

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт: Электронного обучения
Направление подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника
Кафедра Атомных и тепловых электростанций

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы	
ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ УТИЛИЗАЦИОННОГО ТИПА В УСЛОВИЯХ РОССИЙСКОГО КЛИМАТА	

УДК 621.18:621.438.001.5

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б12	ХОРОШАВИН Алексей Игоревич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ассистент кафедры атомных и тепловых электростанций	С.А. Цибульский	-		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ст. преподаватель кафедры менеджмента	Н.Г. Кузьмина	-		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент кафедры экологии и безопасности жизнедеятельности	М.Э. Гусельников	к.т.н., доцент		

Нормоконтроль

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ассистент кафедры атомных и тепловых электростанций	В.Н. Мартышев	-		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
атомных и тепловых электростанций	А.С. Матвеев	к.т.н., доцент		

Томск – 2016 г.

Запланированные результаты обучения выпускника образовательной программы бакалавриата по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Код рез ульт тат а	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
<i>Универсальные компетенции</i>	
P1	Осуществлять коммуникации в профессиональной среде и в обществе в целом, в том числе <i>на иностранном языке</i> , разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты <i>комплексной</i> инженерной деятельности.
P2	Эффективно работать индивидуально и в коллективе, в том числе междисциплинарном, с делением ответственности и полномочий при решении <i>комплексных</i> инженерных задач.
P3	Демонстрировать <i>личную</i> ответственность, приверженность и следовать профессиональной этике и нормам ведения <i>комплексной</i> инженерной деятельности с соблюдением правовых, социальных, экологических и культурных аспектов.
P4	Анализировать экономические проблемы и общественные процессы, участвовать в общественной жизни с учетом принятых в обществе моральных и правовых норм.
P5	К достижению должного уровня экологической безопасности, энерго- и ресурсосбережения на производстве, безопасности жизнедеятельности и физической подготовленности для обеспечения полноценной социальной и профессиональной деятельности.
P6	Осознавать необходимость и демонстрировать <i>способность к самостоятельному обучению в течение всей жизни</i> , непрерывному

	самосовершенствованию в инженерной профессии, организации обучения и тренинга производственного персонала.
<i>Профессиональные компетенции</i>	
P7	Применять <i>базовые</i> математические, естественнонаучные, социально-экономические знания в профессиональной деятельности <i>в широком</i> (в том числе междисциплинарном) контексте в <i>комплексной</i> инженерной деятельности в производстве тепловой и электрической энергии.
P8	Анализировать научно-техническую информацию, ставить, решать и публиковать результаты решения задач <i>комплексного</i> инженерного анализа с использованием <i>базовых и специальных</i> знаний, нормативной документации, современных аналитических методов, методов математического анализа и моделирования теоретического и экспериментального исследования.
P9	Проводить предварительное технико-экономическое обоснование проектных разработок объектов производства тепловой и электрической энергии, выполнять <i>комплексные</i> инженерные проекты с применением <i>базовых и специальных</i> знаний, <i>современных</i> методов проектирования для достижения <i>оптимальных</i> результатов, соответствующих техническому заданию <i>с учетом</i> нормативных документов, экономических, экологических, социальных и других ограничений.
P10	Проводить <i>комплексные</i> научные исследования в области производства тепловой и электрической энергии, включая поиск необходимой информации, эксперимент, анализ и интерпретацию данных, и их подготовку для составления обзоров, отчетов и научных публикаций с применением <i>базовых и специальных</i> знаний, и <i>современных</i> методов.
P11	Использовать информационные технологии, использовать компьютер как средство работы с информацией и создания новой информации,

	осознавать опасности и угрозы в развитии современного информационного общества, соблюдать основные требования информационной безопасности.
P12	Выбирать и использовать необходимое оборудование для производства тепловой и электрической энергии, управлять технологическими объектами, использовать инструменты и технологии для ведения комплексной практической инженерной деятельности с учетом экономических, экологических, социальных и других ограничений.
<i>Специальные профессиональные</i>	
P13	Участвовать в выполнении работ по стандартизации и подготовке к сертификации технических средств, систем, процессов, оборудования и материалов теплоэнергетического производства, контролировать организацию метрологического обеспечения технологических процессов теплоэнергетического производства, составлять документацию по менеджменту качества технологических процессов на производственных участках.
P14	Организовывать рабочие места, управлять малыми коллективами исполнителей, к разработке оперативных планов работы первичных производственных подразделений, планированию работы персонала и фондов оплаты труда, организовывать обучение и тренинг производственного персонала, анализировать затраты и оценивать результаты деятельности первичных производственных подразделений, контролировать соблюдение технологической дисциплины.
P15	Использовать методики испытаний, наладки и ремонта технологического оборудования теплоэнергетического производства в соответствии с профилем работы, планировать и участвовать в проведении плановых испытаний и ремонтов технологического

	оборудования, монтажных, наладочных и пусковых работ, в том числе, при освоении нового оборудования и (или) технологических процессов.
P16	Организовывать работу персонала по обслуживанию технологического оборудования теплоэнергетического производства, контролировать техническое состояние и оценивать остаточный ресурс оборудования, организовывать профилактические осмотры и текущие ремонты, составлять заявки на оборудование, запасные части, готовить техническую документацию на ремонт, проводить работы по приёмке и освоению вводимого оборудования.

	2. Методики расчета тепловых схем утилизационных парогазовых установок утилизационного с тройным контуром. 3. Разработка математической модели расчета парогазовых установок тройного циклов. 4. Исследования работы ПГУ в зависимости от параметров наружного воздуха. 5. Анализ результатов исследований. 6. Заключение.
Перечень графического материала	
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент	Старший преподаватель, кафедры Менеджмента, Кузьмина Н.Г.
Социальная ответственность	Доцент кафедры Экологии и безопасности жизнедеятельности, к.т.н. Гусельников М.Э.

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	25 декабря 2015 года
---	-----------------------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент кафедры АТЭС	Цибульский Святослав Анатольевич	-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б12	Хорошавин Алексей Игоревич		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа 101 с., 6 рис., 14 табл., 6 источников, 3 приложения.

Ключевые слова: газотурбинная установка, парогазовая установка (ПГУ), котел – утилизатор, коэффициент полезного действия, хладагент.

Объектом исследования является ПГУ утилизационного типа с тройным контуром.

Цель работы – Провести исследования работы ПГУ в зависимости от параметров наружного воздуха.

В процессе исследования проводились – разработка математической модели для расчета ПГУ тройного контура, исследование работы ПГУ в условиях эксплуатации российского климата.

В результате исследования – определено, что эффективность ПГУ зависит от температуры наружного воздуха и использованного хладагента.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики: в проекте рассматривалось при каких условиях и циклах установки ГТУ будут более перспективны для широкого использования.

Степень внедрения: в настоящее время необходимо максимальное внедрение новых технологий в производство оборудования.

Область применения: малая и большая энергетика, промышленные предприятия.

Экономическая эффективность/значимость работы: в результате экономических расчетов были подсчитаны сметы затрат на проектирование и проведение ВКР.

В будущем планируется: внедрение новых технологий и производство нового оборудования, которое позволит достигнуть более высоких процентов КПД на ПГУ.

Обозначения и сокращения

ПГУ – парогазовая установка

КПД – коэффициент полезного действия

ГТУ – газотурбинная установка

КУ – котел- утилизатор

ПТУ – паротурбинная установка

ГТД - газотурбинный двигатель

ПТ – паровая турбина

ЧВД – часть высокого давления

ЧНД – часть низкого давления

ПСУ – паросиловая установка

НКВ – низкокипящее вещество

ЦВД – цилиндр высокого давления

ЦСД – цилиндр среднего давления

ЦНД – Цилиндр низкого давления

ПП – промежуточный перегрев пара

КИ – конденсатор испарителя

ТНКВ – турбина низкокипящих веществ

НК – насосы перекачки конденсата водяного пара и НКВ

Оглавление

Введение.....	13
1 Особенности эксплуатации энергоблоков ПГУ в климатических условиях России.....	15
1.1 Описание газотурбинной технологии	15
1.2 Принцип работы ГТУ.....	16
1.3 Описание парогазовой установки.....	16
1.4 Преимущества и недостатки ПГУ	17
1.5 Обзор перспектив развития современных ПГУ в России	18
2 Методики расчета тепловых схем утилизационных парогазовых установок утилизационного с тройным контуром.....	23
2.1 Методика расчета тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа по А.Г. Костюк.....	23
2.1.1 Расчет тепловой схемы простой ГТУ	23
2.2 Методика расчета тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа по А.А. Канаев.	28
2.2.1 Расчет тепловой схемы парогазовых установок.	28
2.2.2 Выбор параметров оборудования парогазовых установок.....	34
2.2.3 Расчет мощности газовых турбин и компрессоров	37
3 Разработка математической модели расчета парогазовых установок тройного цикла	41
3.1 Программа расчета ПГУ с паровым и хладоновым циклом с промежуточным перегревом пара и ГТД для привода СН.....	41
3.1.1 Описание схемы и работы ПГУ тринарного типа	41
3.1.2 Обоснование выбора данной схемы.....	42
3.1.3 Пароводяная часть ПГУ.....	44

3.1.4	Хладоновая часть ПГУ	48
3.1.5	Показатели работы ПГУ с ГТД насосов	55
4	Исследования работы ПГУ в зависимости от параметров наружного воздуха	58
4.1	Выбор хладагентов для расчета схемы	58
4.2	Описание хладагентов.....	61
4.2.1	Хладагенты ХФУ–класса	61
4.2.2	Однокомпонентные ГХФУ–хладагенты.....	61
4.2.3	Однокомпонентные ГФУ–хладагенты.....	63
4.3	Расчет схемы парогазовой установки утилизационного типа тройного контура	65
5	Анализ результатов исследований	71
6	Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение..	74
7	СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ.....	80
7.1	Производственная безопасность	80
7.1.1	Опасности и их классификация	80
7.1.2	Состояние воздушной среды	80
7.1.3	Освещенность	82
7.1.4	Шум и вибрация	82
7.2	Экологическая безопасность	84
7.2.1	Защита водоемов от сточных вод.....	84
7.2.2	Выбросы в окружающую среду.....	84
7.3	Безопасность в чрезвычайных ситуациях	85
7.4	Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	87
	Заключение	89

Список использованной литературы.....	90
Приложение А Расчет самого эффективного режима работы ПГУ	91
Приложение Б Описание и выбор оборудования	98
Приложение Г Графики зависимостей КПД от температур наружного воздуха	100

Введение

За последние десятилетия многие страны задумались о том, что не возобновляемые энергоресурсы могут закончиться гораздо раньше, чем рассчитывали, так как их потребление растет с каждым годом. Загрязнение окружающей среды волнует общество все сильнее.

И это дало большой толчок развитию новых менее энергоемких и более экологически чистых технологий, а также стали приобретать большую популярность и нетрадиционные источники.

Газотурбинные энергоустановки приобретают все большее распространение так как имеют ряд существенных преимуществ перед другими установками. Основное направление, по которому идет развитие газотурбиностроения – это увеличение экономичности ГТУ путем повышения температуры и давления газа перед газовой турбиной. Для этой цели разрабатываются сложные системы охлаждения наиболее напряженных деталей турбин или применяются новейшие, высокопрочные материалы – жаропрочные на основе керамики, никеля, и т.д.

