

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
институт
«Теплотехники и гидрогазодинамики»
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ В.А. Кулагин
подпись инициалы, фамилия

« _____ » _____ 2023г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Повышение эффективности совместной выработки тепловой и электрической
энергии в городе Ленске
тема

13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника
код и наименование направления

13.04.01.01 Энергетика теплотехнологий
код и наименование магистерской программы

Руководитель

_____ доцент, к-т технических наук А.Ю. Радзюк
подпись, дата должность, ученая степень инициалы, фамилия

Выпускник

_____ М.В. Синькевич
подпись, дата инициалы, фамилия

Рецензент

_____ Ю.В. Видин
подпись, дата должность, ученая степень

Красноярск 2023

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
институт
«Теплотехники и гидрогазодинамики»
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ В.А. Кулагин
подпись инициалы, фамилия

« _____ » _____ 2023 г.

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме магистерской диссертации**

Студенту: Синькевич Михаил Васильевич;
(фамилия, имя, отчество студента)

Группа: ФЭ21-01М;
(номер)

Направление (специальность): 13.04.01.01 - Энергетика теплотехнологий;
(код) (наименование)

Тема выпускной квалификационной работы: Повышение эффективности совместной выработки тепловой и электрической энергии в г. Ленске;
Утверждена приказом по университету:

Руководитель ВКР: А.Ю. Радзюк доцент, к-т технических наук «ГТ и ГГД» ПИ СФУ;
(инициалы, фамилия, должность и место работы)

Исходные данные для ВКР: Объект строительства ПГУ-ТЭЦ в г.Ленске;

Перечень разделов ВКР: Вводная часть, экономическая часть, расчетная часть, общая часть, определение место строительства;

Перечень графического материала:

Лист 1. Принципиальная тепловая схема;

Лист 2. План главного корпуса;

Лист 3. Разрез главного корпуса;

Лист 4. Котел-утилизатор;

Лист 5. Схема газоснабжения;

Лист 6. Схема теплоснабжения ПГУ-ТЭЦ в г. Ленске

Руководитель ВКР

подпись

А.Ю. Радзюк

Задание принял к исполнению

Подпись

М.В.Синькевич

« ____ » _____ 2023г

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Повышение эффективности совместной выработки тепловой и электрической энергии в г. Ленске» содержит 91 страницу текстового документа, 18 источников информации, 6 листов графической части – тепловая схема, генплан, главный корпус, одноконтурный котел-утилизатор, схема газоснабжения, расположение места строительства.

Объект выпускной квалификационной работы – Повышение эффективности совместной выработки тепловой и электрической энергии в г. Ленске.

Цели выпускной квалификационной работы:

- замещение существующего малоэффективного и устаревшего оборудования введением новых мощностей;
- повышение энергопотенциала с созданием конкурентной способности в электроэнергетической отрасли Республике Саха (Якутия).

Выпускная квалификационная работа включает в себя: расчет срока окупаемости, тепловой расчет ПГУ, тепловой и конструкторский расчет одноконтурного котла-утилизатора, расчет технико-экономических показателей, расчет выбросов и высоты дымовой трубы, а также определения места строительства – разработка элементов магистральной тепловой сети ПГУ-ТЭЦ.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	6
1 Экономическая часть	8
1.1 Обоснование актуальности и места строительства	8
1.2 Расчёт основных технико-экономических показателей.....	12
1.3 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией	14
1.4 Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии.....	16
1.5 Расчёт срока окупаемости ГТУ-ТЭЦ.....	18
2 Расчётная часть.....	24
2.1 Тепловой расчет ГТУ	24
2.2 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре..	26
2.3 Определение параметров газа после камеры сгорания.....	29
2.4 Определение параметров процесса расширения газа в турбине.....	33
2.5 Расчет установки по подогреву сетевой воды	41
2.6 Определение параметров по элементам схемы турбины Т-26.....	45
2.7 Расчет тепловой схемы с одноконтурным котлом-утилизатором	48
2.7.1 Исходные данные	48
2.7.2 Выбор опорных точек схемы	49
2.7.3 Методика теплового расчета одноконтурной схемы КУ	50
2.8 Конструкторский расчет котла- утилизатора.....	56
2.9 Расчет технико-экономических показателей работы ПГУ	68
3 Экологическая часть	70
3.1 Расчет выбросов и высоты дымовой трубы	70
3.2 Мероприятия, направленные на уменьшение выбросов NO _x	74
4 Общая часть	78
4.1 Выбор и описание генерального плана станции.....	78

4.2 Выбор и описание компоновки главного корпуса.....	80
4.3 Объёмно-планировочное решение проектируемого объекта.....	81
4.4 Газо-мазутное хозяйство	82
4.5 Техническое водоснабжение.....	84
5 Определение места строительства	85
5.1 Расчет диаметра трубопровода.....	86
5.2 Описание типа прокладки тепловой сети и изоляции трубопроводов.....	88
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	90
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	91

ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных приоритетов энергетической стратегии России на период до 2023 г. является максимальное использование природных топливно-энергетических ресурсов. В настоящее время тепловые электростанции потребляют 39,5% газа, расходуемого на внутренние нужды страны, вырабатывают 67% электроэнергии и отпускают 47% централизованного тепла. В ближайшие 15 лет они останутся основой электроэнергетики России, их удельный вес в суммарной установленной мощности существенно не изменится. Поэтому снижение удельных и суммарных расходов топлива на отпуск электроэнергии и тепла ТЭС является одной из основных стратегических задач электроэнергетики.

Перспективное направление в энергетике – использование парогазовых технологий, это обусловлено рядом преимуществ ПГУ над паротурбинными блоками:

- высокий КПД, достигающий в современных бинарных установках 58-60 %;
- снижение удельных капитальных затрат порядка 30 %;
- сокращение сроков монтажа оборудования и сроков ввода мощностей ПГУ;
- сокращение продолжительности пусков оборудования ПГУ;
- уменьшение вредных выбросов в окружающую среду;
- сокращение численности эксплуатационного персонала.

В последние 15-20 лет существования Советского Союза в энергетике в области парогазовых технологий наблюдалась пауза. За эти годы в мировом газотурбостроении сменилось несколько поколений агрегатов. Начальная температура газов выросла с 800-850 °С до 1200-1300 °С и выше. В результате этого была преодолена граница (≈ 1100 °С), за которой наиболее эффективным типом парогазовой установки становится не ПГУ с ВПГ или НПГ, а ПГУ с котлом-утилизатором.

Ленск – крупнейший транспортно-складской узел Республики Саха (Якутия). Речной и воздушный порты принимают и перерабатывают сотни тысяч тонн грузов в год для алмазодобывающей провинции. Региональная транспортная инфраструктура г. Ленска является одной из наиболее развитых в Республике Саха (Якутия). По грузообороту Ленский район устойчиво занимает второе место в Республике.

Источником теплоснабжения города являются 7 малоэффективных котельных. Присоединенная тепловая нагрузка составляет 115 Гкал/ч. Электроснабжение осуществляется от каскада Вилюйских ГЭС по высоковольтной ЛЭП (220кВ) Мирный-Ленск-Пеледуй-Киренск. Собственных источников электроснабжения в городе нет.

Предлагаемый вариант строительства ПГУ-ТЭЦ – 4 энергоблока по 100 МВт с составом основного оборудования для каждого: газовая турбина – ГТЭ-65 ОАО «Силовые машины», котел утилизатор типа ПК-64 производства ОАО «ЗИО», г. Подольск (Россия), паровая турбина типа Т-26/36-7,5/0,12 производства ОАО «Калужский турбинный завод», г. Калуга (Россия), генератор паровой турбины типа ТТК-40-2 УЗ производства ООО «Электротяжмаш-Привод». Общая выработка тепловой энергии составит – 320 Гкал/ч, электрической – 400 МВт

Вариант строительства станции с данным составом оборудования является оптимальным и позволит полностью покрыть существующие тепловые нагрузки города с достаточным запасом на случай расширений и приростов нагрузки, а также обеспечить электроэнергией не только Ленский район, но и повысить энергопотенциал, с созданием конкурентной способности в электроэнергетической отрасли Республики Якутия.

1 Экономическая часть

1.1 Обоснование актуальности и места строительства

Актуальность магистерского проекта обосновывается целями и приоритетами энергетической стратегии России на период до 2035 года. Развитие электроэнергетики должно обеспечить необходимыми энергетическими ресурсами начавшийся экономический рост во всех отраслях народного хозяйства.

Согласно энергетической стратегии РФ до 2035г. и согласно планам проекта ДПМ-2 и ДПМ-2', планируемый прирост мощностей для покрытия потребностей энергоемких отраслей составит порядка 26 ГВт.

Среди регионов, где необходим прирост мощности или усовершенствование и повышение существующих мощностей является Краснодарский и Красноярский края, Якутия и г. Санкт-Петербург.

Перед Республикой Саха наиболее остро стоит вопрос повышения надежности и снижение возраста существующих мощностей, так как республика является практически децентрализованной от внешнего энергоснабжения, а также является неценовой зоной. Более того, высокие тарифы на электрическую энергию – 6,54 руб. за кВт/ч делают строительство новых мощностей наиболее привлекательными и быстро окупаемыми. Также по рейтингу общих запасов всех видов природных ресурсов Якутия занимает первое место в Российской Федерации. В республике имеются запасы алмазов, золота, олова, вольфрама, ртути, полиметаллических руд, слюды, железной руды, коксующихся углей, апатитов, природного газа, нефти, каменного и бурого углей и других полезных ископаемых. Потенциальные запасы гидроресурсов основных рек республики составляют 507 млрд. кВт/ч, что составляет 1/5 общих ресурсов Российской Федерации. В Республике Саха (Якутия) произрастает 2,5 % леса мировых и около 11% древесных запасов России. Имеются значительные запасы промысловых животных, птиц, рыб, а также дикорастущего сырья. При этом для всех указанных

отраслей практически отсутствуют централизованные источники тепло и электроснабжения, и вся генерация является распределенной.

Саха нуждается в наличии надежного и централизованного источника мощности, поэтому, в качестве места для строительства новой станции выбираем г. Ленск. Необходимый прирост мощности г. Ленск составляет порядка 400 МВт с коэффициентом запаса 1,2.

Важнейшей задачей энергетической политики является повышение эффективности использования всех видов энергии внутри страны с тем, чтобы экспорт, в основном, поддерживался не добычей новых объемов нефти и газа, а за счет энергосбережения внутри страны, потенциал которого огромен. В этой связи существует необходимость внедрения новых мощностей с максимальным возможным КПД.

На рисунке 1.1 представлены удельные расходы условного топлива на выработку 1 кВт/ч для разных типов ТЭС. Наименьшим показателем обладают парогазовые блоки.



Рисунок 1.1 – Удельные расходы условного топлива на выработку 1 кВт/ч для разных типов ТЭС

Выбор мощности единичного блока должна обосновывать надежностью, экономичностью, и величиной капитальных затрат на строительство: чем больше единичная мощность, тем меньше удельные

капитальные затраты на 1 МВт установленной мощности. При этом удельная цена 1 МВт установленной мощности, тыс. руб./МВт, можно рассчитать, как:

$$P = (921,3 - 0,5662 * N) * 60 \quad (1.1)$$

где N – единичная мощность блока.

На рисунке 1.2 показаны удельные затраты для блоков, мощностью 50, 100, 156 и 226 МВт

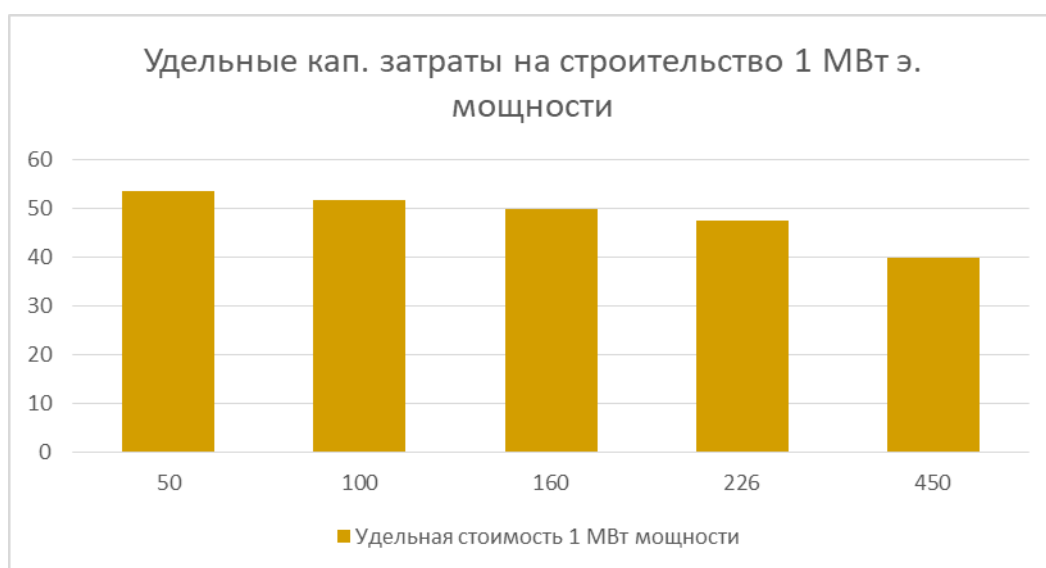


Рисунок 1.2 – удельные затраты на строительство 1 МВт

Однако, чем выше единичная мощность блока, тем меньше надежность станции, так как при отказе 1 блока последует веерное отключение большего числа потребителей. Как уже говорилось, Якутия – неценовая зона, поэтому фактор надежности здесь играет ключевую роль.

Обычно при расчете показателей надежности по средним знаниям вероятностей состояний элементов используются следующие статистические данные:

1. Параметр потока отказов ω , т. е. среднее количество отказов в единицу времени (обычно в год), отнесенное к одному элементу (для простейшего потока отказов $\omega = \lambda$). Для линий электропередачи параметр потока отказов обычно относится к 1 км линии [1/(км·г.)].

2. Среднее время восстановления (замены, аварийного ремонта) t_B , ч/одно восстановление.

3. Параметр потока преднамеренных отключений элемента λ_n , 1/г.

4. Средняя продолжительность одного преднамеренного отключения элемента (в основном для профилактических и капитальных ремонтов оборудования), t_{np} , ч/одно отключение.

Ненадежность элемента (средняя вероятность отказового состояния) определяется средней вероятностью его суммарного простоя вследствие вынужденного отключения из-за повреждений и преднамеренных отключений для профилактики.

Вероятность вынужденного простоя:

$$q = \frac{\omega t_B}{8760} \quad (1.2)$$

Вероятность преднамеренного отключения:

$$q_{п} = \frac{\lambda t_{np}}{8760} \quad (1.3)$$

Средняя вероятность отказового состояния:

$$\Sigma q = q + q_{п} \quad (1.4)$$

Коэффициент готовности (вероятность рабочего состояния) определяется по формуле:

$$P = 1 - \Sigma q \quad (1.5)$$

В таблице 1.1 представлены коэффициенты готовности для блоков 50, 100, 160, 226 и 450 МВт

Таблица 1.1 – Коэффициенты готовности

Мощность блока, МВт	50	100	160	226	450
Коэффициент готовности	0,975	0,972	0,913	0,874	0,841

В этой связи при практически одинаковых коэффициентах надежности у блоков 50 и 100 МВт выбираем более экономичный блок 100 МВт

1.2 Расчёт основных технико-экономических показателей проектируемой парогазовой электростанции

Станция мощностью 400 МВт

Парогазовая установка ПГУ-100 х4.

Расчет производим для следующего оборудования:

- газовая турбина ГТЭ-65 МВт;
- котел-утилизатор;
- паровая турбина Т-26 МВт, мощность теплового отбора 19,3 Гкал/ч.

Предложенный вариант полностью перекрывает тепловую нагрузку семи существующих котельных, установленная мощность которых равна 47,12 Гкал/ч, замещая дорогую тепловую энергию: ООО «ЛПТЭС» (утвержденный тариф 5 179,3 руб./Гкал) и АО «Теплоэнергосервис» (утвержденный тариф 4 398,5 руб./Гкал), а также полностью перекрывая нужды г. Ленск к 2035г [18,19].

