

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт
Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
Е. А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
« ____ » _____ 20 __ г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»

код и наименование специальности

«Проект Артемовской ТЭЦ-2»

наименование темы

Руководитель	<hr/> подпись, дата	<hr/> к.т.н., доцент	<hr/> должность, ученая степень	<hr/> Л.Н. Подборский	<hr/> инициалы, фамилия
Выпускник	<hr/> подпись, дата			<hr/> И.В. Дорошенко	<hr/> инициалы, фамилия
Технический контроль			<hr/> подпись, дата	<hr/> Е.А. Бойко	<hr/> инициалы, фамилия
Нормоконтролер			<hr/> подпись, дата	<hr/> П.В. Шишмарев	<hr/> инициалы, фамилия

Красноярск 2022

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект Артемовской ТЭЦ-2» содержит 68 страниц текстового документа, 14 иллюстраций, 182 формулы, 7 таблиц, 14 использованных источников.

Ключевые слова: ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА, ПАРОВОЙ КОТЕЛ-УТИЛИЗАТОР, ПАРОГАЗОВАЯ УСТАНОВКА, ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.

Объект бакалаврской работы – Артемовская ТЭЦ.

Цель строительства Артемовской ТЭЦ-2 – сооружение энергоисточника для компенсации выбывающих электрических мощностей действующей Артемовской ТЭЦ. Обеспечение надежного тепло-электроснабжения Артемовского городского округа с учётом перспективного роста тепловых и электрических нагрузок.

Выпускная квалификационная работа включает в себя: тепловой расчет ГТУ, тепловой и конструкторский расчет двухконтурного барабанного котла-утилизатора, укрупненный расчет паровой турбины, подбор вспомогательного оборудования, основную часть, экологическую часть, экономическую часть.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭЦ	7
1.1 Обоснование актуальности строительства Артемовской ТЭЦ-2.....	7
1.2 Задачи при проектировании Артемовской ТЭЦ-2.....	10
1.3 Обоснование технического и технологического решения	12
1.4 Постановка задач.....	14
2 Расчетная часть.....	15
2.1 Разработка ПТС	15
2.2 Тепловой расчет ГТУ	16
2.2.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре	16
2.2.2 Определение параметров газа после камеры сгорания.....	19
2.2.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине.....	22
2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды	28
2.4 Расчет двухконтурной комбинированной энергоустановки	31
2.4.1 Исходные данные	31
2.4.2 Тепловой расчет котла-утилизатора	31
2.5 Конструкторский расчет котла-утилизатора.....	37
2.5.1 Определение габаритных размеров котла-утилизатора.....	38
2.5.2 Определение поверхности теплообмена одной секции	39
2.5.3 Определение площади поверхности теплообмена ППВД	41
2.5.4 Определение площади поверхности теплообмена ИСПВД	42
2.5.5 Определение площади поверхности теплообмена экономайзера	43
2.5.6 Определение площадей поверхностей теплообмена контура низкого давления.....	44
2.6 Укрупненный расчет паровой турбины.....	45
2.7 Расчет технико-экономических показателей работы ПГУ	49
2.8 Выбор вспомогательного оборудования в пределах ПТС	51
2.8.1 Выбор сетевых подогревателей	51
2.8.2 Выбор сетевых насосов	51
2.8.3 Выбор питательных насосов	51
2.8.4 Выбор конденсатных насосов.....	52
2.8.5 Выбор циркуляционных насосов	52
3 Общая часть	53
3.1 Газовое хозяйство	53
3.2 Система технического водоснабжения	54
3.3 Выбор и описание генерального плана ТЭЦ.....	55
3.4 Выбор и описание компоновки главного корпуса.....	56
4 Охрана окружающей среды	57
4.1 Расчет выбросов оксида азота.....	57
4.2 Расчет выбросов оксида углерода и несгоревших углеводородов	59

4.3 Расчет и выбор дымовой трубы.....	60
5 Экономическая часть	61
5.1 Расчёт основных технико-экономических показателей проектируемой парогазовой электростанции	61
5.1.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией	62
5.1.2 Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии	64
5.2 Расчёт срока окупаемости капитальных вложений и оценка экономической эффективности проекта расширения ПГУ-ТЭЦ.....	65
Заключение	67
Список использованных источников	68

ВВЕДЕНИЕ

Проблемы теплоэнергетики на сегодняшний день стоят на одном из первых мест в мире по значимости и сложности решения. В России проблемы теплоэнергетики появились достаточно давно, а в последние несколько лет этот вопрос встал особенно остро. Неэффективное использование топливных ресурсов приводит к огромным финансовым потерям в отрасли, что влечет за собой значительное удорожание цен на топливо. Из этого следует, что проблемы теплоэнергетики напрямую влияют на развитие нашей экономики в целом.

Специалисты выделяют некоторые основные проблемы теплоэнергетики в России:

1. Моральный и физический износ фондов. На данном этапе периодически происходит локальная замена устаревшего оборудования. При этом важно понимать, что замена изношенного оборудования на аналогичное новое не решает проблем теплоэнергетики, потому что, помимо физического износа, оборудование устарело морально. Оно недостаточно автоматизировано и является весьма малоэффективным.

2. Отсутствие четкого плана дальнейшего развития данной отрасли. По утверждениям специалистов, энергетический сегмент нашей экономики существует без какого либо долгосрочного планирования, и это главная проблема теплоэнергетики. Уход от плановой экономики, существовавшей в Советском Союзе, повлек за собой необратимые процессы в системе развития данного направления. Недостаток государственного финансирования отодвигает на неопределенный срок решение проблем теплоэнергетики в стране.

3. Кадровый вопрос. За последние десять-двадцать лет резко поменялись приоритеты населения в выборе профессиональной деятельности, что не могло не отразиться на качестве и количестве квалифицированных специалистов.

4. Проблемы теплоэнергетики, связанные с нерациональным использованием ресурсов. Устаревшее оборудование не отвечающее современным нормативам, приводит к массовому расточительному расходу топлива. Зачастую ТЭЦ абсолютно не обеспечены достойным современным оборудованием, и весь рабочий процесс сводится к бесконечному ремонту и наладкам устаревшего основного фонда.

В данной работе необходимо выполнить проект Артемовской ТЭЦ-2 для замещения мощностей выработавшей свой парковый ресурс АТЭЦ.

В ходе выполнения выпускной работы необходимо выполнить расчет тепловой схемы парогазовой установки (ПГУ) утилизационного типа, который состоит из следующих расчетов:

- Тепловой расчет газотурбинной установки (ГТУ);
- Тепловой и конструкторский расчет котла-utiлизатора (КУ);
- Укрупненный расчет паровой турбины (ПТ);
- Расчет технико-экономических показателей работы ПГУ.

Перед выполнением расчетов необходимо произвести подбор оборудования для проектируемой ТЭЦ, полная электрическая мощность которой составляет 400 МВт, тепловая – 480 Гкал/ч.

1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭЦ

1.1 Обоснование актуальности строительства Артемовской ТЭЦ-2

Артемовская ТЭЦ, расположенная на юге Приморского края в черте города Артем, запущена в работу в 1936 году (установленная электрическая мощность 400 МВт, тепловая мощность – 297 Гкал/ч). Станция является практически единственным источником тепловой и электрической энергии для потребителей Артемовского городского округа, где проживает свыше 105 тысяч человек. В качестве основного топлива используют каменные угли месторождений Приморского края и других регионов. Основными потребителями тепловой энергии являются население Артемовского городского округа и предприятия: аэропорт г. Владивосток, ОПХ «Дальневосточное», Уссурийская птицефабрика, ОАО «ДАЛЬЭНЕРГОРЕМОНТ», ТУ Артемовский, ООО "Артёмовский завод ЖБИ".

Основное оборудование станции включает в себя 2 турбоагрегата К-100-90-6 и 2 турбоагрегата КТ-115-8,8-2 мощностью 100 МВт каждый, введенные в эксплуатацию в 1967, 1996, 2000 и 2003 годах. Пар для турбин производят 8 котлов БКЗ-220-100 производительностью 220 т/ч каждый. Оборотная система технического водоснабжения с градирнями подпитывается с водозаборного узла на реке Артемовка, а также с водохранилища на реке Кучелинова падь. Отпуск электроэнергии в энергосистему производится через открытые распределительные устройства (ОРУ) напряжением 35, 110 и 220 кВ по линиям электропередач (ЛЭП).

Сооружения и оборудование действующей ТЭЦ устарели, многие механизмы изношены, поэтому объект просто не подлежит модернизации. В связи с этим планируется постепенный вывод оборудования Артемовской ТЭЦ из эксплуатации. Для замещения мощностей станции запланировано строительство Артемовской ТЭЦ-2 электрической мощностью 400 МВт. На проектируемой станции планируется использовать природный газ в качестве основного топлива.

На территории Артемовского городского округа также работают 24 котельных (17 муниципальных и 7 ведомственных). Их суммарная тепловая мощность составляет 185 Гкал/ч. Основная проблема дальнейшего развития Артемовского городского округа заключается в отсутствии свободных мощностей на станции, как основного поставщика тепловой энергии. Артемовская ТЭЦ, исходя из состояния сетевого оборудования, практически вошла в свои технические пределы по обеспечению системы отопления городского округа. С учетом состояния оборудования, максимальная возможность станции в отпуске тепла составляет 250 Гкал/ч, при установленной мощности сетевых бойлеров 320 Гкал/ч. За последнее десятилетие в г. Артем сложилась устойчивая тенденция к росту потребления тепловой энергии. Рост потребления составил порядка 70% и, согласно плану развития города, потребность в тепловой энергии будет расти.

Генеральным планом в городе намечен основной объем жилой застройки, общий объем нового строительства составит 930 тыс. м² общей площади. Прогнозируется прирост тепловой и электрической нагрузки на территории города за счет ввода в эксплуатацию строящихся зданий на период до 2028 года. По данным архитектурно-градостроительной организации на ближайшую перспективу предполагается организация инвестиционного проекта по производству строительных материалов, конструкций и изделий для целей жилищного строительства.

Наибольший прирост тепловых нагрузок прогнозируется на объектах сельского хозяйства (тепличный комбинат ОПХ «Дальневосточный»). Суммарный прирост тепловой нагрузки в горячей воде промышленных предприятий, жилищно-коммунального сектора и общественно-деловых зданий составит порядка 230 Гкал/ч. На рисунках 1.1 и 1.2 представлено расположение действующей Артемовской ТЭЦ.

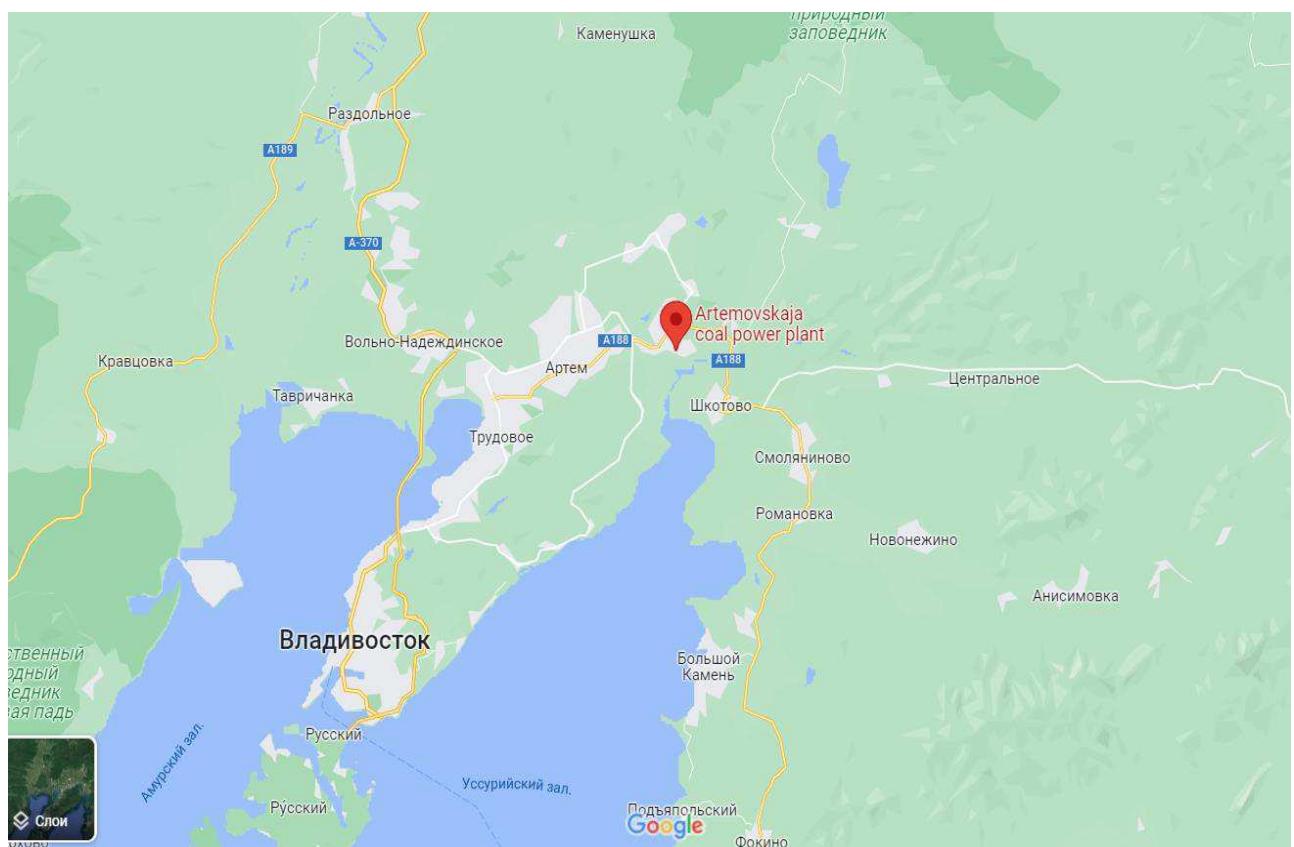


Рисунок 1.1 – Местоположение Артемовской ТЭЦ на карте

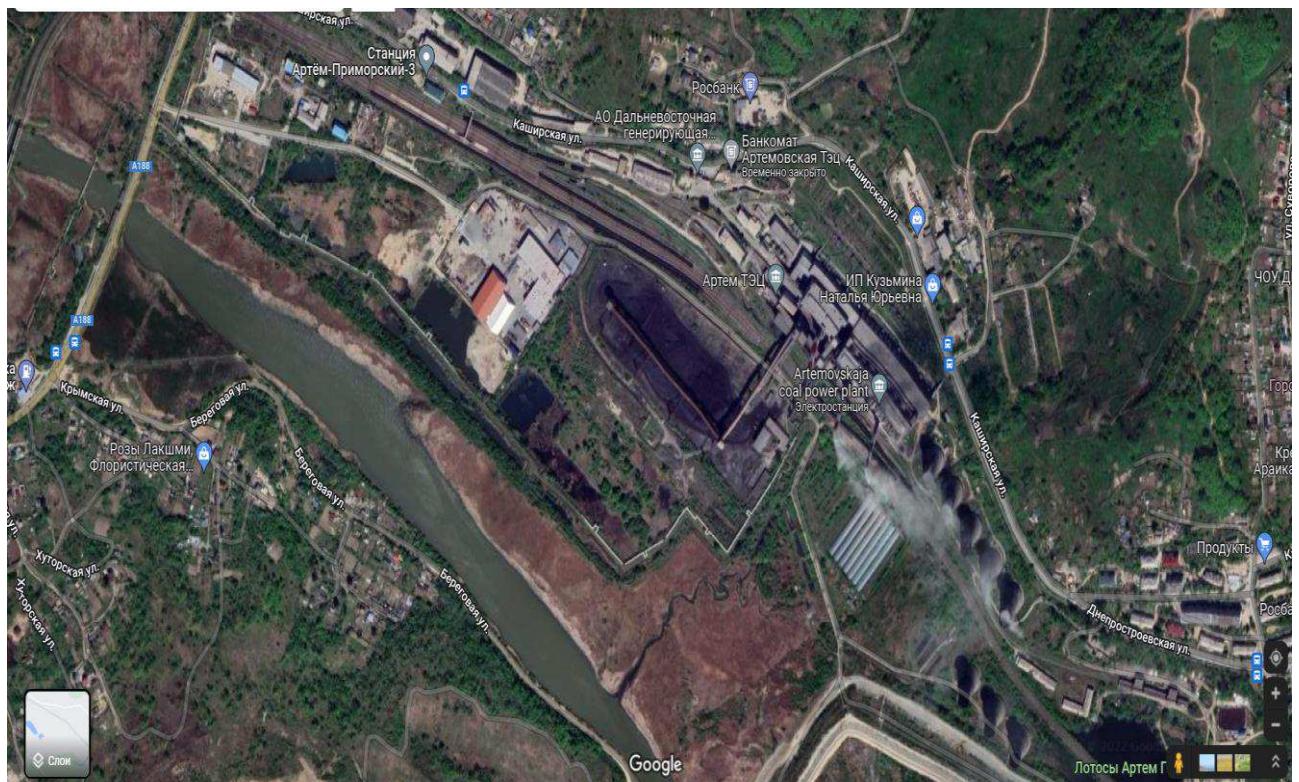


Рисунок 1.2 – Расположение действующей Артемовской ТЭЦ

Строительство новой Артемовской ТЭЦ-2 позволит решить следующие задачи:

1. Подключение к централизованному тепло и водоснабжению Артемовского городского округа, включая населенные пункты: г. Артем, с. Суражевка, с. Олений, с. Ясное, с. Кневичи, с. Кролевцы, а также промышленные предприятия.

2. Повышение надежности тепло и энергоснабжения в результате ввода новых мощностей.

3. Так как основным топливом выбран природный газ, строительство станции способствует газификации г. Артем в результате прокладки нового газопровода от основной магистрали.

Месторасположением Артемовской ТЭЦ-2 выбрана площадка вблизи воинской части, на 3,5 км восточнее действующей АТЭЦ (рисунок 1.3), с перспективой расширения до 800 МВт. Преимуществами выбранной территории являются пологий рельеф и отсутствие стесненности для производства работ, а также близкое расположение автомобильной и железной дорог.



Рисунок 1.3 – Место площадки под строительство АТЭЦ-2

1.2 Задачи при проектировании Артемовской ТЭЦ-2

При проектировании рассматривалось две площадки строительства: на территории золоотвала действующей ТЭЦ и рядом с в/ч 61230. Первая площадка не подошла из-за стесненности во время строительства, т.к. АТЭЦ будет продолжать работать до ввода в эксплуатацию ТЭЦ-2. Поэтому остановились на второй площадке.

Так как основным топливом проектируемой станции выбран природный газ, значит необходимо подвести газопровод к месту строительства станции и построить газораспределительный пункт. В рамках программы газификации Приморского края в 2020-2021 годах от магистрального газопровода Сахалин-Хабаровск-Владивосток был проложен газопровод-отвод до г. Артем и построена газораспределительная станция.

При проектировании выбрана оборотная система технического водоснабжения с градирнями. Зabor воды для системы будет производиться от реки Артемовка, для чего необходимо проложить трубопровод протяженностью 4,6 км (рисунок 1.4).

Так как оборудование крупногабаритное, для его доставки необходимо построить ж/д ветку протяженностью 1 км (рисунок 1.5).