Газотурбинные установки можно эксплуатировать в любых климатических условиях климатических условиях и быть применимы как резервный и основной источники электроэнергии и тепла для бытовых потребителей, а также для производственного назначения. Что имеет большие перспективы в применении на просторах нашей страны в условиях удаленности и не допустимости многих населенных пунктов и сурового климата многих регионов. При добычании нефти много попутного газа раньше просто выбрасывалось в атмосферу т.к. их использование было экономически не выгодно, но при новых разработках ученых начато освоение использования это газа.

В данной работе объектом исследования является парогазовая установка утилизационного типа с тройным контуром, расчет которой возможен при разных климатических условиях и с разными хладагентами. Следовательно, и

результаты установки могут быть различными. Что ведет к необходимости произвести исследование, при разных температурах наружного воздуха. Под исследованием подразумевается: расчет принципиальной схемы, при разной температуры наружного воздуха и использовании разных хладагентов и анализ полученных данных.

Цель данной бакалаврской работы – исследование и анализ парогазовой установки утилизационного типа тройного контура в российских условиях эксплуатации при температуре наружного воздуха от -40 до +40 °С.

1 Особенности эксплуатации энергоблоков ПГУ в климатических условиях России

1.1 Описание газотурбинной технологии

Газотурбинная электростанция – современная, высокотехнологичная установка, вырабатывающая тепловую энергию и электричество.

Основным блоком газотурбинной электростанции (ГТЭС) является энергоблок (газотурбинная энергетическая установка - ГТУ), в которой входит газотурбинный привод (ГТП) и электрический генератор с системой возбуждения.

Основа – это газогенератор, он служит для сжатия горячих продуктов сгорания для привода свободной (силовой) турбины.

Газогенератор состоит из компрессора, турбины привода компрессора, камеры сгорания. В компрессоре происходит сжатие атмосферного воздуха, который подается в камеру сгорания, там в него подается через форсунки топливо. В потоке воздуха топливо сгорает, а продукты сгорания поступают на турбину компрессора и на вращающий вал ГПТ.

Тепловая энергия потока продуктов сгорания на лопатках турбины превращается в механическую энергию путем вращения роторов турбины. Мощность, развиваемая турбиной, существенно превышает мощность, потребляемую компрессором на сжатие воздуха, а также на преодоление трения в подшипниках мощность, затрачиваемую на привод вспомогательных агрегатов.

Турбоагрегат расположен на валу турбины (электрический генератор). Отработав, газы в газотурбинном приводе уходят через выхлопное устройство и шумоглушитель в дымовую трубу. При предусмотренной утилизации тепла выхлопных газов, отработанные газы после выхлопного устройства поступают в утилизационный теплообменник. Или вместо него может быть установлен котел-утилизатор, а нем идет выработка тепловой энергии в виде пара различных

параметров и горячей воды. Пар может использоваться для получения пара в паротурбинном цикле для выработки электрической энергии или горячая вода от котла утилизатора передается к тепловому потребителю.

1.2 Принцип работы ГТУ

Атмосферный воздух через входное устройство КВОУ (комбинированное воздухообрабатывающее устройство) поступает в компрессор, где сжимается и направляется в регенеративный воздухоподогреватель, а затем через воздухораспределительный клапан в камеру сгорания. В камере сгорания в потоке воздуха сжигается топливо, поступающее через форсунки. Горячие газы поступают на лопатки газовой турбины, где тепловая энергия потока превращается в механическую энергию вращения ротора турбины. Мощность, полученная на валу турбины, используется для привода компрессора и электрогенератора, который вырабатывает электроэнергию. Горячие газы после регенератора поступают в водогрейный котел – утилизатор, а потом уходят в дымовую трубу.

Сетевая вода, подаваемая сетевыми насосами, нагревается водогрейном котле – утилизаторе и пиковом котле и направляется в центральный тепловой пункт (ЦТП). Подключение потребителей к ЦТП осуществляется при организации независимого контура. В качестве топлива используется природный газ. При аварийном прекращении подачи газа обе котла и ГТУ переводятся для работы на сжиженный пропан – бутан.

1.3 Описание парогазовой установки

Парогазовая установка – электрогенерирующая станция, служащая для производства электроэнергии. Отличается от паросиловых и газотурбинных установок повышенным КПД.

Парогазовая установка состоит из двух отдельных установок: паросиловой и газотурбинной. В газотурбинной установке турбину вращают газообразные продукты сгорания топлива. Топливом может служить как природный газ, так и продукты нефтяной промышленности (мазут, солярка). На одном валу с турбиной находится первый генератор, который за счет вращения ротора вырабатывает

электрический ток. Проходя через газовую турбину, продукты сгорания отдают ей лишь часть своей энергии и на выходе из газотурбины все еще имеют высокую температуру. С выхода из газотурбины продукты сгорания попадают в паросиловую установку, котел-утилизатор, где нагревают воду и образующийся водяной пар. Температура продуктов сгорания достаточна для того, чтобы довести пар до состояния необходимого для использования в паровой турбине (температура дымовых газов около 500 градусов по Цельсию позволяет получать перегретый пар при давлении около 100 атмосфер). Паровая турбина приводит в действие второй электрогенератор.

Существуют парогазовые установки, у которых паровая и газовая турбины находятся на одном валу, в этом случае устанавливается только один генератор.

Иногда парогазовые установки создают на базе существующих старых паросиловых установок. В этом случае уходящие газы из новой газовой турбины сбрасываются в существующий паровой котел, который соответствующим образом модернизируется. КПД таких установок, как правило, ниже, чем у новых парогазовых установок, спроектированных и построенных «с нуля».

1.4 Преимущества и недостатки ПГУ

Преимущества ПГУ:

- а) Парогазовые установки позволяют достичь электрического КПД более 60 %. Для сравнения, у работающих отдельно паросиловых установок КПД обычно находится в пределах 33-45 %, для газотурбинных установок — в диапазоне 28-42 %;
- б) Низкая стоимость единицы установленной мощности;
- в) Парогазовые установки потребляют существенно меньше воды на единицу вырабатываемой электроэнергии по сравнению с паросиловыми установками;
- г) Короткие сроки возведения (9-12 мес.);
- д) Нет необходимости в постоянном подвозе топлива ж/д или морским транспортом;

- е) Компактные размеры позволяют возводить непосредственно у потребителя (завода или внутри города), что сокращает затраты на ЛЭП и транспортировку эл. Энергии;
- ж) Более экологически чистые в сравнении с паротурбинными установками.

Недостатки ПГУ:

а) Низкая единичная мощность оборудования (160-972,1 МВт на 1 блок), в то время как современные ТЭС имеют мощность блока до 1200 МВт, а АЭ с 1200-1600 МВт.

б) Необходимость осуществлять фильтрацию воздуха, используемого для сжигания топлива.

1.5 Обзор перспектив развития современных ПГУ в России

Техническое перевооружение ТЭС Российской Федерации, работающих на газе, в среднесрочной перспективе намечено, в основном, путём реконструкции (расширения) за счёт постройки современных ПГУ взамен вывода из эксплуатации генерирующих мощностей, выработавших собственный ресурс, либо имеющих пониженные характеристики надёжности и экономичности. При этом, на КЭС намечается сооружать ПГУ единичной мощностью 170÷800 МВт с КПД 53÷58 %, а на ТЭЦ – ПГУ единичной мощностью 90÷450 МВт с КПД 52÷53 %. За рубежом большинство ПГУ построено для эксплуатации в умеренных климатических условиях (рис. 1), что предопределяет работу газотурбинной части, близкую к расчетным условиям. Климатические особенности России несравнимы с климатическими условиями стран Запада и США, однако, фирмы Америки и Европы являются генеральными подрядными организациями ОАО «ОГК», «ТГК» при строительстве в регионах России современных ПГУ.

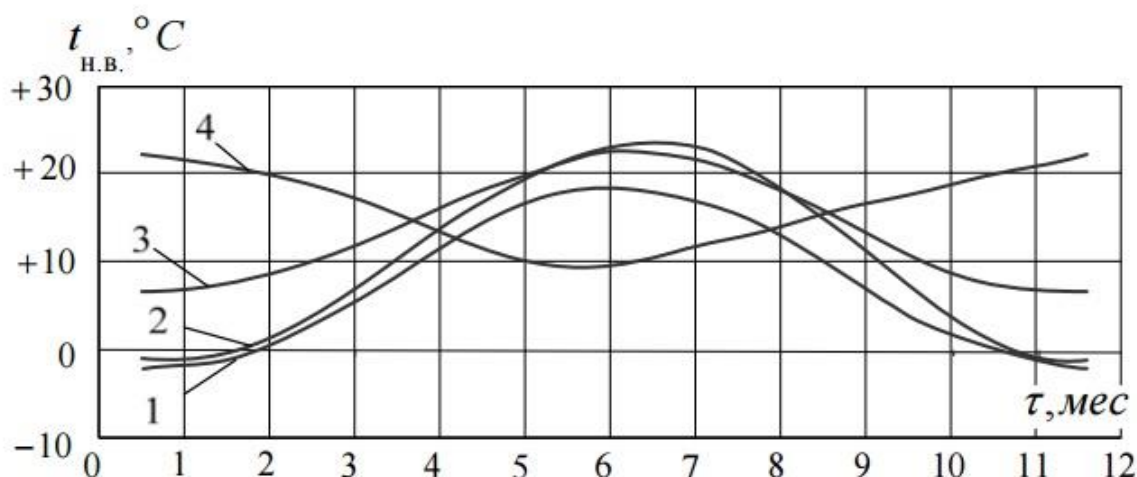


Рисунок 1 - Среднемесячные температуры наружного воздуха в ряде стран Запада и Америки: 1 – Копенгаген; 2 – Нью-Йорк; 3 – Лондон; 4 – Чили

Отечественные газотурбинные установки (ГТУ) проектируются на условия атмосферного воздуха: $p_{атм} = 101,3$ кПа и $t_{нв} = +15^\circ C$. Однако температура наружного воздуха в течение годового цикла эксплуатации изменяется в широких пределах. Например, среднегодовая температура воздуха в г. Комсомольске Ивановской обл., где установлены отечественные газотурбинные установки ГТУ-110 (рис. 2) в составе парогазовой установки ПГУ-325 (Филиал «Ивановские ПГУ» ОАО «ИНТЕР РАО ЕЭС»), составляет $+3,3^\circ C$. Следовательно, эксплуатация ГТУ осуществляется преимущественно в режимах ниже расчетных (рис. 3).