Таблица 1.2 – Основные технико-экономические показатели станции

Наименование показателя	Значение показателя
Установленная мощность, МВт	400

Окончание таблицы 1.2

Состав основного оборудования	4x(ГТЭ-65+Т-26)
Число часов использования установленной мощности, ч/год	7560
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	668
Годовая выработка электрической энергии, кВт ч/год	2872800000
Годовая выработка тепловой энергии, Гкал/год	1016064
Расход топлива на ПГУ, м ³ /с	5,18
Плотность газа, $\rho_{г}$, кг/м ³	0,782
Низшая теплота сгорания газа, кДж/кг	37010
Удельный расход топлива на тепловую энергию, м ³ /Гкал	123,6
Удельный расход топлива на электроэнергию, м ³ /кВт ч	0,217
Доля собственных нужд станции	2%
Капитальные вложения, млн руб.	19792
Тариф на отпущенную электрическую энергию, руб/кВт ч	4,55
Тариф на отпущенную тепловую энергию, руб/Гкал	2799,96
Коэффициент штатного персонала, чел./МВт	0,4
Норма отчислений на ремонтное обслуживание от кап вложений в ТЭС	25%
Среднемесячный фонд з/п, руб/мес	73402,3
Норма дисконтирования	0,1
Действующий тариф на электрическую энергию	3,93
Действующий тариф на тепловую энергию	2799,96

1.3 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

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

$$U_{\Sigma} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}} \quad (1.6)$$

где $U_{\text{т}}$ – затраты на топливо, млн руб/год;

$U_{\text{зп}}$ – расходы на оплату труда, млн руб/год;

$U_{\text{а}}$ – амортизация основных производственных средств, млн руб/год;

$U_{\text{тр}}$ – расходы на ремонт основных средств, млн руб/год;

$U_{\text{пр}}$ – прочие расходы, млн руб/год.

$$U_{\text{т}} = \text{Ц} \cdot (b_{\text{т}} \cdot W_{\text{т}} + b_{\text{э}} \cdot W_{\text{э}}) \cdot k \cdot 10^{-6} \quad (1.7)$$

где Ц – цена топлива [15], руб/м³;

$b_{\text{т}}$ – удельный расход топлива на выработку тепла, м³/Гкал, таблица 1.1;

$W_{\text{т}}$ – выработка тепловой энергии, Гкал, таблица 1.1;

$b_{\text{э}}$ – удельный расход топлива на выработку электроэнергии, м³/кВт ч, таблица 1.1;

$W_{\text{э}}$ – выработка электрической энергии, кВт ч, таблица 1.1;

k – коэффициент, учитывающий потери топлива в неустановившемся режиме (2%).

$$U_{\text{т}} = 4,67 \cdot (0,217 \cdot 2872800000 + 123,68 \cdot 1016064) \cdot 1,02 \cdot 10^{-6} = 4212,02 \text{ млн руб.}$$

$$U_{\text{зп}} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot 10^{-6} \quad (1.8)$$

где n_y – штатный коэффициент [16];

N_y – установленная мощность ПГУ, МВт;

$\Phi_{\text{зп}}$ – средняя зарплата одного работника за год [17], руб/год.

$$U_{\text{зп}} = 0,4 \cdot 400 \cdot 73402 \cdot 12 = 140,9 \text{ млн руб/год.}$$

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (1.9)$$

где H_a – средняя норма амортизации станции в целом, принимаем 7,3% ;

K – капитальные вложения в ТЭС, млн. руб./год:

$$U_a = 19792 \cdot \frac{7}{100} = 1385,46 \text{ млн руб/год.}$$

$$U_{\text{тр}} = K \cdot H_{\text{тр}} \quad (1.10)$$

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

$$U_{\text{тр}} = 1385,46 \cdot 0,25 = 346,36 \text{ млн руб/год.}$$

К прочим расходам относятся:

- общецеховые 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:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}) + \text{СОЦ} \quad (1.11)$$

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

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (140,9 + 1385,46 + 346,36) + 0,3 \cdot 13,27 = 281$$

Эксплуатационные расходы составят, млн руб/год

$$U_{\text{э}} = 4212,02 + 140,9 + 1385,46 + 346,36 + 281 = 5127,26 \text{ млн руб/год}$$

1.4 Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии

Таблица 1.3 – Калькуляция себестоимости э.э. и т.э.

	$U_{\text{т}}$	$U_{\text{ам}}$	$U_{\text{зп}}$	$U_{\text{тр}}$	$U_{\text{пр}}$	Всего затрат	э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	4212,03	692,73	49,33	173,18		5127,27	4677,72	449,55
ТЦ и ЭЦ		623,46	49,33	155,86		828,65	828,65	
Общ. расх		69,27	42,28	17,32	28,19	157,06	145,20	11,85
Всего по ТЭЦ	4212,03	1385,46	140,93	346,37	28,19	6112,98	5651,57	461,41
Итого тариф:							1,967	454,11

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

$$Z_{\text{ктц}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{тэц}} \cdot \frac{B_{\text{э/э}}}{B_{\text{тэц}}}, \quad (1.12)$$

$$Z_{\text{кц}}^{\text{э/э}} = 674,34 \cdot \frac{626428}{626428+125674} = 4677,71 \text{ млн руб.}$$

$$Z_{\text{тц}}^{\text{т/э}} = Z_{\text{тэц}} - Z_{\text{ттц}}^{\text{э/э}}, \quad (1.13)$$

$$Z_{\text{ттц}}^{\text{т/э}} = 5127,26 - 4677,71 = 449,55 \text{ млн руб.}$$

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

$$Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{общ}} \cdot \frac{Z_{\text{ктц}}^{\text{э/э}} + Z_{\text{эц}}^{\text{э/э}}}{Z_{\text{ктц}} + Z_{\text{эц}}}, \quad (1.14)$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = 157,05 \cdot \frac{4677,71+828,6}{5127,26+828,6} = 145,2 \text{ млн руб.}$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = Z_{\text{общ}} - Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}}, \quad (1.15)$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = 157,05 - 145,2 = 11,85 \text{ млн руб.}$$

в) Расчет себестоимости единицы выработанной электрической энергии, руб/кВтч

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{Z_{\Sigma}^{\text{э/э}}}{W_{\text{э}}}, \quad (1.16)$$

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{826,10}{792} = 1,04 \text{ руб/кВт} \cdot \text{ч.}$$

г) Расчет себестоимости единицы отпущенной с шин станции электрической энергии, руб/кВтч

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{3_{\Sigma}^{\text{э/э}}}{W_{\text{отп}}}, \quad (1.17)$$

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

$$W_{\text{отп}} = W \cdot (1 - \alpha_{\text{сн}}), \quad (1.18)$$

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

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{5651,5}{2872,8} = 1,97 \text{ руб/кВт} \cdot \text{ч}.$$

д) Расчет себестоимости единицы тепловой энергии, руб/Гкал

$$U_{\text{выр}}^{\text{т}} = \frac{3_{\Sigma}^{\text{т/э}}}{W_{\text{отп}}}, \quad (1.19)$$

$$U_{\text{выр}}^{\text{т}} = \frac{4614}{1016} = 454,11 \text{ руб/Гкал}.$$

1.5 Расчёт срока окупаемости ГТУ-ТЭЦ

Эффективность инвестиционного проекта характеризуется системой экономических показателей, отражающих соотношение связанных с проектом затрат и результатов, и позволяющих судить об экономической

привлекательности проекта для его участников, об экономических преимуществах одних проектов над другими.

Показатели эффективности могут определяться разными методами. Статические методы не учитывают изменения движения капитала в течение времени осуществления проекта, методы дисконтирования позволяют учесть неравноценность одинаковых сумм поступлений и платежей, относящихся к разным периодам времени осуществления проекта

Срок окупаемости – это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течении 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.:

$$\text{ЧДД} = \left\{ \left[(T_e - U_{отп}^э) \cdot W_{отп} + (T_m - U_{отп}^м) \cdot Q_{отп} + U_{ам} \right] \cdot \frac{1}{(1+0.1)^n} \right\} - K \quad (1.20)$$

где K – стоимость строительства станции, млн руб;

$U_{отп}^э$ – себестоимость отпущенной электроэнергии, руб/кВт/ч;

$U_{отп}^м$ – себестоимость отпущенной тепловой энергии, руб/Гкал.;

$U_{ам}$ – амортизация основных производственных фондов;

$W_{отп}$ – годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт;

$Q_{отп}$ – годовой отпуск тепловой энергии, Гкал;

n – текущий год;

$T_э$ – тариф на отпущенный кВт·ч с учётом планируемой рентабельности, принимаем фиксированный тариф, руб/кВт·ч ;

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

Выручка от реализации электрической и тепловой энергии от ТЭЦ составит, млн. руб.:

$$ВРП = T_э \cdot W_{отп} + T_т \cdot Q_{отп}. \quad (1.21)$$

Доход от основной деятельности, млн. руб.:

$$D_{осн} = ВРП - C_{полн}, \quad (1.22)$$

где $C_{полн}$ – полная себестоимость производства и отпуска электроэнергии с ТЭЦ, млн. руб.

Налог на прибыль по ставке 20% составит, млн. руб.:

$$H_{пр} = D_{осн} \cdot 0,2. \quad (1.23)$$

Чистая прибыль, млн. руб.:

$$ЧП_т = D_{осн} - H_{пр}. \quad (1.24)$$

Чистый денежный поток, млн. руб.:

$$ЧДП_т = ЧП_т + U_a. \quad (1.25)$$

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$\text{ЧДПНИ}_t = \text{ЧДПНИ}_{t-1} + \text{ЧДП}_t. \quad (1.26)$$

В нулевой год принимается равным капитальным затратам со знаком минус.

Дисконтированный денежный поток, млн. руб.:

$$\text{ДДП}_t = \frac{\text{ЧДП}_t}{(1+r)^t}, \quad (1.27)$$

где r – норма дисконта для ТЭЦ принимается равной $r = 10\%$.

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$\text{ДДПНИ}_t = \text{ДДПНИ}_{t-1} + \text{ДДП}_t. \quad (1.28)$$

Тариф на э/э принимаем равным 3,93 руб/кВт·ч, тариф на т/э принимаем равным 908,22 руб/Гкал по таблице 1.1.

Расчёт срока окупаемости станции сведём в таблицу 1.4.

Таблица 1.4 – Показатели экономической эффективности

Показатели	Расчетный период											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Денежный поток от инвестиционной деятельности	-19792,3											
Тариф э/э		3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9

Тариф т/э		908,2	908,2	908,2	908,2	908,2	908,2	908,2	908,2	908,2	908,2	908,2	908,2	908,2
Выручка от реализации, млн руб		16408,1	16408,1	16408,1	16408,1	16408,1	16408,1	16408,1	16408,1	16408,1	16408,1	16408,1	16408,1	16408,1
Полная себестоимость, млнруб.		8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1
Амортизационные отчисления		1385,5	1385,5	1385,5	1385,5	1385,5	1385,5	1385,5	1385,5	1385,5	1385,5	1385,5	1385,5	1385,5
Налогооблагаемая прибыль (Доход от основной деятельности)		8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1	8204,1
Налог на прибыль		1640,8	1640,8	1640,8	1640,8	1640,8	1640,8	1640,8	1640,8	1640,8	1640,8	1640,8	1640,8	1640,8
Чистая прибыль		6563,2	6563,2	6563,2	6563,2	6563,2	6563,2	6563,2	6563,2	6563,2	6563,2	6563,2	6563,2	6563,2
Денежный поток от основной деятельности		7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7
Чистый денежный поток	-19792,3	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7	7948,7
ЧДПНИ	-19792,3	-11843,6	-3894,9	4053,8	12002,5	19951,2	27899,9	35848,6	43797,3	51746,1	59694,8			
ДДП	-19792,3	7226,1	6569,2	5972,0	5429,1	4935,5	4486,8	4078,9	3708,1	3371,0	3064,6			
ДДПНИ	-19792,3	-12566,2	-5997,0	-25,1	5404,0	10339,5	14826,4	18905,3	22613,5	25984,5	29049,0			

Капитальные вложения в проект строительства ПГУ ТЭЦ с ПГУ-100 окупаются в начале третьего года после строительства (рисунок 1.3).

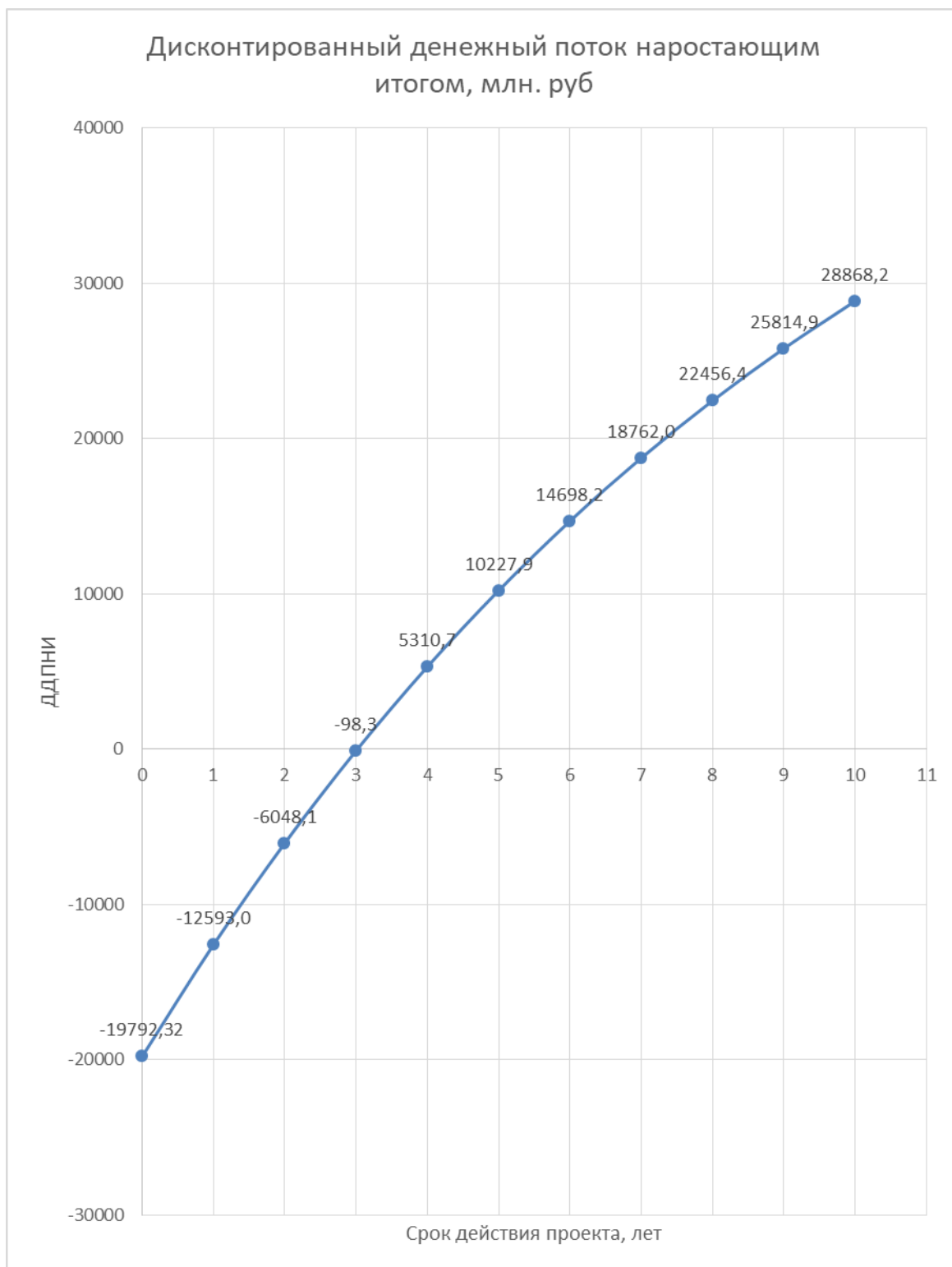


Рисунок 1.3 – ЧДДНИ проекта ПГУ-ТЭЦ, г. Ленск

2 Расчётная часть

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 ГТУ-65 на основании разработанной принципиальной тепловой схемы, приведенной на листе 1 графической части.

Температура наружного воздуха $t_{н.в.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, давление $p_{н.в.}=10^5\text{ Па}$.

