$\xi_{кор} = \frac{n_{верт}}{2} \left[\left(1 - \frac{F_{кор}}{F_{кор} + d_{нар}} \right)^2 + 0,5 \cdot \left(1 - \frac{F_{кор}}{F_{кор} + d_{нар}} \right)^{\frac{3}{4}} \right]$$

- Коэффициент сопротивления поворота на 90^0 под пакетом $\xi_{пов} = 1,5$;
- Коэффициента сопротивления при прохождении потока под пакетом (n_1 сужений и расширений)

$$\xi_{под пак} = n_{гор} \left[\left(1 - \frac{F_{под пак}}{F_{под пак} + \frac{d_{нар}}{2}} \right)^2 + 0,5 \cdot \left(1 - \frac{F_{под пак}}{F_{под пак} + \frac{d_{нар}}{2}} \right)^{\frac{3}{4}} \right]$$

Суммарный коэффициент сопротивления :

$$\xi_{под пак} = \xi_{вх} + \xi_{кор} + \xi_{пов} + \xi_{под пак}$$

Таблица 18

Расчёт коэффициента сопротивления

	Расчёт	
	Центральный пакет	Боковой пакет
$\xi_{кор}$	3,51	3,04
$\xi_{под пак}$	0,86	0,86
$\xi_{оп}$	6,37	5,90

3.6.2. Коэффициент Сопротивления Подъёмного Участка

Расчёт проводится для трёх сечений по длине пучка труб, отстоящих на разное расстояние от "горячего" коллектора.

Коэффициент неравномерности выхода пара по ширине пучка для центрального пакета $K_{\text{нр1}} = 1,47$, бокового $K_{\text{нр1}} = 1,05$.

При движении внутри трубок теплоноситель отдает тепло рабочему телу, при этом по мере удаления от горячего коллектора уменьшается генерация пара и местная скорость выхода пара с поверхности зеркала испарения. Это приводит к различным условиям циркуляции на разном расстоянии от горячего коллектора. Поэтому проведем расчет ЕЦ для каждого из пакетов в разных сечениях по длине ПГ:

$$l_1 = 0,95 \text{ м}, \quad l_2 = 1,9 \text{ м}, \quad l_3 = 2,85 \text{ м}.$$

На этапе эскизного проектирования длина ПГ может быть оценена следующим образом:

$$L_{\text{ПГ}} \approx l_{\text{тр}} + d_{\text{кол}}^{\text{нар}} - \pi \cdot R_{\text{Г}} + 2 \cdot R_{\text{Г}} + D_{\text{ПГ}} + \delta_{\text{техн}} = 19,056 \text{ м}$$

где,

$\delta_{\text{техн}}$ – технологический размер (расстояние от пучка труб до внутренней поверхности эллиптического днища), принимается ~ 1 м.

Поверхность зеркала испарения в ПГ может быть оценена как:

$$F_{\text{зи}} \approx L_{\text{ПГ}} \cdot D_{\text{ПГ}} = 19,056 \cdot 3,344 = 63,725 \text{ м}^2$$

Средняя скорость выхода пара с зеркала испарения определяется по формуле:

$$W_{\text{зи}} = \frac{D}{\rho'' \cdot F_{\text{зи}}} = \frac{441,33}{33,72 \cdot 63,725} = 0,205$$

Определенная в результате экспериментов на действующих ПГ безразмерная скорость выхода пара $\frac{w''_{0cp}}{w_{зи}}$ в зависимости от относительной координаты по длине ПГ $\frac{l}{L_{ПГ}}$ показан на рисунке 14. Ниже приведен пример расчета ЕЦ для сечения $l_1 = 0,95$ м для центрального пакета.



Рис. 14. Распределение скоростей пара, приведенных к поверхности зеркала испарения, по длине пучка: 1 – без учета подвода питательной воды, 2 – с учетом подвода питательной воды

Из рисунка получаем:

$$w''_{0cp} = 0,31 \text{ м/с}$$

Скорость пара в пакетах:

$$w''_{узк} = \frac{1}{2} \cdot w''_{0cp} \cdot k_{нр} \cdot \left(\frac{F_{0пак}}{F_{пак}} \right) = \frac{1}{2} \cdot 0,31 \cdot 1,47 \cdot \left(\frac{644}{256} \right) = 0,57 \text{ м/с}$$

Напорное паросодержание в коридоре:

$$\varphi_{кор} = \frac{w''_0}{w''_0 + a}$$

Здесь:

$$w''_0 = w''_{0cp} \cdot k_{нр} = 0,31 \cdot 1,47 = 0,453 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$a = 0,65 - 0,0398 \cdot p_2 = 0,65 - 0,0398 \cdot 6,5 = 0,391$$

$$\varphi_{\text{кор}} = \frac{0,453}{0,453 + 0,391} = 0,536$$

Для каждого сечения по трубе задаем три значения кратности циркуляции $K_{\text{ц}}$ из диапазона 1.5 – 10:

$$K_{\text{ц}_1} = 3; K_{\text{ц}_2} = 6; K_{\text{ц}_3} = 10$$

Приведем пример расчета для $K_{\text{ц}_1} = 3$;