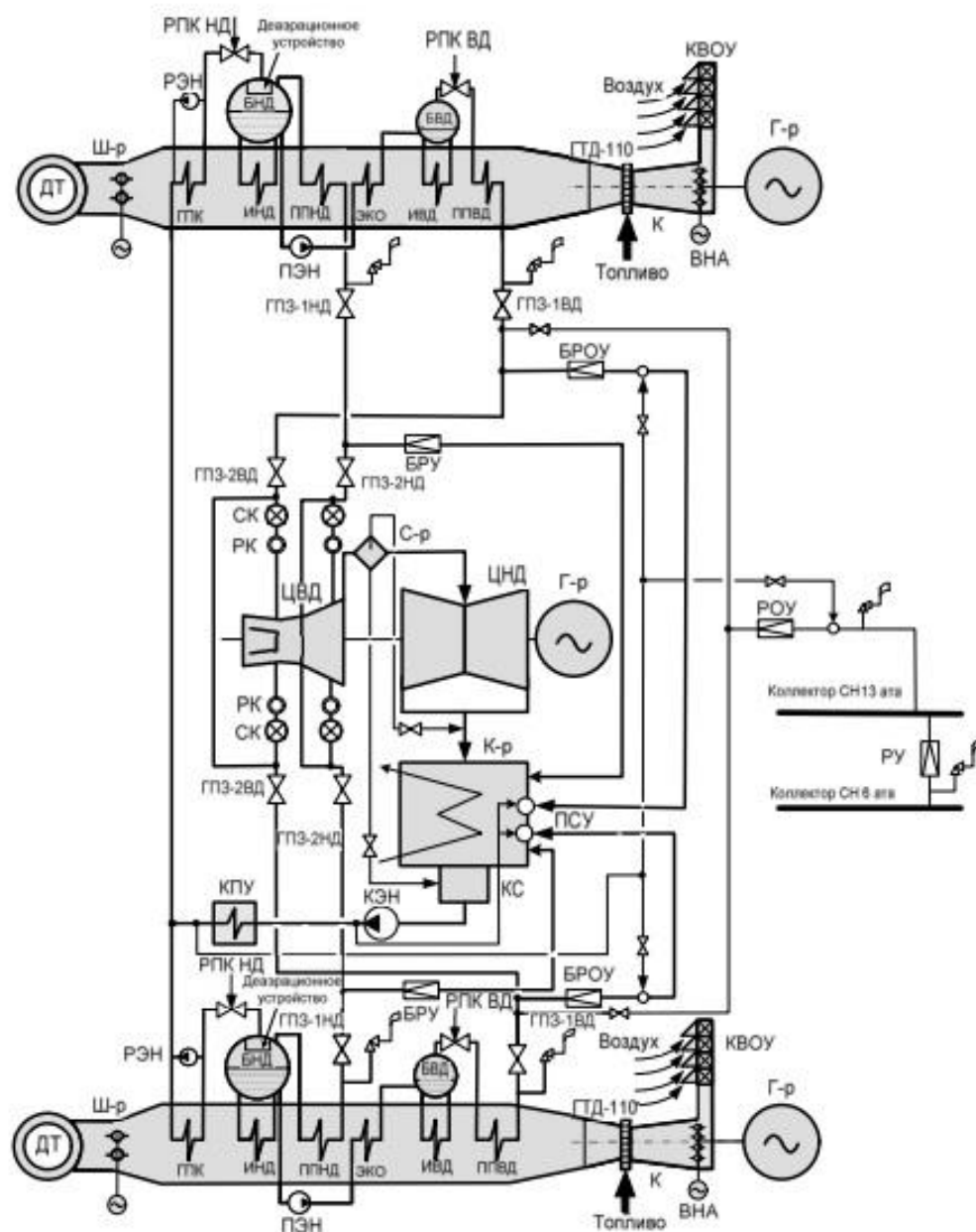


Рисунок 2 - Принципиальная схема ПГУ-325: ВНА – входной направляющий аппарат; ГТД – газотурбинный двигатель; КВОУ – комплексное воздухоочистительное устройство; К – компрессор; КС – конденсатосборник; ГПЗ – главная паровая задвижка; Ср – сепаратор; Гр – генератор. Контур высокого давления (ВД) КУ: ППВД – пароперегреватель ВД, ИВД – испаритель ВД; ПЭН – питательный электронасос. Контур низкого давления (НД) КУ: ППНД – пароперегреватель НД, ИНД – испаритель НД, ГПК – газовый подогреватель конденсата; РЭН – рециркуляционный электронасос контура НД; РПК – регулятор питания котла; ДТ – дымовая труба; КЭН – конденсатный электронасос; К-р – конденсатор; ПСУ – паросбросное устройство; КПУ –

конденсатор пара уплотнений паровой турбины (ПТ); РОУ - редукционно-охлаждающая установка КУ; БРОУ – быстродействующая редукционно-охлаждающая установка контура ВД КУ; РУ – редукционная установка собственных нужд (СН); СК – стопорный клапан ПТ; РК – регулирующий клапан ПТ; ЦВД – цилиндр высокого давления ПТ; ЦНД – цилиндр низкого давления ПТ; Ш-р – шибер запорный; БРУ – быстродействующая редукционная установка; РУ – редукционная установка собственных нужд (СН).

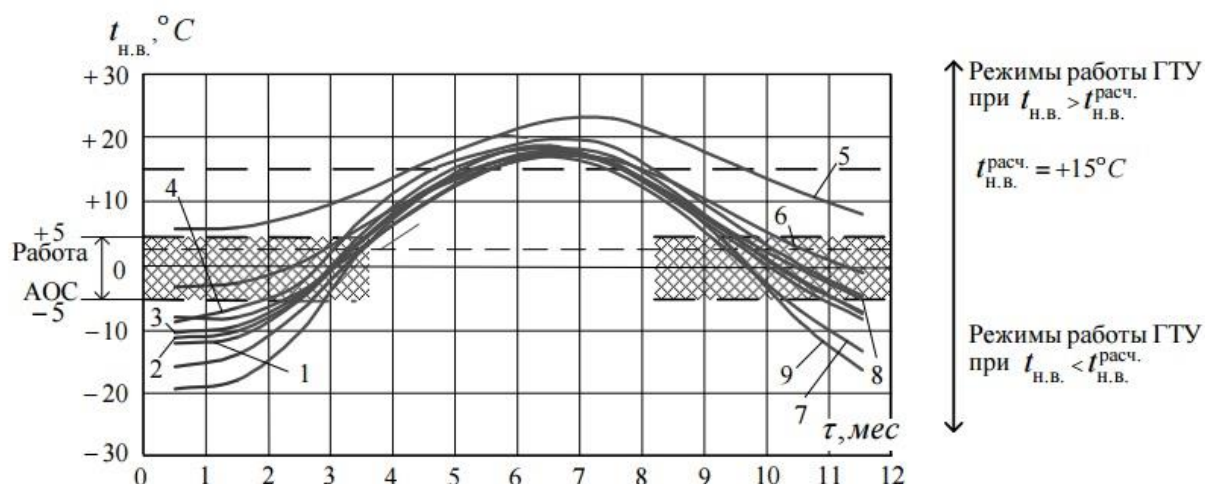


Рисунок 3 - Среднемесячные температуры наружного воздуха в ряде регионов РФ: 1 – Иваново; 2 – Рязань; 3 – Москва; 4 – Белгород; 5 – Сочи; 6 – Калининград; 7 – Екатеринбург; 8 – Санкт-Петербург; 9 – Омск.

Маневренные и динамические возможности ПГУ при расчетных условиях лучше, чем у традиционных паротурбинных ТЭС. Прежде всего, длительность пуска ПГУ значительно меньше, чем длительность пуска паротурбинного энергоблока (в 4÷10 раз). Маневренные характеристики бинарных ПГУ (ПГУ-Б) приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Манёвренные характеристики ПГУ - Б

Условия пуска ПГУ после останова	Длительность пуска	Значение
На 6-8 часов	До взятия полной нагрузки, мин	60
	От начала пуска ГТУ до включения в сеть турбоагрегата паровой турбины, мин	30
	ГТУ в автономном режиме, мин	15
На 25-55 часов	До взятия полной нагрузки, мин	90
	До взятия полной нагрузки от начала пуска ГТУ до включения в сеть турбоагрегата паровой турбины, мин	45
	ГТУ в автономном режиме, мин	20
Технический минимум нагрузки, % номинальной мощности ПГУ при схемах:		
1*ГТУ+1*ПТ		50
2*ГТУ+1*ПТ		25
3*ГТУ+1*ПТ		17
4*ГТУ+1*ПТ		13
Скорость изменения нагрузки в пределах регулировочного диапазона, % номинальной мощности ПГУ, мин		10
Расчетное количества циклов изменения нагрузки за срок службы		10000

Однако имеющийся опыт эксплуатации ПГУ в России показал, что резко переменные климатические условия накладывают ограничения на маневренные и динамические возможности ПГУ при выполнении суточного графика электрических нагрузок и участие в регулировании частоты и мощности в энергосистеме.

2 Методики расчета тепловых схем утилизационных парогазовых установок утилизационного с тройным контуром.

2.1 Методика расчета тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа по А.Г. Костюк.

2.1.1 Расчет тепловой схемы простой ГТУ

Рассмотрим расчет тепловой схемы простой ГТУ. Составим уравнение теплового баланса камеры сгорания:

$$G_T h_c = G_K h_b + B K_T \eta_{к.с.} + B h_{Тп}, \quad (2.1)$$

где: G_T – расход газов, покидающих камеру сгорания; h_c – энтальпия продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания; G_K – расход воздуха за компрессором или при входе в камеру сгорания; B – расход топлива, подаваемого в камеру сгорания насосом(жидкое) или газовым компрессором (газообразное); K_T – теплота сгорания топлива, т.е. количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг топлива; $h_{Тп}$ – энтальпия топлива.

В левой части уравнения находится полное количество теплоты, выходящее из камеры сгорания, в правой части – сумма количеств теплоты, вносимых в камеру сгорания воздухом и топливом, а также количество теплоты, выделяющегося в результате реакции горения топлива.

При расчетах тепловых процессов в сжигающих устройствах, в частности в камерах сгорания ГТУ, принимается, что K_T зависит от состава топлива, K_T несколько различаются для газообразных топлив различных месторождений, однако это различие слабо влияет на основные характеристики ГТУ, за исключением расхода топлива B . Последний для ГТУ данной мощности и параметров в зависимости от K_T находят по условию $B K_T = const$.

Различают «высшую» Q_B и «низшую» Q_H теплоту испарения, при этом может быть $K_T = Q_B$ или $K_T = Q_H$. Соотношение между Q_H и Q_B следующее: $Q_H = Q_B - 229H$,

где H – массовая доля водорода в топливе, %; Q_H и Q_B , кДж/кг.

Вычитаемый член представляет теплоту испарения водяного пара, который образуется при сгорании водорода в топливе. Применение Q_H в тепловом балансе обосновывается тем, что продукты сгорания выбрасываются в атмосферу при таких температурах, при которых водяные пары полностью остаются в газовом факеле. Поэтому тепловой эффект сжигания топлива меньше Q_B на значение теплоты испарения водяных паров, откуда и выводится условие $BK_T = const$.

При использовании теплового баланса в виде условно принимают $K_T = Q_H$, а энтальпию водяного пара, входящую в h_c , определяют для идеально-газового состояния, т.е. без учета теплоты испарения. При этом энтальпии веществ отсчитывают от их значений при стандартной температуре, т.е. h_c, h_b, h_{TP} – разности энтальпий при соответствующих температурах и энтальпий при стандартной температуре ($t_0=25^\circ\text{C}$).

Расчет затраченной теплоты на Q_H и без учета теплоты парообразования в энтальпии h_c дает завышенное значение КПД ГТУ, так как в действительности при сжигании 1 кг топлива в камере сгорания выделяется количество теплоты, близкое к значению Q_B .

Пересчет КПД на Q_B производится по следующей приближенной зависимости:

$$\eta^{(B)} = \eta Q_H / Q_B, \quad (2.2)$$

где η – КПД ГТУ, определяемый по принятой методике; $\eta^{(B)}$ – КПД, отнесенный к высшей теплотворной способности, учитывающий потерю теплоты парообразования водяных паров с уходящими газами.

Между расходами G_T, G_K и B существуют следующие очевидные соотношения:

$$G_K = \alpha L_0 B; G_T = (1 + \alpha L_0) B, \quad (2.3)$$

где L_0 – количество воздуха, минимальное необходимое для полного сжигания 1 кг топлива, кг/кг; α – коэффициент избытка воздуха, т.е. отношение

действительного количества воздуха, подаваемого в камеру сгорания 1 кг топлива, к минимально необходимому его количеству.