Давление в конденсаторе паровой турбины $P_k = 0,004\text{ МПа}$; допустимая влажность – 10%.

2.1 Тепловой расчет ГТУ

При расчете тепловой схемы ГТУ исходными величинами, заданными или принимаемыми по оценке, являются:

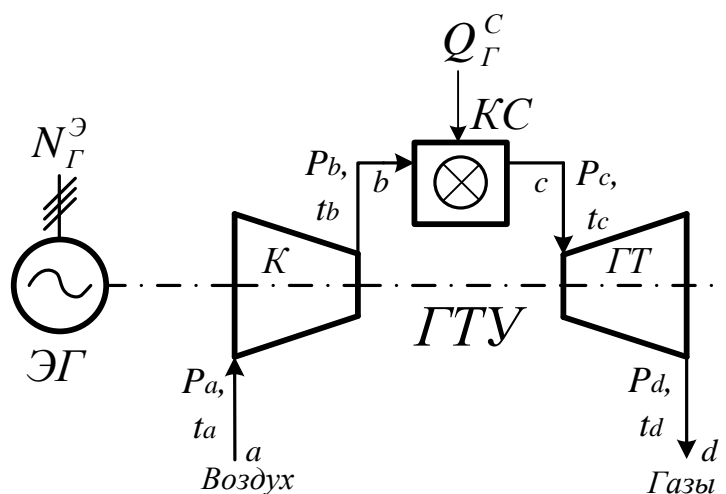
- электрическая мощность $N_3=65\text{ МВт}$;
- температура газов перед газовой турбиной $t_c=1200\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура воздуха на входе в компрессор $t_a=15\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- наибольшая допустимая температура металла сопловых и рабочих лопаток по условиям прочности $t_w=900\text{ }^{\circ}\text{C}$;

- степень сжатия в компрессоре $\varepsilon = 18$;
- число ступеней газовой турбины $z = 4$;
- коэффициент потерь давления $\lambda = 0,95$;
- подогревателя коэффициент распространения использования времени теплоты республики топлива в турбины камере энергии сгорания $\eta_{к.с.} = 0,995$;

- механический КПД турбины $\eta_m = 0,99$;
- КПД электрогенератора $\eta_{э.г.} = 0,983$;
- изэнтропийный КПД турбины $\eta_m = 0,88$;
- изэнтропийный КПД компрессора $\eta_k = 0,86$;
- коэффициент утечек $\alpha_y = 0,005$;

В качестве топлива принимаем природный газ Отраднинского месторождения, имеющий следующие характеристики:

- теплота сгорания природного газа $Q_H^P = 40610 \text{ кДж/м}^3$;
- состав природного газа: $\text{CH}_4=93,2\%$; $\text{C}_2\text{H}_6=2,6\%$; $\text{C}_3\text{H}_8=1,2\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10}=1,2\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12}=0,2\%$; $\text{CO}_2=0,3\%$; $\text{CO}=0\%$; $\text{H}_2=0\%$; $\text{N}_2=2\%$;
- плотность при нормальных условиях $\rho_r = 0,782 \text{ кг/м}^3$.



K – компрессор; $КС$ – камера сгорания; $ГТ$ – газовая турбина;
 $ЭГ$ – электрический генератор

Рисунок 2.1 – Принципиальная схема газотурбинной установки

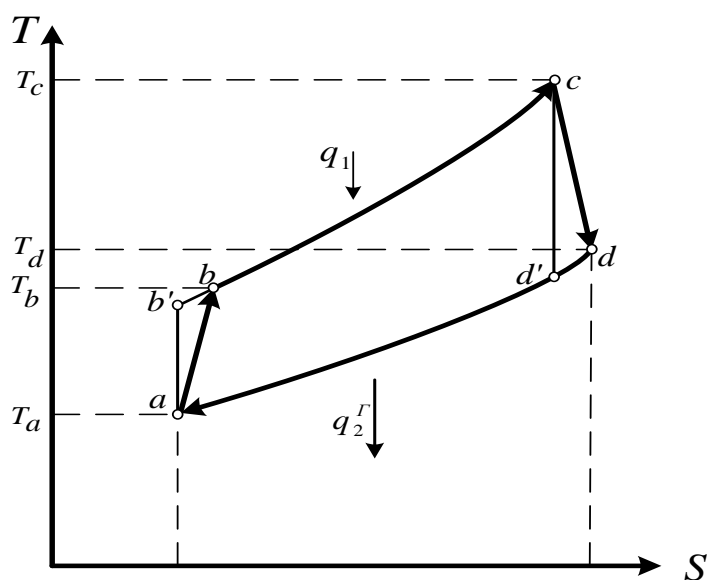


Рисунок 2.2 – Цикл простой ГТУ

2.2 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

Теплоемкости и энтальпии 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 $m_b=0,28$.

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

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

где T_a – температура холодного воздуха перед компрессором (точка a), К;

ε – степень сжатия в компрессоре;

m_g – показатель для воздуха;

η_k – КПД компрессора.

$$T_b = 288,15 \cdot \left(1 + \frac{18^{0,28} - 1}{0,86}\right) = 696,15.$$

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

$$t_b = 696,15 - 273,15 = 423,15^\circ\text{C}.$$

Энтальпия воздуха перед компрессором, кДж/м³:

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

$$h'_a(t_a) = c_p^B(t_a) \cdot t_a = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) \cdot t_a, \quad (2.4)$$

$$h'_a(t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 15) \cdot 15 = 19,326,$$

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

$$h^B(25) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) \cdot 25 = 32,24,$$

$$h_a = 19,362 - 32,24 = -12,914 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпия воздуха за компрессором (точка b), аналогично формуле (2.3), кДж/м³:

$$h_b = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 423,15) \cdot 423,15 - 32,24 = 645,804$$

Средние изобарная и изохорная теплоемкости воздуха при сжатии его в компрессоре [2], кДж/м³:

$$c_p^{B'} = \frac{h_b + h_a}{t_b + t_a} \quad (2.6)$$

$$c_p^{B'} = \frac{533,69 + (-12,914)}{423,15 + 15} = 1,222.$$

$$c_v^B = \frac{c_p^{B'}}{\rho_B}, \quad (2.7)$$

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

$$c_v^B = \frac{1,222}{1,293} = 0,945.$$

Уточнение значения показателя степени m_B :

$$m_B = \frac{R_B}{c_v^B}, \quad (2.8)$$

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

$$m_B = \frac{0,287}{0,945} = 0,303.$$

Уточнение температуры воздуха за компрессором (второе приближение), К:

$$T_b = 288,15 \cdot \left(1 + \frac{18^{0,303} - 1}{0,86} \right) = 779,19,$$

$$t_b = 779,19 - 273,15 = 506,195^\circ\text{C}.$$

Уточнение энтальпии воздуха за компрессором h_b , аналогично формуле (2.4), кДж/м³:

$$h_b = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 506,195) \cdot 506,195 - 32,34 = 649,804$$

2.3 Определение параметров газа после камеры сгорания

Энтальпию 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):

$$V_0 = 0,0476 \cdot [0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + \sum(m + n/4)C_mH_n + 1,5 \cdot H_2S], \quad (2.9)$$

где CO, H_2, C_mH_n, H_2S – содержание компонентов топлива, %;

$$V_0 = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + 2 \cdot 93,2 + 3,5 \cdot 2,6 + 5 \cdot 1,2 + 6,5 \cdot 1,4 + 8 \cdot 0,12) = 9,848$$

Объем трехатомных газов в чистых продуктах сгорания, м³/м³

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_mH_n], \quad (2.10)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (0,2 + 0 + 93,2 + 2 \cdot 2,6 + 3 \cdot 1,2 + 4 \cdot 1,4 + 5 \cdot 0,12) = 1,057.$$

Теоретический объем азота, м³/м³:

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

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 9,848 + 0,01 \cdot 1,057 = 7,8.$$

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

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot [H_2S + H_2 + \sum(n/2)C_m H_n] + 0,0161 \cdot V_0, \quad (2.12)$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (0 + 2 \cdot 93,2 + 3 \cdot 2,6 + 4 \cdot 1,2 + 4 \cdot 1,4 + 5 \cdot 0,12) + 0,0161 \cdot 10,708 = 2,188$$

Задаемся значением коэффициента избытка воздуха в камере сгорания $\alpha=3,257$.

Объем водяных паров в продуктах сгорания при $\alpha>1$, м³/м³:

$$V_{H_2O}' = V_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0, \quad (2.13)$$

$$V_{H_2O}' = 2,188 + 0,0161 \cdot (3,257 - 1) \cdot 9,848 = 2,499.$$

Суммарный объем газов после камеры сгорания, м³/м³:

$$V_{\Gamma} = (V_{RO_2} + V_{H_2O}' + V_{N_2} + V_0 \cdot (\alpha - 1)), \quad (2.14)$$

$$V_{\Gamma} = (1,057 + 2,188 + 7,8 + 9,848 \cdot (3,257 - 1)) = 30,636$$

Объемные доли компонентов:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}}, \quad (2.15)$$

$$r_{RO_2} = \frac{1,057}{30,636} = 0,035.$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O'}}{V_{\Gamma}}, \quad (2.16)$$

$$r_{H_2O} = \frac{2,499}{30,636} = 0,082.$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{\Gamma}}, \quad (2.17)$$

$$r_{N_2} = \frac{7,8}{30,636} = 0,255.$$

$$r_{v_0} = \frac{(\alpha-1) \cdot V_0}{V_{\Gamma}}, \quad (2.18)$$

$$r_{v_0} = \frac{(2,958-1) \cdot 9,848}{30,636} = 0,629.$$

Энтальпию чистых продуктов сгорания при температуре t_c после камеры сгорания, определяем, как энтальпию смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_{п.с.} = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{v_0} \cdot c_{v_0}) \cdot t_c, \quad (2.19)$$

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

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot t_c), \quad (2.20)$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 1200) = 2,275.$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c), \quad (2.21)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 1200) = 1,773.$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c), \quad (2.22)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 1200) = 1,413.$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c), \quad (2.23)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1200) = 1,431.$$

$$h_{n.c.}' = 1200 \cdot (2,275 \cdot 0,035 + 1,773 \cdot 0,082 + 1,413 \cdot 0,255 + 1,431 \cdot 0,629) = 1779,8$$

Аналогично определяем энтальпию при температуре 25°C. В итоге искомая энтальпия чистых продуктов сгорания, кДж/м³:

$$h_{n.c.} = h_{n.c.}'(t_c) - h_{n.c.}'(25), \quad (2.24)$$

$$h_{n.c.} = 1779,8 - 32,947 = 1746,9.$$

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

$$h_c = h'_c(t_c) - h^B(25) = c_p^B(t_c) \cdot t_c - c_p^B(25) \cdot 25, \quad (2.25)$$

$$h'_c(t_c) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1200) \cdot 1200 = 1716,8.$$

$$h_c = 1716,8 - 32,947 = 1685.$$

2.4 Определение параметров процесса расширения газа в турбине

В первом приближении принимаем значение показателя степени для газа $m_\Gamma = 0,255$. Тогда температура газа за турбиной в первом приближении (точка d), °C:

$$T_d = T_c(1 - (1 - \delta^{-m_\Gamma}) \cdot \eta_T), \quad (2.26)$$

$$t_d = T_d - 273,$$

где $\delta = 17,1$ – действительное отношение давлений в турбине;

$\lambda = 0,95$ – коэффициент потерь давления в патрубках.

$$T_d = 1473,15 \cdot (1 - (1 - 17,1^{-0,255}) \cdot 0,88) = 804,103 \text{ К.}$$

$$t_d = 804,103 - 273 = 531,103.$$

Энтальпия газов за турбиной, кДж/м³:

$$h_d = h'_d(t_d) - h^B(25), \quad (2.27)$$

$$h'_d(t_d) = 531,103 \cdot (1,984 \cdot 0,035 + 1,621 \cdot 0,082 + 1,346 \cdot 0,255 + 1,358 \cdot 0,629) = 829,122$$

$$h_d = 898,516 - 33,083 = 865,433.$$

Средняя объемная изобарная теплоемкость газов в турбине, кДж/(м³·град):

$$c_p^{\Gamma'} = \frac{h_c + h_d}{t_c + t_d}, \quad (2.28)$$

$$c_p^{\Gamma'} = \frac{1716,8 + 829,122}{1200 + 531,103} = 1,339 \text{ кДж/(м}^3\text{·град)}.$$

Средняя массовая изобарная теплоемкость газов в турбине, кДж/(кг·град):

$$c_p^{\Gamma} = \frac{c_p^{\Gamma'}}{\rho_2}, \quad (2.29)$$

$$c_p^{\Gamma} = \frac{1,339}{1,267} = 1,057.$$

Уточняем средний показатель степени процесса расширения турбины.

$$m_{\Gamma}' = \frac{R_{\Gamma}}{c_p^{\Gamma}}, \quad (2.30)$$

$$m_{\Gamma}' = \frac{0,293}{1,057} = 0,262.$$

Уточняем температуру газов за турбиной, °С:

$$T_d = 1473,15 \cdot (1 - (1 - 17,1^{-0,263}) \cdot 0,88) = 791,187 \text{ К}.$$

$$t_d = 791.187 - 273,15 = 518.18.$$

Энтальпию чистых продуктов сгорания при температуре в точке d за турбиной определяем как энтальпию смеси компонентов, кДж/м³:

$$h_d' = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{v0} \cdot c_{v0}) \cdot t_d, \quad (2.31)$$

где t_d – температура после камеры сгорания, °С;

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

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot t_d), \quad (2.32)$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 518.187) = 1,948.$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_d), \quad (2.33)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 518.187) = 1,603.$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_d), \quad (2.34)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 518.187) = 1,337.$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_d), \quad (2.35)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 518.187) = 1,349.$$

$$h'_d(t_d) = 518.187 \cdot (1,978 \cdot 0,035 + 1,619 \cdot 0,082 + 1,344 \cdot 0,255 + 1,356 \cdot 0,629) = 717.177$$

Аналогично определяем энтальпию при температуре 25°C. В итоге искомая энтальпия чистых продуктов сгорания, кДж/м³:

$$h_d = h'_d(t_d) - h'_{п.с.} \quad (2.36)$$

$$h_d = 717.177 - 34,06 = 682.577.$$

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

$$H_T = \frac{h_c - h_d}{\rho_c} \quad (2.37)$$

$$H_T = \frac{1741 - 682}{1,268} = 834.915 \text{ кДж/м}^3.$$

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

$$H_K = (T_b - T_a) \cdot c'_{р.в.} - h_a \quad (2.38)$$

$$H_K = (699,45 - 288,15) \cdot 1,339 - 12,914 = 662.718 \text{ кДж/м}^3.$$

Полезная работа ГТУ на валу агрегата, кДж/м³

$$H_e = H_T \cdot \eta_m \cdot \rho_T - b \cdot H_K \quad (2.39)$$

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

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.40)$$

$$b = \frac{2,958 \cdot 9,848 \cdot (1 + 0,005)}{1 + 2,958 \cdot 9,848} = 0,975.$$

$$H_e = 834.769 \cdot 0,99 \cdot 1,268 - 0,975 \cdot 662.718 = 402.434.$$

Расход газа через турбину, м³/с:

$$G_T = \frac{N_{\Sigma}}{H_e \cdot \eta_{\Sigma, T}}, \quad (2.41)$$

$$G_T = \frac{65000}{402,43 \cdot 0,972} = 164.478.$$

Расход воздуха, подаваемого компрессором, м³/с:

$$G'_K = G_K \cdot (1 + \alpha_y) = b \cdot G_T, \quad (2.42)$$

$$G'_k = 0,975 \cdot 164.478 = 160.331.$$

Расход топлива, м³/с:

$$B = \frac{G_T}{(1 + \alpha \cdot V_0)}, \quad (2.43)$$

$$B = \frac{164,478}{1 + 2,958 \cdot 9,848} = 4.944 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность газовой турбины, МВт:

$$N_T = G_T \cdot H_T \cdot \rho_T, \quad (2.44)$$

$$N_T = 164.478 \cdot 834.915 \cdot 1,268 = 174.2$$

Мощность, потребляемая компрессором, МВт:

$$N_K = G'_K \cdot H_K, \quad (2.45)$$

$$N_K = 160.331 \cdot 662.718 = 106.3 \text{ МВт}$$

Мощность, отпускаемой турбиной электроэнергии, МВт:

$$N_3 = (N_T - N_K) \cdot \eta_{эГ}, \quad (2.46)$$

$$N_3 = (174.2 - 106.3) \cdot 0.98 = 66.6$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{(N_T - N_K)}{N_T}, \quad (2.47)$$

$$\varphi = \frac{174.2 - 106.3}{174.2} = 0.39.$$

Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ):

$$\eta_{\Sigma} = \frac{G_T \cdot H_e \cdot \eta_{\Sigma,Г}}{B \cdot K_T} = \frac{N_{\Sigma}}{B \cdot K_T}, \quad (2.48)$$

$$\eta_{\Sigma} = \frac{67700}{4.944 \cdot 37010} = 0.365$$

Относительный расход воздуха на охлаждение турбины, м³/м³:

$$g_B = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w), \quad (2.49)$$

где t_w – наибольшая допустимая температура металла лопаток, определяемая по условиям прочности, $t_w = 800-850$ °С:

$$g_B = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1200 - 900) = 0,116$$