Массовое \bar{x} и объемное $\bar{\beta}$ паросодержание потока в пакете:

$$\bar{x} = \frac{1}{2 \cdot K_{\text{ц}}} = \frac{1}{2 \cdot 3} = 0,17$$

$$\bar{\beta} = \left(1 + \frac{\rho''(p_2)}{\rho'(p_2)} \cdot \frac{1 - \bar{x}}{\bar{x}} \right)^{-1} = \left(1 + 0,045 \cdot \frac{1 - 0,17}{0,17} \right)^{-1} = 0,82$$

Скорость циркуляции через пакет:

$$w_0 = \frac{w''_{0 \text{ узк}}}{\bar{x}} \cdot \frac{\rho''(p_2)}{\rho'(p_2)} = \frac{0,57}{0,17} \cdot 0,045 = 0,15 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_0 \cdot d_{\text{тр}}^{\text{нап}}}{\nu'(p_2)} = \frac{0,15 \cdot 0,016}{1,244 \cdot 10^{-7}} = 2 \cdot 10^4$$

Среднее напорное паросодержание в пакете:

$$\bar{\varphi} = \frac{w''_{0 \text{ узк}}}{w''_{0 \text{ узк}} + w'_{0 \text{ узк}} + a}$$

где,

$w'_{0 \text{ узк}}$ - приведенная к узкому сечению пакета скорость воды, определяемая по формуле:

$$w'_{0 \text{ узк}} = \frac{w''_{0 \text{ узк}}}{\bar{\beta}} - w''_{0 \text{ узк}} = \frac{0,57}{0,82} - 0,57 = 0,128$$

Таким образом:

$$\bar{\varphi} = \frac{0,57}{0,57 + 0,128 + 0,391} = 0,52$$

$$S_{\text{диаг}} = \sqrt{\frac{S_{\text{гор}}^2}{4} + S_{\text{верт}}^2} = \sqrt{\frac{0,024^2}{4} + 0,022^2} = 0,046 \text{ м}$$

$$a_1 = \left(1,7 - \frac{S_{\text{гор}} - d_{\text{внеш}}}{S_{\text{диаг}} - d_{\text{внеш}}}\right)^{1,5} = \left(1,7 - \frac{0,024 - 0,016}{0,046 - 0,016}\right)^{1,5} = 1,70$$

$$A = 3,2 + 0,66 \cdot a_1 + \frac{1,44 - \frac{S_1}{d_{\text{внеш}}}}{0,11} \cdot (0,6 + 0,2 \cdot a_1) = 3,81$$

Тогда коэффициент сопротивления на подъёмном участке:

$$\xi_{\text{под}} = 2 \cdot Re^{-0,2} \cdot n_{\text{верт}} \cdot \left(\frac{S_{\text{гор}}}{d} - 1\right)^{-0,5} = 2 \cdot (2 \cdot 10^4)^{-0,2} \cdot 86 \cdot \left(\frac{24}{16} - 1\right)^{-0,5} = 33,63$$

Полученные величины используют для расчета потерь давления на подъёмном участке контура циркуляции $\Delta P_{\text{под}}$, на опускном участке $\Delta P_{\text{оп}}$ и потерь давления от ускорения в пакете $\Delta P_{\text{уск}}$.

$$\Delta P_{\text{под}} = \xi_{\text{под}} \cdot \frac{\rho'(p_2) \cdot w_0^2}{2} \cdot \left[1 + \bar{x} \cdot \left(\frac{\rho'(p_2)}{\rho''(p_2)} - 1\right)\right]$$

$$\Delta P_{\text{оп}} = \xi_{\text{оп}} \cdot \frac{\rho'(p_2) \cdot w_{\text{оп}}^2}{2}$$

где,

$$w_{\text{оп}} = w_0 \cdot \frac{F_{\text{пак}}}{F_{\text{кор}}}$$

$$\Delta P_{\text{уск}} = 2 \cdot \left(\frac{\rho'(p_2)}{\rho''(p_2)} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{\text{ц}}} \cdot \frac{\rho'(p_2) \cdot w_0^2}{2}$$

В результате:

$$w_{\text{оп}} = 0,15 \cdot 1,39 = 0,21 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\Delta P_{\text{под}} = 33,63 \cdot \frac{748,49 \cdot 0,15^2}{2} \cdot \left[1 + 0,17 \cdot \left(\frac{748,49}{33,72} - 1\right)\right] = 1352,47 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{оп}} = 6,37 \cdot \frac{748,49 \cdot 0,21^2}{2} = 109,46 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{уск}} = 2 \cdot \left(\frac{748,49}{33,72} - 1\right) \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{748,49 \cdot 0,15}{2} = 125,39 \text{ Па}$$