Величина L_0 есть характеристика, зависящая только от состава топлива. Для различных месторождений газа значение L_0 различается мало. Поскольку при проектировании ГТУ нужно учитывать, что она должна быть приспособлена для сжигания любого газообразного топлива, а в ряде случаев и для сжигания легких жидких топлив, то целесообразно рассматривать некоторое стандартное топливо, на использование которого и следует создавать ГТУ. За такое топливо принимают условное топливо, называемое стандартным углеводородом. Стандартный углеводород имеет следующий массовый состав: углерод – 85%, водород -15%.

Для стандартного углеводорода имеются следующие характеристики:

$$Q_B = 47700 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; Q_H = 44300 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; L_0 = 15 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}. \quad (2.4)$$

Продукты сгорания топлива, выходящие из камеры сгорания, можно рассматривать как смесь так называемых «чистых», продуктов сгорания, получаемых в результате сжигания топлива без избытка воздуха, добавочного воздуха. В результате сжигания 1 кг топлива получается $1 + L_0$ чистых продуктов сгорания, кг/кг, и $(\alpha - 1)L_0$ добавочного воздуха, кг/кг.

Энтальпию смеси h_c при температуре T_c представим в виде:

$$h_c = (1 + L_0)h_{\text{ПС}}/1 + \alpha L_0 + ((\alpha - 1)L_0)h_{\text{В}}/1 + \alpha L_0, \quad (2.5)$$

где $h_{\text{ПС}}, h_{\text{В}}$ – энтальпия чистых продуктов сгорания и воздуха при температуре T_c .

Пользуясь таблицей, можно найти энтальпию продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания, но при это необходимо определить коэффициент избытка воздуха α .

Для его определения воспользуемся уравнением теплового баланса

$$\alpha = \frac{\eta_{\text{К.С.}} K_T + L_0 h_{\text{В}} + h_{\text{ТП}} - (1 + L_0) h_{\text{ПС}}}{L_0 (h_{\text{В}} - h_b)}. \quad (2.6)$$

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

$N_{\text{э}}$, кВт; температура газов перед турбиной T_c , К; температура воздуха на входной в компрессор T_a , К; отношение давлений компрессора $\varepsilon = p_b/p_a$; коэффициент потерь давления $\lambda = \delta/\varepsilon$; коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{\text{к.с.}}$; механический КПД турбины $\eta_{\text{м}}$; КПД электрического генератора $\eta_{\text{э.г.}}$; характеристики топлива: K_T , кДж/кг; L_0 , кг/кг; $h_{\text{ТП}}$, кДж/кг; изоэнтروпийный КПД турбины η_T ; изоэнтروпийный КПД компрессора η_K ; характеристики чистых продуктов сгорания и воздуха; коэффициент утечек α_y .

Расчет тепловой схемы ГТУ производят в следующем порядке.

- а) Определяют параметры процесса сжатия воздуха в компрессоре c_{pB} и m_B . По первому приближению принимают $m_B = R_B/c_{pB} \approx 0,28$. Сначала находят температуру T_b воздуха в конце процесса сжатия в компрессоре, по ней, пользуясь таблицей, определяют энтальпию $h_b = h'_B(t_a) - h'_B(25)$, по T_a – начальную энтальпию воздуха при входе в компрессор $h_a = h'_B(t_a) - h'_B(25)$ (не следует смущаться, что h_a будет отрицательной, если $t_a < 25^\circ\text{C}$).

Находят среднюю теплоемкость воздуха при сжатии его в компрессоре по формуле

$$c_{pB} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a} \quad (2.7)$$

после чего уточняют значение m_B :

$$m_B = \frac{R_B}{c_{pB}} = \frac{0,287}{c_{pB}} \quad (2.8)$$

А также значение температуры T_b в конце процесса сжатия в компрессоре и энтальпию h_b по таблице.

- б) Коэффициент α рассчитывают по формуле

$$\alpha = \frac{\eta_{\text{к.с.}} K_T + L_0 h_B + h_{\text{ТП}} - (1 + L_0) h_{\text{ПС}}}{L_0 (h_B - h_b)} \quad (2.9)$$

Предварительно определив по таблице все необходимые энтальпии по известным параметрам T_b и T_c .

в) Энтальпию газа перед турбиной находят по

$$h_c = (1 + L_0)h_{\text{ПС}}/1 + \alpha L_0 + ((\alpha - 1)L_0)h_{\text{В}}/1 + \alpha L_0. \quad (2.10)$$

г) Определяют параметры процесса расширения газа в турбине, для чего, предварительно задавшись значением m_{Γ} , например $m_{\text{В}} \approx 0,25$, вычисляют температуру газа T_d за турбиной, затем находят энтальпию газа h_d за турбиной, используя таблицу и формулу $h_c = (1 + L_0)h_{\text{ПС}}/1 + \alpha L_0 + ((\alpha - 1)L_0)h_{\text{В}}/1 + \alpha L_0$, где энтальпии $h_{\text{ПС}}$ и $h_{\text{В}}$ определяются для температуры T_d . Среднюю теплоемкость газа в процессе расширения рассчитывают по формуле

$$c_{p\Gamma} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} \quad (2.11)$$

Уточненное значение m_{Γ} находят как $m_{\Gamma} = \frac{R_{\Gamma}}{c_{p\Gamma}}$. Газовая постоянная,

$$\text{кДж/кг, продуктов сгорания } R_{\Gamma} = \frac{8,314}{\mu_{\Gamma}},$$

Где молекулярная масса продуктов сгорания

$$\mu_{\Gamma} = \mu_{\text{В}}r_{\text{В}} + \mu_{\text{ПС}}(1 - r_{\text{В}}) \quad (2.12)$$

Здесь $\mu_{\text{В}}, \mu_{\text{ПС}}$ - молекулярные массы воздуха и чистых продуктов сгорания; объемная доля воздуха в продуктах сгорания.

$$r_{\text{В}} = \frac{q(\alpha - 1)}{1 + q(\alpha - 1)}; \quad q = \frac{\mu_{\text{ПС}}}{\mu_{\text{В}}} * \frac{L_0}{1 + L_0}. \quad (2.13)$$

Зная m_{Γ} , находят уточненное значение T_d , энтальпию h_d за газовой турбиной.

д) Работа расширения 1 кг газа в турбине

$$H_T = h_c - h_d. \quad (2.14)$$

е) Работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре,

$$H_K = h_b - h_a. \quad (2.15)$$

ж) Расход газа через турбину из уравнения мощности ГТУ

$$G_T = \frac{N_e}{H_e}, \quad (2.16)$$

$$\text{Где } N_e = \frac{N_{\text{Э}}}{\eta_{\text{ЭГ}}}; \quad H_e = H_T \eta_{\text{М}} - b H_K; \quad b = \frac{\alpha L_0 (1 + \alpha_{\text{У}})}{1 + \alpha L_0};$$

Здесь α_y – коэффициент, характеризующий дополнительные расходы воздуха на утечки через уплотнения компрессора и турбины; обычно $\alpha_y = 0,005 \dots 0,02$.

з) Расход воздуха, подаваемого компрессором,

$$G'_K = G_K(1 + \alpha_y) = bG_T. \quad (2.17)$$

и) Расход топлива

$$B = \frac{G_T}{1 + \alpha L_0}. \quad (2.18)$$

к) Мощность, развиваемая газовой турбиной,

$$N_T = G_T H_T. \quad (2.19)$$

л) Мощность, потребляемая компрессором,

$$N_K = G'_K H_K. \quad (2.20)$$

м) Коэффициент полезной работы

$$\varphi = \frac{N_e}{N_T} = 1 - \frac{bH_K}{H_T}. \quad (2.21)$$

н) Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД)

$$\eta_{\text{Э}} = \frac{G_T H_e \eta_{\text{ЭГ}}}{BK_T}. \quad (2.22)$$

Если турбина рассчитана на базовый или полупиковый режим эксплуатации, то ГТУ без охлаждения сопловых и рабочих лопаток могут быть сооружены при температуре перед турбиной не выше 750-850 °С. Современные ГТУ, как правило, выполняются с развитой системой воздушного охлаждения сопл, рабочих лопаток, роторов и элементов статора.

2.2 Методика расчета тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа по А.А. Канаев.

2.2.1 Расчет тепловой схемы парогазовых установок.

Базовым для расчета схемы ПГУ является уравнение теплового баланса в следующем виде:

$$G_{\text{впр}}(i''_{\text{впр}} - q_{\text{впр}}) = Q_{\text{г.с}} + Q_{\text{пг}} + Q_{\text{гв.п}} - [\sum B_{\text{к.с}} \eta_{\text{к.с}} Q_{\text{р.к.с}}^{\text{н}} + (B_{\text{пг}} + B_{\text{д.к.с}}) 0,01(100 - q_3 - q_4) Q_{\text{р.пг}}^{\text{н}}] \eta_{\text{пг}}^{\text{усл}} \quad (2.23)$$

где индекс к. с и пг отмечены характеристиками камеры сгорания и парогенератора; индексом д. к. с – дополнительной камерой сгорания; $\eta_{к.с}$ – к. п. д. камеры сгорания, учитывающий потери от неполного сгорания топлива; $\eta_{пг}^{усл}$ – условный к. п. д. парогенератора, учитывающий потери тепла с уходящими газами (q_2) и с наружным охлаждением парогенератора, газовых турбин, компрессоров, камер сгорания и газо-воздухопроводов (q_5); q_3 и q_4 – потери в парогенераторе с химическим и механическим недожогом в %; B и Q_p^H – расход и теплотворная способность топлива; $G_{впр}$ – расход воды и пара, впрыскиваемых в воздушном или газовом трактах; $q_{впр}$ – теплота впрыскиваемой воды перед первым ее подогревом в схеме ПГУ воздухом или продуктами сгорания; $i''_{впр}$ – энтальпия пара, генерируемого из впрыскиваемой воды при температуре уходящих газов и парциальном давлении на выходе; $Q_{г.с}$ – суммарный расход тепла, затраченного на производство полезной работы газов в цикле и отведенного в промежуточных охладителях воздуха поверхностного типа ($Q_{о.в.}$); $Q_{пг}$ – расход тепла в паровой части цикла при нагреве воды в экономайзерах, испарении и перегреве пара в основном и промежуточных пароперегревателях; $Q_{гв.п}$ – то же для газовойодяных подогревателей.