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

$$T_2'' = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_T}{c_p}, \quad (2.50)$$

$$T_2' = 1473,15 - \frac{834,915}{4 \cdot 1,273} = 1285 \text{ К.}$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

$$\gamma = \gamma_K - \gamma_B + \gamma_T \quad (2.51)$$

где γ – коэффициент снижения работы турбины за счет затрат на сжатие дополнительного воздуха, подаваемого на охлаждение;

γ_T – коэффициент снижения работы турбины вследствие снижения эффективности охлаждаемых ступеней по сравнению с неохлаждаемыми;

γ_B – коэффициент увеличения работы турбины за счет дополнительной работы охлаждающего воздуха, сбрасываемого в проточную часть.

$$\gamma = \frac{1}{0,39} \cdot \left(1 - 0,39 - \frac{4-1}{4} \cdot \frac{779,195}{1285} \right) = 0.783.$$

Располагаемая работа ГТУ, кДж/м³:

$$H = H_T \cdot \rho_T - b \cdot H_K, \quad (2.52)$$

$$H = 834.915 \cdot 1,268 - 0,975 \cdot 662.718 = 413.025 .$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждаемой турбиной, кДж/м³:

$$H_{\text{охл}} = H \cdot (1 - \gamma \cdot g_B), \quad (2.53)$$

$$H_{\text{охл}} = 413.025 \cdot (1 - 0.783 \cdot 0,116) = 375.514.$$

Расход газа на турбину с охлаждением, м³/с:

$$G_T = \frac{N_{\text{Э}}}{H_{\text{охл}} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{ЭГ}}}, \quad (2.54)$$

$$G_T = \frac{65000}{375.514 \cdot 0,99 \cdot 0,983} = 180.907 \text{ м}^3/\text{с}.$$

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

$$B_{\text{охл}} = \frac{G_T}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.55)$$

$$B_{\text{охл}} = \frac{180.907}{1 + 3.277 \cdot 9,848} = 5.438.$$

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

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

$$G_K = \frac{3.277 \cdot 9,848}{1 + 3.277 \cdot 9,848} \cdot 180.907 = 175.469.$$

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

$$G'_K = (b + g_B) \cdot G_T, \quad (2.57)$$

$$G'_K = (0,975 + 0,116) \cdot 180.907 = 197.332.$$

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

$$G'_T = (1 + g_B) \cdot G_T, \quad (2.58)$$

$$G'_T = (1 + 0,116) \cdot 180.907 = 201.893 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Электрический КПД ГТУ с охлаждением:

$$\eta_{\text{э охл}} = \eta_{\text{э}} \cdot (1 - \gamma \cdot g_B) \quad (2.59)$$

$$\eta_{\text{э охл}} = 0,365 \cdot (1 - 0,783 \cdot 0,116) = 0,331.$$

2.5 Расчет установки по подогреву сетевой воды

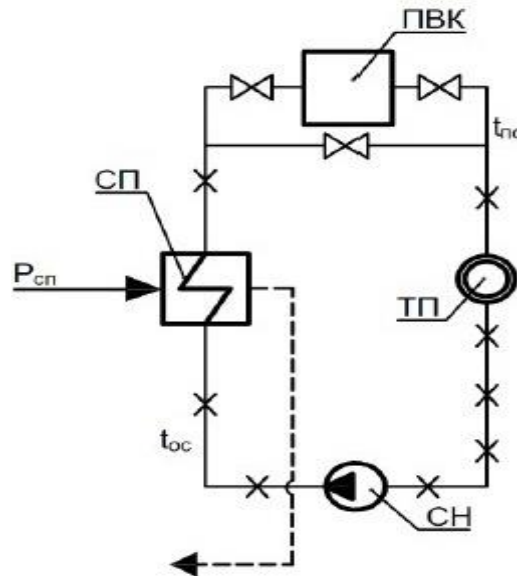
Таблица 2.1 – Технические характеристики турбины Т-26/36-7,5/0,12

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Электрическая мощность номинальная, МВт	$W_{\text{э}}$	26
Начальное давление острого пара, МПа	P_0	7.56
Начальная температура острого пара, °С	t_0	532
Конечное давление, МПа	$P_{\text{к}}$	0.0034
Число отборов пара на регенерацию	n	1
Нагрузка отбора турбины, кВт	$Q_{\text{от}}$	93110

Давления в отборе:

- $P_{\text{отб}} = 0,118$ МПа;
- Электромеханический КПД $\eta_{\text{эм}} = 0,98$;
- Расход пара на собственные нужды машинного отделения $\alpha^{\text{МЗ}} = 1,2$ %;
- Расход пара на собственные нужды котельного цеха $\alpha^{\text{КЦ}}_{\text{сн}} = 1,2$ %;
- Внутростанционные потери конденсата $\alpha_{\text{УТ}} = 1,1$ %;
- Температура химически очищенной воды $t_{\text{хов}} = 30^{\circ}\text{C}$;
- КПД подогревателей поверхностного типа $\eta = 98\%$;
- Температурный график сети для г. Ленск принимаем 150/70 °С.

Расчетная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.3.



ТП – тепловой потребитель; ПВК – пиковый водогрейный котел;
 СН – сетевой насос; СП – сетевой подогреватель.

Рисунок 2.3 – Схема подогрева сетевой воды

Нагрузка отбора турбины, кВт:

$$Q_{от}^{турб} = Q_{от}^{max} \cdot \alpha, \quad (2.60)$$

где α – коэффициент теплофикации, $\alpha=0,5$.

$$Q_{от}^{турб} = 93110 \cdot 0,5 = 46555$$

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{св} = \frac{Q_{от}}{c_{в} \cdot (150 - 70)}, \quad (2.61)$$

$$G_{св} = \frac{46555}{4,186 \cdot (150 - 70)} = 139.$$

Температура сетевой воды после сетевого подогревателя, °С:

$$t_{\text{вс}} = t_{\text{ос}} + \frac{Q_{\text{отб}}^{\text{турб}}}{G_{\text{св}} \cdot C_{\text{в}}} \quad (2.62)$$

$$t_{\text{вс}} = 70 + \frac{46555}{139 \cdot 4,186} = 110 \text{ °С.}$$

Принимая недогрев сетевой воды в подогревателе $\vartheta = 5 \text{ °С}$, температура насыщения конденсирующегося пара сетевого подогревателя составит, °С:

$$t_{\text{вс}}^{\text{н}} = t_{\text{вс}} + \vartheta \quad (2.63)$$

$$t_{\text{вс}}^{\text{н}} = 110 + 5 = 115 .$$

Энтальпия насыщения конденсирующегося пара сетевого подогревателя, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{вс}}^{\text{н}} = 482,55 .$$

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

$$P'_{\text{вс}} = 0,16918 .$$

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

$$P_{\text{турб}}^{\text{вс}} = \frac{P'_{\text{вс}}}{0,95} \quad (2.64)$$

$$P_{\text{турб}}^{\text{вс}} = \frac{0,16918}{0,95} = 0,1781 \text{ МПа.}$$

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

$$D_{\text{вс}} = G_{\text{св}} \cdot (t_{\text{вс}} - t_{\text{нс}}) \cdot C_{\text{в}} / (h_{\text{вх}}^{\text{вс}} - \bar{t}_{\text{вс}}^{\text{н}}), \quad (2.65)$$

$$D_{\text{вс}} = 139 \cdot (110 - 70) \cdot 4,186 / (2737 - 482,553) = 10,3211.$$

2.6 Определение параметров по элементам схемы турбины Т-26

Сетевой подогреватель (СП). Давление пара в отборе 0,18 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5 %, находим давление пара у подогревателя, МПа:

$$P_{\text{СП}} = 0,18 \cdot 0,95 = 0,17$$

Температура насыщения греющего пара [5], °С:

$$t_{\text{нас}} = 115,15$$

Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг:

$$t_{\text{нас}}^- = 483,18$$

Энтальпия греющего пара (из i -S диаграммы), кДж/кг:

$$i_{отб} = 2656,78$$

Использованный теплоперепад турбиной до отбора на СП, кДж/кг:

$$h_{отб} = 828,92$$

Также определяем параметры по другим элементам схемы. Результаты сводим в таблицу 2.2.

Мощность отопительного отбора, Гкал:

$$N_{отб} = \frac{D_{вс}(i_{отб} - t_{нзс}) \cdot 3600}{4,186 \cdot 10^6} \quad (2.66)$$

$$N_{отб} = \frac{10,32(2656,7 - 483,18) \cdot 3600}{4,186 \cdot 10^6} = 19,3$$

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного отбора:

$$\gamma_{сп} = \frac{i_c - i_k}{i_n - i_k} \quad (2.67)$$

$$\gamma_{сп} = \frac{2737 - 2230,19}{3485,7 - 2230,19} = 0,33$$

Принимая коэффициент регенерации $K_p = 1,235$ [2] расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_{\tau} = K_p \left(\frac{W_3}{H_i \eta_{3H}} + \gamma_{сп} D_{сп} \right) \quad (2.68)$$

$$D_T = 1,235 \left(\frac{26000}{1255,51 \cdot 0,98} + 0,339 \cdot 10,3 \right) = 29,88$$

где $H_i = 1255,51$ кДж/кг – теплоперепад, срабатываемый турбиной;

$\eta_{эм} = 0,98$ – электромеханический КПД.

Таблица 2.2 – Параметры элементов тепловой схемы

Наименование величины	СП	Конденсатор
Давление отборного пара, МПа	0,18	0,0034
Энтальпия пара, кДж/кг	2656,78	2230,19
Давление пара у подогревателя, МПа	0,17	0,00323
Температура насыщения греющего пара, °С	115,5	28,46
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	483,18	119,24
Температура воды за подогревателем, °С	110	28,46
Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	460,43	
Использованный теплоперепад, кДж/кг	828,92	1255,51

Расход пара на эжектор принят 0,5 % от расхода пара на турбину [3], кг/с:

$$D_{эж} = 0,005 \cdot D_T = 0,005 \cdot 29,78 = 0,149$$

Расход пара на уплотнение турбины [3], кг/с:

$$D_{упл} = 0,01 \cdot D_T = 0,01 \cdot 29,78 = 0,298$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{ут} = 0,015 \cdot D_T = 0,015 \cdot 29,78 = 0,4467$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{сн} = \frac{\alpha_{кц} + \alpha_{тц}}{100} D_{т} \quad (2.69)$$

$$D_{сн} = \frac{1,2 + 1,2}{100} 29,78 = 0,714$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{не} = D_{т} + D_{эж} + D_{упл} + D_{ум} + D_{сн}$$

$$D_{не} = 29,78 + 0,149 + 0,298 + 0,4467 + 0,714 = 31,388$$

2.7 Расчет тепловой схемы с одноконтурным котлом-утилизатором

2.7.1 Исходные данные

Расчет производится по методике [6]. Перед расчетом должны быть известны или выбраны следующие величины:

Тепловая схема парогазовой установки (ПГУ): количество газотурбинных установок (ГТУ) и котлов-утилизаторов (КУ), питающих паротурбинную установку; тип паротурбинной установки (с конденсационной турбиной, с теплофикационной или с противодавлением); схема питания деаэратора греющим паром или бездеаэраторная схема.

Для ГТУ должны быть известны, выбраны или оценены следующие параметры: расход газов $G_{г}$, температура θ_d и энтальпия I_d уходящих газов ГТУ; номинальная мощность ГТУ на клеммах генератора $N_{г}^{ГТУ}$, абсолютный электрический КПД ГТУ $\eta_{э}^{ГТУ}$.

Обычно для одноконтурных ПГУ принимают давление $p_o = 3 \div 8$ МПа. Соответствующая этому давлению температура пара из условия допустимой

влажности в конце процесса расширения турбины $y_x \leq 10\%$ составляет $t_0=400-500$ °С.

$$p_o=7,5 \text{ МПа.}$$

$$t_0=500 \text{ °С.}$$

Для теплофикационной паровой турбины тепловая нагрузка Q_T , кВт, температурный график.

В результате расчета тепловой схемы должны быть определены:

- Параметры пара и воды по всему тракту (расходы, давления, температуры, энтальпии);
- Процесс расширения пара в паровой турбине, КПД отсеков турбины и ее мощность, внутренний относительный КПД;
- Абсолютный электрический КПД паротурбинной установки;
- КПД котла-утилизатора;
- КПД парогазовой установки.

2.7.2 Выбор опорных точек схемы

Перед расчетом одноконтурной схемы ПГУ (рис. 2.1) необходимо выбрать некоторые опорные точки, определяемые либо надежностью, либо термодинамическими условиями.

Первой опорной точкой является начальная температура пара t_0 , генерируемого КУ. Чем она выше, тем выше КПД паротурбинного цикла и меньше конечная влажность. Поэтому ее следует выбирать максимально возможной, но, естественно, меньше температуры уходящих газов ГТУ θ_d . При этом с уменьшением разности $\delta t_1 = \theta_d - t_0$ (рис. 2.1) увеличивается поверхность пароперегревателя. Обычно принимают $\delta t_1 = 40-50$ °С.

Второй опорной точкой является температура питательной воды $t_{пв}$ на входе в КУ. Для исключения коррозии выходных поверхностей КУ температура $t_{пв}$ должна составлять не менее 60°C . Ее повышение приводит к увеличению температуры уходящих газов КУ $\theta_{ух}$ и снижению КПД КУ, а, следовательно, всей ПГУ.

$$t_{пв}=60^{\circ}\text{C}.$$

Третьей опорной точкой является давление в деаэраторе и способ его питания. Чаще всего для деаэратора используется пар, генерируемый КУ, с понижением давления в регулирующем клапане. Возможна и бездеаэраторная схема.

После выбора опорных точек необходимо во всех узловых точках схемы нанести известные к началу расчета значения параметров (давления, температуры, энтальпии, влажности, расходов). При этом целесообразно в качестве неизвестного принять расход пара на турбину G_0 .

При расчете КУ любого типа необходимо учитывать, что в каждой точке температура газов θ_d всегда выше температура воды и пара. Вместе с тем, чем меньше разность этих температур (температурный напор), тем эффективнее передается тепло от газов в паротурбинный контур. Минимальных значений температурные напоры достигают в так называемых узких точках и обозначаются δt (рисунок. 2.1). Например, для экономайзера обычно принимают $\delta t_{\text{ЭК}}=8\div 15^{\circ}\text{C}$, хотя в отдельных случаях температурный напор $\delta t_{\text{ЭК}}$ может быть и выше.

$$\delta t_{\text{ЭК}}=7^{\circ}\text{C}.$$

Целью теплового расчета КУ является определение параметров пара, воды и газа по всему тракту, а также количества теплоты, передаваемой в

отдельных элементах котла-утилизатора. Это позволит в конструкторском расчете определить их поверхность и выбрать конструктивные формы.

2.7.3 Методика теплового расчета одноконтурной схемы КУ

Одноконтурный КУ (рисунок 2.4) представляет собой теплообменник противоточного типа, в котором за счет тепла уходящих газов ГТУ происходит нагрев питательной воды (ЭК), ее испарение (ИСП) и перегрев полученного пара до расчетных параметров (ПП). Для каждого из элементов КУ решается уравнение теплового баланса.