Суммарная потеря давления в контуре:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{под}} + \Delta P_{\text{оп}} + \Delta P_{\text{уск}} = 1352,47 + 109,46 + 125,39 = 1587,32 \text{ Па.}$$

Движущий напор, развиваемый в контуре ЕЦ определяется по формуле:

$$P_{\text{дв}} = H \cdot \bar{\varphi} \cdot (\rho'(p_2) - \rho''(p_2)) \cdot g - h_{\text{кор}} \cdot \varphi_{\text{кор}} \cdot (\rho'(p_2) - \rho''(p_2)) \cdot g$$

Здесь:

$$H = S_{\text{в}} \cdot (n_{\text{верт}}^{\text{ц}} - 1) + d_{\text{тр}}^{\text{нар}}$$

Вертикальный шаг расположения труб в пучке $S_{\text{в}}$:

$$S_{\text{в}} = 0,024 \text{ м}$$

$$H = 0,024 \cdot (86 - 1) + 0,016 = 2,056 \text{ м}$$

Глубина захвата пара в опускной коридор, зависящая от скорости воды в нем и определяемая по графику на рисунке 15:

$$h_{\text{кор}} = 0,02 \text{ м}$$

$$P_{\text{дв}} = 2,056 \cdot 0,52 \cdot (748,49 - 33,72) \cdot 9,81 - 0,02 \cdot 0,36 \cdot (748,49 - 33,72) \cdot 9,81 \\ = 7464,21 \text{ Па}$$

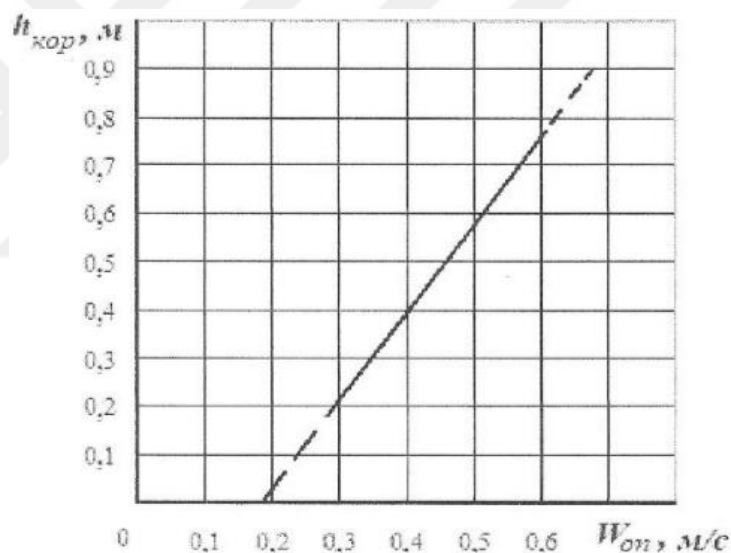


Рис.15. Зависимость глубины захвата пара в вертикальный коридор от скорости воды на опуске.

Результаты расчета естественной циркуляции для центрального и бокового пакетов в сечениях $l_1 = 0,95 \text{ м}$, $l_2 = 1,9 \text{ м}$ и $l_2 = 2,85 \text{ м}$ представлены соответственно в таблицах 19,20,21.

Таблица 19

Результаты расчета естественной циркуляции для центрального и бокового пакетов в сечении $l_1 = 0,95$ м

	Центль- ный пакет	Боковой пакет	Центральный пакет	Боковой пакет	Централь- ный пакет	Боковой пакет
$K_{ц}$	3		6		10	
$W''_{0 узк}, \frac{м}{с}$	0,57	0,41	0,57	0,41	0,57	0,41
$W''_0, \frac{м}{с}$	0,45	0,32	0,45	0,32	0,45	0,32
$\varphi_{кор}$	0,54	0,45	0,54	0,45	0,54	0,45
\bar{x}	0,17	0,17	0,08	0,08	0,05	0,05
$\bar{\beta}$	0,82	0,82	0,67	0,67	0,54	0,54
$W_0, \frac{м}{с}$	0,15	0,11	0,31	0,22	0,51	0,37
Re	19803,4	14145,3	39606,9	28290,6	66011,5	47151,01
$W'_{0 узк}, \frac{м}{с}$	0,48	0,09	0,28	0,2	0,5	0,35
$\bar{\varphi}_{пак}$	0,52	0,46	0,46	0,41	0,39	0,35
$\xi_{вх}$	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
$\xi_{кор}$	3,51	3,04	3,51	3,04	3,51	3,04
$\xi_{пов}$	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
$\xi_{под пак}$	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86
$\xi_{оп}$	6,37	5,9	6,37	5,9	6,37	5,9
$\xi_{под}$	33,63	24,26	29,27	21,12	26,43	19,07
$W_{оп}, \frac{м}{с}$	0,21	0,21	0,43	0,42	0,71	0,7
$\Delta P_{под}, Па$	1352,47	497,77	2874,25	1057,85	5367,44	1975,45
$\Delta P_{оп}, Па$	109,46	97,49	437,85	389,95	1216,24	1083,19
$\Delta P_{уск}, Па$	125,39	63,97	250,77	127,95	417,96	213,24
$\Delta P, Па$	1587,32	659,23	3562,88	1575,74	7001,64	3271,88
$h_{кор}, м$	0,02	0,02	0,4	0,4	0,92	0,92
$P_{дв}, Па$	7464,21	4374,08	5101	2680,07	2208,68	524,74