При сжигании в парогенераторе и камерах сгорания одного вида топлива уравнение (39) принимает вид

$$\eta_{пг} = (\sum B_{к.с} \eta_{к.с} + B_{пг} + B_{д.к.с}) Q_p^H = Q_{г.с} + Q_{пг} + Q_{гв.п} + G_{впр} (i''_{впр} - q_{впр}). \quad (2.24)$$

Основные компоненты уравнений (39) и (40) определяются по формулам:

$$\eta_{пг} = (1 - 0,01q_5) - \frac{\sum B_{к.с} (I_y^{к.с} - I_{н.в}^{к.с}) + (I_y^{пг} + I_{н.в}^{пг}) (B_{пг} + B_{д.к.с})}{B_{д.к.с} Q_{р.д.к.с}^H + (B_{пг} + B_{д.к.с}) Q_{р.пг}^H}; \quad (2.25)$$

$$\eta_{пг} = 1 - 0,01(q_2 + q_3 + q_4 + q_5); \quad (2.26)$$

$$q_2 = 100 - \frac{I_y - I_{н.в}}{Q_p^H} 100; \quad (2.27)$$

$$Q_{пг} = D(i''_{пе} - i_{п.в}) + D_{п.п} \Delta i_{п.п}; \quad (2.28)$$

$$Q_{г.с} = \sum N_{г.т}^B - \sum N_K^B + Q_{о.в.}; \quad (2.29)$$

$$Q_{гв.п} = \sum B_{к.с} (I_{эк}^{к.с} - I_y^{к.с}) + (B_{д.к.с} + B_{пг}) (B_{эк}^{пг} - B_y^{пг}) (1 - 0,01q_5); \quad (2.30)$$

$$Q_{o.b} = \sum [G_{bi} c_p^B (t_{2i} - t_{1i})], \quad (2.31)$$

$$Q_{o.b} = \sum [\alpha (\sum B_{k.c} L_{0 k.c}) + (B_{д.к.с} + B_{пг}) L_{0 пг} (t_{2i} - t_{1i})], \quad (2.32)$$

где D и $D_{п.п}$ - расходы пара через основной и промежуточный пароперегреватель; G_b - расход воздуха; $i''_{пе}$ и $i_{п.в}$ - энтальпия перегретого пара и питательной воды при температуре после последнего регенеративного подогревателя; $\Delta i_{п.п}$ - приращение энтальпии пара при промежуточном перегреве; t_2 и t_1 - температура воздуха перед и после поверхностного воздухоохладителя; c_p^B - истинная изобарная теплоемкость воздуха при средней температуре процесса сжатия; $I_{эк}$ и I_y - теплосодержание продуктов сгорания при температуре газов перед газоводяным подогревателем (после экономайзера) и уходящих газов, отнесенные к единице расхода топлива; L_0 - количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания 1 кг топлива; $N_{г.т}^B$ и N_K^B - внутренние мощности газовых турбин и компрессоров.

Для упрощения расчетов характеристики продуктов сгорания различных видов топлива, сжигаемого в камерах сгорания и в парогенераторе, определяются автономно для каждого из них при одинаковых температурах газов и среднем значении коэффициента избытка воздуха в уходящих газах α .

Тепловой расчет регенеративного подогрева питательной воды из отборов паровой турбины производится по общепринятой методике. Однако расход воды через регенеративные подогреватели в схеме ПГУ определяется с учетом использования части воды для охлаждения газов после экономайзера и воздуха в промежуточных охладителях газотурбинных агрегатов сложной схемы. Таким образом, расход воды через регенеративный подогреватель может быть определен по формуле

$$G_{рег}^B = D - \sum_1^{i-1} G_{отб} - G_{гв.п}^B - G_{вв.п}^B, \quad (2.33)$$

где $G_{гв.п}^B$ и $G_{вв.п}^B$ - расходы воды через газо- и воздуховодяные подогреватели; $\sum_1^{i-1} G_{отб}$ - суммарный расход пара из регенеративных отборов паровой турбины, расположенных после рассчитываемого подогревателя (по ходу воды).

Для варианта размещения газо- и воздуховодяных подогревателей в «рассечку» между регенеративными подогревателями расход воды на регенеративный подогреватель

$$G_{\text{рег}}^B = D - \sum G_{\text{отб}}. \quad (2.34)$$

Для схемы параллельного включения регенеративных и воздушных или газовых подогревателей воды ее расход через последние будет

$$G_{\text{ГВ.П}}^B = \frac{B_{\text{к.с}} \Delta I_{\text{к.с}} + (B_{\text{д.к.с}} + B_{\text{пг}}) \Delta I_{\text{пг}}}{\Delta i_{\text{п.в}}} (1 - 0,01 q_5); \quad (2.35)$$

$$G_{\text{ГВ.П}}^B = \frac{r Q_{\text{о.в}}}{\Delta i_{\text{п.в}}}, \quad (2.35)$$

где $\Delta i_{\text{п.в}}$ - приращение энтальпии питательной воды (конденсата) в процессе нагрева газами или воздухом; $\Delta I_{\text{к.с}}$ - уменьшение теплосодержание продуктов сгорания в газовой части подогревателя; r - степень регенерации тепла промежуточного воздухоохладителя в паровой части цикла.

К. п. д. ПГУ находится по формуле

$$\eta_{\text{пгу}} = \frac{N_{\text{п.т}} + N_{\text{г.т}}}{B_{\text{к.с}} Q_{\text{р.к.с}}^H + (B_{\text{пг}} + B_{\text{д.к.с}}) Q_{\text{р.пг}}^H}. \quad (2.36)$$

Если известны характеристики газовых и паровых турбин для автономных циклов, то величина приращения, к. п. д. нетто ПГУ при частичных нагрузках по сравнению с его значением при полной нагрузке может быть определена по формуле

$$\Delta \eta_{\text{ПГУ}}^H = \Delta q_{\text{г.с}} \eta_{\text{г.с}}^H + r \Delta q_{\text{о.в}} \eta_{\text{р1}}^{H*} + \Delta q_{\text{р}} \eta_{\text{р}}^{H*} + q_{\text{р}}^* \eta_{\text{р}}^H + r q_{\text{о.в}}^* \Delta \eta_{\text{р1}}^H + q_{\text{пс.ц}}^* \Delta \eta_{\text{пс.ц}}^H + \Delta q_{\text{пс.ц}} \eta_{\text{пс.ц}}^{H*}, \quad (2.37)$$

где звездочкой отмечены характеристики режима полной нагрузки, индексом пс. ц – характеристики паросилового цикла; $q_{\text{г.с}}$ - относительный расход тепла в газовой части цикла, затраченного на полезную работу и отданного в воздухоохладителях ($q_{\text{о.в}}$); $r q_{\text{о.в}}$, $q_{\text{р}}$ - относительный расход тепла для участков вытеснения паровой регенерации за счет нагрева воды соответственно воздухом и газами; $q_{\text{пс.ц}}$ - то же для регенеративного парового участка, идентичного регенеративному циклу паросиловой установки; η^H - к. п. д. нетто различных участков парогазового цикла.

Поскольку экспериментально показано, что при правильно организованной схеме ПГУ температура газов перед и после газовой части регенератора остается практически постоянной в диапазоне нагрузок ВПГ от 40 до 100% [95], изменение относительного расхода тепла на вытеснение паровой регенерации при постоянном расходе воздуха (постоянной скорости вращения компрессора) равно

$$\Delta q_p = \left(\frac{B}{B^*} - 1 \right) (I_B^p - I_B^y) \frac{d^*}{Q_p^H} \quad (2.38)$$

где I_B^p и I_B^y - теплосодержание воздуха, теоретически необходимого для сжигания 1 кг топлива, при температуре газов перед газовой частью подогревателя и после него ($d=1$).

При постоянном избытке воздуха на частичных нагрузках (переменной скорости вращения компрессора) относительный расход тепла на вытеснение регенерации не изменяется ($\Delta q_p = 0$).

Изменение относительного расхода тепла в промежуточном охладителе воздуха при постоянной скорости вращения компрессора на частичных нагрузках

$$\Delta q_{0.B} = \left(\frac{B}{B^*} - 1 \right) q_{0.B}^* \quad (2.39)$$

При постоянном избытке воздуха $\Delta q_{0.B} = 0$.

Для режимов работы ПГУ с постоянным расходом воздуха или постоянным его избытком в уходящих газах изменение относительного расхода тепла в регенеративной паровой части цикла определяется уравнением

$$\Delta q_{пс.ц} = \left(1 - \frac{B}{B^*} \right) \frac{d^*}{Q_p^H} (I_B^{ГВ.Г} - I_{Н.В}^{ГВ.Н}) - \Delta q_{Г.с}, \quad (2.40)$$

$$\text{Или } \Delta q_{пс.ц} = -\Delta q_{Г.с}. \quad (2.41)$$

Изменение относительного расхода тепла в газовой части цикла на частичных нагрузках при постоянных расходах и параметрах воздуха:

$$\Delta q_{Г.с} = \left(\frac{B}{B^*} - 1 \right) q_{Г.с}^* - \frac{T_1^* \eta_{ТНД}^a}{Q_p^H} (1 - \delta_{ТНД}^{-m}) \times \left\{ c_p^B L_0 \left(1 - \frac{T_1}{T_1^*} \right) \alpha_{ТНД} + \right. \\ \left. [c_p (1 + L_0) - c_p^B L_0] \left(\frac{\alpha_{ТНД}}{\alpha_{ТНД}^*} - \frac{T_1}{T_1^*} \right) \right\}, \quad (2.42)$$

где $\eta_{\text{ТНД}}^a$ – адиабатный КПД газовой турбины, расположенной после последней ступени подвода тепла (ТНД); T_1 – начальная температура газов; $\delta_{\text{ТНД}}$ – степень расширения в ТНД.

Для газотурбинного агрегата, работающего с переменным числом оборотов компрессора, относительный расход тепла в газовой части цикла при частичных нагрузках определяется на основе расчетной или экспериментальной зависимости $\bar{N}_{\text{изб}} = f(\bar{G}_b)$ по формуле

$$\bar{q}_{\text{г.с}} = \frac{\bar{N}_{\text{изб}}}{Q_p^{\text{н}} \bar{B}_{\text{ПГУ}}}, \quad (2.43)$$

где $\bar{B}_{\text{ПГУ}}$ и $\bar{G}_b$ – доли расхода топлива в парогазовом цикле и воздуха в газотурбинном цикле, отнесенные к значениям этих величин при полной нагрузке; $\bar{N}_{\text{изб}}$ – разность внутренних мощностей газовых турбин и компрессоров.

Относительное изменение расхода тепла в регенеративной паровой части цикла при частичных нагрузках ПГУ определяется по формуле

$$\bar{Q}_{\text{пс.ц}} = \bar{B} \left(1 + \frac{\Delta Q_{\text{пс.ц}}}{q_{\text{пс.ц}}^*} \right). \quad (2.44)$$

Для режимов с постоянным расходом воздуха

$$\bar{Q}_{\text{пс.ц}} = \bar{B} \left\{ 1 - \left[\left(\frac{B}{B^*} - 1 \right) \frac{\alpha^*}{Q_p^{\text{н}}} (I_{\text{В}}^{\text{ГВ.П}} - I_{\text{Н.В}}) + \Delta q_{\text{г.с.}} \right] \frac{1}{q_{\text{пс.ц}}^*} \right\}; \quad (2.45)$$

Для режимов с постоянным избытком воздуха

$$\bar{Q}_{\text{пс.ц}} = \bar{B} \left(1 - \frac{\Delta q_{\text{г.с.}}}{q_{\text{пс.ц}}^*} \right). \quad (2.46)$$

Уравнение 54- 63 обеспечивают достаточно точное определение приращения КПД ПГУ для режимов работы от полной нагрузки до нагрузки, при которой коэффициент избытка воздуха в уходящих газах достигает предельного значения, когда имеет место равенство произведений расходов воды и газов на их теплоемкости.