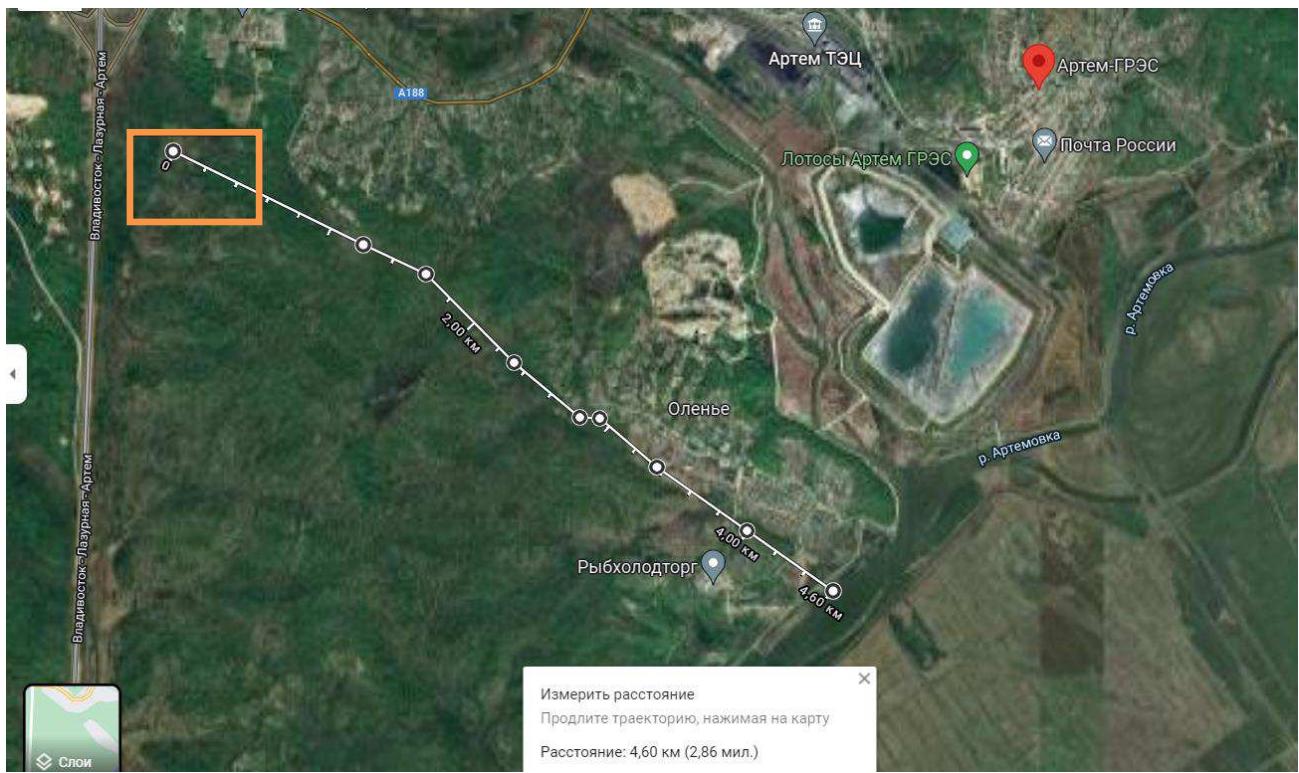


Рисунок 1.4 – Трубопровод до АТЭЦ-2

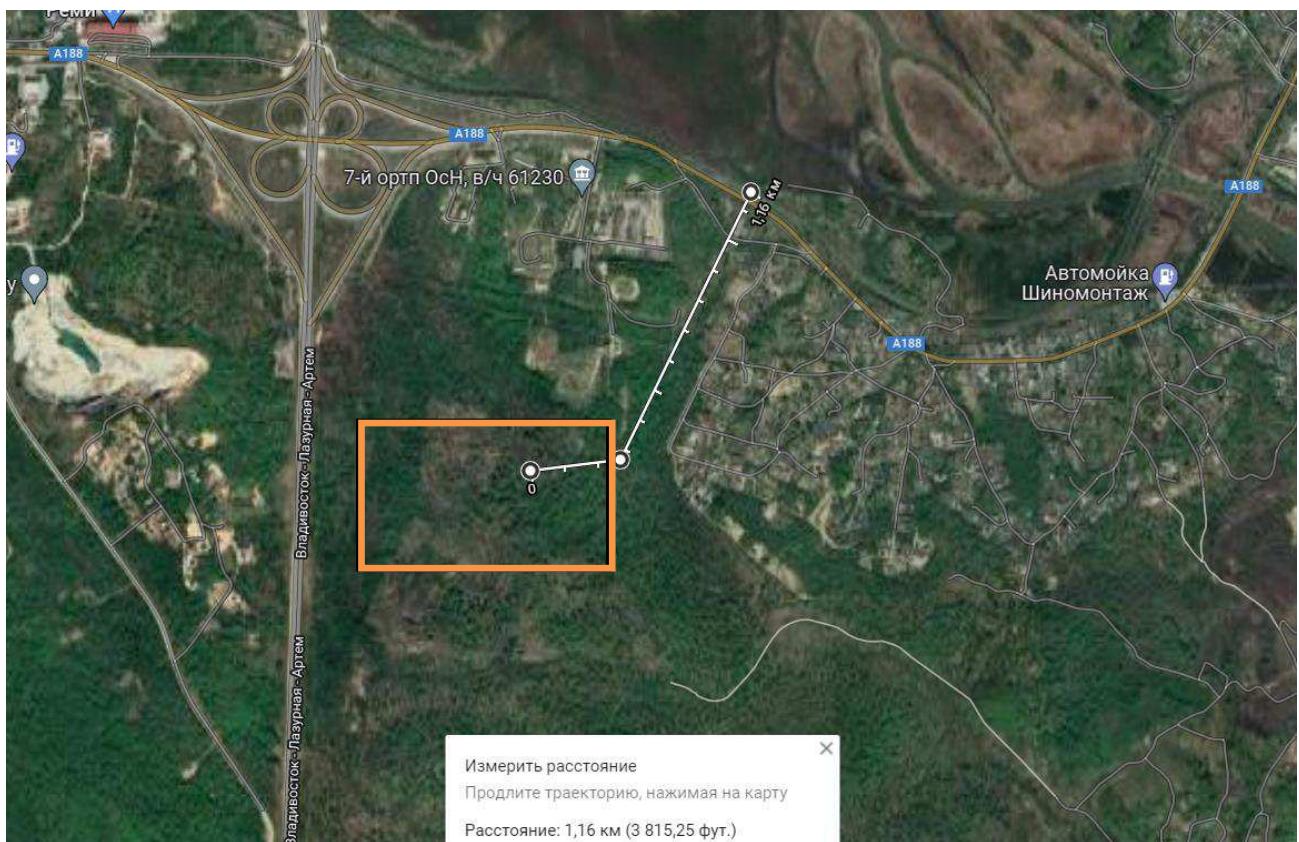


Рисунок 1.5 – Схема ж/д ветки до места строительства

1.3 Обоснование технического и технологического решения

Изначально рассматривался проект с использованием трех паросиловых установок блочного типа с котлами типа Е-575-13,8-560 и паровыми турбинами КТ-140/165-12,8-555. Рельеф местности Артемовского городского округа холмистый с перепадами высот до 200-500 метров (местами до 700). По результатам анализа местности выбраны 2 площадки:

Площадка №1 (п. Суражевка):

Плюсы: пологий рельеф; отсутствие стесненности для производства работ.

Минусы: участок сельхоз назначения (требуется перевод); протяженные трассы внешних коммуникаций; близость жилой застройки (расстояние от границы станции до ближайшей жилой застройки 320 метров, от границы золоотвала – 600 метров).

Площадка №2 (золоотвал действующей ТЭЦ):

Плюсы: участок в аренде у ДГК; не требуется перевод категории земель; значительно меньший объем работ по внешним линейным объектам (теплосеть, водоснабжение; ж/д подъездной путь).

Минусы: стесненность для производства работ в условиях действующей ТЭЦ; часть золоотвала должна оставаться в работе; необходимость устройства свайных оснований.

В качестве альтернативного варианта был рассмотрен проект строительства Артемовской ТЭЦ-2 с использованием парогазовых установок работающих на природном газе. Плюсами этого варианта являются: меньшая площадка для строительства, сокращение сроков строительства, уменьшение экологической нагрузки региона, внедрение новых технологий, высокая экономия по операционным затратам (за 15-ти летний период порядка 30 млрд рублей). Минусом этого варианта являются высокие затраты на приобретение оборудования.

После рассмотрения двух вариантов, выбран второй проект как наиболее предпочтительный.

Основным оборудованием Артемовской ТЭЦ-2 выбраны две ПГУ мощностью 200 МВт каждая. В состав каждой ПГУ войдут две газотурбинные установки ГТЭ-65, два двухконтурных барабанных горизонтальных котла-utiлизатора с естественной циркуляцией и одна паровая турбина Т-63/76-8,8.

В качестве альтернативных вариантов выбраны:

1. Двухвальная моноблочная парогазовая установка с трехконтурным котлом-utiлизатором с промежуточным перегревом пара.

Состав основного оборудования:

- ГТУ SGT5-4000F фирмы Siemens мощностью 280 МВт;
- паровая турбина SST5-5000 фирмы Siemens мощностью 140 МВт;
- горизонтальный трехконтурный барабанный котел-utiлизатор с промежуточным перегревом пара фирмы ОАО «ЭМАльянс».

Электрическая мощность энергоблока составляет 420 МВт.

2. Парогазовая установка STAG 107 FA фирмы General Electric, которая представляет собой моноблочную одновальную установку мощностью 410 МВт.

Состав основного оборудования:

- газотурбинная установка MS9001FA фирмы General Electric мощностью 280 МВт;
- паровая турбина ПТ фирмы General Electric мощностью 130 МВт;
- горизонтальный трехконтурный барабанный котел-утилизатор с промежуточным перегревом пара фирмы CMI Energy.

SWOT-анализ выбранных вариантов оборудования представлен в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – SWOT-анализ

Критерии	Варианты	Основной	Альтернативные	
			1	2
	1	2	3	4
(S) сильные стороны	Удешевление производства энергии и тепла, увеличение их выработки; - Увеличение межремонтного периода основного оборудования; - Достаточно быстрая окупаемость проекта; - Высокий уровень автоматизации производства; - Новое современное оборудование; - Меньшая стоимость оборудования и запасных частей	Удешевление производства энергии и тепла, увеличение их выработки; - Увеличение межремонтного периода основного оборудования; - Высокий уровень автоматизации производства; - Новое современное оборудование; - Высокий КПД (58%)	Удешевление производства энергии и тепла, увеличение их выработки; - Увеличение межремонтного периода основного оборудования; - Высокий уровень автоматизации производства; - Новое современное оборудование; - Высокий КПД (52%)	
(W) слабые стороны	- Более низкий КПД (47%); - Нехватка квалифицированного персонала	- Большая стоимость и дальность доставки оборудования; - высокие затраты на обслуживание и приобретение запасных частей к иностранной технике, потребность в специальном программном обеспечении; - Нехватка квалифицированного персонала	- Большая стоимость и дальность доставки оборудования; - высокие затраты на обслуживание и приобретение запасных частей к иностранной технике, потребность в специальном программном обеспечении; - Нехватка квалифицированного персонала	
(O) возможности	- Рост спроса на электроэнергию и тепло	- Рост спроса на электроэнергию и тепло	- Рост спроса на электроэнергию и тепло	
(T) угрозы	- Рост цен на топливо	- Нестабильный курс валют; - Рост цен на топливо	- Нестабильный курс валют; - Рост цен на топливо	

Вывод: Рассмотрев SWOT-анализ трех вариантов оборудования для Артемовской ТЭЦ-2, можно сделать вывод, что основной вариант выбора оборудования более предпочтительный.

1.4 Постановка задач

В ходе выполнения дипломного проекта необходимо произвести тепловой расчет газотурбинной установки, расчет тепловой схемы, конструкторский расчет котла-utiлизатора, укрупненный расчет паровой турбины, оценить технико-экономические показатели. Также необходимо выполнить подбор и расчет вспомогательного оборудования. Для выполнения теплового расчета потребуются исходные данные, которые приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Исходные данные

Наименование	Значение
Электрическая мощность ГТУ N_e , МВт	65
Температура газов перед газовой турбиной t_c , °C	1350
Температура воздуха перед компрессором t_a , °C	10
Отношение давлений компрессора $\varepsilon = p_b/p_a$	30
КПД электрогенератора $\eta_{э.г.}$	0,983
КПД турбины $\eta_{ГТ}$	0,88
Коэффициент утечек α_y	0,005
КПД компрессора η_k	0,86
Коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{КС}$	0,995
Механический КПД турбины η_m	0,99
Наибольшая допустимая температура металла лопаток турбины t_ω , °C	850
Давление в контуре ВД $P_0^{вд}$, МПа	8,8
Давление в контуре НД $P_0^{нд}$, МПа	0,8
Давление в конденсаторе паровой турбины P_k , кПа	3,75

В качестве основного топлива на Артемовской ТЭЦ-2 выбран природный газ Сахалинского месторождения. В качестве аварийного топлива – дизельное топливо марки 3 (ГОСТ 305–82). Характеристики газа приведены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Характеристика природного газа

Состав газа, % , по объему								Q_p^h кДж/м ³	ρ г/м ³
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	CO ₂	CO	N ₂		
95,5	2,7	0,4	0,2	0,1	0,2	0	1	36680	0,756

2 Расчетная часть

2.1 Разработка ПТС

В тепловой схеме энергетической ГТУ газовая турбина выполняет функцию теплового двигателя, преобразующего энергию горячих газов в крутящий момент на валу установки. Эта энергия частично потребляется компрессором, а оставшаяся её часть передается электрогенератору, к которому подключается нагрузка. Способ работы турбокомпрессоров – динамический – обеспечивает непрерывность сжатия газа и его перемещение благодаря силовому воздействию вращающихся лопаток и потока газа. Воздух, сжимаемый в компрессоре, поступает в камеру сгорания. Затем газы, образовавшиеся в камере сгорания, в результате сжигания топлива, поступают в газовую турбину.

Приведен расчет энергоустановки ГТЭ-65 на основании разработанной принципиальной тепловой схемы, представленной на рисунке 2.1.

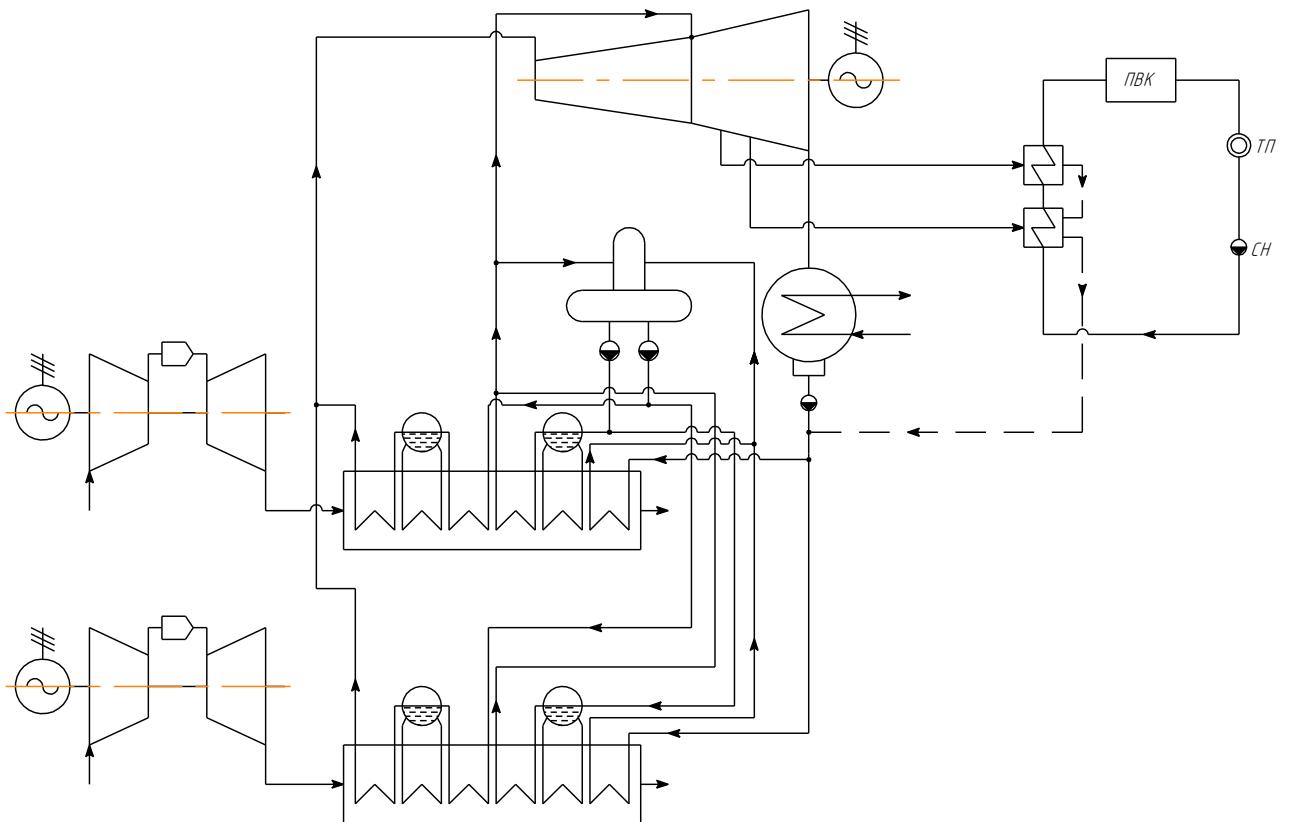
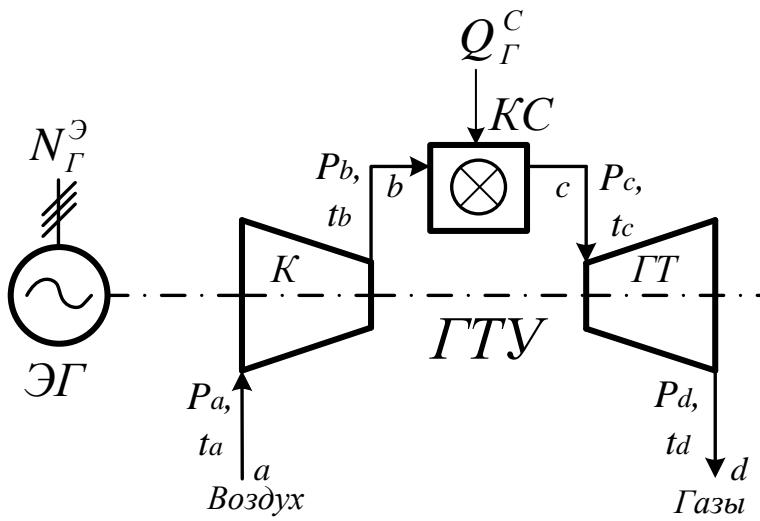


Рисунок 2.1 – Схема ПГУ



K – компрессор; KC – камера сгорания; GT – газовая турбина; $\mathcal{E}G$ – электрический генератор

Рисунок 2.2 – Принципиальная схема газотурбинной установки

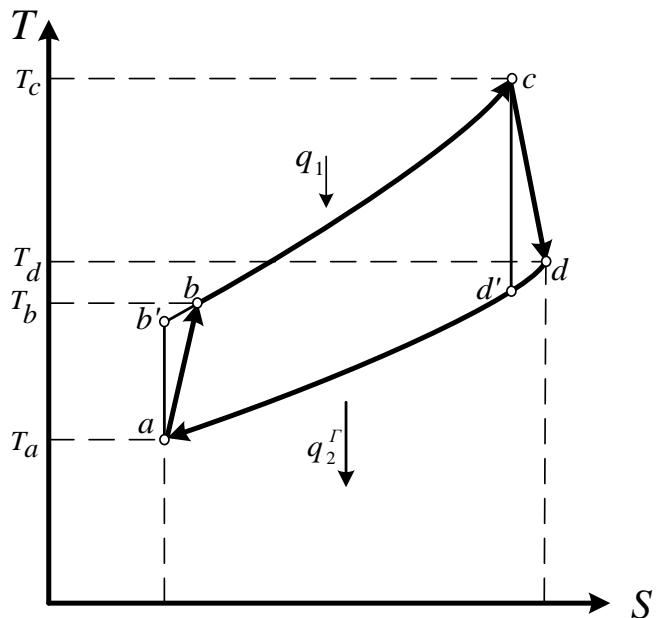


Рисунок 2.3 – Цикл простой ГТУ

2.2 Тепловой расчет ГТУ

2.2.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

Теплоемкости и энталпии воздуха, газов и смесей в данном пособии определяются по методике [5], которая обеспечивает достаточную точность для инженерных расчетов.