Уравнение теплового баланса для совместных поверхностей пароперегревателя и испарителя:

$$G_{\Gamma} \cdot (I_d - I_{ЭК}) = G_0 (h_0 - h_{ЭК}), \quad (2.70)$$

где h_0 – энтальпия пара на выходе из котла, кДж/кг;

$I_{ЭК}$ – массовая энтальпия газов перед экономайзером по ходу газов, кДж/кг;

G_0 – расход свежего пара на турбину, кг/с;

G_{Γ} – расход газов, кг/с;

I_d – массовая энтальпия газов на входе в КУ, кДж/кг;

$h_{ЭК}$ – энтальпия воды после экономайзера, кДж/кг, равная энтальпии воды в состоянии насыщения t_s при давлении пара p_0 .

Для решения этого уравнения необходимо определить температуру и энтальпию газов перед экономайзером.

Температура газов перед экономайзером, °С:

$$\theta_{ЭК} = t_s + \delta t_{ЭК} = 210 + 7 = 217,$$

где t_s - температура насыщения питательной воды при давлении p_0 ;

Массовая энтальпия газов перед экономайзером, кДж/кг:

$$I_{\text{ЭК}} = c_{p_{\text{ЭК}}} \cdot \theta_{\text{ЭК}} = 1,06 \cdot 217 = 230,391,$$

где $c_{p_{\text{ЭК}}}$ – массовая теплоемкость газов ГТУ, кДж/(кг·град), при температуре $\theta_{\text{ЭК}}$ перед экономайзером, определяется по методике, изложенной в тепловом расчете ГТУ:

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot \theta_{\text{ЭК}}) = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 217) = 1,803,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_{\text{ЭК}}) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 217) = 1,528,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_{\text{ЭК}}) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 217) = 1,304,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_{\text{ЭК}}) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 217) = 1,313.$$

$$c_{p_{\text{ЭК}}} = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) / \rho_T$$

$$c_{p_{\text{ЭК}}} = (0,035 \cdot 1,803 + 0,082 \cdot 1,528 + 0,255 \cdot 1,304 + 0,629 \cdot 1,313) / 1,264 = 0,975.$$

Отсюда массовый расход генерируемого в КУ пара, кг/с:

$$G_0 = G_{\Gamma}(I_d - I_{\text{ЭК}})/(h_0 - h_{\text{ЭК}}), \quad (2.71)$$

$$G_0 = 256,1(538,125 - 230,391)/(3405 - 900) = 31,53.$$

Уравнение теплового баланса для точки смешения перед ГПК котла-утилизатора:

$$G_0 \cdot h_k + G_{\text{рец}} \cdot h_{\text{ЭК}} = (G_0 + G_{\text{рец}}) \cdot h_{\text{ПВ}}. \quad (2.72)$$

Отсюда расход рециркуляции:

$$G_{\text{рец}} = \frac{G_0 \cdot (h_{\text{ПВ}} - h_k)}{h_{\text{ЭК}} - h_{\text{ПВ}}} \quad (2.73)$$

$$G_{\text{рец}} = \frac{31,5 \cdot (259 - 109,7)}{900 - 259} = 7,345.$$

Массовая энтальпия уходящих газов КУ, кДж/кг:

$$I_{\text{ух}} = (G_{\Gamma} \cdot I_{\text{ЭК}} - (G_0 + G_{\text{рец}}) \cdot (h_{\text{ЭК}} - h_{\text{ПВ}}))/G_{\Gamma} \quad (2.74)$$

$$I_{\text{ух}} = (256,1 \cdot 229,6 - (31,53 + 7,345) \cdot (900 - 259))/256,1 = 132,3$$

Температура уходящих газов, °С:

$$\theta_{\text{ух}} = \frac{I_{\text{ух}}}{c_{\text{Pух}}} = \frac{I_{\text{ух}} \cdot \rho_{\Gamma}}{r_{\text{RO}_2} \cdot c_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2} + r_{\text{VO}} \cdot c_{\text{VO}}} \quad (2.75)$$

$$\theta_{yx} = \frac{132,3 \cdot 1,264}{(0,031 \cdot 1,747 + 0,075 \cdot 1,498 + 0,231 \cdot 1,291 + 0,663 \cdot 1,2986)} = 99,8$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot \theta_{yx}) = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 99,8) = 1,747,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_{yx}) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 99,8) = 1,498,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_{yx}) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 99,8) = 1,291,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_{yx}) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 99,8) = 1,299.$$

Если температура уходящих газов слишком высока ($\theta_{yx} > 120$ °С), необходимо увеличить расход пара G_0 (питательной воды). Для этого следует снизить температуру и давление свежего пара на выходе из котла t_0, p_0 и повторить расчет от п. 1. Однако, температура уходящих газов не должна быть ниже 80 °С.

КПД КУ (коэффициент утилизации):

$$\eta_{КУ} = (I_d - I_{yx}) / (I_d - I_a), \quad (2.76)$$

где I_a – массовая энтальпия газов при температуре окружающей среды θ_a , кДж/кг.

Если принять, что теплоемкости газов на входе и выходе из КУ примерно одинаковы, то можно воспользоваться более простым выражением:

$$\eta_{\text{КУ}} = (\theta_d - \theta_{\text{yx}}) / (\theta_d - \theta_a) \quad (2.77)$$

$$\eta_{\text{КУ}} = (518,7 - 99,8) / (518,7 - 25) = 0,848.$$

Суммарное количество тепла, переданное газами в КУ, кВт:

$$Q_{\text{КУ}} = G_{\Gamma} \cdot (I_d - I_{\text{yx}}) = 256,1 \cdot (538,12 - 132,3) = 103900.$$

Количество тепла, переданное газами в пароперегревателе, кВт:

$$Q_{\text{ПП}} = G_0 \cdot (h_0 - h_s) = 31,5 \cdot (3405 - 2766) = 20160,$$

где h_s – энтальпия насыщенного пара при давлении p_0 , кДж/кг;

h_0 – энтальпия перегретого пара.

Массовая энтальпия газов после ПП, кДж/кг:

$$I_1 = \frac{G_{\Gamma} \cdot I_d - Q_{\text{ПП}}}{G_{\Gamma}} = \frac{256,1 \cdot 538,12 - 20160}{256,1} = 459,4.$$

Температура газов после ПП, °С:

$$\theta_1 = \frac{I_1}{c_{\text{РПП}}} = \frac{I_1 \cdot \rho_{\Gamma}}{r_{\text{RO}_2} \cdot c_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2} + r_{\text{VO}} \cdot c_{\text{VO}}} \quad (2.78)$$

$$\theta_1 = \frac{459,4 \cdot 1,24}{(0,031 \cdot 1,903 + 0,075 \cdot 1,579 + 0,231 \cdot 1,327 + 0,663 \cdot 1,338)} = 425$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot \theta_1) = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 425) \\ = 1,903,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_1) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 425) \\ = 1,579,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_1) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 425) \\ = 1,327,$$

$$c_{VO} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_1) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 425) \\ = 1,338.$$

Здесь для определения теплоемкостей компонентов газа не хватает температуры θ_1 . Задача решается методом итераций (последовательных приближений). Задаются средней температурой.

Количество тепла, переданное газами в испарителе, кВт:

$$Q_{\text{исп}} = D_{\text{п}} \cdot (h_{\text{пп}} - h_{\text{эк}}) = 31,5 \cdot (2766 - 900) = 58840$$

Количество тепла, переданное газами в экономайзере, кВт:

$$Q_{\text{эк}} = G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{эк}} - I_{\text{yx}}) = 256,1 \cdot (229,6 - 132,3) = 24920.$$

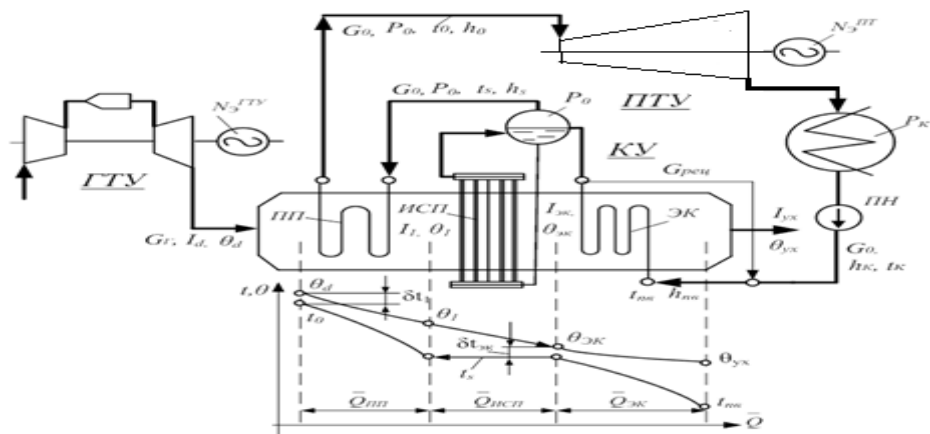


Рисунок 2.4 – Принципиальная схема одноконтурной ПГУ

2.8 Конструкторский расчет котла-утилизатора

Для выполнения конструкторского расчета котла-утилизатора (КУ) необходимо первоначально произвести конструктивную проработку стандартной секции КУ, то есть выбрать все конструктивные характеристики секции, а также тип и характеристики оребрения труб. Крупнейшим производителем КУ и оребренных труб для их поверхностей нагрева является АО «Подольский машиностроительный завод». Завод изготавливает типовые секции для горизонтальных КУ. Поверхности нагрева имеют шахматное расположение труб единого сортамента (сталь 20, кроме пароперегревателя ВД, для которого использована сталь 12Х1МФ). Параметры оребренных труб типовой секции завода:

- диаметр труб $d = 0,042 \times 0,004$ м;
- шаг ребра $b_{\text{реб}} = 0,005$ м;
- высота ребра $h_{\text{реб}} = 0,009$ м;
- толщина ребра $\delta_{\text{реб}} = 0,001$ м;
- поперечный шаг труб (поперек котла) $s_1 = 0,075$ м;
- продольный шаг труб по ходу газов $s_2 = 0,080$ м;
- длина оребренной части трубы $l_{\text{тр}} = 0,04$ м.

Типовая секция (рис. 3.1), используемая во всех поверхностях котлов завода, состоит из двух рядов оребренных труб с шахматным расположением, объединенных коллекторами диаметром 168 мм, толщиной 15 мм. Ширина типовой секции $b_{сек}=2$ м (по осям крайних труб). Высота труб типовой секции $l_{сек}=l_{тр}$ м (по осям коллекторов). В данном курсовом проекте размеры котла-утилизатора и размеры секции могут отличаться от стандартной конструкции. Ширину секции в зависимости от мощности КУ можно принимать $b_{сек} = 1,5-2,5$ м, а высоту $l_{сек} = 8-12$ м. В одном ряду по ходу газов число секций принимается $m_{сек}=3-4$, что определяет ширину котла $b_{котла} = b_{сек} \cdot m_{сек}$. Первоначально принятые размеры могут в дальнейшем уточняться.

Рекомендуемые значения скоростей:

- для газа $\omega_г = 15$ м/с;
- для пара $\omega_n = 10$ м/с;
- для воды $\omega_в = 1$ м/с.

Температуры теплоносителей и тепловые нагрузки поверхностей нагрева $Q_{ПП}$, $Q_{ИСП}$, $Q_{ЭК}$ принимаются из теплового расчета КУ.

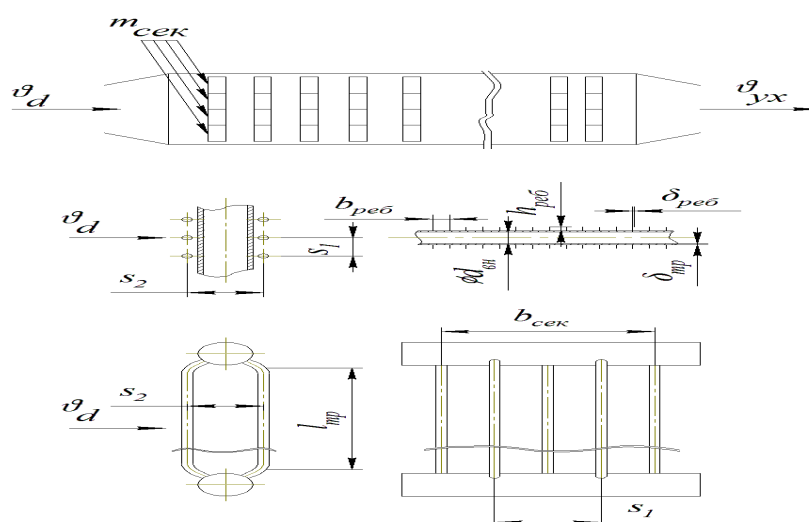


Рисунок 3.1 – Конструктивные параметры типовой секции поверхностей нагрева КУ

Задавшись в первом приближении скоростью газов на входе в газоход КУ (перед пароперегревателем) в диапазоне $\omega_0 = 7-9$ м/с, можно оценить площадь поперечного сечения газохода:

$$f = \frac{G_r \cdot V_r \cdot (\theta_d + 273)}{\omega_0 \cdot 273} = \frac{256,1 \cdot 0,7903 \cdot (518,2 + 273)}{7 \cdot 273} = 83,59$$

где $V_r = 1/\rho_2$, м³/кг;

ρ_2 - плотность газов при нормальных условиях, кг/м³, определена в тепловом расчете ГТУ;

G_r - массовый расход газов, кг/с, определен в тепловом расчете ГТУ;

θ_d - температура газов перед КУ, °С.

Поскольку площадь газохода f - это произведение высоты труб на ширину КУ, т. е. $f = l_{тр} \cdot b_{котла}$, задаваясь числом секций в ряду $m_{сек} = 3-4$ и шириной каждой секции $b_{сек} = 1,5-2,5$ м, можно определить ширину котла, а затем его высоту:

$$b_{котла} = b_{сек} \cdot m_{сек} = 3 \cdot 3 = 9.$$

$$l_{тр} = \frac{f}{b_{котла}} = \frac{83,59}{9} = 9,3.$$

Число труб в одном ряду каждой секции:

$$m_{1тр} = \frac{b_{сек}}{s_1} - 1 = \frac{3}{0,075} - 1 = 39$$

Полное число труб в каждой секции:

$$m_{mp} = 2 \cdot m_{1mp} = 2 \cdot 39 = 78.$$

Площадь проходного сечения котла для газов в зоне ПП определяется, как разность площади поперечного сечения газохода и суммарной площади в свету труб первого ряда ПП:

$$F_{пр} = f - m_{1 \text{ тр}} \cdot m_{сек} \cdot (d_{нар} \cdot l_{тр} + 2 \cdot \frac{l_{тр}}{b_{реб}} \cdot h_{реб} \cdot \delta_{реб}) \quad (2.79)$$

$$F_{пр} = 83,59 - 39 \cdot 5 \cdot (0,032 \cdot 4,54 + 2 \cdot \frac{4,54}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001) = 34,037$$

Скорость газов в межтрубном пространстве ПП:

$$\omega_{г} = \frac{G_{г} \cdot V_{г} \cdot (\theta_{ППср} + 273)}{F_{пр} \cdot 273} = \frac{256,1 \cdot 0,7903 \cdot (471,6 + 273)}{34,037 \cdot 273} = 16,178$$

Оптимальная скорость газов в котле составляет $\omega_{с} = 12-18$ м/с.

Скорость пара в трубках ПП:

$$\omega_{п} = \frac{4 \cdot G_{о} \cdot v_{пара}}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot m_{тр} \cdot m_{секц}} = \frac{4 \cdot 31,55 \cdot 0,046}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 78 \cdot 3} = 6,876$$

где $v_{пара}$ – удельный объем пара в ПП, определяется по давлению P_0 и средней температуре в пароперегревателе $t_{ППср} = (t_0 + t_s) / 2$;

m_{mp} – число труб в одной секции; $m_{сек}$ – число секций в одном ряду.