На рисунках 16, 17 представлены для $l_1 = 0,95$ м характеры зависимости потери давления в контуре парогенератора и движущегося напора от кратности циркуляции для центрального и бокового пакетов соответственно. Точка пересечения двух линий соответствует для центрального пакета $\kappa_{ц} = 7$, для бокового пакета $\kappa_{ц} = 7,2$.

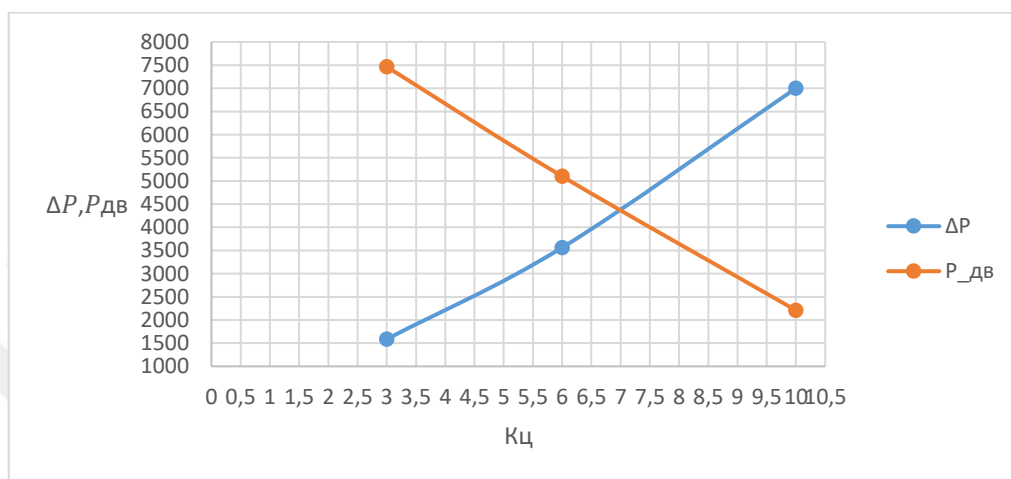


Рис.16.Характер зависимости потери давления в контуре парогенератора и движущего напора от кратности циркуляции для центрального пакета для $l_1 = 0,95$ м

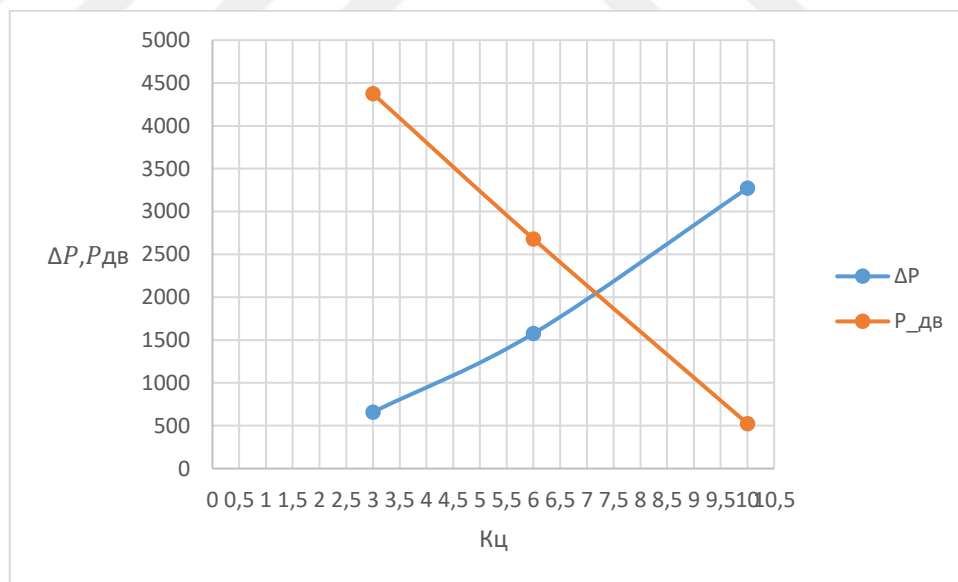


Рис.17. Характер зависимости потери давления в контуре парогенератора и движущего напора от кратности циркуляции для бокового пакета $l_1 = 0,95$ м