В первом приближении принимаем значение показателя степени для воздуха $m_v=0,28$.

Тогда температура воздуха за компрессором в первом приближении (точка b , рисунок 2.2), К:

$$T_b = T_a \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_s} - 1}{\eta_k} \right), \quad (2.1)$$

где T_a – температура холодного воздуха перед компрессором (точка а), К;
 ε – степень сжатия в компрессоре;
 m_s – показатель для воздуха;
 η_k – КПД компрессора.

$$T_b = 283,15 \cdot \left(1 + \frac{30^{0,28} - 1}{0,86} \right) = 807,226 \text{ К.}$$

$$t_b = T_b - 273,15, \quad (2.2)$$

$$t_b = 807,226 - 273,15 = 534,076^\circ\text{C}.$$

Энталпия воздуха перед компрессором, кДж/м³:

$$h_a = h'_a(t_a) - h^b(25), \quad (2.3)$$

$$\text{где } h'_a(t_a) = c_p^b(t_a) \cdot t_a = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) \cdot t_a, \quad (2.4)$$

$$h'_a(t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 10) \cdot 10 = 12,878 \text{ кДж/м}^3,$$

$$h^b(25) = c_p^b(25) \cdot 25 = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) \cdot 25, \quad (2.5)$$

$$h^b(25) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) \cdot 25 = 32,24 \text{ кДж/м}^3,$$

$$h_a = 12,878 - 32,24 = -19,362 \text{ кДж/м}^3.$$

Энталпия воздуха за компрессором (точка b), аналогично формуле (2.4), кДж/м³:

$$h'_b = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 534,076) \cdot 534,076 = 721,399 \text{ кДж/м}^3,$$

$$h_b = 721,399 - 32,34 = 689,159 \text{ кДж/м}^3.$$

Средние изобарная и изохорная теплоемкости воздуха при сжатии его в компрессоре [2], кДж/(м³·°C):

$$c_p^{\epsilon} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a}, \quad (2.6)$$

$$c_p^{\epsilon} = \frac{689,159 - (-19,362)}{534,076 - 10} = 1,352,$$

$$c_v^{\epsilon} = \frac{c_p^{\epsilon}}{\rho_{\epsilon}}, \quad (2.7)$$

где $\rho_{\epsilon} = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при нормальных условиях.

$$c_v^{\epsilon} = \frac{1,352}{1,293} = 1,046.$$

Уточнение значения показателя степени m_{ϵ} :

$$m_{\epsilon} = \frac{R_{\epsilon}}{c_v^{\epsilon}}, \quad (2.8)$$

где $R_{\epsilon} = 0,287 \text{ кДж/(кг К)}$ – газовая постоянная для воздуха.

$$m_{\epsilon} = \frac{0,287}{1,046} = 0,274.$$

Уточнение температуры воздуха за компрессором (второе приближение):

$$T_b = 283,15 \cdot \left(1 + \frac{30^{0,274} - 1}{0,86}\right) = 791,375 \text{ К},$$

$$t_b = 791,375 - 273,15 = 518,225^\circ\text{C}.$$

Уточнение энталпии воздуха за компрессором h_b , аналогично формуле (2.4), кДж/м^3 :

$$h'_b = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 518,225) \cdot 518,225 = 699,002 \text{ кДж/кг},$$

$$h_b = 699,002 - 32,34 = 666,762 \text{ кДж/кг}.$$

2.2.2 Определение параметров газа после камеры сгорания

Энталпию чистых продуктов сгорания (при $\alpha=1$), кДж/м³, при температуре после камеры сгорания (точка c) определяем по следующей методике [6]:

Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сжигания 1 м³ газа (при $\alpha=1$), м³/м³ (м³ воздуха на м³ сжигаемого газа) :

$$V_0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + \sum (m + n / 4) C_m H_n + 1,5 \cdot H_2 S \right], \quad (2.9)$$

где $CO, H_2, C_m H_n, H_2 S$ – содержание компонентов топлива, %.

$$V_0 = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + 2 \cdot 95,5 + 3,5 \cdot 2,7 + 5 \cdot 0,4 + 6,5 \cdot 0,2 + 8 \cdot 0,1) = 9,737 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем трехатомных газов в чистых продуктах сгорания, м³/м³:

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot \left[CO_2 + CO + H_2 S + \sum m C_m H_n \right], \quad (2.10)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (0,2 + 0 + 95,5 + 2 \cdot 2,7 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,1) = 1,036.$$

Теоретический объем азота, м³/м³:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_0 + 0,01 \cdot N_2, \quad (2.11)$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 9,737 + 0,01 \cdot 1 = 7,702 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем водяных паров в чистых продуктах сгорания, м³/м³:

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left[H_2 S + H_2 + \sum (n / 2) C_m H_n \right] + 0,0161 \cdot V_0, \quad (2.12)$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (0 + 2 \cdot 95,5 + 3 \cdot 2,7 + 4 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,1) + 0,0161 \cdot 9,737 = 2,18 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания, α :

$$\alpha = \frac{Q_h^p \cdot \eta_{\kappa,c} + V_0 \cdot h_c^B + h_{Tn} - (1 + V_0) \cdot h_{cl}}{V_0 \cdot (h_c^B - h_b)}, \quad (2.13)$$

где h_{Tn} = 0 – энталпия топлива, поступающего в камеру сгорания.

$$\alpha = \frac{36680 \cdot 0,995 + 9,737 \cdot 1923,552 + 0 - (1+9,737) \cdot 2115,813}{9,737 \cdot (1923,552 - 666,762)} = 2,657.$$

Объем водяных паров в продуктах сгорания при $\alpha > 1$, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V'_{H_2O} = V_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0, \quad (2.14)$$

$$V'_{H_2O} = 2,18 + 0,0161 \cdot (2,657 - 1) \cdot 9,737 = 2,439 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Суммарный объем газов после камеры сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_\Gamma = (V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N2} + V_0 \cdot (\alpha - 1)), \quad (2.15)$$

$$V_\Gamma = (1,036 + 2,446 + 7,702 + 9,737 \cdot (2,657 - 1)) = 27,307 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объемные доли компонентов:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_\Gamma}, \quad (2.16)$$

$$r_{RO_2} = \frac{1,036}{27,307} = 0,038,$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_\Gamma}, \quad (2.17)$$

$$r_{H_2O} = \frac{2,439}{27,307} = 0,089,$$

$$r_{N2} = \frac{V_{N2}}{V_\Gamma}, \quad (2.18)$$

$$r_{N2} = \frac{7,702}{27,307} = 0,282,$$

$$r_{V0} = \frac{(\alpha - 1) \cdot V_0}{V_\Gamma}, \quad (2.19)$$

$$r_{V0} = \frac{(2,657 - 1) \cdot 9,737}{27,307} = 0,591.$$

Энталпию чистых продуктов сгорания при температуре t_c после камеры сгорания определяем, как энталпию смеси компонентов, $\text{кДж}/\text{м}^3$:

$$\dot{h}_{n.c.} = \left(r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{v0} \cdot c_{v0} \right) \cdot t_c, \quad (2.20)$$

где $c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}$ – изобарные теплоемкости компонентов продуктов сгорания:

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot t_c), \quad (2.21)$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 1350) = 2,347,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c), \quad (2.22)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 1350) = 1,811,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c), \quad (2.23)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 1350) = 1,429,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c), \quad (2.24)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1350) = 1,449,$$

$$h'_{\text{n.c.}} = 1350 \cdot (2,347 \cdot 0,038 + 1,811 \cdot 0,089 + 1,429 \cdot 0,282 + 1,449 \cdot 0,591) = 2038,034 \text{ кДж/м}^3.$$

Аналогично определяем энталпию продуктов сгорания при температуре 25°C:

$$h'_{\text{n.c.}}(25) = 25 \cdot (1,711 \cdot 0,038 + 1,48 \cdot 0,089 + 1,283 \cdot 0,282 + 1,29 \cdot 0,591) = 33,015 \text{ кДж/м}^3.$$

В итоге искомая энталпия чистых продуктов сгорания, кДж/м³:

$$h_{\text{n.c.}} = h'_{\text{n.c.}}(t_c) - h'_{\text{n.c.}}(25), \quad (2.25)$$

$$h_{\text{n.c.}} = 2038,034 - 33,015 = 2005,019 \text{ кДж/м}^3.$$

Энталпия сухого воздуха при температуре t_c после камеры сгорания, кДж/м³:

$$h_c = h_c(t_c) - h^b(25) = c_p^b(t_c) \cdot t_c - c_p^b(25) \cdot 25, \quad (2.26)$$

$$h_c'(t_c) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1350) \cdot 1350 = 1955,792 \text{ кДж/м}^3,$$

$$h_c = 1955,792 - 32,24 = 1923,552 \text{ кДж/м}^3.$$

2.2.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине

В первом приближении принимаем значение показателя степени для газа $m_r = 0,25$. Тогда температура газа за турбиной в первом приближении, $^{\circ}\text{C}$:

$$T_d = T_c \left(1 - (1 - \delta^{-m_r}) \cdot \eta_T \right), \quad (2.27)$$

$$t_d = T_d - 273,$$

где $\delta = \varepsilon \cdot \lambda = 30 \cdot 0,95 = 28,5$ – действительное отношение давлений в турбине;
 $\lambda = 0,95$ – коэффициент потерь давления во входном и выходном патрубках.

$$T_d = 1623,15 \cdot (1 - (1 - 28,5^{-0,25}) \cdot 0,88) = 813,405 \text{ К},$$

$$t_d = 813,405 - 273,15 = 540,255 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

Энталпия газов за турбиной, кДж/м^3 :

$$h_d = h'_d(t_d) - h^*(25), \quad (2.28)$$

$$h_d^{(t_d)} = 540,255 \cdot (1,958 \cdot 0,037 + 1,608 \cdot 0,088 + 1,34 \cdot 0,278 + 1,351 \cdot 0,597) = 753,179 \text{ кДж/м}^3,$$

$$h_d = 753,179 - 33,015 = 720,164 \text{ кДж/м}^3.$$

Средняя объемная изобарная теплоемкость газов в турбине, $\text{кДж/(м}^3\cdot\text{град)}$:

$$c_p^r = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d}, \quad (2.29)$$

$$c_p^r = \frac{1923,552 - 720,164}{1350 - 540,255} = 1,587 \text{ кДж/(м}^3\cdot\text{град}).$$

Средняя массовая изобарная теплоемкость газов в турбине, $\text{кДж/(кг}\cdot\text{град)}$:

$$c_p^r = \frac{c_p^r}{\rho_e}, \quad (2.30)$$

где $\rho_{\Gamma} = 1,264 \text{ кг/м}^3$ – плотность газов.

$$c_p^r = \frac{1,587}{1,264} = 1,255 \text{ кДж/(кг·град)}.$$

Уточняем средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_{\Gamma}' = \frac{R_e}{c_p^r}, \quad (2.31)$$

$$m_{\Gamma}' = \frac{0,293}{1,255} = 0,234.$$

Уточняем температуру газов за турбиной, $^{\circ}\text{C}$:

$$T_d = 1623,15 \cdot (1 - (1 - 28,5^{-0,234}) \cdot 0,88) = 847,434 \text{ К},$$

$$t_d = 847,434 - 273,15 = 574,284 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

Энталпию чистых продуктов сгорания при температуре в точке d за турбиной определяем как энталпию смеси компонентов, кДж/м^3 :

$$h_d' = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_d, \quad (2.32)$$

где t_d – температура после камеры сгорания, $^{\circ}\text{C}$;

$c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}$ – изобарные теплоемкости компонентов продуктов сгорания:

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot t_d), \quad (2.33)$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 674,841) = 1,975,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_d), \quad (2.34)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 674,841) = 1,617,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_d), \quad (2.35)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 674,841) = 1,343,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_d), \quad (2.36)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 674,841) = 1,356,$$

$$h_d'(t_d) = 574,284 \cdot (1,975 \cdot 0,037 + 1,617 \cdot 0,088 + 1,343 \cdot 0,278 + 1,356 \cdot 0,597) = 803,409 \text{ кДж/м}^3.$$

Энталпия чистых продуктов сгорания, кДж/м³:

$$h_d = h_d'(t_d) - h_{n.c.}'(25), \quad (2.37)$$

$$h_d = 803,409 - 33,015 = 770,394 \text{ кДж/м}^3.$$

Работа расширения газа в турбине (полезно использованный теплоперепад), кДж/м³:

$$H_T = \frac{h_c - h_d}{\rho_e}, \quad (2.38)$$

$$H_T = \frac{1923,552 - 770,394}{1,264} = 974,763 \text{ кДж/м}^3.$$

Работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре, кДж/м³:

$$H_k = h_b - h_a, \quad (2.39)$$

$$H_k = 666,762 - (-19,362) = 686,124 \text{ кДж/м}^3.$$

Полезная работа ГТУ на валу агрегата, кДж/м³:

$$H_e = H_T \cdot \eta_M \cdot \rho_e - b \cdot H_k, \quad (2.40)$$

где b – коэффициент, учитывающий изменение расхода воздуха и газов вследствие утечек:

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.41)$$

$$b = \frac{2,7 \cdot 9,737 \cdot (1 + 0,005)}{1 + 2,7 \cdot 9,737} = 0,968,$$

$$H_e = 974,763 \cdot 0,99 \cdot 1,264 - 0,968 \cdot 686,124 = 554,994 \text{ кДж/м}^3.$$

Расход газа через турбину, м³/с:

$$G_T = \frac{N_s}{H_e \cdot \eta_{e,z}}, \quad (2.42)$$

$$G_T = \frac{65000}{554,994 \cdot 0,968} = 119,144 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воздуха, подаваемого компрессором, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$G'_K = G_K \cdot (1 + \alpha_y) = b \cdot G_T, \quad (2.43)$$

$$G'_K = 0,968 \cdot 119,144 = 115,283 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$B = \frac{G_T}{(1 + \alpha \cdot V_0)}, \quad (2.44)$$

$$B = \frac{119,144}{1+2,7 \cdot 9,737} = 4,435 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность газовой турбины, МВт:

$$N_T = G_T \cdot H_T, \quad (2.45)$$

$$N_T = 119,144 \cdot 974,763 = 146,802 \text{ МВт.}$$

Мощность, потребляемая компрессором, МВт:

$$N_K = G'_K \cdot H_K, \quad (2.46)$$

$$N_K = 115,283 \cdot 686,124 = 79,21 \text{ МВт.}$$

Мощность, отпускаемой турбиной электроэнергии, МВт:

$$N_e = (N_T - N_K) \cdot \eta_{e2}, \quad (2.47)$$

$$N_e = (146,802 - 79,21) \cdot 0,983 = 66,443 \text{ МВт.}$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{(N_T - N_K)}{N_T}, \quad (2.48)$$

$$\varphi = \frac{146,802 - 79,21}{146,802} = 0,46.$$

Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ):

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{B \cdot Q_{\text{нр}}}, \quad (2.49)$$

$$\eta_{\text{э}} = \frac{65000}{4,16 \cdot 36680} = 0,4.$$

Относительный расход воздуха на охлаждение турбины, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$g_{\text{в}} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w), \quad (2.50)$$

где t_w – наибольшая допустимая температура металла лопаток, определяемая по условиям прочности, $t_w = 800-850^\circ\text{C}$.

$$g_{\text{в}} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1350 - 850) = 0,18 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Ориентировочная температура газов после первой ступени, К, (если принять число ступеней газовой турбины $z=4$ и считать работу всех ступеней одинаковой):

$$T'_2 = T_c - \frac{H_t}{Z \cdot c_p^r}, \quad (2.51)$$

$$T'_2 = 1623,15 - \frac{974,763}{4 \cdot 1,255} = 1429,611 \text{ К.}$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

$$\gamma = \frac{1}{\varphi} \cdot \left(1 - \varphi - \frac{Z-1}{Z} \cdot \frac{T_b}{T'_2} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot \varphi}, \quad (2.52)$$

$$\gamma = \frac{1}{0,46} \cdot \left(1 - 0,46 - \frac{4-1}{4} \cdot \frac{807,226}{1429,611} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot 0,46} = 0,596.$$

Располагаемая работа ГТУ, $\text{кДж}/\text{м}^3$:

$$H = H_T \cdot \rho_e - b \cdot H_K, \quad (2.53)$$

$$H = 974,763 \cdot 1,264 - 0,968 \cdot 686,124 = 568,252 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждаемой турбиной, $\text{кДж}/\text{м}^3$:

$$H_{\text{охл}} = H \cdot (1 - \gamma \cdot g_{\text{в}}), \quad (2.54)$$

$$H_{\text{охл}} = 568,252 \cdot (1 - 0,596 \cdot 0,18) = 507,294 \text{ кДж/м}^3.$$

Расход газа на турбину с охлаждением, м³/с:

$$G_T = \frac{N_{\text{Э}}}{H_{\text{охл}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эг}}}, \quad (2.55)$$

$$G_T = \frac{65000}{507,294 \cdot 0,99 \cdot 0,983} = 133,241 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждаемой турбиной, м³/с:

$$B_{\text{охл}} = \frac{G_T}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.56)$$

$$B_{\text{охл}} = \frac{133,241}{1 + 2,7 \cdot 9,737} = 4,959 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воздуха на входе в камеру сгорания, м³/с:

$$G_K = \frac{\alpha \cdot V_0}{1 + \alpha \cdot V_0} \cdot G_T, \quad (2.57)$$

$$G_K = \frac{2,7 \cdot 9,737}{1 + 2,7 \cdot 9,737} \cdot 133,241 = 128,281 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Необходимая производительность компрессора с учетом расхода воздуха на охлаждение турбины, м³/с:

$$G'_K = (b + g_{\text{в}}) \cdot G_T, \quad (2.58)$$

$$G'_K = (0,968 + 0,18) \cdot 133,241 = 152,906 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход газа на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения, м³/с:

$$G'_T = (1 + g_{\text{в}}) \cdot G_T, \quad (2.59)$$

$$G'_T = (1 + 0,18) \cdot 133,241 = 157,224 \text{ м}^3/\text{с}.$$

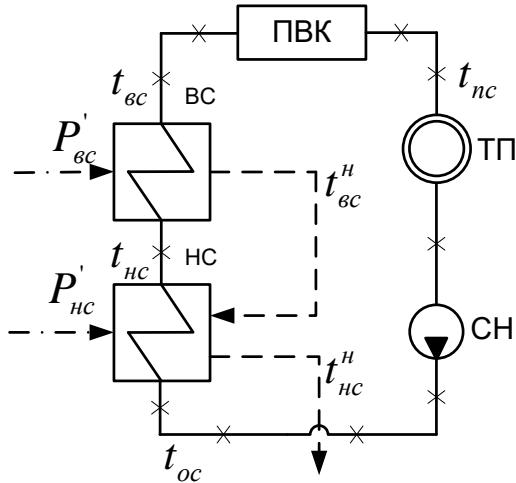
Электрический КПД ГТУ с охлаждением:

$$\eta_{\text{э охл}} = \eta_{\text{э}} \cdot (1 - \gamma \cdot g_{\text{в}}), \quad (2.60)$$

$$\eta_{\text{э охл}} = 0,4 \cdot (1 - 0,596 \cdot 0,18) = 0,357.$$

2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Расчетная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.4.