Площадь поверхности гладкой трубы, м²:

$$F_{гль.тр.} = \pi \cdot d_{н} \cdot l_{тр} = \pi \cdot 0,042 \cdot 9,29 = 1,225,$$

где d_n - наружный диаметр трубы, м:

$$d_n = d_{вн} + 2 \cdot \delta_{тр} = 0,034 + 2 \cdot 0,004 = 0,042$$

Площадь боковых поверхностей ребра, м²:

$$F_{реб} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(d_n + 2 \cdot h_{реб})^2 - d_n^2 \right] \quad (2.80)$$

$$F_{реб} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [(0,032 + 2 \cdot 0,009)^2 - 0,032^2] = 0,0028$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{вн.реб} = \pi \cdot d_n \cdot \delta_{реб} = \pi \cdot 0,042 \cdot 0,001 = 0,000132$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{н.реб} = \pi \cdot (d_n + 2 \cdot h_{реб}) \cdot \delta_{реб} \quad (2.81)$$

$$F_{н.реб} = \pi \cdot (0,042 + 2 \cdot 0,009) \cdot 0,001 = 0,000188$$

Площадь поверхности теплообмена одной оребренной трубы, м²:

$$F_{тр} = F_{гл.тр} + (F_{реб} + F_{н.реб} - F_{вн.реб}) \cdot \frac{l_{тр}}{b_{реб}} \quad (2.82)$$

$$F_{тр} = 1,225 + (0,00288 + 0,000139 - 0,00018) \cdot 9,29 = 6,684$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции (двух рядов труб), м²:

$$F_{\text{сек}} = F_{\text{тр}} \cdot m_{\text{тр}} = 6,684 \cdot 78 = 521,36$$

Среднелогарифмический температурный напор ПП, °С:

$$\Delta t_{\text{ПП}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = 58,3$$

где $\Delta t_{\text{м}}$ - меньшая разность температур между теплоносителями;

$\Delta t_{\text{б}}$ - большая разность температур.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_{\text{г}}}{d_{\text{н}}} \left(\frac{\omega_{\text{г}} \cdot d_{\text{н}}}{\nu_{\text{г}}} \right)^{0,6} \cdot Pr_{\text{г}}^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s \quad (2.83)$$

$$\alpha_1 = \frac{0,064}{0,042} \left(\frac{16,18 \cdot 0,042}{80 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,6262^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,329 = 97,927$$

где $\omega_{\text{г}}$ - скорость газов в ПП;

$\lambda_{\text{г}}$ - теплопроводность газов, Вт/(м·К);

$\nu_{\text{г}}$ - кинематическая вязкость, м²/с;

$Pr_{\text{г}}$ - число Прандтля для газов.

C_s - поправка на компоновку пучка труб, определяется в зависимости от относительных шагов, поперечного:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d_{\text{н}}} = \frac{0,075}{0,042} = 1,786$$

и продольного:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d_{\text{н}}} = \frac{0,08}{0,042} = 1,904$$

и параметра φ_6 :

$$\varphi_6 = \left(\frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 1}} \right) = \left(\frac{1,786 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot 1,786^2 + 1,904^2 - 1}} \right) = 0,712$$

при $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 0,712^{0,1} = 0,329$$

C_z - поправка на число рядов труб, в данном случае равна 1.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару, Вт/(м²·К):

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}} \left(\frac{\omega_{\text{п}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{п}}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{\text{п}}^{0,4}$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,058}{0,034} \left(\frac{6,88 \cdot 0,034}{54 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,64^{0,4} = 25,52$$

где ω_n - скорость пара в трубах, п.7;

λ_n - теплопроводность пара в ПП, Вт/(м·К);

ν_n - кинематическая вязкость пара, м²/с;

Pr_n - число Прандтля для пара.

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

$$k_{\text{ПП}} = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{97,924}{1 + \frac{97,924}{2552}} = 20,25$$

Площадь поверхности теплообмена ПП, м²:

$$F_{\text{ПП}} = \frac{Q_{\text{ПП}} \cdot 10^3}{k_{\text{ПП}} \cdot \Delta t_{\text{ПП}}} = \frac{20160 \cdot 10^3}{20,246 \cdot 58,3} = 17090$$

где $Q_{\text{ПП}}$ – тепловая нагрузка ПП, определена в тепловом расчете.

Общее число труб ПП:

$$z_{\text{ПП}} = F_{\text{ПП}} / F_{\text{тр}} = 17090 / 6,684 = 2557$$

Число рядов секций ПП по ходу газов, шт.:

$$z_2^{\text{секц}} = \frac{F_{\text{ПП}}}{F_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}}} = \frac{17090}{521,4 \cdot 3} = 10,93$$

где $m_{\text{сек}}$ – число секций в одном ряду ПП. Число рядов секций округляется до ближайшего целого.

Число рядов труб ПП по ходу газов, шт.:

$$z_2 = z_2^{\text{секц}} \cdot 2 = 11 \cdot 2 = 22.$$

Определение поверхности теплообмена испарительной части:

Среднелогарифмический температурный напор испарителя, °С, определяется по формуле:

$$\Delta t_{\text{исп}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = 43,25$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке испарительного контура, α_1 , Вт/(м²·К), определяется по формуле:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d_{\text{н}}} = \frac{0,075}{0,042} = 1,786$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d_{\text{н}}} = \frac{0,08}{0,042} = 1,904$$

$$\varphi_{\sigma} = \left(\frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} - 1} \right) = \left(\frac{1,786 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot 1,786^2 + 1,904^2} - 1} \right) = 0,712$$

при $0,1 < \varphi_{\sigma} \leq 1,7$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,1} = 0,34 \cdot 0,712^{0,1} = 0,329;$$

C_z - поправка на число рядов труб, в данном случае равна 1.

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_{\text{г}}}{d_{\text{н}}} \left(\frac{\omega_{\text{г}} \cdot d_{\text{н}}}{\nu_{\text{г}}} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\text{г}}^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s$$

$$\alpha_1 = \frac{0,05}{0,042} \left(\frac{10,647 \cdot 0,042}{58 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,67^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,329 = 73,67$$

Скорость газов также определяется при средней температуре:

$$\omega_2 = \frac{G_2 \cdot V_2 \cdot (\theta_{\text{исп ср}} + 273)}{F_{\text{нр}} \cdot 273} = 239,2 \frac{0,7903 \cdot (376,2 + 273)}{34,401 \cdot 273} = 11,9$$

Коэффициентом теплоотдачи конвекцией от стенки к пароводяному рабочему телу α_2 можно пренебречь, т.к. в испарителе происходит процесс кипения воды, при котором коэффициент теплоотдачи α_2 очень велик.

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

$$k_{\text{исп}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_m}} = \frac{1}{\frac{1}{73,63} + \frac{0,004}{45,35}} = 73,19,$$

где $\delta_{\text{тр}}$ —толщина стенки трубы, м;

λ_m - коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К) для стали 20:

$$\lambda_m = 50,6 - 0,0263 \cdot (t_{\text{ст}}^{\text{ст}} - 100) = 50,6 - 0,0263 \cdot (300 - 100) = 45,34$$

Площадь поверхности теплообмена испарителя, м², число рядов труб и число рядов секций по ходу газов определяются, соответственно, по формулам:

$$F_{\text{исп}} = \frac{Q_{\text{исп}} \cdot 10^3}{k_{\text{исп}} \cdot \Delta t_{\text{исп}}} = \frac{58840 \cdot 10^3}{73,19 \cdot 43,25} = 18590$$

$$z_{\text{исп}} = F_{\text{исп}}/F_{\text{тр}}=18590 / 6,684= 2781$$

$$z_2^{\text{секц}} = \frac{F_{\text{исп}}}{F_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}}} = \frac{18590}{521,4 \cdot 3} = 11,88$$

$$z_2 = z_2^{\text{секц}} \cdot 2 = 12 \cdot 2 = 24$$

Определение поверхности теплообмена экономайзера:

Среднелогарифмический температурный напор экономайзера, °С, определяется по формуле:

$$\Delta t_{\text{ЭК}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)} = 18,866$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке для экономайзера α_1 , Вт/(м²·К), определяется по формуле:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_{\text{г}}}{d_{\text{н}}} \left(\frac{\omega_{\text{г}} \cdot d_{\text{н}}}{\nu_{\text{г}}} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\text{г}}^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s$$

$$\alpha_1 = \frac{0,035}{0,042} \left(\frac{9,37 \cdot 0,042}{39 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,7^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,329 = 61,5$$

Скорость газов также определяется по средней температуре, п.6.

$$\omega_{\text{г}} = \frac{G_{\text{г}} \cdot V_{\text{г}} \cdot (\theta_{\text{ЭК}}_{\text{ср}} + 273)}{F_{\text{тр}} \cdot 273} = \frac{256,1 \cdot 0,788 \cdot (158,4 + 273)}{34 \cdot 273} = 9,37$$

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

$$k_{\text{ЭК}} = \alpha_1 = 61,5,$$

Площадь поверхности теплообмена экономайзера, м², и количество рядов труб по ходу газов определяется, соответственно, по формулам:

$$F_{\text{ЭК}} = \frac{Q_{\text{ЭК}} \cdot 10^3}{k_{\text{ЭК}} \cdot \Delta t_{\text{ЭК}}} = \frac{24920 \cdot 10^3}{61,5 \cdot 18,866} = 21480$$

$$z_{\text{ЭК}} = F_{\text{ЭК}} / F_{\text{тр}} = 21480 / 6,684 = 3214$$

$$z_2^{\text{секц}} = \frac{F_{\text{ЭК}}}{F_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}}} = \frac{221480}{521,4 \cdot 3} = 13,74$$

$$z_2 = z_2^{\text{секц}} \cdot 2 = 14 \cdot 2 = 28$$

Результаты конструкторского расчета одноконтурного котла-утилизатора сводятся в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты конструкторского расчета одноконтурного КУ

Наименование величины	Обозначение	Значение
Температурный напор ПП, °С	$\Delta t_{ПП}$	58,273
Коэффициент теплоотдачи ПП, Вт/(м ² ·К)	α_1	97,93
Коэффициент теплоотдачи ПП, Вт/(м ² ·К)	α_2	25,523
Коэффициент теплопередачи ПП, Вт/(м ² ·К)	$k_{ПП}$	20,246
Площадь теплообмена ПП, м ²	$F_{ПП}$	17090
Число рядов труб по ходу газов ПП, штук	z_2	22
Число рядов секций по ходу газов ПП, штук	$z_2^{\text{секц}}$	11
Скорость газов в ПП, м/с	$\omega_{гпп}$	16,178
Скорость пара в ПП, м/с	$\omega_{ппп}$	6,876
Высота труб, м	$l_{тр}$	9,387
Ширина секции, м	$b_{секц}$	3
Ширина котла, м	$b_{котла}$	9
Температурный напор ИСП, °С	$\Delta t_{ИСП}$	43,25
Скорость пара в ПП, м/с	$\omega_{ппп}$	6,876
Коэффициент теплоотдачи ИСП, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{ИСП}$	73,666
Коэффициент теплопередачи ИСП, Вт/(м ² ·К)	$k_{ИСП}$	73,666
Площадь теплообмена ИСП, м ²	$F_{ИСП}$	18590
Число рядов труб по ходу газов ИСП, штук	z_2	24
Число рядов секций по ходу газов ИСП, штук	$z_2^{\text{секц}}$	12
Скорость газов в ИСП, м/с	$\omega_{гисп}$	10,647
Температурный напор экономайзера, °С	$\Delta t_{ЭК}$	18,86
Коэффициент теплоотдачи экономайзера, Вт/(м ² ·К)	α_1	61,5
Коэффициент теплопередачи экономайзера, Вт/(м ² ·К)	$k_{ЭК}$	61,5
Площадь теплообмена экономайзера, м ²	$F_{ЭК}$	21480
Число рядов труб по ходу газов экономайзера, штук	z_2	28

Окончание таблицы 3.1

Число рядов секций по ходу газов экономайзера, штук	$z_2^{секц}$	14
Скорость газов в экономайзере, м/с	$\omega_{гэк}$	9,373
Скорость воды в экономайзере, м/с	$\omega_{вэк}$	1,2

2.9 Расчет технико-экономических показателей работы ПГУ

Общий расход топлива на ТЭЦ, м³/с:

$$B_{\text{ПГУ}} = B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + B_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = 5,44 .$$

$$\frac{B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{B_{\text{ПГУ}}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + \eta Q_{\text{т}}} , \quad (2.84)$$

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

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

η – коэффициент пропорциональности, принимаем 0,5.

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

$$B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{B_{\text{ПГУ}} \cdot N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + \eta Q_{\text{т}}} , \quad (2.85)$$

$$B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{5,438 \cdot 100000}{100000 + 0,5 \cdot 103000} = 3,59 .$$

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

$$B_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = 5,44 - 3,59 = 1,85 .$$

КПД производства электроэнергии

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} \rho_{\text{г}}}, \quad (2.86)$$

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{100000}{5,44 \cdot 37010 \cdot 0,782} = 0,635.$$

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

$$b_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{122,8}{\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}, \quad (2.87)$$

$$b_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{122,8}{0,635} = 0,1933.$$

КПД производства тепловой энергии:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = \frac{\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{\eta}.$$

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = \frac{0,635}{0,5} = 1,27.$$

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

$$b_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = \frac{34,121}{\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{т}}}, \quad (2.88)$$

$$b_{\text{ПГУ}}^{\text{т}} = \frac{34,121}{1,27} = 26,87.$$

3 Экологическая часть

3.1 Расчет выбросов и высоты дымовой трубы

При сжигании углеводородных топлив в газовых турбинах в продуктах сгорания образуются токсичные соединения, все многообразие которых можно разделить на следующие группы:

- продукты полного сгорания горючих компонентов топлива – углекислый газ CO_2 , водяные пары H_2O , оксиды серы SO_2 и SO_3 ;
 - компоненты неполного сгорания топлива – свободный углерод C , оксид углерода CO , различные углеводороды C_xH_y – летучие органические соединения (в том числе бензапирен $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$);
 - оксиды азота NO и NO_2 – NO_x ;
 - золотые частицы, образующиеся из негорючих минеральных примесей.
- Наиболее опасными выбросами ТЭС являются оксиды азота. Содержание оксидов азота определяет токсичность продуктов сгорания природного газа на 90-95%.

Большая часть оксидов азота образуется при связывании атмосферного азота в пламени КС, их называют термическими. Оксиды азота получают также в результате реакции химически связанного азота, присутствующего в топливе.

Скорость образования термических оксидов NO_x , имеет экспоненциальную зависимость от температуры пламени. Количество образующихся оксидов азота является функцией не только температуры пламени, но также и времени, в течение которого смесь горючих газов находится при температуре пламени. Данная зависимость является почти линейной функцией времени. Таким образом, температура и время нахождения газов при этой температуре определяют уровень выхода термических оксидов азота и являются важнейшими переменными,

которыми конструктор должен оперировать, чтобы снизить уровни выбросов NO_x .

Годовой расход натурального топлива на блок ПГУ-100 равен в тыс. м^3 в год:

$$V_{\text{нат}} = B \cdot 60 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 6800 = 3300100$$

$$V_{\text{нат}} = 5.438 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 6800 = 3300100$$

Секундный расход топлива на один блок составит:

$$B = 1000V_{\text{нат}} / (3600 \cdot T_{\text{раб}}) = 5,44$$

Выход оксида углерода, кг/тыс.м^3 можно посчитать, как:

$$C_{\text{CO}} = q_3 \cdot R \cdot Q_{\text{нр}} = 0,05 \cdot 0,5 \cdot 37,01 = 0,925$$

где q_3 – потеря тепла в следствии химического недожога топлива

R – коэффициент, учитывающий долю потери теплоты в следствии химического недожога топлива, обусловленный наличием оксида углерода.

Валовый выброс оксида углерода, т/год:

$$M_{\text{CO}} = C_{\text{CO}} \cdot V_{\text{нат}} \cdot (1 - \frac{q_4}{100}) / 1000 = 9,25 \cdot 3300100 \cdot 1 / 1000 = 3053,42$$

Максимальный разовый выброс, кг/с :

$$G_{CO} = C_{CO} \cdot B \cdot (1 - \frac{q_4}{100}) / 1000 = 0,0052$$

Максимальный разовый выброс оксида азота, г/с:

$$G_{NO} = C_{NOm} \cdot V_{гн} \cdot B / 1000 \quad (2.88)$$

где $V_{гн}$ – м³/м³, объем продуктов сгорания при сжигании 1 м³ топлива, равен 33,826.