Величина предельного коэффициента избытка воздуха в уходящих газах определяется по формуле

$$\alpha_{\text{пред}} = \frac{\frac{Q_p^H}{L}(\eta_{\text{пр}} - q_p) + c_p^B(t_p - t_{\text{н.в}}) - \frac{\Delta i_{\text{пс.ц}}}{c_{p\text{п.в}}} [c_p(1 + \frac{1}{L}) - c_{p\text{в}}]}{M_{\text{г.с.}} + c_{p\text{в}}'' \frac{\Delta i_{\text{пс.ц}}}{c_{p\text{п.в}}} + c_{p\text{в}}'(t_p - t_{\text{н.в}})}, \quad (2.47)$$

$$\text{где } M_{\text{г.с.}} = \frac{R Q_p^H q_{\text{г.с.}}}{G_{\text{в}}} = \frac{Q_p^H q_{\text{г.с.}}}{\alpha L}. \quad (2.48)$$

Здесь $c'_{p\text{в}}$ - теплоемкость воздуха при средней температуре между газами перед газоводяным подогревателем и наружным воздухом; $c''_{p\text{в}}$ - то же при средней температуре энтальпии при нагреве от температуры питательной воды (после регенеративного подогревателя высокого давления), испарении и перегреве пара в основном и промежуточном перегревателях.

2.2.2 Выбор параметров оборудования парогазовых установок.

В общем случае основу расчета ПГУ принимается величина ее полезной мощности

$$N_{\text{ПГУ}}^H = (B_{\text{к.с.}} Q_{\text{р.к.с.}}^H + B_{\text{пр}} Q_{\text{р.пр}}^H) \eta_{\text{ПГУ}}^H. \quad (2.49)$$

По заданной мощности блока ПГУ и принятому коэффициенту избытка воздуха в уходящих газах определяется расход воздуха через компрессор:

$$G_{\text{в}} = \alpha \frac{L}{Q_p^H} \cdot \frac{N_{\text{ПГУ}}^H}{\eta_{\text{ПГУ}}^H}. \quad (2.50)$$

Параметры газовой ступени целесообразно принимать близкими к термодинамически оптимальными, определяемым по следующим формулам:

- а) степень повышения давления воздуха в КНД для газотурбинных агрегатов ПГУ с одним промежуточным нагревом газов и охлаждением воздуха

$$\varepsilon_{\text{КНД}}^{\text{опт}} = \sqrt[2m_{\text{в}}]{\varepsilon m_{\text{в}} \frac{T_4' \eta_{\text{КНД}}}{T_4 \eta_{\text{КВД}}} \cdot \frac{\eta_{\text{г.с1}}^H - \eta_{\text{пс.ц}}^H}{\eta_{\text{г.с1}}^H - r \eta_{\text{р1}}^H}}; \quad (2.51)$$

- б) общая степень повышения давления воздуха в ПГУ

$$\varepsilon^{\text{опт}} = \frac{T_1 R_{\text{г}} \eta_{\text{КВД}}}{T_4 R_{\text{в}} n} \nu^{\frac{m_{\text{г}}}{n}} \left(\frac{\eta_{\text{г.с1}}^H - \eta_{\text{пс.ц}}^H}{\eta_{\text{г.с1}}^H - r \eta_{\text{р1}}^H} \cdot \frac{\eta_{\text{КНД}}}{\eta_{\text{КВД}}} \right)^{\frac{z}{z+1} + \frac{m_{\text{г}}}{n}} \times \sum [\eta_{\text{т}}^B (1 + \frac{1}{\alpha_i L})]^{\frac{1}{\frac{m_{\text{в}}}{z+1} + \frac{m_{\text{г}}}{n}}}; \quad (2.52)$$

- в) степень расширения в ТВД при $n=2$

$$\sigma_{\text{ТВД}}^{\text{опт}} = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\nu}} \sqrt{\frac{2m_{\Gamma}}{R_{\text{ТВД}}\eta_{\text{ТВД}} \cdot \frac{1+\alpha_{\text{ТВД}}L}{1+\alpha_{\text{ТНД}}L} \cdot \frac{\alpha_{\text{ТНД}}}{\alpha_{\text{ТВД}}}}}, \quad (2.53)$$

где n и z – число подводов тепла в газовой части цикла и ступеней промежуточного охлаждения воздуха.

При размещении парогенераторов после газовых турбин содержание кислорода в продуктах сгорания, используемых в качестве окислителя для сжигания топлива, не должно быть ниже 12 – 14%. Содержание кислорода определяется по формуле (в %)

$$O_2 = \frac{21(\alpha_{\text{ПГ}}^{\text{ВХ}} - 1)}{\alpha_{\text{ПГ}}^{\text{ВХ}}}. \quad (2.54)$$

Коэффициент избытка воздуха на входе в парогенератор

$$\alpha_{\text{ПГ}}^{\text{ВХ}} = \frac{c_{\text{р к.с}}^{\text{ВЫХ}} T_1}{\frac{c_{\text{р к.с}}^{\text{ВХ}} T_{\text{к.с}}^{\text{ВХ}}}{\alpha_{\text{к.с}}^{\text{ВХ}}} - L(c_{\text{р к.с}}^{\text{ВЫХ}} T_1 - c_{\text{р к.с}}^{\text{ВХ}} T_{\text{к.с}}^{\text{ВХ}}) + \frac{B_{\text{к.с}}}{\alpha_{\text{к.с}}^{\text{ВХ}} B_{\text{к.с}}^{\text{ВХ}}} Q_{\text{р}}^{\text{и}} \eta_{\text{к.с}}}, \quad (2.55)$$

где индексами вх и вых обозначены характеристики газов на входе и выходе из камер сгорания последней газовой турбины, газы после которой поступают в парогенератор; T_1 - температура газов перед этой турбиной; $B_{\text{к.с}}^{\text{ВХ}}$ и $B_{\text{к.с}}$ - расход топлива соответственно во всех камерах сгорания ГТУ и в камерах сгорания последней газовой турбины.

Для варианта расположения парогенератора после газовой турбины высокого давления, где воздух служит окислителем в камере сгорания ($\alpha_{\text{к.с}}^{\text{ВХ}} = \infty$ и $B_{\text{к.с}}^{\text{ВХ}} = 0$), формула (71) принимает вид

$$\alpha_{\text{ПГ}}^{\text{ВХ}} = \frac{c_{\text{р к.с}}^{\text{ВЫХ}} T_1}{\eta_{\text{к.с}} Q_{\text{р}}^{\text{и}} - (c_{\text{р к.с}}^{\text{ВЫХ}} T_1 - c_{\text{р}}^{\text{В}} T_4)}, \quad (2.56)$$

где T_4 - температура воздуха перед камерами сгорания; $c_{\text{р}}^{\text{В}}$ - его изобарная теплоемкость при этой температуре.

Для высоконапорных парогенераторов с докритическими параметрами пара рационально применять многократную принудительную циркуляцию воды, экранируя топку только испарительными поверхностями нагрева. Параметры многократной принудительной циркуляции должны приниматься из условия отсутствия кризисов теплообмена I и II рода. Кризис теплообмена II рода

отсутствует, если паросодержание в экранных трубах не превышает граничного значения, определяемого по формулам В. Е. Дорощука:

$$x_{\text{гр}} = \sqrt{\frac{k}{\rho\omega} \cdot \frac{\sigma g}{\nu'} \cdot \frac{\rho'}{\rho' - \rho''}}, \quad (2.57)$$

где

$$k = 5,7 * 10^{-3} d_{\text{вн}}^{-0,3}. \quad (2.58)$$

Здесь σ и ν' - коэффициенты поверхностного натяжения и кинематической вязкости; g - ускорение силы тяжести; ρ' и ρ'' - плотность воды и пара на линии насыщения; $d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр канала труб; $\rho\omega$ - массовая скорость среды.

Для исключения условия возникновения кризиса теплообмена II рода необходимо принимать скорость движения охлаждающей среды в экранных трубах не ниже значений, определяемых по формуле (в м/с)

$$\omega = (0,33 \div 0,44) 10^{-4} p^{0,65} q^{0,42} d^{0,76}, \quad (2.59)$$

где p - давление среды в ата; q - удельная тепловая нагрузка в ккал/(м²*ч); d - диаметр трубы в мм.

Экспериментальные исследования показали, что максимальное значение удельной тепловой нагрузки экранных труб в топке ВПГ в 1,3- 1,4 раза превышает среднюю величину, определенную тепловым расчетом.

Температура газов на выходе из ВПГ принимается из условия обеспечения приемлемого температурного режима труб пароперегревательных поверхностей нагрева. Температуру пара на расчетных участках удобно определять графоаналитическим методом с построением совместной i - t диаграммы продуктов сгорания и пара. Соотношение между изменениями энтальпии пара $\Delta i_{\text{п}}$ и теплосодержания продуктов сгорания $\Delta I_{\text{г}}$:

$$\Delta i_{\text{п}} D = \Delta I_{\text{г}} (B_{\text{ПГУ}} - B_{\text{д.к.с}}), \quad (2.60)$$

где $B_{\text{ПГУ}}$ и $B_{\text{д.к.с}}$ - расход топлива в целом для ПГУ и в дополнительной камере сгорания, расположенной после ВПГ или включенной в газовый тракт параллельно с ним.

Наличие дополнительной камеры сгорания позволяет также снизить удельные тепловые нагрузки экранных поверхностей нагрева в топке ВПГ.

2.2.3 Расчет мощности газовых турбин и компрессоров

При расчете газотурбинных агрегатов ПГУ предварительно выбирают их схемы, начальные параметры и КПД компрессоров и газовых турбин. Остальные величины определяются по известным формулам.

По принятому предварительному значению температуры воздуха после компрессора определяется средняя температура процесса повышения давления воздуха

$$t_B^{cp} = \frac{t_4 + t_3}{2}, \quad (2.61)$$

По которой определяется показатель степени процесса сжатия

$$m_B = \frac{k_B - 1}{k_B}, \quad (2.62)$$

где k_B – средний показатель адиабаты сжатия воздуха.

Температура воздуха после компрессора

$$t_4 = t_3 + \frac{T_3}{\eta_k^a} (\varepsilon^{m_B} - 1), \quad (2.63)$$

Или

$$T_4 = T_3 \varepsilon^{\frac{m_B}{\eta_k^a}}, \quad (2.64)$$

где ε – степень повышения давления воздуха в компрессоре.

При расхождении между принятым и определенным значением T_4 более чем на 10°C расчет повторяется.

Внутренняя мощность, потребляемая компрессором (в кВт)

$$N_K^B = \frac{c_p^B (T_4 - T_3) G_B}{0,86}, \quad (2.65)$$

где c_p^B – изобарная теплоемкость воздуха при средней температуре процесса в ккал/(кг* $^\circ\text{C}$); G_B – расход воздуха через компрессор в т/ч.

Далее определяется давление воздуха после компрессора (в ата)

$$p_4 = (p_{н.в} - \Delta p_{вс}) \varepsilon, \quad (2.66)$$

где $p_{н.в}$ и $\Delta p_{вс}$ – давление наружного воздуха и потеря давления на всасывании компрессора в ата.

При многоступенчатом сжатии с промежуточным охлаждением воздуха формула (2.82) для последующих ступеней принимает вид:

$$p_{4i} = (p_{4,i-1} - \Delta p_{о.в}) \varepsilon_i, \quad (2.67)$$

где $\Delta p_{о.в}$ – потеря давления воздуха в тракте промежуточного охлаждения.

Расход воздуха через последующие компрессоры определяется с учетом утечек через концевые уплотнения в предыдущих компрессорах:

$$G_{вi} = G_{в,i-1} - \Delta G_{ут,i-1}. \quad (2.68)$$

Обычно при расчетах принимается $\Delta G_{ут} = 0,01G_{в}$ и $\Delta p_{о.в} = (0,015 \div 0,020)p_{4,i-1}$.