ТП – тепловой потребитель; СН – сетевой насос;
НС – нижний сетевой подогреватель; ВС – верхний сетевой подогреватель

Рисунок 2.4 – Схема подогрева сетевой воды

Нагрузка отбора турбины, кВт:

$$Q_{\text{от}}^{\text{турб}} = Q_{\text{от}}^{\max} \cdot \alpha, \quad (2.61)$$

где α – коэффициент теплофикации, $\alpha=0,6$.

$$Q_{\text{от}}^{\text{турб}} = 279120 \cdot 0,6 = 167472 \text{ кВт.}$$

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{\text{cb}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\max}}{C_{\text{в}} \cdot \Delta t}, \quad (2.62)$$

$$G_{\text{cb}} = \frac{279120}{4,186 \cdot (130-70)} = 1111,323 \text{ кг/с.}$$

Температура сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя, °С:

$$t_{\text{bc}} = t_{\text{oc}} + \frac{Q_{\text{от}}^{\text{турб}}}{G_{\text{cb}} \cdot C_{\text{в}}}, \quad (2.63)$$

$$t_{bc} = 70 + \frac{167472}{1111,323\cdot 4,186} = 106^{\circ}\text{C}.$$

Температура сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{hc} = t_{oc} + \frac{t_{bc} - t_{oc}}{2}, \quad (2.64)$$

$$t_{hc} = 70 + \frac{106-70}{2} = 88^{\circ}\text{C}.$$

Принимая недогрев сетевой воды в верхнем сетевом подогревателе $\vartheta = 5^{\circ}\text{C}$, температура насыщения конденсирующегося пара верхнего сетевого подогревателя составит, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{bc}^h = t_{bc} + \vartheta, \quad (2.65)$$

$$t_{bc}^h = 106 + 5 = 111^{\circ}\text{C}.$$

Энталпия насыщения конденсирующегося пара верхнего сетевого подогревателя, кДж/кг:

$$\bar{t}_{bc}^h = 465,598 \text{ кДж/кг.}$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя [8], МПа:

$$P'_{bc} = 0,148 \text{ МПа.}$$

Давление пара в отборе турбины с учетом потери давления в трубопроводе 5%, МПа:

$$P_{турб}^{bc} = \frac{P'_{bc}}{0,95}, \quad (2.66)$$

$$P_{турб}^{bc} = \frac{0,148}{0,95} = 0,156 \text{ МПа.}$$

Энталпия пара в отборе турбины, кДж/кг:

$$h_{bx}^{bc} = 2695 \text{ кДж/кг.}$$

Принимая недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе $\vartheta = 5^{\circ}\text{C}$, температура насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя:

$$t_{\text{HC}}^{\text{H}} = t_{\text{HC}} + \vartheta, \quad (2.67)$$

$$t_{\text{HC}}^{\text{H}} = 88 + 5 = 93 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Энталпия насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя [8], кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{HC}}^{\text{H}} = 389,595 \text{ кДж/кг.}$$

Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{HC}} = 0,079 \text{ МПа.}$$

Давление пара в отборе турбины с учетом потери давления в трубопроводе 5%, МПа:

$$P_{\text{турб}}^{\text{HC}} = \frac{P'_{\text{HC}}}{0,95}, \quad (2.68)$$

$$P_{\text{турб}}^{\text{HC}} = \frac{0,079}{0,95} = 0,083 \text{ МПа.}$$

Энталпия пара в отборе турбины, кДж/кг:

$$h_{\text{bx}}^{\text{HC}} = 2667 \text{ кДж/кг.}$$

Расход пара из турбины на верхний сетевой подогреватель определяем по формуле, кг/с:

$$D_{\text{BC}} = \frac{G_{\text{CB}} \cdot (t_{\text{BC}} - t_{\text{HC}}) \cdot C_{\text{B}}}{(h_{\text{bx}}^{\text{BC}} - \bar{t}_{\text{BC}}^{\text{H}}) \cdot 0,98}, \quad (2.69)$$

$$D_{\text{BC}} = \frac{1111,323 \cdot (106 - 88) \cdot 4,186}{(2695 - 465,598) \cdot 0,98} = 38,326 \text{ кг/с.}$$

Расход пара из турбины на нижний сетевой подогреватель определяем по формуле, кг/с:

$$D_{\text{HC}} = \frac{G_{\text{CB}} \cdot (t_{\text{HC}} - t_{\text{OC}}) \cdot C_{\text{B}} - D_{\text{BC}} \cdot (\bar{t}_{\text{BC}}^{\text{H}} - \bar{t}_{\text{HC}}^{\text{H}}) \cdot 0,98}{(h_{\text{bx}}^{\text{HC}} - \bar{t}_{\text{HC}}^{\text{H}}) \cdot 0,98}, \quad (2.70)$$

$$D_{\text{HC}} = \frac{1111,323 \cdot (88 - 70) \cdot 4,186 - 38,326 \cdot (465,598 - 389,595) \cdot 0,98}{(2667 - 389,595) \cdot 0,98} = 36,239 \text{ кг/с.}$$

2.4 Расчет двухконтурной комбинированной энергоустановки

2.4.1 Исходные данные

Тепловая схема (рисунок 2.1) включает в себя две ГТУ, два КУ с газовым подогревателем конденсата (ГПК), деаэратор и паровую турбину с двумя теплофикационными отборами. Деаэратор питается паром из коллектора, к которому присоединены трубопроводы контура низкого давления КУ. ГТУ сбрасывают выхлопные газы в КУ. Потоки перегретого пара, выходящие из контуров высокого давления КУ подаются к паровой турбине. Потоки пара вышедшие из контуров низкого давления подаются в камеру смешения, расположенную перед ЧНД.

Расчет производится по следующей методике [7].

ГТУ имеет следующие характеристики:

- электрическая мощность $N_e = 65 \text{ МВт}$;
- расход уходящих газов $G_e = 198,765 \text{ кг/с}$;
- температура газов на выходе $t_d = 575,846^\circ\text{C}$;
- электрический КПД ГТУ $\eta_{\text{гту}} = 35,7\%$;

Уходящие газы ГТУ представляют собой смесь атмосферного воздуха и чистых продуктов сгорания.

Температура наружного воздуха $t_{\text{н.в.}} = 10^\circ\text{C}$, давление $p_{\text{н.в.}} = 10^5 \text{ Па}$.

Давление в конденсаторе $p_{\text{н.в.}} = 3,75 \text{ кПа}$; допустимая влажность $y_k = 15\%$.

Давление в контурах КУ: $p_0^{\text{вд}} = 8,8 \text{ МПа}$; $p_0^{\text{нвд}} = 0,8 \text{ МПа}$.

Давление в деаэраторе $p^D = 0,6 \text{ МПа}$.

Необходимыми температурными напорами будем задаваться в процессе расчета. В расчетах будем пренебречь падением давления воды вследствие гидравлических сопротивлений по трактам котла-utiлизатора (КУ), а также увеличением энталпии и температуры воды за счет сжатия в насосах.

2.4.2 Тепловой расчет котла-utiлизатора

По приведенной схеме можно составить уравнения теплового и материального баланса для различных элементов КУ.

Уравнение теплового баланса для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя высокого давления КУ:

$$G_e \cdot (I_d - I_{\text{эк}}^{\text{вд}}) = G_{\text{П}}^{\text{вд}} \cdot (h_0^{\text{вд}} - h_{\text{эк}}^{\text{вд}}), \quad (2.71)$$

где G_e – расход газов на котел, кг/с ;

I_d – энталпия газов на входе в котел, кДж/кг ;

$h_0^{\text{вд}}$ – энталпия пара на выходе из пароперегревателя высокого давления котла при $p_0^{\text{вд}}$, кДж/кг ;

$h_{\text{эк}}^{\text{вд}}$ – энталпия воды на выходе из экономайзера высокого давления (в состоянии насыщения при давлении $p_0^{\text{вд}}$), кДж/кг .

Выбрав температурный напор $\delta t_{\text{ЭК}} = 70^{\circ}\text{C}$, находим температуру газов перед экономайзером высокого давления, $^{\circ}\text{C}$:

$$\vartheta_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} = t_{\text{вд}} + \delta t_{\text{ЭК}} = 301,74 + 70 = 371,74^{\circ}\text{C}, \quad (2.72)$$

где $t_{\text{вд}}$ – температура насыщения воды на выходе из экономайзера высокого давления (ВД) по $p_0^{\text{вд}}$, $^{\circ}\text{C}$.

С помощью $\vartheta_{\text{ЭК}}^{\text{вд}}$ находим энталпию газов перед экономайзером высокого давления, кДж/кг:

$$I_{\text{ЭК}}^{\text{вд}} = 378,906 \text{ кДж/кг.}$$

Из уравнения (2.71) определяем расход пара высокого давления, генерируемый КУ, кг/с:

$$G_{\Pi}^{\text{ВД}} = G_{\Gamma} \cdot \frac{I_d - I_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}}{h_0^{\text{вд}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{вд}}}, \quad (2.73)$$

$$G_{\Pi}^{\text{ВД}} = 198,765 \cdot \frac{732,707 - 378,906}{3389,738 - 1354,54} = 34,554 \text{ кг/с.}$$

Для экономайзера контура высокого давления будет справедливым следующее соотношение:

$$G_{\gamma} \cdot (I_{\text{ЭК}}^{\text{вд}} - I_{yx}^{\text{вд}}) = G_{\Pi}^{\text{вд}} \cdot (h_{\text{ЭК}}^{\text{вд}} - h_{\partial}), \quad (2.74)$$

где h_{∂} – энталпия питательной воды, поступающей из деаэратора, кДж/кг; $I_{yx}^{\text{вд}}$ – энталпия газов, покидающих теплообменники контура ВД, кДж/кг. Энталпия газов, покидающих теплообменники контура ВД, кДж/кг:

$$I_{yx}^{\text{вд}} = I_{\text{ЭК}}^{\text{вд}} - \frac{G_{\Pi}^{\text{вд}} \cdot (h_{\text{ЭК}}^{\text{вд}} - h_{\partial})}{G_{\Gamma}}, \quad (2.75)$$

$$I_{yx}^{\text{вд}} = 378,906 - \frac{34,554 \cdot (1354,54 - 670,501)}{198,765} = 259,992 \text{ кДж/кг.}$$

Данная энталпия соответствует температуре газов $\vartheta_{yx}^{\text{вд}} = 219,072^{\circ}\text{C}$.

Для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя контура низкого давления КУ:

$$G_{\Gamma} \cdot (I_{yx}^{\text{вд}} - I_{\text{ГПК}}) = G_{\Pi}^{\text{НД}} \cdot (h_0^{\text{НД}} - h_6^{\text{НД}}), \quad (2.76)$$

В этом соотношении энталпия газов на входе в ГПК $I_{\text{ГПК}}$ определяется по температуре, $^{\circ}\text{C}$:

$$\vartheta_0^{h\partial} = t_{h\partial} + \delta t_0^{h\partial}, \quad (2.77)$$

где $\delta t^{h\partial} = 20$ °C – выбранный температурный напор.

$$\vartheta_0^{\text{НД}} = 170,41 + 20 = 190,41$$
 °C.

С помощью $\vartheta_0^{h\partial}$ находим энталпию газов перед ГПК, кДж/кг:

$$I_{\text{енк}} = 177,645$$
 кДж/кг.

Энталпию пара на выходе из контура низкого давления определяем по давлению в контуре $p_0^{h\partial}$, МПа и температуре на выходе из контура, °C:

$$t_0^{h\partial} = \vartheta_{yx}^{\text{вд}} - \delta t^{\text{НД}}, \quad (2.78)$$

где $\delta t^{h\partial} = 5$ °C – принятый температурный напор.

$$t_0^{\text{НД}} = 219,072 - 5 = 214,072$$
 °C.

Находим $h_0^{h\partial} = 2843,871$ кДж/кг.

Энталпия воды в барабане контура низкого давления (энталпия воды в состоянии насыщения при давлении $p_0^{h\partial}$):

$$h_0^{h\partial} = 721,018$$
 кДж/кг.

Из уравнения (2.76) определяем расход пара через контур низкого давления КУ, кг/с:

$$G_{\Pi}^{h\partial} = G_{\varepsilon} \cdot \frac{I_{yx}^{e\partial} - I_{\text{ГПК}}}{h_0^{h\partial} - h_0^{h\partial}}, \quad (2.79)$$

$$G_{\Pi}^{\text{НД}} = 198,765 \cdot \frac{259,992 - 177,645}{2871,734 - 721,018} = 7,61$$
 кг/с.

Будем считать, что нагрев конденсата в ГПК и деаэраторе осуществляется примерно равномерно. Примем энталпию воды за ГПК $h_{\text{ГПК}} = 620$ кДж/кг, ей соответствует температура $t_{\text{ГПК}} = 147,16$ °C.

Составляем уравнение теплового баланса для деаэратора:

$$\left((2G_{\Pi}^{\text{вд}} + 2G_{\Pi}^{\text{НД}}) - G_{\Delta} \right) \cdot h_{\text{ГПК}} + G_{\Delta} \cdot h_0^{\text{НД}} = (2G_{\Pi}^{\text{вд}} + 2G_{\Pi}^{\text{НД}}) \cdot h_{\Delta}, \quad (2.80)$$

Расход пара на деаэратор определяем из выражения, кг/с:

$$G_{\Delta} = \frac{(2G_{\pi}^{\text{ВД}} + 2G_{\pi}^{\text{НД}}) \cdot (h_{\Delta} - h_{\text{ГПК}})}{h_0^{\text{НД}} - h_{\text{ГПК}}}, \quad (2.81)$$

$$G_{\Delta} = \frac{(2 \cdot 34,554 + 2 \cdot 7,61) \cdot (670,501 - 620)}{2871,734 - 620} = 1,891 \text{ кг/с.}$$

Энталпия питательной воды на входе в ГПК, кДж/кг:

$$h_{\text{ПВ}} = \frac{(2G_{\pi}^{\text{ВД}} + 2G_{\pi}^{\text{НД}} - G_{\Delta} - G_{\text{СП}}) \cdot h_{\text{K}} + G_{\text{СП}} \cdot (h_{\text{СП}} - h_{\text{K}})}{2G_{\pi}^{\text{ВД}} + 2G_{\pi}^{\text{НД}} - G_{\Delta}}, \quad (2.82)$$

$$h_{\text{ПВ}} = \frac{(2 \cdot 34,554 + 2 \cdot 7,61 - 1,891 - 74,566) \cdot 116,755 + 74,566 \cdot (389,595 - 116,755)}{2 \cdot 34,554 + 2 \cdot 7,61 - 1,891} = 257,938.$$

Ей соответствует температура $t_{ne} = 61,619$ °C.

Составляем уравнение теплового баланса для ГПК:

$$G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{ГПК}} - I_{yx}) = \left(G_{\pi}^{\text{ВД}} + G_{\pi}^{\text{НД}} - \frac{G_{\Delta}}{2} \right) \cdot (h_{\text{ГПК}} - h_{\text{ПВ}}), \quad (2.83)$$

Определяем энталпию уходящих газов КУ, кДж/кг:

$$I_{yx} = I_{\text{ГПК}} - \frac{\left(G_{\pi}^{\text{ВД}} + G_{\pi}^{\text{НД}} - \frac{G_{\Delta}}{2} \right) \cdot (h_{\text{ГПК}} - h_{\text{ПВ}})}{G_{\Gamma}}, \quad (2.84)$$

$$I_{yx} = 177,645 - \frac{\left(34,554 + 7,61 - \frac{1,891}{2} \right) \cdot (620 - 363,546)}{198,765} = 102,564.$$

Находим температуру уходящих газов:

$$\vartheta_{yx} = 73,151 \text{ °C.}$$

Определяем энталпию газа на входе в испаритель ВД, кДж/кг:

$$I_{\text{исп}}^{\text{ВД}} = I_{\text{вх}} - \frac{G_{\pi}^{\text{ВД}} \cdot (h_0^{\text{ВД}} - h_s^{\text{ВД}})}{G_{\Gamma}}, \quad (2.85)$$

$$I_{\text{исп}}^{\text{ВД}} = 732,707 - \frac{34,554 \cdot (3389,738 - 2746,16)}{198,765} = 620,827.$$

Находим температуру газов на входе в испаритель ВД $\vartheta_{\text{исп}}^{\text{ВД}} = 537,833$ °C.
Определяем энталпию газа на входе в испаритель НД, кДж/кг:

$$I_{\text{исп}}^{\text{НД}} = I_{\text{ГПК}} + \frac{G_{\pi}^{\text{НД}} \cdot (h_s^{\text{НД}} - h_{\Delta})}{G_{\Gamma}}, \quad (2.86)$$

$$I_{\text{исп}}^{\text{НД}} = 177,645 + \frac{7,61 \cdot (2768,302 - 670,501)}{198,765} = 257,966.$$

Находим температуру газов на входе в испаритель НД $\vartheta_{\text{исп}}^{\text{НД}} = 217,256 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Определим КПД КУ:

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{I_{\text{вх}} - I_{\text{yx}}}{I_{\text{вх}} - I_a}, \quad (2.87)$$

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{732,707 - 102,564}{732,707 - 11,07} = 0,873.$$

Тепло, отданное газами двух ГТУ в паротурбинный цикл, кВт:

$$Q_{\text{газ}} = 2 \cdot G_{\text{г}} \cdot (I_{\text{вх}} - I_{\text{yx}}), \quad (2.88)$$

$$Q_{\text{газ}} = 2 \cdot 198,765 \cdot (732,707 - 102,564) = 250500,888 \text{ кВт.}$$

Тепло, полученное паром, кВт:

$$Q_{\text{пар}} = 2G_{\text{п}}^{\text{вд}} \cdot h_0^{\text{вд}} + (2G_{\text{п}}^{\text{нд}} - G_{\text{д}}) \cdot h_0^{\text{нд}} - (2G_{\text{п}}^{\text{вд}} + 2G_{\text{п}}^{\text{нд}} - G_{\text{д}}) \cdot h_{\text{к}}, \quad (2.89)$$

$$Q_{\text{пар}} = 2 \cdot 34,554 \cdot 3389,738 + (2 \cdot 7,61 - 1,891) \cdot 2871,734 - (2 \cdot 34,554 + 2 \cdot 7,61 - 1,891) \cdot 116,755 = 262908,404 \text{ кВт.}$$

Т.к. в схеме два котла-утилизатора, следовательно:

$$Q_{\text{ку}} = \frac{Q_{\text{cp}}}{2} = 128352,323.$$

Тепло, подводимое к воде (пару) в отдельных элементах КУ:

Для ГПК, кВт:

$$Q_{\text{гпк}} = \left(G_{\text{п}}^{\text{вд}} + G_{\text{п}}^{\text{нд}} - \frac{G_{\text{д}}}{2} \right) \cdot (h_{\text{тпк}} - h_{\text{пв}}), \quad (2.90)$$

$$Q_{\text{гпк}} = \left(34,554 + 7,61 - \frac{1,891}{2} \right) \cdot (620 - 363,546) = 14923,56 \text{ кВт.}$$