C_{NOm} – массовая концентрация оксидов азота в уходящих газах, определяется как:

$$G_{NOm} = 2,053 \cdot C_{NOv} = 8,2$$

где C_{NOv} – концентрация оксидов азота в уходящих газах, для камеры сгорания принимаем равной 4 ppm.

$$G_{NO} = 8,2 \cdot 33,826 \cdot 5,44 / 1000 = 1,51$$

Валовый выброс оксидов азота, т/год:

$$G_{NO} = C_{NOm} \cdot V_{гн} \cdot \frac{B_{нат}}{1000000} = 7,07 \cdot 5,44 \cdot 3,3 = 126,9$$

Минимально допустимая высота трубы определяется по формуле, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot m \cdot n \cdot \eta}{\text{ПДК}_{NOx}} \cdot \sqrt{\frac{N}{V_r \cdot \Delta t}}} \quad (2.89)$$

где A – коэффициент учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния (конвективной диффузии) примеси в воздухе, принимаем равным 200 [7];

m, n – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газозадушной смеси из устья источника выброса;

$N=1$ – количество дымовых труб;

V_{Γ} – объем удаляемых дымовых газов через трубу, равен 256,1 м³/с;

η – коэффициент, учитывающий рельеф местности (зависит $u_m > 2$, то $\eta = 1$);

Δt – разность температур выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха.

Принимаем высоту трубы равную $H=50$ м. Далее находим следующие коэффициенты.

$$f = \frac{10^3 \cdot \omega_0 \cdot D}{H^2 \cdot \Delta t} = \frac{10^3 \cdot 16,1 \cdot 4,5}{50^2 \cdot 150} = 0,193$$

где D – диаметр устья трубы, м.

Скорость газов в устье дымовой трубы, м/с:

$$\omega_0 = \frac{4 \cdot V_{\Gamma}}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 256,1}{\pi \cdot 4,5^2} = 16,1$$

$$u_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_{\Gamma} \cdot \Delta t}{H}} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{256,1 \cdot 100}{50}} = 4,41$$

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}} = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,193} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{0,193}} = 1,1$$

$$C_{\max} = \frac{A \cdot M \cdot m \cdot n \cdot \eta}{H^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{V_T \cdot \Delta t}} = \frac{200 \cdot 1,51 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1}{50^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{256,1 \cdot 100}} = 0,0045$$

$C_{\max} < 0,06 < \text{ПДК}_{\text{NO}_2}$, принимаем дымовую трубу высотой 50м, изготавливаем из стали.

Эффективная высота дымовой трубы определяется по формуле, м:

$$H_{\text{эф}} = H + 1,9 \cdot \frac{D \cdot \omega_0}{v \cdot \phi} = 50 + 1,9 \cdot \frac{4,5 \cdot 16,1}{5 \cdot 1,54} = 84$$

где v - скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли, принимаем равной 5 м/с [7];

ϕ - коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы, по высоте выбранной трубе принимаем 1.54 [7].

3.2 Мероприятия, направленные на уменьшение выбросов NO_x

Техническими решениями, улучшающими экологические характеристики камер сгорания являются:

1. Деление КС ГТУ на две зоны. Оно осуществляется либо по воздуху (рисунок 3.1а), либо по топливу (рисунок 3.1б).



Рисунок 3.1 – Камеры сгорания: а – многоступенчатая по топливу;

б – многоступенчатая по воздуху

В пространстве, ограниченном корпусом КС (пламенной трубы), выделяют зону горения. В эту зону подают только часть общего количества воздуха. Вместе с топливом это количество обеспечивает образование высокорекреакционной смеси, сгорающей достаточно быстро при температуре около 1500 °С. Другая часть воздуха подается в зону смешения, где она формирует заданную начальную температуру. Небольшое количество воздуха через специальные щели и отверстия охлаждает корпус и детали пламенной трубы.

Обеспечение равенства скоростей потока и распространения пламени. Для его реализации применяют специальные технические решения. Прежде всего стремятся турбулизовать поток в зоне горения, что интенсифицирует процесс тепло- и массообмена, улучшает смесеобразование и увеличивает скорость распространения пламени. Для турбулизации потока используют лопаточные завихрители или плохообтекаемые тела, располагаемые во фронтальном устройстве пламенной трубы. За этими элементами возникает зона обратных токов (ЗОТ) с пониженным статическим давлением. Создается эжекция газа кольцевой струей, вытекающей из лопаточного завихрителя, что стабилизирует положение фронта пламени и обеспечивает зажигание всей топливной смеси. При такой аэродинамической рециркуляции происходит перенос горячих газов навстречу поступающим свежим порциям топлива. За счет теплоты подсосываемых к корню факела продуктов сгорания происходит подогрев, испарение и зажигание свежих порций топлива.

Переход к микрофакельному сжиганию топлива с увеличением числа горелок (например, в кольцевых КС их число достигает до 100—150 шт.) сокращает длину пламени факелов и общую длину КС.

Сжигание топлива в КС энергетических ГТУ характеризуется изменением параметров сжигаемого в компрессоре воздуха, нагрузки и режима работы, поэтому в таких условиях для стабилизации процесса

горения используют еще один способ – дежурные горелки, служащие источником постоянного поджога топлива.

Перечисленные технические решения не всегда позволяют добиться удовлетворительных экологических показателей работы КС энергетических ГТУ.

В определенных режимах их переводят в так называемый мокрый режим работы, впрыскивая в поток газов определенное количество воды (пара). Это позволяет значительно сократить количество NOx в газах.

Побочным явлением такого решения являются:

- сокращение периодов между профилактическим техобслуживанием и уменьшение срока службы;
- дополнительные затраты на подготовку и впрыск воды (пара);
- увеличение эмиссии CO.

Находят применение сухие малотоксичные КС с экологическими горелками.

Экологическая горелка состоит из двух конусов, которые смещены один относительно другого в осевом направлении. В результате их смещения образуются два шлица по всей длине горелки. Через эти шлицы в горелку поступает воздух для горения, который перемешивается с природным газом, вводимым через небольшие отверстия по краям шлицов. Благодаря специальной форме внутри горелки образуется топливовоздушная смесь, которая покидает конус и поступает в факел. Последний стабилизируется рециркуляционной зоной перед горелкой без помощи механического стабилизатора пламени.

В результате того что обтекающий горелку «холодный» воздух для горения поступает внутрь и факел не имеет контакта с корпусом горелки, последняя остается сравнительно «холодной» и таким образом не подвергается износу.

При работе на природном газе без впрыска пара (воды) горелки гарантируют выбросы NOx меньше 7 ppm.

Высокие экологические показатели КС и всей ГТУ можно получить такими основными способами:

а) применением мокрых КС обычной конструкции с диффузионным факелом и с впрыском воды (пара);

б) использованием микрофакельного многоступенчатого сжигания сильно обедненной топливной смеси в сухих КС;

в) применением первых двух технических решений совместно с каталитической очисткой выхлопных газов ГТУ;

г) ультрафиолетовое облучение дымовых газов на входе в дымовую трубу;

д) абсорбция окислов азота водой с использованием озона.

Процесс селективного каталитического восстановления – наиболее широко применяемая технология восстановления оксидов азота NO_x в выхлопных газах ГТУ. Восстановление оксидов азота происходит при впрыске восстанавливающего агента – водного раствора аммиака в выхлопные газы ГТУ при температуре 300-420 °С и последующем пропуске смеси аммиак-выхлопные газы через катализатор. Из-за ограничения температур данные процессы осуществляются в котле-утилизаторе либо при охлаждении дымовых газов за счет подогрева воздуха.

Катализатор СКВ – это рифленый монолитный катализатор на волокнистом носителе, усиленном TiO_2 . Его изготавливают в виде элементов, заключенных в стальные пластины размером 466 x 466 x 572 мм. В качестве каталитически активных материалов используют оксиды металлов (например, пентоксид ванадия), что позволяет связывать до 90 % оксидов азота.

4 Общая часть

4.1 Выбор и описание генерального плана станции

План размещения сооружений на территории (площадке) называют генеральным планом, или сокращенно, генпланом электростанции. Рационально составленный генплан способствует удобной и надежной эксплуатации, индустриализации сооружения, механизации монтажа электростанции.

Генеральный план электростанции включает следующие производственные и подсобные здания и сооружения:

- главный корпус;
- здание АБК;
- два контрольно-пропускных пункта
- топливоподача, состоящая из газопроводов и ГРП;
- мазутное хозяйство;
- распределительное устройство генераторного напряжения, повышающие трансформаторы и распределительные устройства обычного открытого типа;
- дымовые трубы;
- очистные сооружения;
- систему технического водоснабжения;
- здания и сооружения подсобного назначения: мастерские, склады, гаражи, а также железнодорожные пути, автомобильные дороги, устройства водоснабжения, канализации.

Территория ТЭЦ разбита на четыре функциональные зоны:

- зона основных производственных зданий (главный корпус и технологически связанные с ним открытые установки трансформаторов, ЗРУ 110 кВ, сооружения циркуляционного водоснабжения, мазутное хозяйство);
- зона ХВО;
- зона складских и вспомогательных зданий;

- бытовая зона.

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

ХВО, склад реагентов и другие вспомогательные помещения расположены со стороны торца главного корпуса и ПВК. ПВК расположена напротив котельного отделения главного корпуса.

Мазутное хозяйство отделяют от площадки ТЭЦ железнодорожные пути. На территории развитая сеть автомобильных дорог, обеспечивающая эксплуатацию между зданиями и сооружениями, а через подъездную дорогу – с городом. К главному корпусу, мазутному хозяйству, 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.

При размещении сооружений соблюдают необходимые санитарно-гигиенические и противопожарные правила и нормы, учитывают господствующее направление и силу ветра (розу ветров).

Удобные коммуникации внутри площадки электростанции обеспечиваются размещением сооружений электростанции в соответствии с последовательностью ее технологического процесса.

Оптимальный вариант генплана электростанции при соблюдении всех требований отвечает минимальной величине расчетных затрат.

Все здания и сооружения размещаются в пределах основной ограды электростанции.

4.2 Выбор и описание компоновки главного корпуса

В главном корпусе предусматривается установка четырех энергоблоков ПГУ для эффективного и экологически чистого производства электрической и тепловой энергии. Каждая проектируемая энергоустановка включает в себя одну газовую турбину ГТЭ-65 производства ОАО "Силовые машины" установленной электрической мощностью 67 МВт, для утилизации тепла выхлопных газов от ГТУ предусмотрен один одноконтурный котел-утилизатор, для использования пара, произведенного в КУ предусмотрена одна паровая турбина Т-26/36-7,5 производства КТЗ, установленной электрической мощностью 26 МВт, пар от теплофикационного отбора турбины направляется в сетевой подогреватель.

Главный корпус будет состоять из следующих отделений:

- турбинное отделение;
- котельное отделение;
- отделение сетевых подогревателей.

Расположение газовых и паровых турбин в главном корпусе - поперечное.

Одноконтурный котел-утилизатор вертикального типа со вспомогательным оборудованием и сетевой подогреватель расположены внутри главного корпуса.

Компоновка оборудования и трубопроводов главного корпуса выполнена с учетом максимально возможных мер, обеспечивающих их безопасную эксплуатацию.

На листе 2, 3 графической части бакалаврской работы представлены генеральный план и разрез главного корпуса.

4.3 Объёмно-планировочное решение проектируемого объекта

Параметры помещения: общий объём турбинного цеха 1400000 м³, средняя высота 30 м, при этом площадь производственного помещения на одного рабочего превышает 4 м², а объём 30 м³. Здание турбинного цеха перекрывается профилированным металлическим листом, стены сборные, панели толщиной 0,3 м.

Ширина проходов и проездов между наиболее выступающими габаритами оборудования принята в соответствии с нормами технологического проектирования и правилами безопасности (СНиП 31-06-2009 «Общественные здания и сооружения»).

Турбины и генератор располагаются на общей отметке обслуживания. Все трубопроводы располагаются на 3 и 6 отметках обслуживания, ниже турбоагрегата.

Переход между отметками осуществляется по лестницам. Ширина лестничных проходов равна 0.6 м. Высота ограждений – 1 м.

Все трубопроводы, расположенные в зоне обслуживания, имеют изоляцию для предотвращения ожогов обслуживающего персонала.

Источники повышенной вибрации: электродвигатели, насосы располагаются на нулевой отметке обслуживания.

Места входа и выхода из здания людей оборудованы указательными табличками с подсветкой в темное время суток. Для эвакуации имеются два эвакуационных выхода в различных концах отделения.

Вокруг турбоагрегата устроены площадки для обслуживания, соединённые между собой переходами, идущими вдоль стен машинного зала.

Машинный зал снабжен дополнительной вентиляцией по цеху для поддержания температуры в помещении посредством воздухообмена при работающем блоке ПГУ и с помощью нагревателей – при остановленном.

Рабочие места, помещения оборудованы огнетушителями, пожарными рукавами, в турбинном цехе предусмотрены устройства для охлаждения ферм и покрытий во время пожара, аварийное тушение генераторов.

4.4 Газо-мазутное хозяйство

Для газоснабжения станции мною выбрана схема газового хозяйства станции, которая представлена на листе 5 графической части.

Тепловые электростанции снабжаются газом от газораспределительных станций (ГРС) через газораспределительные пункты (ГРП). Последние вместе с системой газопроводов составляют газовое хозяйство ТЭС. На газомазутных конденсационных электростанциях мощностью до 1200 МВт и газомазутных ТЭЦ с расходом пара до 4000 т/ч может быть один ГРП, а на остальных электростанциях их количество должно быть не менее двух.

Производительность ГРП на электростанциях, где газовое топливо является основным, рассчитывается на максимальный расход газа всеми рабочими котлами, а на электростанциях, сжигающих газ сезонно, по расходу газа для летнего режима. ГРП размещают в отдельных зданиях или под навесами на территории электростанции. К каждому ГРП газ проводится по одному газопроводу (без резервного) от расположенной вне территории электростанции ГРС. Давление газа перед ГРП 0,6-1,1 МПа, а после ГРП требуемое его значение определяется потерями давления до самого удаленного от ГРП котла и необходимым давлением газа перед горелками и составляет обычно 0,13 – 0,2 МПа.

В ГРП имеются рабочие нитки газопровода, нитки малого расхода, включаемые при малом потреблении газа арматурой. На рабочих нитках и нитках малого расхода устанавливают автоматические регуляторы давления и защитные регуляторы, действующие по принципу «после себя». Защитные регуляторы настраивают на повышенное давление по сравнению с рабочим и при работе в расчетном диапазоне полностью открыты.

В пределах ГРП и до котлов прокладка газопроводов наземная. Подвод газа от каждого ГРП к магистрали котельного отделения и от нее к котлам не резервируется и может выполняться однониточным. Газовый распределительный коллектор котлов прокладывается вне здания котельного отделения.

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 0,05 – 0,15 (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.

Снабжение ГТУ газом осуществляется по трубопроводу с условным проходом $D_y = 300 \text{ мм}$ от газораспределительной станции давлением 1,2 МПа. На всех участках газопроводов, ограниченных запорной арматурой, для заполнения их газом и вытеснения газа воздухом имеются продувочные свечи и узлы подключения.

4.5 Техническое водоснабжение

Техническое водоснабжение Ленской ТЭЦ представляет собой обратную схему с береговой насосной станцией (далее по тексту – БНС), и двумя гибридной градирней фирмы «SPX Cooling Technologies» на искусственной тяге, выполненную из FRP - полиэфира, армированного стекловолокном. Высота градирни – 51,2 м. Используемый хладагент Primoclima (до -65) на основе гликоля.

Охлаждающая вода от градирни подается к главному корпусу циркуляционными насосами по двум напорным водоводам, от которых устроены отводы к каждому конденсатору.

В здании БНС установлено пять вертикальных центробежных циркуляционных насосов марки 800В-2,5/40, суммарной производительностью, равной максимальному расчетному расходу охлаждающей воды (без резерва); насосы работают параллельно на разветвленную сеть. Такое расположение насосов обеспечивает их взаимное резервирование и возможность регулирования подачи воды изменением не только угла установки лопастей, но и числа работающих насосов.

Кроме системы технического водоснабжения на тепловых электростанциях предусматривается система противопожарного водоснабжения высокого давления, а также система хозяйственно-питьевого водоснабжения.