Результаты расчета естественной циркуляции для центрального и бокового пакетов в сечении $l_2 = 1,9$ м

	Центль- ный па- кет	Боковой пакет	Центральный пакет	Боковой пакет	Центральный пакет	Боковой пакет
$K_{ц}$	3		6		10	
$W''_{0 узк}, \frac{м}{с}$	0,48	0,34	0,48	0,34	0,48	0,34
$W''_0, \frac{м}{с}$	0,38	0,27	0,38	0,28	0,38	0,27
$\varphi_{кор}$	0,491	0,408	0,491	0,408	0,491	0,408
\bar{x}	0,167	0,167	0,083	0,083	0,05	0,05
$\bar{\beta}$	0,816	0,816	0,669	0,669	0,539	0,539
$W_0, \frac{м}{с}$	0,128	0,092	0,257	0,183	0,428	0,305
Re	16502,9	11787,8	33005,7	23575,5	55009,6	39292,6
$W'_{0 узк}, \frac{м}{с}$	0,107	0,076	0,235	0,168	0,406	0,29
$\bar{\varphi}_{пак}$	0,49	0,42	0,43	0,38	0,37	0,33
$\xi_{вх}$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$\xi_{кор}$	3,51	3,04	3,51	3,04	3,51	3,04
$\xi_{пов}$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$\xi_{под пак}$	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86
$\xi_{оп}$	6,37	5,9	6,37	5,9	6,37	5,9
$\xi_{под}$	34,88	25,16	30,36	21,90	27,41	19,77
$W_{оп}, \frac{м}{с}$	0,18	0,18	0,36	0,35	0,6	0,58
$\Delta P_{под}, Па$	974,09	358,51	2070,14	761,9	3865,8	1422,8
$\Delta P_{оп}, Па$	76,02	67,7	304,06	270,8	844,6	752,2
$\Delta P_{уск}, Па$	87,07	44,43	174,15	88,85	290,25	148,09
$\Delta P, Па$	1137,18	470,63	2548,35	1121,55	5000,67	2323,08
$h_{кор}, м$	0,02	0,02	0,3	0,3	0,75	0,75
$P_{дв}, Па$	6965,22	4021,62	5181,72	2804,65	2796,93	1079

На рисунках 18, 19 представлены для $l_2 = 1,9$ м характеры зависимости потери давления в контуре парогенератора и движущегося напора от кратности циркуляции для центрального и бокового пакетов соответственно. Точка пересечения двух линий соответствует для центрального пакета $k_{ц} = 8,2$, для бокового пакета $k_{ц} = 8,3$.

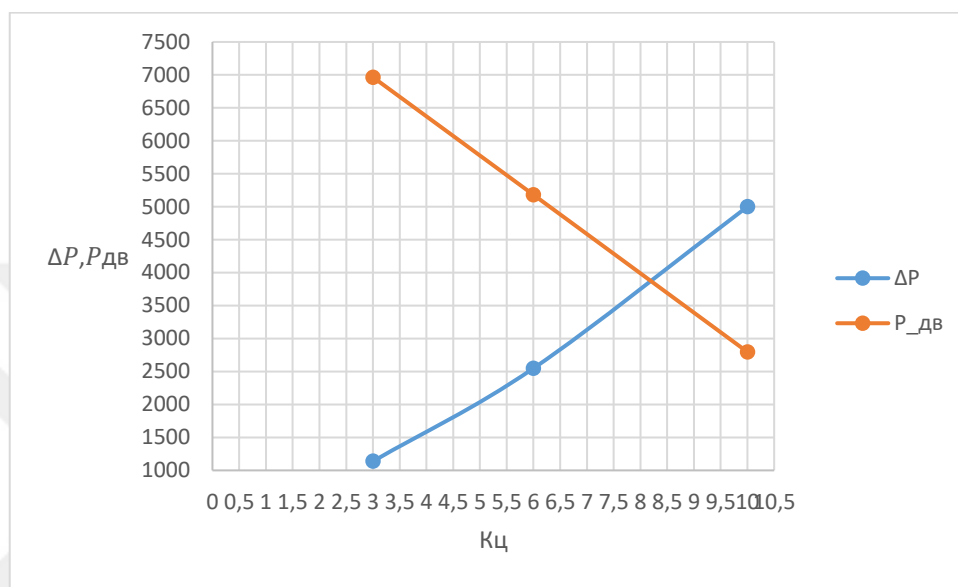


Рис. 18. Характер зависимости потери давления в контуре парогенератора и движущего напора от кратности циркуляции для центрального пакета $l_2 = 1,9$ м