Далее определяется давление газов перед газовой турбиной:

$$p_1 = p_4 - \Delta p_{в.д}, \quad (2.69)$$

где $\Delta p_{в.д}$ – сопротивление тракта высокого давления, составляющее около 0,20-0,25 ата для тракта с камерами сгорания ГТУ и 0,30-0,45 ата для тракта с ВПГ.

Давление газов после газовой турбины низкого давления определяется с учетом сопротивления газового тракта экономайзеров или парового котла, установленного в этом тракте:

$$p_2 = p_{н.в} + \Delta p_{н.д}. \quad (2.70)$$

При многоступенчатом подводе тепла к газовой части цикла ПГУ со свободным компрессорным валом степень расширения $\sigma_{ТВД}$ приводной газовой турбины определяются из баланса мощностей этого вала по формулам:

$$c_p^r G_r T_1 \eta_T^a \eta_T^m \left(1 - \sigma_{ТВД}^{-m_r}\right) = \frac{N_K^B}{\eta_K^M}; \quad (2.71)$$

$$G_r = G_{в} + \Sigma B - \Delta G_{ут} - \Delta G_{охл}; \quad (2.72)$$

$$T_2 = T_1 \eta_T^a \left(1 - \sigma_{ТВД}^{-m_r}\right), \quad (2.73)$$

Или

$$\eta_T^M = \frac{c_p^r G_T T_1}{\sigma_{ТВД}^{-m_T} \eta_T^H} = \frac{N_K^B}{\eta_K^M}; \quad (2.74)$$

$$T_2 = \frac{T_1}{\sigma_{m_T} \eta_T^H}, \quad (2.75)$$

где c_p^r – изобарная теплоемкость газов при средней температуре процесса расширения; η_T^M и η_K^M – механические КПД компрессоров и газовых турбин; T_1 и T_2 – температуры газов перед турбиной и после нее; η_T^H и η_T^a – адиабатный и политропный КПД газовой турбины; G_T – расход газов через турбину; $\Delta G_{охл}$ – расход воздуха на охлаждение в газовой турбине; B – суммарный расход топлива, сожжённого во всех камерах сгорания и ВПГ, расположенных перед приводной паровой турбиной.

Для схем газотурбинного агрегата с двумя подводами тепла и вращением свободного компрессорного вала от ТВД с камерой сгорания расход топлива в этой камере сгорания

$$B = B_{к.с} = \frac{G_B T_4 c_p^B}{(1 + \alpha_{к.с} L) c_{p,к.с} T_1 - Q_p^H \eta_{к.с}}, \quad (2.76)$$

где

$$\alpha_{к.с} = \frac{c_{p,к.с} T_1 - Q_p^H \eta_{к.с}}{(c_{p,к.с} T_1 - T_4 c_p^B) L}. \quad (2.77)$$

Индексом к.с обозначены характеристики после камеры сгорания.

Степень расширения газов в турбине низкого давления для этой схемы определяется по формуле

$$\sigma_{ТВД} = \frac{\frac{p_4 - \Delta p_{к.с}}{\sigma_{ТВД}} - \Delta p_{ПГ}}{p_{н.в} + \Delta p_{н.д}}, \quad (2.78)$$

где p_4 – давление воздуха после КВД; $p_{к.с}$ и $p_{ПГ}$ – сопротивление трактов соответственно между КВД и ТВД и между ТВД и ТНД; $\Delta p_{н.д}$ – сопротивление тракта после ТНД.

Избыточная мощность такого газотурбинного агрегата (в кВт)

$$N_{изб} = \Sigma \left[\frac{G_T c_{p,Т} (T_1 - T_2) \eta_T^M}{0,86} - \frac{N_K^B}{\eta_K^M} \right], \quad (2.79)$$

где первый член представляет собой суммарную мощность газовых турбин высокого и низкого давления.

Для современных газотурбинных агрегатов можно принимать $\eta_{к.с} = 0,98 \div 0,99$; $\eta_T^M = 0,99 \div 0,995$; $\eta_K^M = 0,985 \div 0,99$; сопротивления экономайзеров ПГУ с ВПГ могут находиться в пределах $\Delta p_{н.д} = 0,07 \div 0,10$ ата.

Мощность на клеммах электрогенератора газовой ступени ПГУ

$$N_{г.с}^э = (\Sigma N_T^B \eta_T^M - \frac{\Sigma N_K^B}{\eta_K^M}) \eta_{эг}, \quad (2.80)$$

где N_T^B и N_K^B – внутренние мощности турбин и компрессоров; $\eta_{эг}$ – КПД электрогенератора.

3 Разработка математической модели расчета парогазовых установок тройного цикла

3.1 Программа расчета ПГУ с паровым и хладоновым циклом с промежуточным перегревом пара и ГТД для привода СН

3.1.1 Описание схемы и работы ПГУ тринарного типа

3.1.2 Обоснование выбора данной схемы

3.1.3 Пароводяная часть ПГУ

3.1.4 Хладоновая часть ПГУ

3.1.5 Показатели работы ПГУ с ГТД насосов

4 Исследования работы ПГУ в зависимости от параметров наружного воздуха

4.1 Выбор хладагентов для расчета схемы

4.2 Описание хладагентов

4.2.1 Хладагенты ХФУ–класса

4.2.2 Однокомпонентные ГХФУ–хладагенты

4.2.3 Однокомпонентные ГФУ–хладагенты

4.3 Расчет схемы парогазовой установки утилизационного типа тройного контура

5 Анализ результатов исследований

При проведении исследования работы ПГУ в условиях российского климата, получили результаты, приведенные в таблице 5. Если детально разобрать расчет при каждой температуре, то получается, что эффективней будет установка при использовании хладагента R141b, которая находится в суровых российских условиях при температуре наружного воздуха -40°C . Также, при понижении температуры на 10°C целесообразней применять хладагент R141b. При температуре -10°C наиболее эффективней проявил себя хладагент RC318. При всех остальных исследуемых температурах наружного воздуха эффективным хладагентом показал себя ethanol.

Следовательно, КПД и мощность всей установки падает при повышении температуры от -40 до $+40^{\circ}\text{C}$.

Таблица 5 Сводная таблица результатов расчетов исследуемой ПГУ

Температура, $^{\circ}\text{C}$	Хладагент с лучшими показателями	Мощность ПГУ, МВт	КПД ПГУ, %
-40	R141b	43,9	57,5
-30	R141b	43,4	56,77
-20	ethanol	43,1	56,5
-10	RC318	42,5	53,98
0	ethanol	41,8	54,78
10	ethanol	41,2	53,91
20	ethanol	40,6	53,04
30	ethanol	39,9	52,15
40	ethanol	39,2	51,24

Построены графики зависимости КПД от температуры, где наглядно видно, что самое эффективное КПД получается при температуре $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ с хладагентом R141b. Графики представлены в приложении Г.

**«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
3-5Б12	Хорошавин Алексей Игоревич

Институт	Энергетический	Кафедра	Атомных и тепловых электростанций
Уровень образования	бакалавриат	Направление	140100 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	1. Исследование работы парогазовой установки утилизационного типа в условиях российского климата Прочие расходы: Проектировщик - инженер Руководитель – ассистент
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	2. Принять на основании произведенных расчетов и из анализа отчетов объекта исследования
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	3. Отчисления на собственные нужды 30% Районный коэффициент 30%

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Формирование плана. Разработка проекта.
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	Смета затрат на проект.
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Анализ проведенного исследования.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ст. преподаватель кафедры менеджмента	Кузьмина Наталья Геннадьевна.	-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б 12	Хорошавин Алексей Игоревич		

6 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Целью бакалаврской работы является анализ эффективности выработки электроэнергии, при разных температурах наружного воздуха в интервале от -40 до +40 °С.

Перечень работ и оценка времени их выполнения

Поэтапный список работ, работающие исполнители, оценка объема трудоемкости отдельных видов работ сведена в таблице 6.

Таблица 6 - Перечень работ и оценка времени их выполнения.

Наименование работ	Время для выполнения задания в днях	
	Инженер	Руководитель
Составление и выдача задания	1	1
Сбор и анализ информации по ПГУ.	7	
Составление принципиальных схем с ПГУ.	3	
Расчет схемы ПГУ.	23	
Анализ полученных результатов.	3	
Проверка руководителем проделанной работы.		1
Исправление замечаний.	5	
Проверка исправлений и замечаний и утверждение ВКР руководителем.		1
Консультации с руководителем	5	2
Финансовый менеджмент.	5	
Социальная ответственность.	5	
Оформление отчета.	2	
Итого	59	5

Смета затрат на проект:

$$K_{\text{пр}} = U_{\text{мат}} + U_{\text{ам}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{со}} + U_{\text{пр}} + U_{\text{накл}}, \text{ руб}$$

Затраты на проект представлены в таблице 7.1

а) $U_{\text{мат}}$ – материальные затраты на проект.

Принимаем $U_{\text{мат}}=650$ руб.

б) $U_{\text{ам}}$ – амортизация;

$$KT = \frac{T_{\text{исп к.т.}}}{T_{\text{кол}}} \times C_{\text{к.т.}} \times \frac{1}{T_{\text{сл}}}, \text{ руб}$$

$T_{\text{исп к.т.}} = 59$ дня – время использования компьютера за период написания проекта;

$T_{\text{кол}} = 365$ – дней в году;

$C_{\text{к.т.}} = 35000$ руб. – цена компьютера;

$T_{\text{сл}} = 10$ лет – срок службы компьютера.

$$KT = \frac{59}{365} \times 35000 \times \frac{1}{10} = 566 \text{ руб}$$

в) $U_{\text{зп}}$ – заработная плата;

Расчет заработной платы для инженера:

$$U_{\text{зп}}^{\text{мес}} = 3П_0 \times k_1 \times k_2$$

$3П_0 = 14500$ – месячный оклад инженера;

$k_1 = 1,1$ – коэффициент, учитывающий отпуск;

$k_2 = 1,3$ – районный коэффициент.

$$U_{\text{зп}}^{\text{мес}} = 14500 \times 1.1 \times 1.3 = 20735 \text{ руб}$$

Расчет заработной платы для научного руководителя:

$$U_{\text{зп}}^{\text{мес}} = (3П_0 \times k_1 + Д) \times k_2$$

$3П_0 = 14500$ – месячный оклад ассистента;

$k_1 = 1,1$ – коэффициент, учитывающий отпуск;

$k_2 = 1,3$ – районный коэффициент;

$Д = 1900$ – доплата за интенсивность труда доцента.

$$U_{\text{зп}}^{\text{мес}} = (14500 \times 1.1 + 1900) \times 1.3 = 23205 \text{ руб}$$

Так как инженер работал над проектом 59 день, то его заработная плата за период написания проекта составит:

$$U_{\text{зп}}^{\phi} = \frac{U_{\text{зп}}^{\text{мес}}}{21} \times n$$

$U_{\text{зп}}^{\text{мес}} = 20735$ – заработная плата инженера за месяц;

n – количество отработанных дней.

$$U_{\text{зп}}^{\phi} = \frac{20735}{21} \times 59 = 58255 \text{ руб}$$

Так как научный руководитель работал над проектом 5 дней, то его заработная плата за период написания проекта составит:

$$U_{\text{зп}}^{\phi} = \frac{U_{\text{зп}}^{\text{мес}}}{21} \times n$$

$U_{\text{зп}}^{\text{мес}} = 23205$ – заработная плата научного руководителя за месяц;

n – количество отработанных дней.

$$U_{\text{зп}}^{\phi} = \frac{23205}{21} \times 5 = 5525 \text{ руб}$$

$$\text{ФЗП} = \text{ЗП}_{\text{инж}} + \text{ЗП}_{\text{нр}} = 58255 + 5525 = 63780 \text{ руб}$$