5 Определение места строительства

В качестве индивидуального задания для данной магистерской работы был выбран участок тепловой сети от ПГУ-ТЭЦ до точки присоединения к существующим тепловым сетям котельных.

В качестве площадки под застройку предлагается участок, приведенный на рисунке 5.1. В таком случае ближайшей точкой присоединения будет тепловая сеть «Центральная котельная», зоны действия которой приведены также на рисунке 5.2.

Расстояние между существующей тепловой сетью котельной и станцией не будет превышать 1200 м.

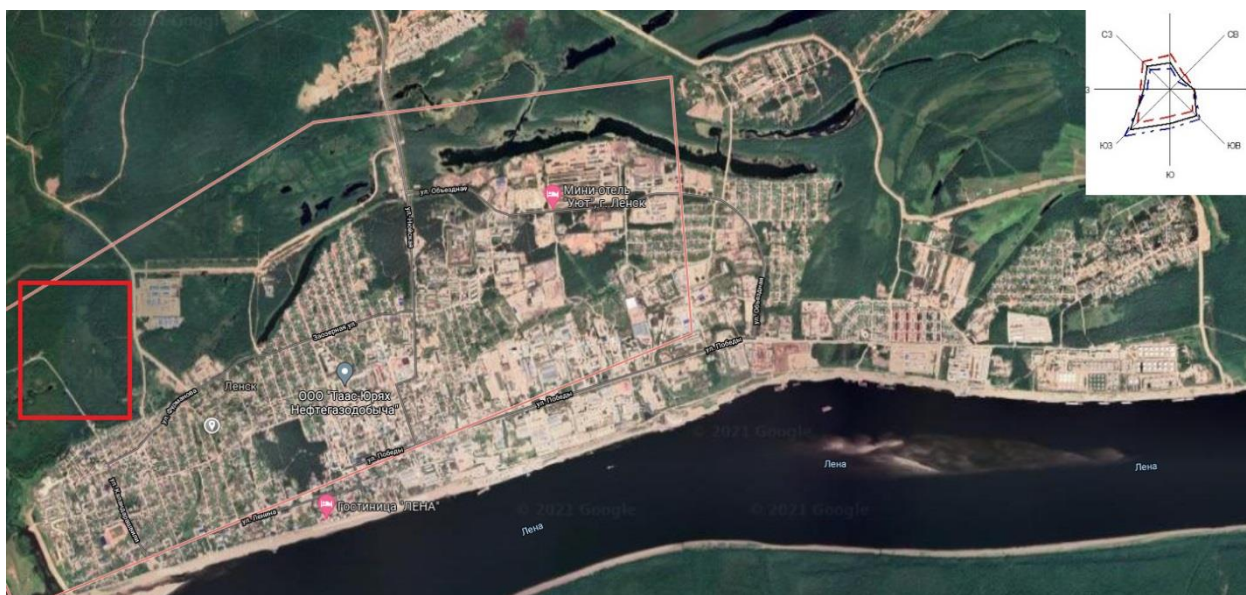


Рисунок 5.1 – Участок предлагаемой застройки

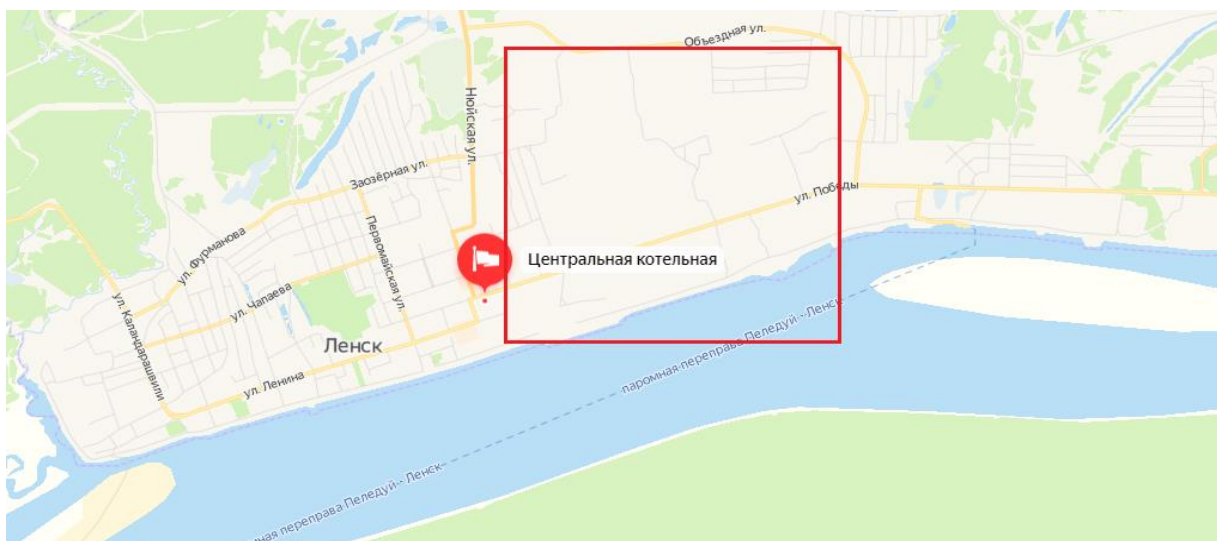


Рисунок 5.2 – Зона действия центральной котельной

5.1 Расчет диаметра трубопровода

Для гидравлического расчета, в котором требуется определить диаметр трубопровода, должны быть заданы расход теплоносителя, суммарные падения давления на участке и длина участка. Так как точная длина участка не известна, то в рамках этого проекта достаточно выполнить расчет диаметра, как для короткого трубопровода.

Короткие трубопроводы – это трубопроводы, в которых не лимитируется падение давления, так как они короткие и в них имеется значительное избыточное давление. Расчет коротких трубопроводов основан на условии неразрывности потока. В этом случае при выборе диаметра трубопровода решающее значение имеет практически допустимая скорость движения среды.

Расход теплоносителя, он же расход сетевой воды известен из расчета сетевого подогревателя и составляет $G_{св} = 139$ кг/с от. В составе станции 4 блока и соответственно 4 СП, значит общий расход сетевой воды будет равен:

$$G_{св} = 139 \cdot 4 = 556 \text{ кг/с}$$

Согласно условию неразрывности (сплошности) потока:

$$G \frac{1}{\rho} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \omega$$

Отсюда определяем внутренний диаметр трубопровода:

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\pi \omega \rho}}$$

где ρ – плотность среды, кг/м³, при температуре среды в трубопроводе $t = 150^\circ\text{C}$, плотность составит $\rho = 917,007$;

ω – рекомендуемая скорость среды, принимаем согласно СНИП, $\omega = 1$ м/с.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 556}{3,14 \cdot 1 \cdot 917,007}} = 0,878 \text{ м.}$$

Округляем полученный диаметр до ближайшего по стандарту. Соответственно, получаем внутренний диаметр трубопровода $d_{\text{в}} = 896$ мм.

Тогда расчетная скорость теплоносителя составит:

$$\omega_{\text{р}} = \frac{4G}{\pi d_{\text{в}}^2 \rho} = \frac{4 \cdot 555,4}{3,14 \cdot 917,007 \cdot 0,896^2} = 0,96 \text{ м/с}$$

5.2 Описание типа прокладки тепловой сети и изоляции трубопроводов

Так как для городов и населенных пунктов по архитектурным соображениям рекомендуется применять подземную прокладку теплопроводов, независимо от качества грунта, загруженности подземных коммуникаций и стесненности проездов, то в данном проекте рекомендуется применение подземной прокладки канального типа для тепловой сети.

Прокладка канального типа предназначена для защиты трубопроводов от механического воздействия грунтов и коррозионного влияния почвы. Стены таких каналов облегчают работу трубопроводов, поэтому их применение допускается для теплоносителей с высокими параметрами.

К достоинствам этого типа прокладки можно отнести:

- низкие напряжения в металле трубопроводов;
- защита трубопроводов тепловых сетей и изоляции от внешних повреждений;

- также дополнительная защита жизнедеятельности граждан в случае разрыва трубопроводов в связи с наличием ограждающих конструкций и дренажной системы.

Теплоизоляционная конструкция должна обеспечивать параметры теплоносителя при эксплуатации, нормативный уровень тепловых потерь оборудованием и трубопроводами, безопасную для человека температуру их наружных поверхностей.

Для канального типа прокладки трубопроводов рекомендуется применение современной пенополиуретановой изоляции.

Трубы тепловодоснабжения с изоляцией скорлупами из пенополиуретана рекомендуются для наружных систем горячего водоснабжения и отопления, прокладываемых в подземных непроходных и проходных каналах, тоннелях и наземным способом для диаметров от 108 до 1400 мм.

Стальные трубы для сетей тепловодоснабжения с изоляцией скорлупами должны выбираться в соответствии с требованиями безопасности и прочности. Поверхность труб не должна иметь пластовых коррозионных поражений и каверн, она должна быть очищена от ржавчины, окалины, масел, влаги и защищена антикоррозионным покрытием.

Конструкция изоляции стальных труб тепловодоснабжения должна включать теплостойкое антикоррозионное покрытие, пенополиуретановые скорлупы из ППУ-355 МТ плотностью 40-70 кг/м³ с длительной теплостойкостью, наружное защитное покрытие из оцинкованных стальных листов толщиной 0,8 - 1,5 мм с антикоррозионным слоем толщиной не менее 0,07 мм, крепежные детали для закрепления скорлуп и оболочки, дополнительные герметизирующие и теплоизолирующие материалы для закрытия швов и уплотнения дефектов теплоизоляции, устройства расщечек. Подробнее прокладка тепловых сетей представлена в графической части на листе 6.

Для компенсации труб применяют компенсаторы. Компенсатор-устройство, позволяющее воспринимать и компенсировать перемещения, температурные деформации, вибрации, смещения. Применение компенсаторов на различных типах устройств обусловлено необходимостью избежать, стабилизировать, либо свести к минимуму возникновение нежелательных факторов, возникающих в результате воздействия окружающей или проводимой среды, а также в результате работы самого устройства. Такими факторами могут быть напряжения в металле, опорах трубопровода. В нашем случае будут устанавливаться линзовые и П-образные компенсаторы. Линзовый компенсатор состоит из линз, каждая из которых представляет собой сваренные по окружности полулинзы из штампованной стали. Благодаря такой конструкции и форме, линзовый компенсатор может растягиваться и сжиматься, компенсируя тем самым удлинение трубопровода, в случае транспортировки горячей среды, а также уменьшения его длины, в случае остывания металла труб.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данной выпускной квалификационной работы был выполнен комплексный расчет по строительству ПГУ-ТЭЦ в городе Ленск в виде четырех парогазовых блоков мощностью по 100 МВт каждый. В качестве основного оборудования были выбраны газовые турбины ГТЭ-65, паровые теплофикационные турбины Т-26/36-7,5. В качестве топлива используется природный газ Отраднинского месторождения

Были выполнены основные расчеты ПГУ-ТЭЦ, а именно:

- тепловой расчет ГТУ;
- тепловой и конструкторский расчет одноконтурного котла-утилизатора;
- укрупненный тепловой расчет паровой турбины;
- расчет сетевого подогревателя.

В результате этих расчетов были определены технико-экономические показатели проектируемой станции.

В качестве определения места строительства, был выбран участок для строительства самой станции и участок для прокладки тепловой сети от ПГУ-ТЭЦ до точки присоединения к существующим тепловым сетям. Произведен краткий расчет и разработан тип прокладки тепловой сети.

Также была произведена оценка экономической эффективности проекта, в результате которой определена себестоимость электрической и тепловой энергии, с учетом ныне существующих тарифов. Кроме того, рассчитан срок окупаемости проекта, который составил чуть более 3 лет, что говорит о возможной эффективности проекта при внедрении.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Подборский, Л. Н. Газотурбинные и парогазовые установки электростанций : Методическое пособие к курсовому проектированию / Л. Н. Подборский. – Красноярск : СФУ, 2015. – 53 с.
2. Трухний, А. Д. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа : Методическое пособие по курсу «Энергетические установки» / А. Д. Трухний, С. В. Петрунин. – Москва : Издательство МЭИ, 2001. – 24 с.
3. Цанев, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электрических станций : учебное пособие для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов. – Москва : Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.
4. Михайленко, С. А. Тепловые электрические станции : Учебное пособие / С. А. Михайленко, А. П. Цыганок – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2003. – 300 с.
5. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции : учебник / В. Я. Рыжкин. – Москва : Энергоатомиздат, 1967. – 326 с.
6. Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара : учебник / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – Москва : Энергия, 1980. – 425 с.
7. Зысин, Л. В. Парогазовые и газотурбинные тепловые электростанции : учебное пособие / – Л. В. Зысин. – Санкт-Петербург : Изд.-во Политехн. ун-та, 2010. – 368 с.
8. Экономика и управление энергетическими предприятиями : учебник для студентов высших учебных заведений / Т. Ф. Басова, Е. И. Борисов, В. В. Бологова и др. / под ред. Н. Н. Кожевникова. – Москва : Издательский центр «Академия», 2004. – 432 с.
9. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты [Электронный ресурс] / М. В. Зубова, И. А. Астраханцева, В. А. Финоченко. – Режим доступа : <https://bik.sfu-kras.ru/ft/lib2/elib/b65/i-925857>.

10. Барановский, В. В. Технико-экономическое обоснование создания тепловых электрических станций. Часть 1 : учебное пособие / В. В. Барановский, Т. Ю. Короткова. – Санкт-Петербург : ВШТЭ СПбГУПТД, 2018. – 29 с.
11. Официальный сайт администрации муниципального образования «Город Ленск» [Электронный ресурс] : Режим доступа : <http://www.gorodlensk.ru>.
12. Стратегия социально-экономического развития Республики Саха (Якутия) до 2030 года с определением основных направлений до 2050 года [Электронный ресурс] : Сайт министерства экономики Республики Саха (Якутия). – Режим доступа : <https://mineconom@sakha.gov.ru>.
13. Стратегия развития единой энергетической системы республики Саха (Якутия) до 2030 года [Электронный ресурс] : Утверждена Протоколом заседания Правления ОАО РАО "ЕЭС России" от 25 мая 2007 года № 1672 пр/2 – Электронный фонд правовых и нормативно-технических документов. – Режим доступа : <https://docs.cntd.ru/document/445037173>.
14. Схема территориального планирования Российской Федерации в области энергетики [Электронный ресурс] : Утверждена распоряжением Правительства РФ от 11 ноября 2013 года, № 2084-р // Информационно-правовой портал «Гарант.Ру». – Режим доступа: <http://www.garant.ru/products/ipo/prime/doc/70409366>.
15. Термодинамические свойства воды и водяного пара [Электронный ресурс] : Сайт М. Колосова. - Режим доступа : <http://www.energyed.ru/Home/WaterSteam>.
16. Схема и программа развития электроэнергетики Республики Саха (Якутия) на 2018-2022 годы [Электронный ресурс] : Сайт министерства экономики Республики Саха (Якутия). – Режим доступа : <https://mineconom@sakha.gov.ru>.
17. На пути к надежному теплоснабжению [Электронный ресурс] : Официальный сайт администрации муниципального образования «Город

Ленск». – Режим доступа : <http://gorodlensk.ru/news/8748-na-puti-k-nadezhnomu-terlosnabzheniyu>.

18. Котельные в Ленске [Электронный ресурс] : Справочник Ленска. – Режим доступа : <https://lensk.spravker.ru/kotelnyie>.

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
институт
«Теплотехники и гидрогазодинамики»
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой


подпись

В.А. Кулагин
инициалы, фамилия

«03» 2023 2023г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Повышение эффективности совместной выработки тепловой и электрической
энергии в городе Ленске

тема

13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника

код и наименование направления

13.04.01.01 Энергетика теплотехнологий

код и наименование магистерской программы

Руководитель


подпись, дата

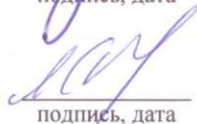
доцент, к-т технических наук

должность, ученая степень

А.Ю. Радзюк

инициалы, фамилия

Выпускник


подпись, дата

М.В. Синькевич

инициалы, фамилия

Рецензент


подпись, дата

канц. тех. наук, профессор кафедры ТЭСТН
СФУ
должность, ученая степень

Ю.В. Видин

Красноярск 2023