Для испарителя низкого давления, кВт:

$$Q_{\text{исп}}^{\text{нд}} = G_{\text{п}}^{\text{нд}} \cdot r^{\text{нд}}, \quad (2.91)$$

где $r^{\text{нд}} = 2047,285 \text{ кДж/кг}$ – теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{\text{нд}}$.

$$Q_{\text{исп}}^{\text{нд}} = 7,61 \cdot 2047,285 = 15580,556 \text{ кВт.}$$

Для пароперегревателя низкого давления, кВт:

$$Q_{nn}^{nd} = G_{\Pi}^{nd} \cdot (h_0^{nd} - h_s^{nd}), \quad (2.92)$$

$$Q_{пп}^{нд} = 7,61 \cdot (2871,734 - 2768,302) = 787,154 \text{ кВт.}$$

Для экономайзера высокого давления, кВт:

$$Q_{ЭК}^{вд} = G_{п}^{вд} \cdot (h_{ЭК}^{вд} - h_{д}), \quad (2.93)$$

$$Q_{ЭК}^{вд} = 34,554 \cdot (1354,54 - 670,501) = 23635,948 \text{ кВт.}$$

Для испарителя высокого давления, кВт:

$$Q_{исп}^{вд} = G_{\Pi}^{вд} \cdot r^{вд}, \quad (2.94)$$

где $r^{вд} = 1495,48 \text{ кДж/кг}$ – теплота испарения, определяемая по давлению $p_0^{вд}$.

$$Q_{исп}^{вд} = 34,554 \cdot 1495,48 = 51674,089 \text{ кВт.}$$

Для пароперегревателя высокого давления, кВт:

$$Q_{nn}^{nd} = G_{\Pi}^{nd} \cdot (h_0^{nd} - h_s^{nd}), \quad (2.95)$$

$$Q_{пп}^{нд} = 7,61 \cdot (3389,738 - 2746,16) = 22237,879 \text{ кВт.}$$

Соответствующие относительные величины:

$$\bar{Q}_{ГПК} = \frac{Q_{ГПК}}{Q_{ку}} = \frac{14923,56}{128352,323} = 0,116, \quad (2.96)$$

$$\bar{Q}_{исп}^{нд} = \frac{Q_{исп}^{нд}}{Q_{ку}} = \frac{15580,556}{128352,323} = 0,121,$$

$$\bar{Q}_{пп}^{нд} = \frac{Q_{пп}^{нд}}{Q_{ку}} = \frac{787,154}{128352,323} = 0,006,$$

$$\bar{Q}_{ЭК}^{вд} = \frac{Q_{ЭК}^{вд}}{Q_{ку}} = \frac{23635,948}{128352,323} = 0,184,$$

$$\bar{Q}_{исп}^{вд} = \frac{Q_{исп}^{вд}}{Q_{ку}} = \frac{51674,089}{128352,323} = 0,403,$$

$$\bar{Q}_{\text{пп}}^{\text{ВД}} = \frac{Q_{\text{пп}}^{\text{ВД}}}{Q_{\text{ку}}} = \frac{22237,879}{128352,323} = 0,173.$$

2.5 Конструкторский расчет котла-утилизатора

Для выполнения конструкторского расчета КУ необходимо первоначально провести конструктивную проработку стандартной секции КУ, то есть выбрать все конструктивные характеристики секции, а также тип и характеристики оребрения труб.

Поверхности нагрева имеют шахматное расположение труб единого сортамента (сталь 20, кроме пароперегревателя ВД, для которого использована сталь 12Х1МФ). Параметры оребрения следующие:

- диаметр труб $d = 32 \times 4$ мм;
- шаг ребра $b_{peб} = 5$ мм;
- высота ребра $h_{peб} = 9$ мм;
- толщина ребра $\delta_{peб} = 1$ мм;
- поперечный шаг труб $s_1 = 72$ мм;
- продольный шаг труб $s_2 = 85$ мм.

Типовая секция (рис. 2.5), используемая во всех поверхностях котлов, состоит из двух рядов оребренных труб с шахматным расположением, объединенных коллекторами диаметром 168 мм, толщиной 15 мм. Ширина типовой секции $b_{сек} = 2500$ мм (по осям труб), а длина $l_{сек} = 14000$ мм (по осям коллекторов). В одном ряду по ходу газов принимаем число секций $m_{сек} = 2$.

Рекомендуемые значения скоростей [3]:

- для газа $\omega_g = 7$ м/с;
- для пара $\omega_p = 10$ м/с;
- для воды $\omega_v = 1,2$ м/с;

Температуры теплоносителей и тепловые нагрузки поверхностей нагрева берутся из теплового расчета котла-утилизатора.

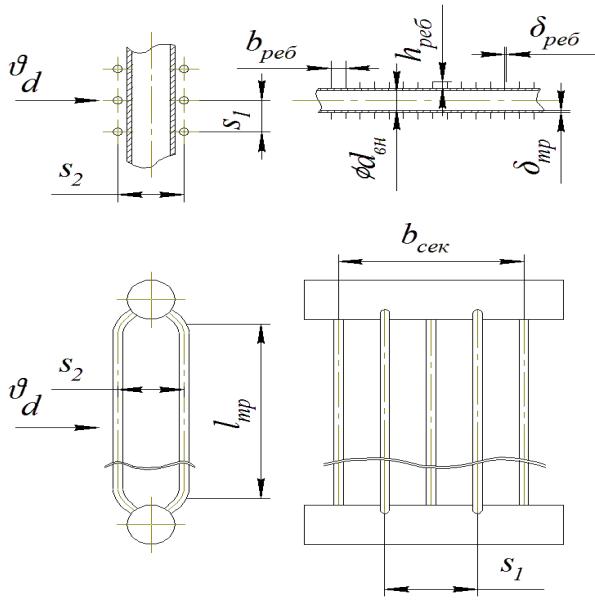


Рисунок 2.5 – Конструкционные параметры типовой секции поверхностей нагрева котла-utiлизатора

2.5.1 Определение габаритных размеров котла-utiлизатора

Задавшись в первом приближении условной скоростью газов ω_g^{ycl} в газоходе в диапазоне 7-9 м/с, можно определить площадь поперечного сечения газохода КУ, м²:

$$f = \frac{G_f \cdot V_f \cdot (T_{пп} + 273)}{\omega_f \cdot 273}, \quad (2.97)$$

где $V_f = 1/\rho_f$, м³/кг;

ρ_f – плотность газов при нормальных условиях, кг/м³;

G_f – массовый расход газов, кг/с;

$T_{пп} = \frac{\vartheta_{вх} + \vartheta_{исп}}{2}$ – средняя температура газов в ПП, °С.

$$f = \frac{157,251 \cdot (556,839 + 273)}{7 \cdot 273} = 68,285 \text{ м}^2.$$

Задаваясь числом секций в ряду $m_{сек}=2$ и шириной секции $b_{сек}=2,5$ м, определим ширину котла, м:

$$b_{\text{котла}} = b_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}}, \quad (2.98)$$

$$b_{\text{котла}} = 2,5 \cdot 2 = 5 \text{ м.}$$

Тогда длина труб, м:

$$l_{\text{тр}} = \frac{f}{b_{\text{котла}}}, \quad (2.99)$$

$$l_{\text{тр}} = \frac{68,285}{5} = 13,657 \text{ м.}$$

2.5.2 Определение поверхности теплообмена одной секции

Наружный диаметр трубы, м:

$$d_h = d_{\text{вн}} + 2 \cdot \delta_{cm}, \quad (2.100)$$

$$d_h = 0,032 + 2 \cdot 0,004 = 0,04 \text{ м.}$$

Площадь поверхности гладкой трубы, м²:

$$F_{\text{гл.тр}} = \pi \cdot d_h \cdot l_{\text{тр}}, \quad (2.101)$$

$$F_{\text{гл.тр}} = 3,14 \cdot 0,04 \cdot 13,657 = 1,716 \text{ м}^2.$$

Площадь боковой поверхности ребра, м²:

$$F_{pe\bar{b}} = \frac{\pi}{2} \cdot \left[(d_h + 2 \cdot h_{pe\bar{b}})^2 - d_h^2 \right], \quad (2.102)$$

$$F_{pe\bar{b}} = \frac{3,14}{2} \cdot \left[(0,04 + 2 \cdot 0,009)^2 - 0,04^2 \right] = 0,002771 \text{ м}^2.$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{\text{вн.реб}} = \pi \cdot d_h \cdot \delta_{pe\bar{b}}, \quad (2.103)$$

$$F_{\text{вн.реб}} = 3,14 \cdot 0,04 \cdot 0,001 = 0,0001257 \text{ м}^2.$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{h.\text{реб}} = \pi \cdot (d_h + 2 \cdot h_{pe\bar{b}}) \cdot \delta_{pe\bar{b}}, \quad (2.104)$$

$$F_{h.\text{реб}} = 3,14 \cdot (0,04 + 2 \cdot 0,009) \cdot 0,001 = 0,000182 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности теплообмена оребренной трубы, м²:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{гл.тр}} + (F_{\text{реб}} + F_{\text{н.реб}} - F_{\text{вн.реб}}) \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{h_{\text{реб}}}, \quad (2.105)$$

$$F_{\text{тр}} = 1,716 + (0,0027 + 0,000182 - 0,0001257) \cdot \frac{13,657}{0,005} = 9,439 \text{ м}^2.$$

Число оребренных труб в одном ряду каждой секции, шт:

$$m_{mp} = \frac{b_{\text{сек}}}{s_1} - 1, \quad (2.106)$$

$$m_{mp} = \frac{2,5}{0,072} - 1 = 34 \text{ шт.}$$

Площадь проходного сечения котла для газов, м²:

$$F_{np} = f - 2 \cdot m_{mp} \cdot m_{\text{сек}} \cdot (d_{\text{нап}} \cdot l_{mp} + 2 \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{h_{\text{реб}}} \cdot H_{\text{реб}} \cdot \delta_{\text{реб}}), \quad (2.107)$$

$$F_{np} = 68,285 - 2 \cdot 34 \cdot 2 \cdot (0,04 \cdot 13,657 + 2 \cdot \frac{13,657}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001) = 27,795 \text{ м}^2.$$

Скорость газов в ПП, м/с:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma} \cdot (T_{\text{пп}} + 273)}{F_{np} \cdot 273}, \quad (2.108)$$

$$\omega_{\Gamma} = \frac{157,251 \cdot (556,839 + 273)}{27,795 \cdot 273} = 17,197 \text{ м/с.}$$

Уточнение скорости пара в трубках ПП, м/с:

$$\omega_{\Pi} = \frac{4 \cdot G_{\Pi}^{\text{вд}} \cdot v_{\Pi}}{2 \cdot \pi \cdot d_{\text{тр}}^2 \cdot m_{\text{тр}} \cdot m_{\text{секц}}}, \quad (2.109)$$

$$\omega_{\Pi} = \frac{4 \cdot 34,554 \cdot 0,038}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 34 \cdot 2} = 5,958 \text{ м/с.}$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции, м²:

$$F_{\text{сек}} = F_{mp} \cdot m_{mp} \cdot 2, \quad (2.110)$$

$$F_{\text{сек}} = 9,439 \cdot 34 \cdot 2 = 641,856 \text{ м}^2.$$

2.5.3 Определение площади поверхности теплообмена ППВД

Среднелогарифмический температурный напор пароперегревателя, °С:

$$\Delta t_{\text{ППВД}} = \frac{t_6 - t_m}{\ln\left(\frac{t_6}{t_m}\right)}, \quad (2.111)$$

где t_m – меньшая разность температур между теплоносителями, для ППВД $t_m = \vartheta_d - t_{ne}^{BD}$;

t_6 – большая разность температур между теплоносителями, для ППВД $t_6 = \vartheta''_{\text{ППВД}} - t'_{\text{ППВД}}$.

$$\Delta t_{\text{ППВД}} = \frac{236,093 - 75,846}{\ln\left(\frac{236,093}{75,846}\right)} = 141,122.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке, Вт/(м·К):

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_e}{d_h} \left(\frac{\omega_e \cdot d_h}{v_e} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_e^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s, \quad (2.112)$$

$$\alpha_1 = \frac{0,07}{0,04} \cdot \left(\frac{17,197 \cdot 0,04}{8,18 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,615^{0,33} \cdot 0,844 \cdot 0,324 = 92,187.$$

где $\lambda_e, v_e, \text{Pr}_e$ – теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м²/с, число Прандтля для газа принимается по [10];

C_z – поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов;

z_2 – число рядов труб по ходу газа;

C_s – поправка на компоновку пучка.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару, Вт/(м·К):

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_n}{d_{bh}} \left(\frac{\omega_n \cdot d_{bh}}{v_n} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_n^{0,4}, \quad (2.113)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,074}{0,032} \cdot \left(\frac{5,958 \cdot 0,032}{1,3 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,96^{0,4} = 710,82.$$

где λ_n, ν_n, Pr_n – теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м²/с, число Прандтля для пара [10].

Коэффициент теплопередачи пароперегревателя, Вт/(м²·К):

$$k_{ППВД} = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 - \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \quad (2.114)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, для газа $\psi = 0,85$.

$$k_{ППВД} = \frac{0,85 \cdot 92,187}{1 - \frac{92,187}{710,82}} = 81,604.$$

Площадь поверхности теплообмена ППВД, м²:

$$F_{ППВД} = \frac{Q_{ППВД} \cdot 10^3}{k_{ППВД} \cdot \Delta t_{ППВД}}, \quad (2.115)$$

$$F_{ППВД} = \frac{22237,879 \cdot 10^3}{81,604 \cdot 141,122} = 1931,022.$$

Количество рядов труб ППВД по ходу газов, шт:

$$z_{ППВД} = \frac{F_{ППВД}}{F_{сек} \cdot m_{сек}} \cdot 2, \quad (2.116)$$

$$z_{ППВД} = \frac{1931,022}{641,856 \cdot 2} \cdot 2 = 4.$$

2.5.4 Определение площади поверхности теплообмена ИСПВД

Среднелогарифмический температурный напор испарителя, °C, определяем по формуле (2.111), в которой $t_m = \vartheta''_{ИСПВД} - t'_{ИСПВД}$ и $t_b = \vartheta''_{ППВД} - t'_{ППВД}$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке, Вт/(м·К), для ИСПВД определяем по формуле (2.114).

Коэффициентом теплоотдачи конвекцией от стенки к пароводянику рабочему телу можно пренебречь, т.к. в испарителе происходит процесс кипения воды, при котором коэффициент теплоотдачи очень велик, и величина $\frac{1}{\alpha_2}$ стремится к нулю. Коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м²·К):

$$k_{ИСПВД} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{mp}}{\lambda_m}}, \quad (2.117)$$

где λ_m – коэффициент теплопроводности, для стали 20:

$$\lambda_m = 50,6 - 0,0263 \cdot (t_{cp}^{cm} - 100), \quad (2.118)$$

Здесь средняя температура стенки, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{cp}^{cm} = \frac{\frac{\vartheta''_{ИСПВД} + \vartheta''_{ППВД}}{2} + \frac{t'_{ИСПВД} + t'_{ППВД}}{2}}{2}, \quad (2.119)$$

Площадь поверхности теплообмена ИСПВД, м^2 , и количество рядов труб по ходу газов определяем, соответственно, по формулам (2.115 и 2.116).

2.5.5 Определение площади поверхности теплообмена экономайзера

Среднелогарифмический температурный напор экономайзера, $^{\circ}\text{C}$, определяем по формуле (2.111), в которой $t_m = \vartheta''_{ИСПВД} - t'_{ИСПВД}$ и $t_\delta = \vartheta''_{ЭК} - t'_{ЭК}$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке для экономайзера, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_e}{d_h} \left(\frac{\omega_e \cdot d_h}{\nu_e} \right)^{0,6} \cdot \Pr_e^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s, \quad (2.120)$$

где λ_e, ν_e, \Pr_e – теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$, кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$, число Прандтля для газа, принимаем по [10];

Коэффициент теплопередачи экономайзера, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$:

$$k_{ЭК} = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1}, \quad (2.121)$$

где ε – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, для газа $\varepsilon = 0,003$;

Площадь поверхности теплообмена экономайзера, м^2 , и количество рядов труб по ходу газов определяем, соответственно, по формулам (2.115 и 2.116).

2.5.6 Определение площадей поверхностей теплообмена контура низкого давления

Расчет площадей поверхностей контура низкого давления соответствует вышеизложенной методике для контура ВД, а именно:

- расчет площади ППНД соответствует расчету ППВД, формулы (2.111 – 2.116), где $t_m = \vartheta''_{ЭК} - t_{ППНД}^{ne}$ и $t_b = \vartheta''_{ППНД} - t'_{ППНД}$;

- расчет площади ИСПНД соответствует расчету ИСПВД, формулы (2.118 – 2.119), где $t_m = \vartheta''_{ИСПНД} - t'_{ИСПНД}$ и $t_b = \vartheta''_{ППНД} - t'_{ППНД}$;

- расчет площади ГПК соответствует расчету экономайзера, формулы (2.120 – 2.121), где $t_m = \vartheta''_{ИСПНД} - t_{ГПК}$ и $t_b = \vartheta_{yx} - t_{ne}$;

Результаты конструкторского расчета сведены в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты конструкторского расчета КУ

Наименование величины	Обозначение	Значение
Температурный напор ППВД, °С	$\Delta t_{ППВД}$	141,122
Коэффициент теплопередачи ППВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ППВД}$	81,604
Площадь теплообмена ППВД, м ²	$F_{ППВД}$	1931,022
Число рядов секций по ходу газов ППВД, шт	$z_{ППВД}$	2
Скорость газа в ППВД, м/с	ω_e	17,197
Скорость пара в трубках ППВД, м/с	ω_n	5,958
Температурный напор ИСПВД, °С	$\Delta t_{ИСПВД}$	136,62
Коэффициент теплопередачи ИСПВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ИСПВД}$	134,049
Площадь теплообмена ИСПВД, м ²	$F_{ИСПВД}$	2821,596
Число рядов секций по ходу газов ИСПВД, штук	$z_{ИСПВД}$	3
Скорость газа в ИСПВД, м/с	ω_e	15,082
Температурный напор экономайзера, °С	$\Delta t_{ЭК}$	64,998
Коэффициент теплопередачи экономайзера, Вт/(м ² ·К)	$k_{ЭК}$	82,358
Площадь теплообмена экономайзера, м ²	$F_{ЭК}$	4415,39
Число рядов секций по ходу газов экономайзера, шт	$z_{ЭК}$	4
Скорость газа в ЭКВД, м/с	ω_e	11,779
Температурный напор ППНД, °С	$\Delta t_{ППНД}$	18,702
Коэффициент теплопередачи ППНД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ППНД}$	43,833
Площадь теплообмена ППНД, м ²	$F_{ППНД}$	960,246

Окончание таблицы 2.1

Наименование величины	Обозначение	Значение
Число рядов секций по ходу газов ППНД, штук	$z_{ППНД}$	1
Скорость газа в ППНД, м/с	ω_e	10,179
Скорость пара в трубках ППНД, м/с	ω_n	9,642
Температурный напор ИСПНД, °C	$\Delta t_{ИСПНД}$	31,54
Коэффициент теплопередачи ИСПНД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ИСПНД}$	81,81
Площадь теплообмена ИСПНД, м ²	$F_{ИСПНД}$	6038,365
Число рядов секций по ходу газов ИСПНД, штук	$z_{ИСПНД}$	5
Скорость газа в ИСПНД, м/с	ω_e	9,882
Температурный напор ГПК, °C	$\Delta t_{ГПК}$	23,996
Коэффициент теплопередачи ГПК, Вт/(м ² ·К)	$k_{ГПК}$	74,85
Площадь теплообмена ГПК, м ²	$F_{ГПК}$	8118,093
Число рядов секций по ходу газов ГПК, штук	$z_{ГПК}$	7
Скорость газа в ГПК, м/с	ω_e	8,389

2.6 Укрупненный расчет паровой турбины

Расчет внутреннего относительного КПД паровой турбины проводится по приближенной методике в два этапа. Сначала определяем КПД части высокого давления (до смешения с потоком пара из контура низкого давления КУ) $\eta_{0i}^{вд}$, а также параметры потока пара на входе в камеру смешения; затем параметры пара в камере смешения и рассчитываем внутренний относительный КПД $\eta_{0i}^{нд}$ части низкого давления (от камеры смешения до конденсатора). Процесс расширения пара в турбине в *h-s* диаграмме показан на рисунке 2.6. Турбину выполняем с сопловым парораспределением.