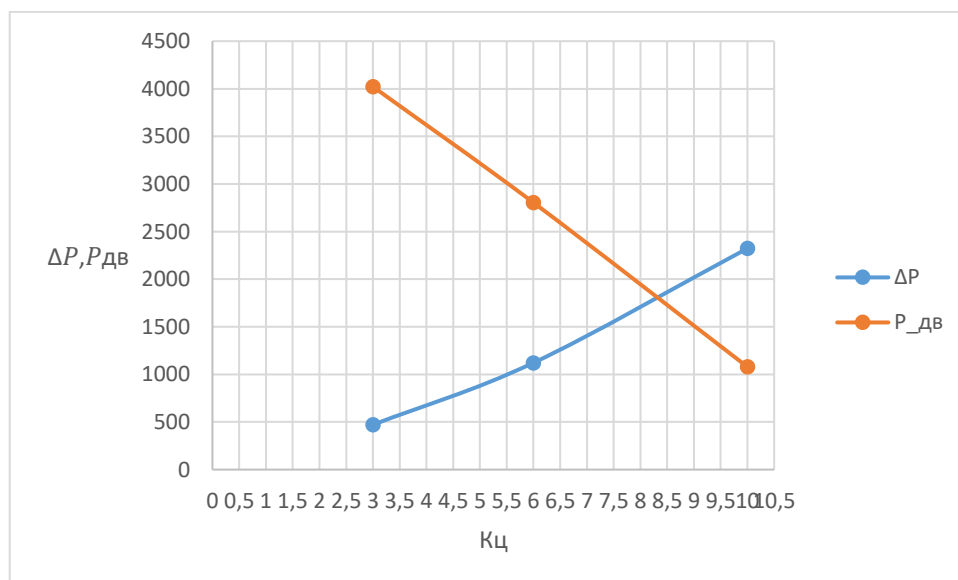


Рис. 19. Характер зависимости потери давления в контуре парогенератора и движущего напора от кратности циркуляции для бокового пакета $l_2 = 1,9$ м

Таблица 21

Результаты расчета естественной циркуляции для центрального и бокового пакетов в сечении $l_3 = 2,85$ м

	Центль- ный пакет	Боковой пакет	Центральный пакет	Боковой пакет	Центральный пакет	Боковой пакет
$K_{ц}$	3		6		10	
$W_{0' узк}' \frac{M}{C}$	0,43	0,31	0,43	0,31	0,43	0,31
$W_{0''}' \frac{M}{C}$	0,34	0,24	0,34	0,24	0,34	0,24
$\varphi_{кор}$	0,47	0,38	0,47	0,38	0,47	0,38
\bar{x}	0,17	0,17	0,08	0,08	0,05	0,05
$\bar{\beta}$	0,82	0,82	0,67	0,67	0,54	0,54
$W_{0,}' \frac{M}{C}$	0,12	0,08	0,23	0,17	0,39	0,28
Re	14918,6	10656,1	29837,2	21312,3	49728,7	35520,5
$W_{0' узк}' \frac{M}{C}$	0,097	0,069	0,213	0,152	0,367	0,262
$\bar{\varphi}_{пак}$	0,468	0,4	0,415	0,361	0,361	0,319
$\xi_{вх}$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$\xi_{кор}$	3,51	3,04	3,51	3,04	3,51	3,04
$\xi_{пов}$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$\xi_{под пак}$	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86
$\xi_{оп}$	3,51	3,04	3,51	3,04	3,51	3,04
$\xi_{под}$	35,59	25,67	30,98	22,35	27,97	20,18
$W_{оп,}' \frac{M}{C}$	0,16	0,16	0,32	0,32	0,54	0,53
$\Delta P_{под,}'$ Па	812,28	298,95	1726,24	635,33	3223,62	1186,43
$\Delta P_{оп,}'$ Па	62,12	55,32	248,48	221,29	690,23	614,72
$\Delta P_{уск,}'$ Па	71,16	36,31	142,32	72,61	237,2	121,02
$\Delta P,'$ Па	945,56	390,58	2117,04	929,24	4151,05	1922,17
$h_{кор,}'$ м	0,02	0,02	0,2	0,2	0,57	0,57
$P_{дв,}'$ Па	6680,63	3825,2	5335,33	2962,6	3347,12	1564,15

На рисунках 20, 21 представлены для $l_3 = 2,85$ м характеры зависимости потери давления в контуре парогенератора и движущегося напора от кратности циркуляции для центрального и бокового пакетов соответственно. Точка пересечения двух линий соответствует для центрального пакета $\kappa_{ц} = 9,2$, для бокового пакета $\kappa_{ц} = 9,4$.