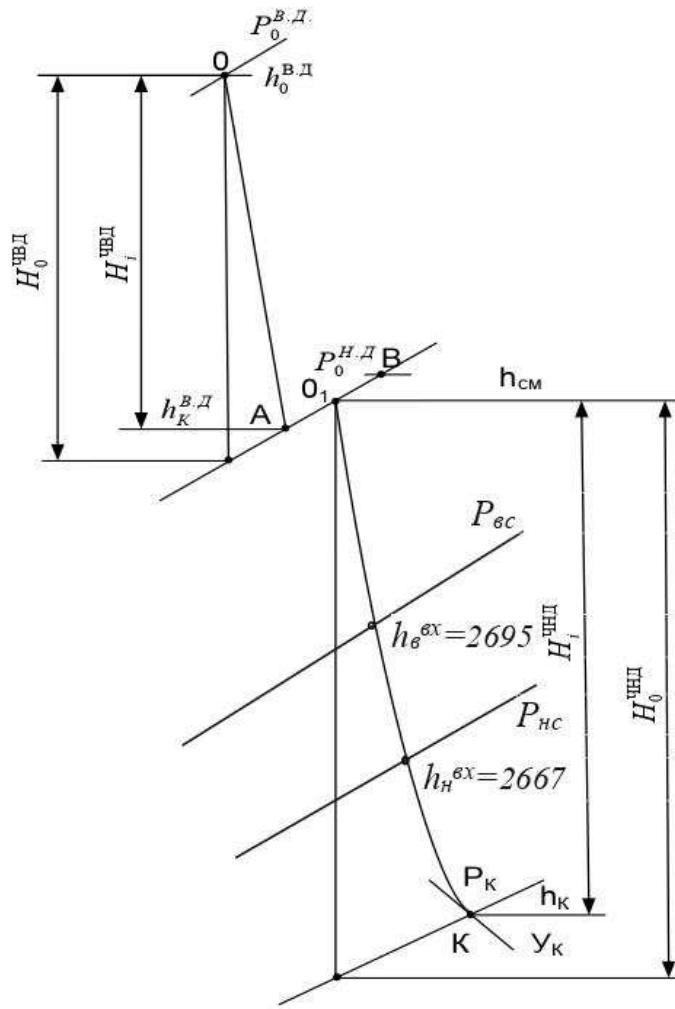


Рисунок 2.6 – Процесс расширения пара в турбине двух давлений

КПД ЧВД $\eta_{0i}^{вд}$ можно оценить по приближенной эмпирической формуле для группы ступеней малой веерности:

$$\eta_{0i}^{вд} = \left(0,92 - \frac{0,2}{G_{\pi}^{вд} \cdot v_{cp}}\right) \cdot \left(1 + \frac{H_0^{вд} - 7 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^4}\right) \cdot k_{вл}, \quad (2.122)$$

где $H_0^{вд} = 616,406$ кДж/кг – располагаемый теплоперепад группы ступеней; $k_{вл} = 1$.

Используя $h-s$ диаграмму, найдем удельный объем пара на входе в турбину $v_0^{вд} = 0,0377$ м³/кг и удельный объем пара на выходе из ЧВД $v_z^{вд} = 0,262$ м³/кг.

$$v_{cp} = (v_0^{вд} \cdot v_z^{вд})^{0,5} = (0,0377 \cdot 0,262)^{0,5} = 0,099 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.123)$$

КПД части высокого давления:

$$\eta_{0i}^{\text{вд}} = \left(0,92 - \frac{0,2}{69,107 \cdot 0,099}\right) \cdot \left(1 + \frac{616,406 - 7 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^4}\right) \cdot 1 = 0,887.$$

Использованный теплоперепад, кДж/кг:

$$H_i^{\text{вд}} = H_0^{\text{вд}} \cdot \eta_{0i}^{\text{вд}} = 616,406 \cdot 0,887 = 546,849 \text{ кДж/кг}, \quad (2.124)$$

Энталпия пара на выходе из ЧВД, кДж/кг:

$$h_{\text{вых}}^{\text{вд}} = h_0^{\text{вд}} - H_i^{\text{вд}} = 3389,738 - 546,849 = 2842,889 \text{ кДж/кг}, \quad (2.125)$$

Энталпия пара перед ЧНД, кДж/кг:

$$h_{\text{см}}^{\text{нд}} = \frac{G_{\Pi}^{\text{вд}} \cdot h_{\text{вых}}^{\text{вд}} + (G_{\Pi}^{\text{нд}} - G_{\partial}) \cdot h_0^{\text{нд}}}{G_{\Pi}^{\text{вд}} + G_{\Pi}^{\text{нд}} - G_{\partial}}, \quad (2.126)$$

$$h_{\text{см}}^{\text{нд}} = \frac{69,107 \cdot 2842,889 + (15,221 - 1,891) \cdot 2871,734}{69,107 + 15,221 - 1,891} = 2847,553 \text{ кДж/кг}.$$

Для расчета КПД ЧНД воспользуемся эмпирической зависимостью:

$$\eta_{0i}^{\text{нд}} = 0,87 \cdot \left(1 + \frac{H_0^{\text{нд}} - 400}{10^4}\right) \cdot k_{\text{вл}} - \frac{\Delta H_{\text{вс}}}{H_0^{\text{нд}}}, \quad (2.127)$$

где $H_0^{\text{нд}} = 800,936 \text{ кДж/кг}$ – располагаемый теплоперепад ЧНД;
 $\Delta H_{\text{вс}}$ – потери с выходной скоростью кДж/кг.

Определяем длину рабочей лопатки последней ступени l_z , рассчитав объемный расход пара на выходе из ЧНД.

Массовый расход на выходе из ЧНД, кг/с:

$$G_{\Sigma} = (G_{\Pi}^{\text{вд}} + G_{\Pi}^{\text{нд}}) - G_{\text{Д}} - G_{\text{нс}} - G_{\text{вс}}, \quad (2.128)$$

$$G_{\Sigma} = (69,107 + 15,221) - 1,891 - 36,239 - 38,326 = 7,871 \text{ кг/с}.$$

Удельный объем пара при давлении $p_k = 3,75 \text{ кПа}$ и известных начальных параметрах пара на выходе из ЧНД можно определить по $h-s$ диаграмме $v_k = 29,498 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Выбираем стандартную лопатку производства УТЗ длиной $l_z = 0,755 \text{ мм}$ и корневым диаметром 1,52 м, которой будет соответствовать потеря с выходной скоростью $\Delta H_{\text{вс}} = 14 \text{ кДж/кг}$.

Коэффициент, учитывающий влияние влажности:

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,4 \cdot (1 - \gamma_{\text{вл}}) \cdot (y_0 + y_z) \cdot \frac{H_0^{\text{вл}}}{H_0^{\text{нд}}} , \quad (2.129)$$

где $H_0^{\text{нд}} = 800,936 \text{ кДж/кг}$ – располагаемый теплоперепад ЧНД;
 $H_0^{\text{вл}} = 683,577 \text{ кДж/кг}$ – располагаемый теплоперепад в зоне влажного пара (по $h-s$ диаграмме);
 $y_0=0$ – влажность перед ЧНД;
 $y_z=0,202$ – влажность в конце процесса расширения;
 $\gamma_{\text{вл}}=y_z$.

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,4 \cdot (1 - 0,202) \cdot (0 + 0,202) \cdot \frac{683,577}{800,936} = 0,945.$$

КПД ЧНД находим по (2.126):

$$\eta_{0i}^{\text{нд}} = 0,87 \cdot \left(1 + \frac{800,936 - 400}{10^4}\right) \cdot 0,945 - \frac{14}{800,936} = 0,838.$$

Использованный теплоперепад ЧНД, кДж/кг:

$$H_i^{\text{нд}} = H_0^{\text{нд}} \cdot \eta_{0i}^{\text{нд}}, \quad (2.130)$$

$$H_i^{\text{нд}} = 800,936 \cdot 0,838 = 670,869 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара в конце процесса расширения, кДж/кг:

$$h_{\text{вых}}^{\text{нд}} = h_{\text{вых}}^{\text{вд}} - H_i^{\text{нд}}, \quad (2.131)$$

$$h_{\text{вых}}^{\text{нд}} = 2842,889 - 670,869 = 2172,021 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренняя мощность паровой турбины, кВт:

$$N_i^{\text{пт}} = G_{\text{п}}^{\text{вд}} \cdot H_0^{\text{вд}} \cdot \eta_{0i}^{\text{вд}} + (G_{\text{п}}^{\text{вд}} + G_{\text{п}}^{\text{нд}} - G_{\text{д}} - G_{\text{вс}} - G_{\text{нс}}) \cdot H_0^{\text{нд}} \cdot \eta_{0i}^{\text{нд}}, \quad (2.132)$$

$$N_i^{\text{пт}} = 69,107 \cdot 616,406 \cdot 0,887 + (69,107 + 15,221 - 1,891 - 38,326 - 36,239) \cdot 800,936 \cdot 0,838 = 43071,219 \text{ кВт.}$$

Располагаемая мощность паровой турбины, кВт:

$$N_0^{\text{пт}} = G_{\text{п}}^{\text{вд}} \cdot H_0^{\text{вд}} + (G_{\text{п}}^{\text{вд}} + G_{\text{п}}^{\text{нд}} - G_{\text{д}} - G_{\text{вс}} - G_{\text{нс}}) \cdot H_0^{\text{нд}}, \quad (2.133)$$

$$N_0^{\text{пт}} = 69,107 \cdot 616,406 + (69,107 + 15,221 - 1,891 - 38,326 - 36,239) \cdot 800,936 = 48901,823 \text{ кВт.}$$

Мощностной относительный внутренний КПД паровой турбины:

$$\eta_{0i}^{\text{пт}} = \frac{N_i^{\text{пт}}}{N_0^{\text{пт}}}, \quad (2.134)$$

$$\eta_{0i}^{\text{пт}} = \frac{43071,219}{48901,823} = 0,881.$$

2.7 Расчет технико-экономических показателей работы ПГУ

Общий расход топлива на ПГУ, м³/с:

$$B_{\text{ПГУ}} = B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + B_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = 2 \cdot B_{\text{ГТУ}} = 2 \cdot 4,959 = 9,918 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.135)$$

$$\frac{B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{B_{\text{ПГУ}}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + \eta Q_{\text{т}}}, \quad (2.136)$$

где $N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}$ – установленная мощность ПГУ, кВт;

$Q_{\text{т}}$ – тепловая нагрузка ПГУ, кДж/с;

η – коэффициент пропорциональности, принимаем 0,6;

Количество топлива, расходуемого на производство электроэнергии, м³/с:

$$B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{B_{\text{ПГУ}} \cdot N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + \eta Q_{\text{т}}}, \quad (2.137)$$

$$B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{9,918 \cdot 200\,000}{200\,000 + 0,6 \cdot 279120} = 5,398 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Количество топлива, расходуемого на производство тепловой энергии, м³/с:

$$B_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = 9,918 - 5,398 = 4,52 \text{ м}^3/\text{с}.$$

КПД производства электроэнергии:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} Q_{\text{н}}^{\text{п}} \rho_{\text{р}}}, \quad (2.138)$$

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{200\,000}{5,398 \cdot 36680 \cdot 0,756} = 1,023.$$

Удельный расход топлива на единицу производимой электроэнергии, кг/(кВт ч):

$$b_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{0,1228}{\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}} = \frac{0,1228}{1,023} = 0,12 \text{ кг}/\text{kVt} \cdot \text{ч}, \quad (2.139)$$

КПД производства тепловой энергии:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^T = \frac{\eta_{\text{ПГУ}}^3}{\eta}, \quad (2.140)$$

$$\eta_{\text{ПГУ}}^T = \frac{1,023}{0,6} = 1,705.$$

Удельный расход топлива на единицу производимой теплоты, кг/ГДж:

$$b_{\text{ПГУ}}^T = \frac{34,121}{\eta_{\text{ПГУ}}^T}, \quad (2.141)$$

$$b_{\text{ПГУ}}^T = \frac{34,121}{1,705} = 20,01 \text{ кг/ГДж.}$$

Абсолютный внутренний КПД ПТУ:

$$\eta_i^{\text{ПТУ}} = \frac{N_i}{Q_{\text{ку}}} = \frac{43071,219}{128352,323} = 0,336, \quad (2.142)$$

Абсолютный электрический КПД ПСУ:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПСУ}} = \eta_i^{\text{ПТУ}} \cdot \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{ЭГ}} = 0,336 \cdot 0,873 \cdot 0,99 \cdot 0,983 = 0,285, \quad (2.143)$$

Электрическая мощность ПГУ:

$$N_3^{\text{ПГУ}} = 2 \cdot N_3^{\text{ГТУ}} + N_i \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{ЭГ}}, \quad (2.144)$$

$$N_3^{\text{ПГУ}} = 2 \cdot 65 + 43,071 \cdot 0,99 \cdot 0,983 = 171,915 \text{ МВт.}$$

Тепло, подведенное в камеры сгорания ГТУ:

$$Q_{\text{к.с.}} = \frac{2 \cdot N_3^{\text{ГТУ}}}{\eta_3^{\text{ГТУ}}} = \frac{2 \cdot 65}{0,357} = 364,146 \text{ МВт,} \quad (2.145)$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = \frac{N_3^{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{к.с.}}} = \frac{171,915}{337,662} = 0,472. \quad (2.146)$$

2.8 Выбор вспомогательного оборудования в пределах ПТС

2.8.1 Выбор сетевых подогревателей

Подогреватели сетевой воды выбираем по расчетному пропуску воды, давлению пара в корпусе и температуре пара на входе и воды на выходе.

Расчетный пропуск сетевой воды $G_{cb} = 1111,323 \text{ кг/с} = 4000 \text{ т/ч}$. Для обеспечения такой производительности установим подогреватели: ПСГ-2300-3-8-II с характеристиками:

- Площадь поверхности теплообмена 2300 м^2 .
- Рабочее давление пара и воды 3 атм.
- Рабочее давление воды в трубной системе 9 атм.

2.8.2 Выбор сетевых насосов

Выбор производится по производительности и напору. Производительность сетевого насоса $G_{ch} = 4000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Выбираем сетевые насосы СЭ-5000-70-5 с характеристиками [2]:

- Производительность – $5000 \text{ м}^3/\text{ч}$
- Напор – 70 м вод.ст.
- Частота вращения 1500 об/мин.
- Потребляемая мощность – 1250 кВт.

2.8.3 Выбор питательных насосов

Для блочных электростанций производительность питательных насосов выбирают по расходу питательной воды с запасом 6-8%, т/ч:

$$G = G_{pb} \cdot 1,07, \quad (2.147)$$

Напор питательного насоса принимается на 30-50% больше, чем номинальное давление пара перед турбиной, м вод.ст.:

$$H = P \cdot 1,3, \quad (2.148)$$

Для питательного насоса высокого давления:

$$G_{vd} = 124,39 \cdot 1,07 = 133,1 \text{ т/ч},$$

$$H_{vd} = 897,35 \cdot 1,3 = 1166,56 \text{ м вод.ст.}$$

Для питательного насоса низкого давления:

$$G_{nd} = 27,39 \cdot 1,07 = 29,31 \text{ т/ч},$$

$$H_{\text{нД}} = 81,58 \cdot 1,3 = 106,05 \text{ м вод.ст.}$$

Для контура высокого давления выбираем питательный насос ПЭ-160-140 в количестве 4 шт, с характеристиками [2]:

- Производительность – 160 м³/ч.
- Максимальный напор – 1400 м вод.ст.
- Частота вращения 2979 об/мин.
- Мощность электродвигателя – 1000 кВт.

Для контура низкого давления выбираем питательный насос ПЭ-65-28 в количестве 4 шт, с характеристиками [2]:

- Производительность – 65 м³/ч.
- Максимальный напор – 290 м вод.ст.
- Частота вращения 2940 об/мин.
- Мощность электродвигателя – 110 кВт.

2.8.4 Выбор конденсатных насосов

За расчетную производительность примем расход конденсата в летний период, $D = 151,8 \text{ т/ч}$. Принимаем напор конденсатных насосов в пределах 50–150 м вод.ст.

Выбираем конденсатные насосы К 160–30 – 4 шт. с характеристиками [2]:

- Производительность – 160 м³/ч.
- Максимальный напор – 150 м вод.ст.
- Частота вращения 1500 об/мин.
- Мощность электродвигателя 275 кВт.

2.8.5 Выбор циркуляционных насосов

С паровой турбиной Т-63/76-8,8 комплектуется конденсатор К-6000 поверхностью теплообмена 6000 м² и расходом охлаждающей воды 13000 м³/ч. Вода на охлаждение водорода, статора электрогенератора и электродвигателей, м³/ч:

$$G_{\text{вод}} = 0,03 \cdot G_{\text{ов}} = 0,03 \cdot 13000 = 390. \quad (2.149)$$

Вода на охлаждение масла в системе турбоагрегата и питательных насосов, м³/ч:

$$G_{\text{мас}} = 0,017 \cdot G_{\text{ов}} = 0,017 \cdot 13000 = 221. \quad (2.150)$$

Вода на охлаждение подшипников вспомогательных механизмов, м³/ч:

$$G_{\text{под}} = 0,008 \cdot G_{\text{ов}} = 0,008 \cdot 13000 = 104. \quad (2.151)$$

Вода на восполнение потерь и утечек пароводяного тракта и тепловых сетей, м³/ч:

$$G_{\text{пот}} = 0,001 \cdot G_{\text{ов}} = 0,001 \cdot 13000 = 13. \quad (2.152)$$

Суммарное потребление технической воды, м³/ч:

$$G_{\text{сумм}} = G_{\text{ов}} + G_{\text{вод}} + G_{\text{мас}} + G_{\text{под}} + G_{\text{пот}}, \quad (2.153)$$

$$G_{\text{сумм}} = 13000 + 390 + 221 + 104 + 13 = 13728.$$

Так как вода подается по двум трубопроводам, то расход через один насос: $G_{\text{цн}} = \frac{13728}{2} = 6864 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Выбираем насосы типа Д 12500-10 в количестве четырех штук с характеристиками [2]:

- Производительность – 12500 м³/ч.
- Напор – 10 м вод.ст.
- Частота вращения – 372 об/мин.
- Мощность электродвигателя - 426 кВт.

3 Общая часть

3.1 Газовое хозяйство

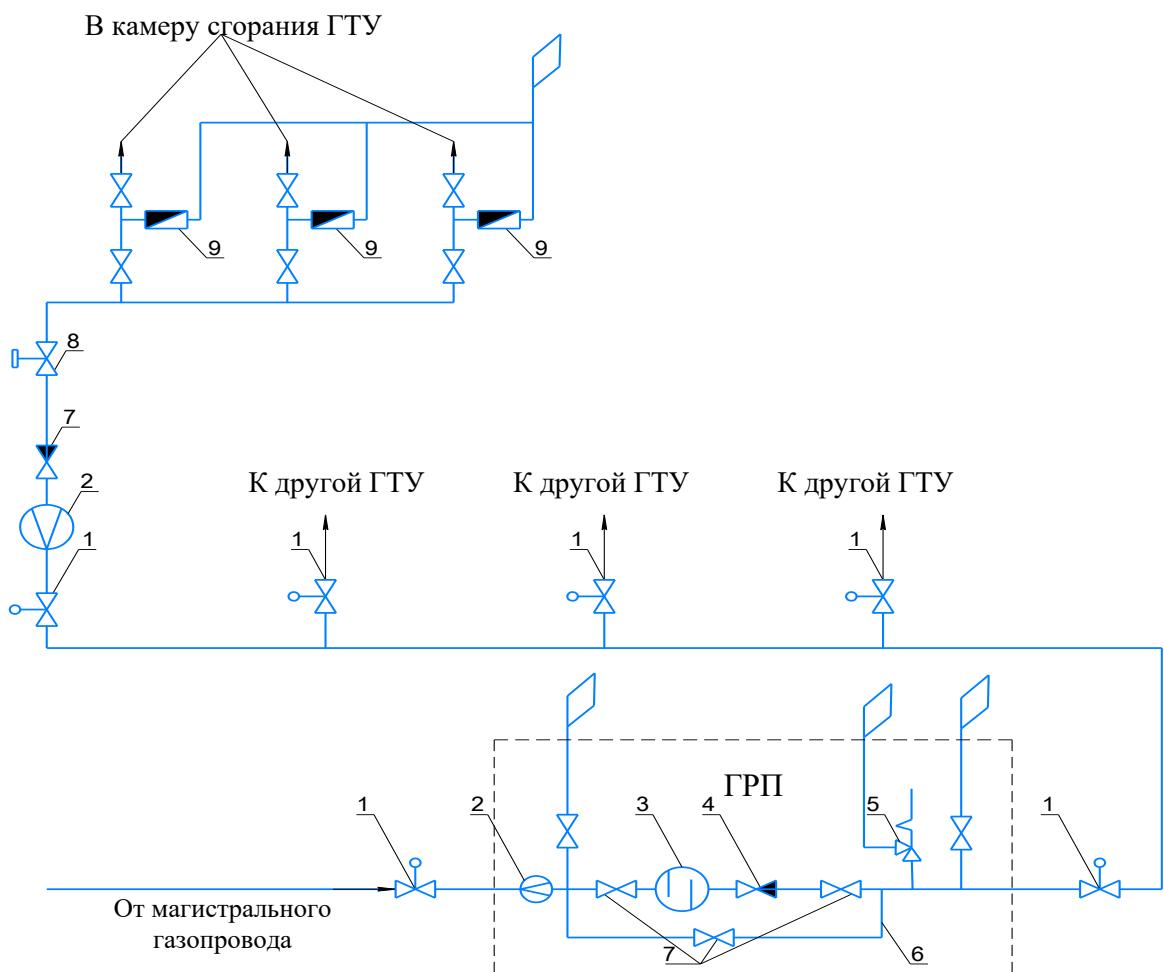
Тепловые электрические станции снабжаются газом от газораспределительных станций (ГРС) через газораспределительные пункты (ГРП). На ТЭС сооружается один ГРП. Производительность ГРП рассчитывается на максимальный расход газа всеми рабочими камерами сгорания. ГРП размещают в отдельных зданиях. К каждому ГРП газ подводится по одному газопроводу. Давление газа перед ГРП 8÷10 МПа, а после ГРП оно определяется потерями давления до камер сгорания и необходимым давлением перед горелками и составляет 1,6÷2 МПа.

Производительность ГРП рассчитывается на максимальный расход газа всеми ГТУ ТЭЦ, который составляет 90 т/ч. В пределах ГРП и до камер сгорания прокладка газопроводов наземная. Подвод газа от ГРП к магистрали газотурбинного отделения и от нее к камерам сгорания выполняется однониточным. Схема газового хозяйства представлена на рисунке 3.1.

В ГРП имеются рабочие нитки газопровода, нитки малого расхода, включаемые при малом потреблении газа, и резервная нитка с ручным управлением арматурой. На рабочих нитках и нитках малого расхода устанавливают автоматические регуляторы давления и защитные регуляторы «после себя».

При заполнении газом газопроводы должны продуваться им через сбросные свечи до вытеснения всего воздуха, а при освобождении от газа

продуваться воздухом до вытеснения всего газа. Эти требования обусловлены тем, что при объемной концентрации природного газа в воздухе 5÷15% образуется взрывоопасная смесь. Из сбросных свечей газ выпускается в места, откуда он не может попасть в здания, и где исключена возможность его воспламенения от какого-либо источника огня. На газопроводах устанавливается только стальная арматура.



- 1 – запорная задвижка;
- 2 – расходомер;
- 3 – фильтр;
- 4 – регулятор давления;
- 5 – предохранительный клапан;
- 6 – байпасная линия;
- 7 – регулятор расхода газа;
- 8 – импульсный отсечный быстродействующий клапан;
- 9 – пробковый кран.

Рисунок 3.1 – Схема газового хозяйства

3.2 Система технического водоснабжения

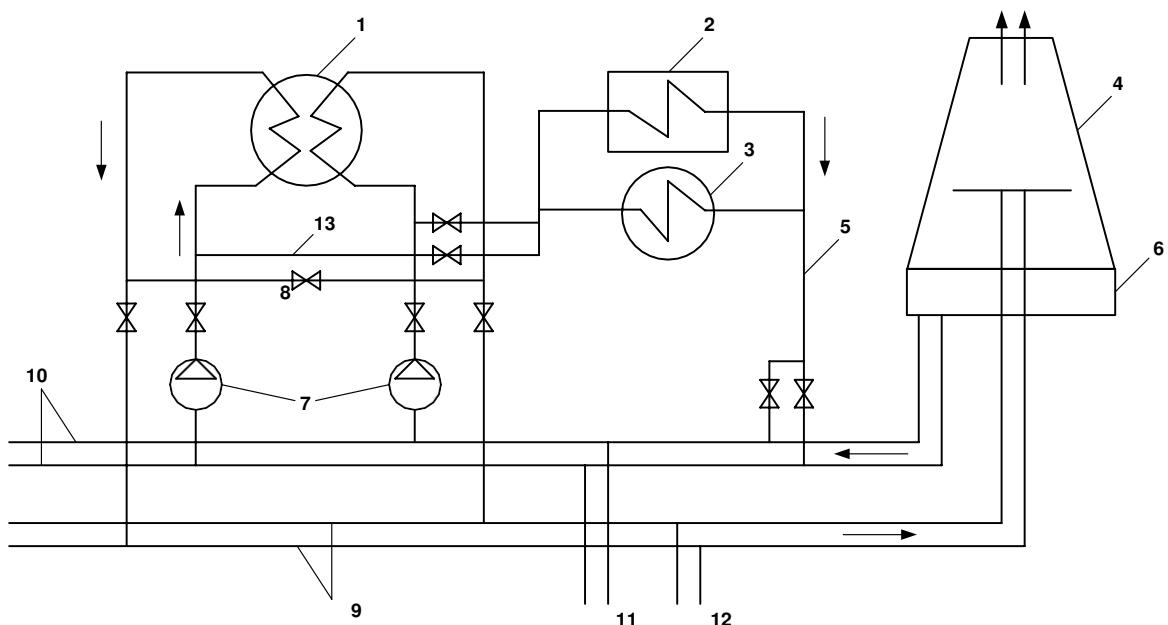
Тепловые электрические станции потребляют значительное количество воды. Основная часть воды используется для охлаждения и конденсации отработавшего в турбинах пара. С точки зрения экологии наиболее оптимальным вариантом системы охлаждения станции является обратное водоснабжение с использованием градирен.

Также вода требуется для собственных нужд станции. Расход воды зависит от типа станции, вида топлива, мощности оборудования и температуры охлаждающей воды. Применение обратного водоснабжения обеспечивает

значительную экономию природной воды по сравнению с прямоточными системами и предотвращает тепловое загрязнение водоемов. В качестве источника водоснабжения используется река Артемовка площадью водостока 1460 км².

Для турбины Т-63/76-8,8 расход охлаждающей воды составляет 13000 м³/ч. Также необходимо учитывать дополнительный расход воды на вспомогательное оборудование. На каждую турбину расход воды составит 13728 м³/ч (см. раздел 2.8.5), следовательно на всю станцию 27456 м³/ч. По рассчитанному расходу воды выбираем две градирни башенного типа БГ-2600-72 высотой 72 метра и производительностью 20000 м³/ч.

Схема технического водоснабжения представлена на рисунке 3.2.



1 – конденсатор турбины; 2 – газоохладители генератора; 3 – маслоохладители турбины; 4 – градирня; 5 – трубопроводы сбросной воды от охладителей масла и газа в подводящие водоводы; 6 – водосбросной бассейн градирни; 7 – циркуляционные насосы; 8 – перемычка между сливными трубопроводами конденсатора; 9 – сливные напорные трубопроводы к градирням; 10 – подводящие самотёчные водоводы к циркуляционным насосам; 11 – трубопроводы подпитки циркуляционной системы; 13 – перемычка между напорными трубопроводами

Рисунок 3.2 – Оборотная система водоснабжения с градирней

3.3 Выбор и описание генерального плана ТЭЦ

План размещения сооружений на территории называют генеральным планом электростанции. При размещении соблюдаются: санитарно-гигиенические, противопожарные правила и нормы. Учтено преобладающее направление ветра, характеризуемое "розой ветров".

Сооружения электростанции размещаются так, чтобы обеспечить удобную связь их с топливной и водной базами, потребителями тепловой и

электрической энергии. Обязателен также удобный подъезд и подвод железнодорожных путей, автомобильных дорог для подвоза оборудования и материалов.

Территория ТЭЦ разбита на четыре функциональные зоны:

- зона основных производственных зданий (главный корпус и технологически связанные с ним открытые установки трансформаторов, ОРУ 110 кВ и 220 кВ, сооружения циркуляционного водоснабжения, газовое хозяйство);

- зона ХВО;
- зона складских и вспомогательных зданий;
- бытовая зона.

Административно – бытовой корпус соединен с главным корпусом проходной галеркой, сооруженной на уровне основного оборудования. ОРУ располагаются вдоль фасада, а градирни со стороны торца главного корпуса.

ХВО, склад реагентов и другие вспомогательные помещения расположены со стороны торца главного корпуса.

На территории развитая сеть автомобильных дорог, обеспечивающая эксплуатацию между зданиями и сооружениями, а через подъездную дорогу – с городом. К главному корпусу, складу химреагентов, материальным складам подведены постоянные транспортные линии.

Территория электростанции благоустраивается и озеленяется. Дороги асфальтируются, на выезде из ТЭЦ (проходная) оборудуется автостоянка и автобусная остановка.

Все здания и сооружения размещаются в пределах основной ограды электростанции. Генеральный план теплофикационного блока представлен на листе №2 графической части.

3.4 Выбор и описание компоновки главного корпуса

Компоновкой главного корпуса ТЭЦ называют взаимное расположение отдельных помещений, оборудования в строительных конструкциях. Компоновка главного корпуса обеспечивает надежную, безаварийную, безопасную и удобную эксплуатацию оборудования, возможность его ремонта, удобство монтажа, высокую механизацию работ, соблюдение санитарно-гигиенических и противопожарных требований, экономичность сооружения, удобство расширения станции.

На проектируемой ТЭЦ принимаем закрытую компоновку главного корпуса. Для корпуса ТЭЦ используем сборный железобетонный каркас, состоящий из колонн, опирающихся на монолитный фундамент. Шаг по колоннам - 12 метров. Машинный зал разделяют по высоте на две части: верхнюю, в которой находятся паровые турбины и нижнюю, в которой находятся ГТУ и вспомогательное оборудование - конденсаторы турбин, конденсатные и питательные насосы, трубопроводы охлаждающей воды и др.

В вверху машинного зала устанавливается мостовой электрический кран с основным крюком грузоподъемностью 50 т и малым крюком с грузоподъемностью 10 т. В перекрытии нижнего отделения устанавливаются проемы для обслуживания краном вспомогательного оборудования.

Размещение турбоагрегата островное - вокруг и вдоль стен устроены галерки и проходы. Размещение поперечное, при этом параллельные оси турбоагрегатов и машинного зала перпендикулярны. Турбоагрегаты размещаются турбинами со стороны котельной, а электрическими генераторами со стороны наружной стены машинного зала. Предусмотрена монтажная площадка на уровне пола конденсационного этажа.

В котельном отделении котлы устанавливаются в бесподвальном помещении на собственном каркасе. Устанавливаем один мостовой кран, предназначенный для монтажа и эксплуатации оборудования. На нескольких отметках предусматриваются ремонтные зоны. В котельное отделение обеспечен подъезд автотранспорта.

Внутренние колонны машинного зала и котельной соединяются между собой в пределах промежуточного помещения соединительными балками. Это обеспечивает устойчивость главного корпуса против ветровой нагрузки.

Разрез главного корпуса теплофикационного блока представлен на листе №3 графической части.

4 Охрана окружающей среды

Процесс сжигания топлива оказывает существенное влияние на окружающую среду – атмосферный воздух, водный бассейн и почву, причем выбросы в атмосферу являются главной экологической проблемой, поскольку качество атмосферного воздуха – важнейший фактор, влияющий на здоровье, санитарную и эпидемиологическую ситуацию.

Выбор высоты и количества устанавливаемых труб для проектируемого блока производится таким образом, чтобы загрязнение приземного слоя воздуха выбросами из труб не превышало предельно допустимых концентраций вредных примесей.

Так как проектируемая станция работает на газовом топливе, выбросы золы и оксидов серы практически отсутствуют в уходящих дымовых газах, покидающих котел-utiлизатор. Следовательно, необходимо произвести расчет выбросов оксидов азота, исходя из чего, определить высоту дымовой трубы.

4.1 Расчет выбросов оксида азота

Суммарное количество оксидов азота (NO и NO_2) в пересчете на диоксид азота, выбрасываемых в атмосферу с отработавшими газами газотурбинных установок (M_{NO_x}), г/с вычисляются по формуле:

$$M_{\text{NO}_x} = I_{\text{NO}_x} \cdot B \cdot \varphi, \quad (4.1)$$

где $B = 9,918 \text{ кг/с}$ – расход топлива в камере сгорания;

φ – коэффициент, учитывающий мероприятия по подавлению оксидов азота в топке (принимается в пределах (0,9-0,5));

I_{NO_x} – удельный выброс NO_x , г/кг топлива, определяемый по формуле:

$$I_{NO_x} = C_{NO_x} \cdot V_r, \quad (4.2)$$

где $C_{NO_x} = 0,15 \text{ г/м}^3$ – концентрация оксидов азота в отработавших газах в пересчете на NO_x при нормальных условиях;

V_r – объем сухих дымовых газов за турбиной, $\text{м}^3/\text{кг}$ топлива, при нормальных условиях равен:

$$V_r = V_r^0 + 0,984 \cdot (\alpha_{ob} - 1) \cdot V_b^0 - V_{H_2O}^0, \quad (4.3)$$

где V_r^0 – теоретический объем газов, $\text{м}^3/\text{кг}$;

V_b^0 – теоретически необходимый объем воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$\alpha_{ob} = 2,7$ – коэффициент избытка воздуха в отработавших газах за турбиной;

$V_{H_2O}^0$ – теоретический объем водяных паров, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Для расчета объема сухих дымовых газов за турбиной воспользуемся таблицей при нормальных условиях:

$$V_b^0 = 9,737 \text{ м}^3/\text{м}^3; V_b^0 = \frac{V_b^0}{\rho_r} = \frac{9,737}{1,264} = 7,703 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$V_r^0 = 10,918 \text{ м}^3/\text{м}^3; V_r^0 = \frac{V_r^0}{\rho_r} = \frac{10,918}{1,264} = 8,638 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$V_{H_2O}^0 = 2,446 \text{ м}^3/\text{м}^3; V_{H_2O}^0 = \frac{V_{H_2O}^0}{\rho_r} = \frac{2,446}{1,264} = 1,935 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$V_r = 8,638 + 0,984 \cdot (2,7 - 1) \cdot 7,703 - 1,935 = 19,589 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Удельный выброс NO_x , г/кг:

$$I_{NO_x} = 0,15 \cdot 19,589 = 2,938.$$

Тогда выброс оксидов азота (NO и NO_2) в пересчете на диоксид азота:

$$M_{NO_x} = 2,938 \cdot 9,918 \cdot 0,5 = 14,57 \text{ г/с.}$$

Минимально допустимая высота дымовой трубы для ГТУ сжигающих природный газ принимается на 10÷20 метров выше конька самого высокого

здания. Это обусловлено снижением количества выбросов до значений, не превышающих ПДК, благодаря использованию микрофакельных горелок в камере сгорания.

4.2 Расчет выбросов оксида углерода и несгоревших углеводородов

Суммарное количество оксида углерода и несгоревших углеводородов в пересчете на метан M_{CO} и M_{CH_4} , г/с, выбрасываемых в атмосферу с отработавшими газами газотурбинных установок, вычисляем по формулам:

$$M_{CO} = I_{CO} \cdot B, \quad (4.4)$$

$$M_{CH_4} = I_{CH_4} \cdot B, \quad (4.5)$$

где B – расход топлива в камеры сгорания ГТУ, кг/с; I_{CO}, I_{CH_4} – удельные выбросы CO и CH₄, которые находятся по формуле:

$$I_{CO} = \alpha_{CO} \cdot q_3, \quad (4.6)$$

$$I_{CH_4} = \alpha_{CH_4} \cdot q_3, \quad (4.7)$$

где $q_3 = 0,5\%$ – потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива; $\alpha_{CO}, \alpha_{CH_4}$ – коэффициенты, определяемые видом сжигаемого топлива.

Для природного газа:

$$\alpha_{CO} = 22,8; \alpha_{CH_4} = 5,01.$$

Тогда удельные выбросы:

$$I_{CO} = 22,8 \cdot 0,5 = 11,4 \text{ г/кг топлива},$$

$$I_{CH_4} = 5,01 \cdot 0,5 = 2,505 \text{ г/кг топлива}.$$

Тогда выброс оксида углерода и несгоревших углеводородов:

$$M_{CO} = 11,4 \cdot 9,918 = 113,065 \text{ г/с},$$

$$M_{CH_4} = 2,505 \cdot 9,918 = 24,845 \text{ г/с.}$$

4.3 Расчет и выбор дымовой трубы

Основным направлением работы в области охраны окружающей среды при работе ТЭС является снижение выбросов токсичных веществ в атмосферу. Весьма ответственным устройством в системе охраны атмосферы от вредных выбросов является газоотводящее устройство – дымовая труба. Для того чтобы не были превышены концентрации вредных примесей на уровне дыхания человека, соответствующие значениям ПДК, требуется уменьшение соответствующей концентрации вредных примесей в дымовых газах.