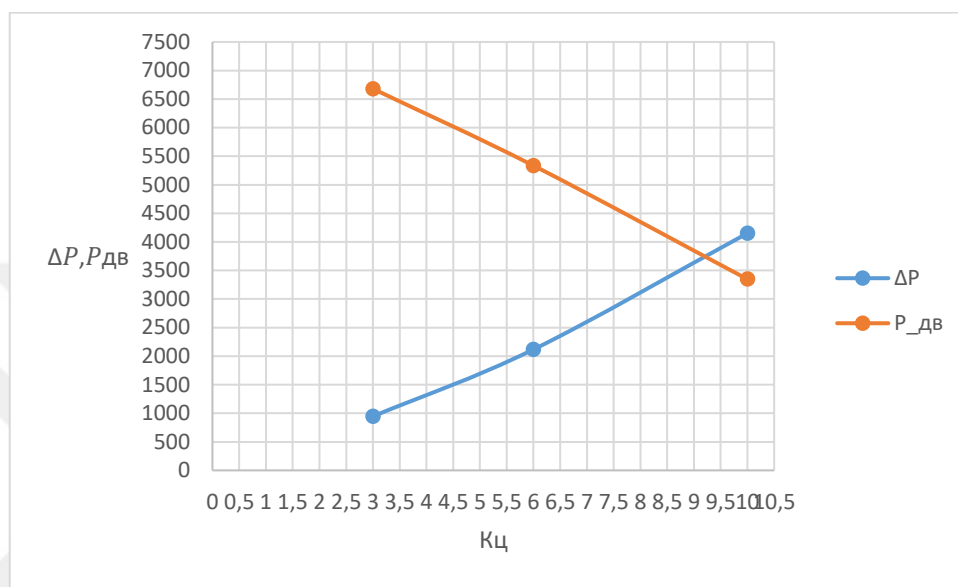


Рис.20. Характер зависимости потери давления в контуре парогенератора и движущего напора от кратности циркуляции для центрального пакета $l_3 = 2,85$ м

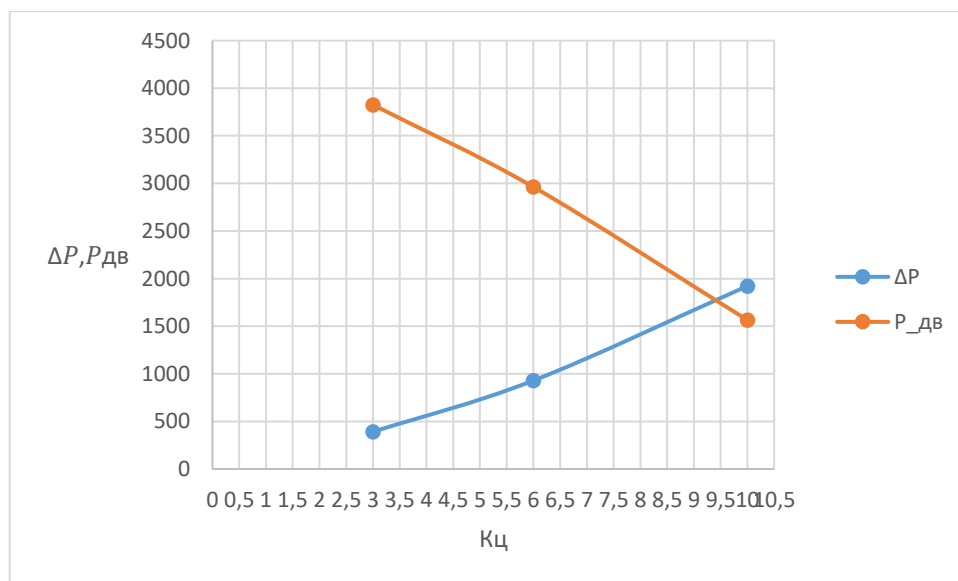


Рис. 21. Характер зависимости потери давления в контуре парогенератора и движущего напора от кратности циркуляции для бокового пакета $l_3 = 2,85$ м

Завершающим этапом расчета естественной циркуляции в парогенераторе является построение зависимостей $K_{ц} = f(l)$ для центрального и бокового пакетов. Вид этих зависимостей представлен на рисунке 22.