Высота дымовой трубы выбирается по условиям отвода газов и рассеивания содержащихся в них оксидов азота и других вредных примесей. Высота дымовой трубы определяется по формуле:

$$H_{\text{тр}} = p_n \cdot \sqrt{\frac{m \cdot A \cdot M \cdot F}{ПДК - C_\phi}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Z}{V \cdot \delta t}}, \quad (4.8)$$

где p_n – поправочный коэффициент для расчета многоствольных труб, зависящий от числа стволов в трубе n , для одноствольных труб $p_n = 1$;

m – коэффициент, учитывающий условия выхода газовоздушной смеси из устья трубы, при $W_o=25$ м/с, $m = 0,9$;

A – коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы, для наших широт $A = 160$;

M – выбросы оксидов азота;

F – безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосфере, $F=1$;

C_ϕ – фоновая концентрация выбросов, принимаем $C_\phi = 0,1$;

$ПДК$ – максимальная разовая предельно допустимая концентрация диоксида азота, принимаем $ПДК = 0,25$ мг/м³;

Z – количество труб, принимаем $Z=1$;

$V = 314,448$ м³/с – суммарный объем дымовых газов;

δt – разность между температурой выбрасываемых газов $t_{yx} = 73^\circ\text{C}$ и температурой окружающего воздуха t_b (последняя принимается по средней температуре самого жаркого месяца в полдень 20 °C).

Высота дымовой трубы, м:

$$H_{\text{тр}} = 1 \cdot \sqrt{\frac{0,9 \cdot 160 \cdot 14,57 \cdot 1}{0,25 - 0,1}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{314,448 \cdot 53}} = 23,401, \quad (4.9)$$

Принимаем близкую по значению стандартную высоту дымовой трубы: $H_{\text{тр}} = 25$ м. Определим внутренний диаметр трубы на выходе, м:

$$D_0 = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{V}{W_0}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{314,448}{25}} = 4,008, \quad (4.10)$$

Эффективная высота выброса дымовых газов, м:

$$H_{\text{эф}} = H + \Delta H = H + 1,9 \cdot \frac{D_0 \cdot W_0}{v \cdot \varphi}, \quad (4.11)$$

где D_0 – диаметр устья трубы, м;
 W_0 – скорость газов в устье трубы, м/с;
 $v = 4$ м/с – скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли;
 $\varphi = 1,42$ – коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы.

$$H_{\text{эф}} = 25 + 1,9 \cdot \frac{4,008 \cdot 25}{4 \cdot 1,42} = 58,5.$$

Максимальная приземная концентрация при выбросе NO_2 газовоздушной смеси:

$$C_m = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n}{H_{\text{эф}}^2 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \delta t}}, \quad (4.12)$$

$$C_m = \frac{160 \cdot 14,57 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1}{58,5^2 \cdot \sqrt[3]{314,448 \cdot 53}} = 0,024.$$

Сравниваем полученное значение с ПДК = 0,25, мг/м³. $C_m < \text{ПДК}$.

Расчет показал, что выбросы оксидов азота не превышают ПДК, при высоте дымовой трубы $H = 25$ м. Так как высота дымовой трубы должна быть на 10 метров выше самого высокого здания станции, принимаем высоту дымовой трубы: $H_{\text{тр}} = 50$ м.

5 Экономическая часть

5.1 Расчёт основных технико-экономических показателей проектируемой парогазовой электростанции

Две парогазовые установки ПГУ-200 МВт

Расчет производим для следующего оборудования:

- четыре газовые турбины ГТЭ-65 МВт;
- четыре котла-utiлизатора;
- две паровые турбины Т-63/76 МВт.

Основные технико-экономические показатели проектируемой станции представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Основные технико-экономические показатели станции

Наименование показателя	Значение показателя
Установленная мощность, МВт	400
Состав основного оборудования	ГТЭ-65 Т-63/76
Число часов использования установленной мощности, ч/год	5500
Тепловая нагрузка, Гкал/ч	144
Годовая выработка электрической энергии, кВт·ч/год	2200000000
Годовая выработка тепловой энергии, Гкал/год	691200
Расход топлива на ПГУ, м ³ /с	19,836
Плотность газа ρ_g , кг/м ³	0,756
Низшая теплота сгорания газа, кДж/кг	36680
Удельный расход топлива на тепловую энергию, м ³ /Гкал	20,01
Удельный расход топлива на электроэнергию, м ³ /кВт·ч	0,12
Доля собственных нужд станции	2%
Капитальные вложения, млн руб.	14000
Тариф на отпущенную электрическую энергию, руб/кВт·ч	3,3
Тариф на отпущенную тепловую энергию, руб/Гкал	2570

5.1.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируем в укрупненные статьи калькуляции, млн. руб./год:

$$U_e = U_t + U_{zp} + U_a + U_{tp} + U_{pr}, \quad (5.1)$$

где U_t – затраты на топливо, млн. руб./год;
 U_{zp} – расходы на оплату труда, млн. руб./год;
 U_a – амортизация основных производственных средств, млн. руб./год;
 U_{tp} – расходы на ремонт основных средств, млн. руб./год;
 U_{pr} – прочие расходы, млн. руб./год.

$$U_t = \Pi \cdot (b_3 \cdot W_3 + b_t \cdot W_t) \cdot k \cdot 10^{-6}, \quad (5.2)$$

где Π – цена топлива [15], руб./м³;
 b_t – удельный расход топлива на выработку тепла, м³/Гкал;
 W_t – выработка тепловой энергии, Гкал/год;
 b_3 – удельный расход топлива на выработку электроэнергии, м³/кВт·ч;
 W_3 – выработка электрической энергии, кВт·ч/год;
 k – коэффициент, учитывающий потери топлива в неустановившемся режиме (2%).

$$U_t = 5,37 \cdot (0,12 \cdot 2200\,000\,000 + 20,01 \cdot 691200) \cdot 1,02 \cdot 10^{-6} = \\ = 1166,64 \text{ млн руб.}$$

$$U_{зп} = n_y \cdot N_{уст} \cdot \Phi_{зп} \cdot 10^{-6}, \quad (5.3)$$

где n_y – штатный коэффициент [16];
 N_y – установленная мощность ПГУ, МВт;
 $\Phi_{зп}$ – средняя зарплата одного работника за год [17], руб./год.

$$U_{зп} = 0,32 \cdot 400 \cdot 582630 = 74,58 \text{ млн руб./год.}$$

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (5.4)$$

где H_a – средняя норма амортизации станции в целом [18];
 K – капитальные вложения в ТЭС [16], млн руб.

$$U_a = 14000 \cdot 0,066 = 924 \text{ млн руб./год,}$$

$$U_{тр} = K \cdot H_{тр}, \quad (5.5)$$

где $H_{тр}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭС [18].

$$U_{тр} = 14000 \cdot 0,038 = 532 \text{ млн руб./год.}$$

К прочим расходам относятся:

- общехозяйственные и общестанционные расходы;
- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- плата за землю;
- и др.

Их величина принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом единого социального налога, млн. руб./год:

$$U_{пр} = 0,2 \cdot (U_a + U_{тр} + U_{зп}) + СОЦ, \quad (5.6)$$

где СОЦ – страховые взносы во внебюджетные фонды по ставке 30% от расходов на оплату труда.

$$U_{пр} = 0,2 \cdot (924 + 532 + 74,58) + 0,3 \cdot 74,58 = 328,49 \text{ млн руб/год.}$$

Эксплуатационные расходы составят, млн руб/год:

$$U_3 = 1166,64 + 74,58 + 924 + 532 + 328,49 = 3025,7 \text{ млн руб/год.}$$

5.1.2 Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии

1. Затраты по каждой стадии распределяются на два вида энергии по физическому методу, т.е. пропорционально расходу топлива, млн руб:

$$Z_{\text{ктц}}^{\vartheta/\vartheta} = Z_{\text{ктц}} \cdot \frac{b_{\vartheta} \cdot W_{\vartheta}}{b_{\vartheta} \cdot W_{\vartheta} + b_{\text{T}} \cdot W_{\text{T}}}, \quad (5.7)$$

$$Z_{\text{ттц}}^{\text{T}/\vartheta} = Z_{\text{ттц}} - Z_{\text{ктц}}^{\vartheta/\vartheta}, \quad (5.8)$$

2. Общестанционные расходы на два вида энергии распределяются пропорционально затратам по двум предыдущим стадиям, млн руб:

$$Z_{\text{общ}}^{\vartheta/\vartheta} = Z_{\text{общ}} \cdot \frac{Z_{\text{ктц}}^{\vartheta/\vartheta} + Z_{\text{эц}}^{\vartheta/\vartheta}}{Z_{\text{ктц}} + Z_{\text{эц}}}, \quad (5.9)$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{T}/\vartheta} = Z_{\text{общ}} - Z_{\text{общ}}^{\vartheta/\vartheta}, \quad (5.10)$$

3. Расчет себестоимости единицы выработанной электрической энергии, руб/кВт·ч:

$$U_{\text{выр}}^{\vartheta} = \frac{Z_{\Sigma}^{\vartheta/\vartheta}}{W_{\vartheta}}, \quad (5.11)$$

4. Расчет себестоимости единицы отпущеной с шин станции электрической энергии, руб/кВт·ч:

$$U_{\text{отп}}^{\vartheta} = \frac{Z_{\Sigma}^{\vartheta/\vartheta}}{W_{\text{отп}}}, \quad (5.12)$$

где $W_{\text{отп}}$ – годовой отпуск энергии с шин станции, МВт·ч:

$$W_{\text{отп}} = W_{\vartheta} \cdot (1 - \alpha_{\text{сн}}), \quad (5.13)$$

где $\alpha_{\text{сн}} = 0,02$ – коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции.

5. Расчет себестоимости единицы тепловой энергии, руб/Гкал:

$$U_{\text{выр}}^{\text{T}} = \frac{Z_{\Sigma}^{\text{T}/\vartheta}}{W_{\text{отп}}}, \quad (5.14)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 5.2

Таблица 5.2 – Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии

Стадия производства	Элементы затрат, млн.руб.					Всего затрат, млн. руб.	В том числе, млн.руб.	
	U_t	U_a	$U_{зп}$	$U_{тр}$	$U_{пр}$		э/э	т/э
КТЦ	1166,64	462,00	26,10	266,00	-	1920,74	1152,44	768,29
ЭЦ	-	415,80	26,10	239,40	-	681,30	681,30	-
Общестанционные расходы	-	46,20	22,37	26,60	328,49	423,66	298,57	125,09
Всего по ТЭЦ	1166,64	924,00	74,58	532,00	328,49	3025,70	2132,31	893,39
Себестоимость отпущеной единицы электроэнергии, руб./кВт·ч							1,73	
Себестоимость отпущеной единицы теплоэнергии, руб./Гкал								1290

5.2 Расчёт срока окупаемости капитальных вложений и оценка экономической эффективности проекта расширения ПГУ-ТЭЦ

Срок окупаемости - это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течение которого общий объём капитальных затрат остаётся большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Соотношение между доходами и расходами по реализации проекта определяется показателем чистого дисконтированного дохода (ЧДД). Если ЧДД больше нуля, то все затраты по проекту окупаются доходами, т.е. данный проект инвестиций можно рекомендовать к практической реализации.

Чистый дисконтированный доход, млн. руб:

$$\text{ЧДД} = \left\{ [(T_e - U_{\text{отпп}}^e) \cdot W_{\text{отпп}} + (T_t - U_{\text{отпп}}^t) \cdot Q_{\text{отпп}} + U_a] \cdot \frac{1}{(1+0,1)^n} \right\} - K, \quad (5.15)$$

где K – стоимость строительства станции, млн руб.;

$U_{\text{отпп}}^e$ – себестоимость отпущеной электроэнергии, руб/кВт·ч.;

$U_{\text{отпп}}^t$ – себестоимость отпущеной тепловой энергии, руб/Гкал.;

U_a – амортизация основных производственных фондов;

$W_{\text{отпп}}$ – годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт;

$Q_{\text{отпп}}$ – годовой отпуск тепловой энергии, Гкал;

n – текущий год;

T_e – тариф на отпущеный кВт·ч с учётом планируемой рентабельности, принимаем фиксированный тариф, руб/кВт·ч ;

T_t – тариф на отпущенную Гкал с учётом планируемой рентабельности, принимаем фиксированный тариф, руб/Гкал.

Чистый денежный поток по отпущеной электроэнергии, млн руб:

$$\text{ЧД}_\text{Э} = (T_\text{Э} - U_{\text{отп}}^\text{Э}) \cdot W_{\text{отп}}, \quad (5.16)$$

Чистый денежный поток по отпущененной тепловой энергии, млн руб:

$$\text{ЧД}_\text{т} = (T_\text{т} - U_{\text{отп}}^\text{т}) \cdot Q_{\text{отп}}, \quad (5.17)$$

Тариф на э/э принимаем равным 3,3 руб/кВт·ч, тариф на т/э принимаем равным 2570 руб/Гкал по таблице 5.1.

Расчёт срока окупаемости станции сведён в таблицу 5.3.

Таблица 5.3 – Показатели экономической эффективности

Показатели	Расчетный период										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1. Денежный поток по инвестиционной деятельности – кап.вложения (К)							-14000				
-10645,97	2854,03	0,909	3139,75	878,84	1336,91	924	3139,75	-			
-8052,53	2593,43	0,826	3139,75	878,84	1336,91	924	3139,75	-			
-5694,58	2357,95	0,751	3139,75	878,84	1336,91	924	3139,75	-			
3. Чистый денежный поток											
4. Коэффициент дисконтирования											
$\frac{1}{(1+0,1)^n}$											
5. Чистый дисконтированный доход											
6. ЧДД нарастающим итогом											
-3550,13	2144,45	0,683	3139,75	878,84	1336,91	924	3139,75	-			
-1600,34	1949,79	0,621	3139,75	878,84	1336,91	924	3139,75	-			
170,48	1770,82	0,564	3139,75	878,84	1336,91	924	3139,75	-			
1781,17	1610,69	0,513	3139,75	878,84	1336,91	924	3139,75	-			
3247,43	1466,26	0,467	3139,75	878,84	1336,91	924	3139,75	-			
4578,69	1331,25	0,424	3139,75	878,84	1336,91	924	3139,75	-			
5790,63	1211,94	0,386	3139,75	878,84	1336,91	924	3139,75	-			

Капитальные вложения в проект строительства ПГУ ТЭЦ окупаются на шестой год эксплуатации. $DPP = 5,9$ лет.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы был выполнен тепловой расчет газотурбинной установки ГТЭ-65, в результате которого были определены КПД ГТУ и расход топлива, а также расход, температура и энталпия уходящих газов, которые были необходимы для теплового расчета котла-utiлизатора.

В результате расчета тепловой схемы были получены:

- параметры пара и воды по всему тракту (давления, температуры, влажность, энталпии и расходы);
- процесс расширения пара в турбине, КПД отсеков паровой турбины и ее мощность, внутренний относительный КПД;
- абсолютный электрический КПД паротурбинной установки;
- КПД котла-utiлизатора;
- КПД парогазовой установки.

После расчета тепловой схемы определены технико-экономические показатели: удельные расходы топлива на производство тепловой и электрической энергии.

Далее был произведен подбор вспомогательного оборудования, рассмотрена схема газового хозяйства и система оборотного водоснабжения. Рассчитаны выбросы вредных веществ в атмосферу и высота дымовой трубы.

В экономической части определены себестоимости тепловой и электрической энергии и срок окупаемости капитальных вложений.

В графической части представлены:

- Принципиальная тепловая схема;
- Генплан;
- Разрез главного корпуса;
- Разрез котла-utiлизатора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Энергетическая стратегия Российской Федерации на период до 2035 г. Утверждена Распоряжением правительства РФ от 9 июня 2020 г. №1523-р.
2. Подборский, Л. Н. Газотурбинные и парогазовые установки электростанций : метод. пособие к курсовому проектированию / Л. Н. Подборский ; Сиб. федер. ун-т – Красноярск : СФУ, 2015. – 53 с.
3. Цанев, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций : Учеб. пособие для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов. – М. : Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.
4. Костюк, А. Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций : учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, и др. ; Ред. Костюк, А. Г. – М. : Издательство МЭИ, 2001. – 488 с.
5. Степанов, И. Р. Парогазовые установки. Основы теории, применение и перспективы / И. Р. Степанов. – Апатиты, 2000. – 166 с.
6. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод), С.-П. : ВТИ, НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
7. Трухний, А. Д. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа / А. Д. Трухний, С. В. Петрунин. – М. : Издательство МЭИ, 2001. – 24 с.
8. Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 425 с.
9. Прутковский, Е. Н. Руководящий технический материал / Е. Н. Прутковский, В. С. Варварский, В. П. Дробот, Н. Д. Маркозов и др. / Установки парогазовые стационарные – РТМ 108.020.22-84, 1984. – 54с.
10. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
11. Паровые турбины : номенклатурный каталог. / ПО «Силовые машины» СПб, 2005. – 78 с.
12. Подборский Л. Н. Турбины ТЭС и АЭС: метод. указ. по курсовому проектированию для студентов специальности 1005 – «Тепловые электрические станции» / Л. Н. Подборский. – Красноярск : КрПИ, 1991. – 62 с.
13. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций. – М. : Минэнерго СССР, 1981.
14. Цыганок А. П. Проектирование тепловых электрических станций : учеб. пособие / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко. – Красноярск : КрПИ, 1991.– 119 с.

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт
Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
Е. А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
«Ч» 01 2022г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»

код и наименование специальности

«Проект Артемовской ТЭЦ-2»

наименование темы

Руководитель

Подбор 24.06.22

к.т.н., доцент

подпись, дата

Л.Н. Подборский

инициалы, фамилия

Выпускник

Дорошенко 24.06.22

подпись, дата

И.В. Дорошенко

инициалы, фамилия

Технический контроль

Бойко 24.06.22

подпись, дата

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

Шишмарев 24.06.22

подпись, дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2022

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт
Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
Е. А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
«М » 06 2022 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Дорошенко Ивану Владимировичу
фамилия, имя, отчество
Группа ЗФЭ17-01Б Направление (специальность) 13.03.01
номер группы код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект Артемовской ТЭЦ-2

Утверждена приказом по университету № 2759/С от 21.02.2022

Руководитель ВКР Л.Н. Подборский, доцент кафедры

ТЭС ПИ СФУ

инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы

Исходные данные для ВКР Объект строительства – Артемовская ТЭЦ-2

район размещения Приморский край, г. Артем

топливо Природный газ о. Сахалин

Перечень разделов ВКР Технико-экономическое обоснование

строительства ТЭЦ, расчётная часть, общая часть, охрана окружающей среды,
экономическая часть

Перечень графического материала 1 Принципиальная тепловая схема;

2 Генплан; 3 Разрез главного корпуса; 4 Разрез котла-utiлизатора.

Руководитель ВКР

Подбор
подпись

Л.Н. Подборский

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

Доро
подпись

И.В. Дорошенко

инициалы и фамилия

« 22 » 02 2022 г.

Заявление о согласии выпускника на размещение выпускной квалификационной работы в электронно-библиотечной среде ФГАОУ ВО СФУ

1 Я, Дороненко Иван Владиславович

фамилия, имя, отчество полностью

студент (ка) Технического института гр 39917-015
институт/ группа

Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Сибирский федеральный университет» (далее – ФГАОУ ВО СФУ), разрешаю ФГАОУ ВО СФУ безвозмездно воспроизводить и размещать (доводить до всеобщего сведения) в полном объеме написанную мною в рамках выполнения образовательной программы

выпускную квалификационную работу бакалавра
указать выпускную квалификационную работу бакалавра, дипломную работу
специалиста, дипломный проект специалиста, магистерскую диссертацию
на тему: "Проект Архангельской ТЭЦ-2"

название работы

в открытом доступе в электронно-библиотечной среде (на веб-сайте СФУ), таким образом, чтобы любой пользователь данного портала мог получить доступ к выпускной квалификационной работе (далее – ВКР) из любого места и в любое время по собственному выбору, в течение всего срока действия исключительного права на выпускную работу.

2 Я подтверждаю, что выпускная работа написана мною лично, в соответствии с правилами академической этики и не нарушает авторских прав иных лиц.

«24» июля 2022г.


подпись