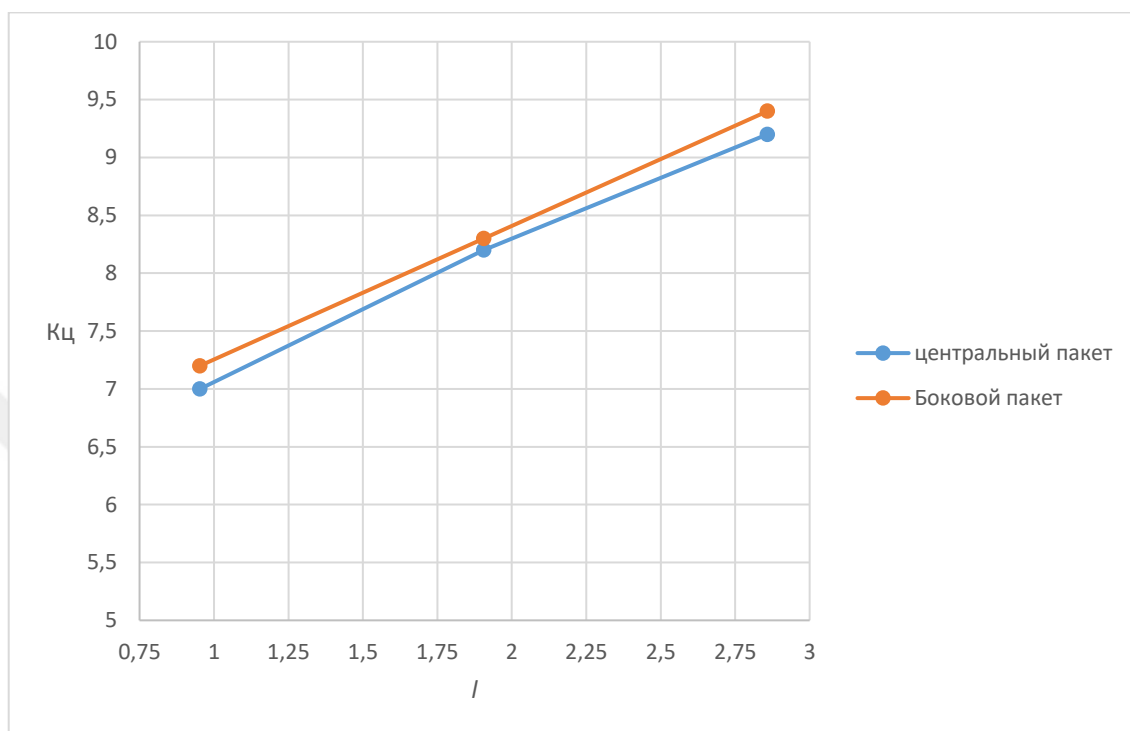


Рис. 22. Зависимость $K_{ц}$ от длины парогенератора

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате работы был выполнен проект АЭС мощностью 1000 МВт с реактором типа ВВЭР-1000 на тепловых нейтронах. Предлагается строительство атомной электростанции в окрестности Хатиплер, который находится в провинции Бартын.

В ходе работы были произведены расчет тепловой схемы и теплогидравлический расчет горизонтального парогенератора. В результате расчета тепловой схемы энергоблока были определены давление и температура генерируемого пара в ПГ, количество регенеративных подогревателей, процесс расширения в паровой турбине и электрический КПД нетто в проекте АЭС мощностью 1000 МВт.

В результате теплогидравлического расчета горизонтального парогенератора были проведены тепловой расчет, компоновочные расчеты, расчет на прочность отдельных элементов и расчет естественной циркуляции. Скорость движения воды в трубках определяется как 5,5 м/с. Расчетная длина парогенератора составляет 3,34 м. График зависимости кратности циркуляции от длины парогенератора построен.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Президентская годовая программа на 2022 год. 25 октября 2021 году: сайт. – URL: <https://www.sbb.gov.tr/wp-content/uploads/2021/10/2022-Yili-Cumhurbaskanligi-Yillik-Programi-26102021.pdf> (Дата обращения 10.12.2021) . – Текст: электронный.
2. АЭС «Аккую». 08 декабря 2021 году: сайт. – URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Akkuyu_Nuclear_Power_Plant (Дата обращения 10.12.2021) . – Текст: электронный.
3. Население Бартына: сайт. – URL: <https://www.nufusu.com/il/bartın-nufusu> (Дата обращения 10.12.2021) . – Текст: электронный.
4. Историко-географическая структура Бартына: сайт. – URL: <http://www.bartın.gov.tr/bartın-tarihi-ve-cografı-yapısı> (Дата обращения 10.12.2021) . – Текст: электронный.
5. Метеорология Бартына: сайт. – URL: <https://bartın.ktb.gov.tr/TR-68966/iklim>. (Дата обращения 10.12.2021) . – Текст: электронный.
6. Стратегический план Бартына: сайт. – URL: <https://bartın.bel.tr/dosyalar/2018/05/stratejikplan.pdf> (Дата обращения 10.12.2021) . – Текст: электронный.
7. Опасности и риски бедствий в Бартыне: сайт. – URL: <https://bartın.afad.gov.tr/ilimizin-afet-tehlike-ve-riskleri> (Дата обращения 10.12.2021) . – Текст: электронный.
8. Агафонова Н.Д., Парамонова И.Л., Парамонов А.П. – теплогидравлический расчет парогенераторов АЭС. – СПб – Издательство Политехн. ун-та, 2014г – 130с.
9. Калюттик А.А., Конович М.Н., Митюков В.Н. – Теория ядерных реакторов – СПб – Издательство Политехн. ун-та, 2017г – 70с.
10. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара – Москва – Издательство МЭИ, 1999г – 170с.

11. Рассохин Н.Г. Парогенераторные установки атомных электростанций: учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987.- 384 с.:ил.
12. Н.Д.Агафонова, И.Л.Парамонова, А.П.Пармонов. Теплогидравлический расчет парогенераторов АЭС.
- 13.Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М. «Машиностроение», 1975. 559 с
- 14.Нормы расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций. – М.:Металлургиздат.1973.-408 с.