г) $U_{\text{со}}$ – социальные отчисления;

Социальные отчисления составляют 30% от ФЗП.

$$U_{\text{со}} = 0.3 \times 63780 = 19134 \text{ руб}$$

д) $U_{\text{пр}}$ – прочие затраты;

$$U_{\text{пр}} = 10\% \text{ от } (U_{\text{мат}} + U_{\text{ам}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{со}})$$

$$U_{\text{пр}} = 0.1 \times (650 + 566 + 63780 + 19134) = 8413 \text{ руб}$$

е) $U_{\text{накл}}$ – накладные расходы;

$$U_{\text{накл}} = 200\% \text{ от ФЗП}$$

$$U_{\text{накл}} = 2 \times 63780 = 127560 \text{ руб}$$

Таблица 7 – затраты на проект

Элементы затрат	Стоимость, руб
Материальные затраты	650
Амортизация	566
Заработная плата	63780
Социальные отчисления	19134
Прочие затраты	8413
Накладные расходы	127560
Итого:	220103

Вывод :

ПГУ утилизационного типа тройного контура при эксплуатации в условиях российского климата показало, что при температуре наружного воздуха -40 °С и при использовании хладагента R141b КПД установки будет наиболее эффективным 57,5%.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
3-5Б12	Хорошавин Алексей Игоревич

Институт	Электронного обучения	Кафедра	АТЭС
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения: - вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения) - опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы) - негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу) - чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера)	Рабочее место оператора находится в производственном помещении. При эксплуатации оборудования могут иметь место вредные и опасные проявления факторов производственной среды для человека.
2. Перечень законодательных и нормативных документов по теме	<i>Федеральный закон № 123-ФЗ от 22.07.2008г (ред. от 10.07.2012г) «технический регламент о требованиях к пожарной безопасности».</i> <i>Федеральный закон №184-ФЗ "О техническом регулировании" от 27 декабря 2002 года.</i> <i>Федеральный закон N 426-ФЗ от 28 декабря 2013 года</i> <i>«о специальной оценке условий труда»</i>

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности: - физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой; - действие фактора на организм человека; - приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ); - предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем - индивидуальные защитные средства) Анализ выявленных опасных факторов проектируемой произведённой среды в следующей последовательности - механические опасности (источники, средства защиты); - термические опасности (источники, средства защиты); - электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита - источники, средства защиты);	1. Производственная безопасность. Вредные факторы: - повышенная запыленность и загазованность воздуха рабочей зоны; - недостаточная освещенность; - разность температуры окружающей среды; - повышенный уровень шума и вибрации.
---	---

2. Охрана окружающей среды: - защита селитебной зоны - анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); - анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); - анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); - разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.	2. Экологическая безопасность.
3. Защита в чрезвычайных ситуациях: - перечень возможных ЧС на объекте; - выбор наиболее типичной ЧС; - разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; - разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС; - разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий	3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях: - аварийные ситуации.
4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: - специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; - организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны	Нормативно правовые и технические документы.
Перечень графического материала:	
При необходимости представить эскизные графические материалы к расчётному заданию (обязательно для специалистов и магистров)	

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	10.03.16
--	----------

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры ЭБЖ	Гусельников М.Э.	к.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б12	Хорошавин А. И.		

7 СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

7.1 Производственная безопасность

7.1.1 Опасности и их классификация

Опасность – свойство окружающей среды, способное причинять ущерб живой и неживой материи. По происхождению опасности делятся на: естественные, техногенные и антропогенные.

Естественные опасности обусловлены климатическими и природными явлениями. Они возникают при изменении погодных условий, а также от стихийных явлений (наводнения, землетрясения и т.д.).

Техногенные опасности создают элементы техносферы – машины, сооружения, вещества (запыленность и загазованность воздуха, шум, вибрации и т.д.)

Антропогенные опасности возникают в результате несанкционированных действий человека или групп людей.

По воздействию опасностей на человека их принято разделять на вредные и травмоопасные факторы.

Вредный фактор - негативное воздействие на человека, которое приводит к ухудшению самочувствия или заболеванию.

Травмирующий фактор - негативное воздействие на человека, которое приводит к травме или летальному исходу.

Рассмотрим некоторые наиболее вероятные *вредные* производственные факторы при выполнении выпускной квалификационной работы.

7.1.2 Состояние воздушной среды

Отклонение показателей микроклимата на рабочих местах от норм, устанавливаемых НТД, анализируется отдельно на открытых площадках и в закрытых помещениях в соответствии со СНиП 41-01-03, таблица 4.2. Микроклимат рассматриваемых рабочих мест соответствует допустимым значениям.

Таблица 8– Допустимые параметры микроклимата на рабочих местах производственных помещений

Период года	Категория работ	Температура воздуха, °С		Температура поверхностей, t° С	Относительная влажность воздуха, φ%	Скорость движения воздуха, м/с	
		Диапазон	Диапазон			Если	Если
		ниже оптимальных величин t° _{опт}	выше оптимальных величин t° _{опт}			t°< t° _{опт}	t°> t° _{опт} "***"
Холодный	Ia	20,0 - 21,9	24,1 - 25,0	19,0 - 26,0	15 - 75	0,1	0,1
	Iб	19,0 - 20,9	23,1 - 24,0	18,0 - 25,0	15 – 75	0,1	0,2
	IIa	17,0 - 18,9	21,1 - 23,0	16,0 - 24,0	15 – 75	0,1	0,3
	IIб	15,0 - 16,9	19,1 - 22,0	14,0 - 23,0	15 – 75	0,2	0,4
Теплый	Ia	21,0 – 22,9	25,1 - 28,0	20,0 - 29,0	15 - 75 "***"	0,1	0,2
	Iб	20,0 - 21,9	24,1 - 28,0	19,0 - 29,0	15 - 75 "***"	0,1	0,3
	IIa	18,0 - 19,9	22,1 - 27,0	17,0 - 28,0	15 - 75 "***"	0,1	0,4
	IIб	16,0 - 18,9	21,1 - 27,0	15,0 - 28,0	15 - 75 "***"	0,2	0,5
	III	15,0 - 17,9	20,1 - 26,0	14,0 - 27,0	15 - 75 "***"	0,2	0,5

В атмосферу турбинного цеха могут попадать газы и пыль из котельного цеха, а также водород, который используются для охлаждения ротора генератора.

Для защиты от этих вредных веществ, предусматривается:

- а) автоматизация и механизация процессов, сопровождающихся выделением вредных веществ;
- б) средства индивидуальной защиты;

- в) герметизация оборудования;
- г) местная вытяжная вентиляция и общая вентиляция.

7.1.3 Освещенность

Оценка освещенности рабочей зоны необходима для обеспечения нормативных условий работы в помещениях и проводится в соответствии с СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03, таблица 9.

Искусственное освещение промышленных предприятия осуществляется лампами ДРЛ-250, ДРЛ-500, НГ-30, ЛБ-40. Нормы параметров освещения даны в таблице 9.

Таблица 9 – Нормы освещения по СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03
«Естественное и искусственное освещение»

Наименование помещения	Характер работы	Нормируемое значение КЕО, %		Нормируемая освещенность при искусственном освещении, Лк		Тип светильника
		Комбинированное	боковое	Комбинированное	боковое	
Машинный зал	Наблюдение за производственным процессом (VIII разряд зрит. работ)	1	0,3	75	75	ДРЛ-500
БЦУ	Наблюдение за измерениями, приборами и фиксация (III разряд зрит. работ)	5	2	500-750	300-500	СД ЛБ-40

В рассматриваемом помещении размещения БЦУ освещенность на рабочем месте оператора составляет 345 лк, что соответствует нормам.

7.1.4 Шум и вибрация

Классификация уровней шума и вибрации определяется в соответствии с допустимыми нормами по ГОСТ 12.1.003–83 с изм. 1999 г. и СН 2.2.4/2.1.8.566-96, таблица 11 и таблица 12 соответственно.

По происхождению шума подразделяются на следующие виды:

- а) шум аэродинамического происхождения - возникающий вследствие стационарных процессов в газах (пульсация давления при движении потоков воздуха или газа в трубах, горение жидкого топлива в форсунках).
- б) шум электромагнитного происхождения- возникающий вследствие колебаний элементов электромеханических устройств (колебания статора и ротора машин).
- в) шум гидродинамического происхождения - возникающий вследствие стационарных процессов в жидкостях (гидравлические удары, кавитация) и т.д.

Таблица 10–Допустимые уровни звукового давления и эквивалентного уровня звука

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука и эквивалентные
	31,	63	125	250	500	100	200	400	800	
Помещения управления, рабочие комнаты	93	79	70	63	58	55	52	50	49	60
Постоянные рабочие места и рабочие зоны в производственных помещениях и на террито- рии предприятий	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Таблица 11– Предельно допустимые значения общей вибрации рабочих мест категории 3-технологической типа «а»

Вибрация	Допустимый уровень виброскорости в полосах со среднегеометрическими частотами полос, Гц
----------	---

Технологическая вибрация на постоянных рабочих местах стационарных машин	2	4	8	16	31,5	63
	108	99	93	92	92	92

По результатам производственного гигиенического контроля на предприятии установлено, что на рабочем месте оператора уровень шума составляет 76 дБА, а уровень виброскорости общей вибрации – 91 дБА, что соответствует нормам.

7.2 Экологическая безопасность

7.2.1 Защита водоемов от сточных вод

Эксплуатация тепловых электрических станций связана с использованием большого количества воды. Основная часть воды (больше 90%) расходуется в системах охлаждения различных аппаратов: конденсаторов турбин, масло- и воздухоохладителей, движущихся механизмов.

К сточным водам относится любой поток воды, выводимый из цикла электростанции. На любой ТЭС образуются сточные воды, содержащие мазут, который попадает в них из главного корпуса, гаражей, открытых распредустройств, маслохозяйств.

Снижение отрицательного влияния ТЭС на водоемы осуществляется следующими основными путями: очисткой сточных вод перед их сбросом в водоемы, организацией необходимого контроля; уменьшением количества сточных вод вплоть до создания бессточных электростанций; использованием сточных вод в цикле ТЭС; усовершенствованием технологии самой ТЭС.

7.2.2 Выбросы в окружающую среду

Процесс горения топлива в КС энергетических ГТУ сложнее, чем в топочных камерах обычных энергетических установок.

При относительно невысоких температурах химическая реакция горения протекает достаточно медленно, а потребление кислорода во много раз меньше

возможности его доставки к фронту пламени, который отделяет топливовоздушную смесь от продуктов сгорания.

Наиболее опасными выбросами ТЭС являются оксиды азота. Содержание оксидов азота определяет токсичность продуктов сгорания природного газа на 90-95%. Кроме того, оксиды азота под воздействием ультрафиолетового излучения активно участвуют в фотохимических реакциях в атмосфере с образованием других вредных газов.

Источником образования оксидов азота служит азот воздуха и топлива. В атмосферном воздухе содержится 78,1% азота по объему.

Азот является составной частью рабочей массы топлива. Содержание азота в топливе невелико: до 1 – 1,5% в топочном мазуте и природном газе и лишь в отдельных месторождениях природный газ содержит до 4% молекулярного азота.

7.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

На объекте возможны следующие чрезвычайные ситуации:

Наиболее вероятной ЧС является пожар:

- a. Пожары (взрывы) на коммуникациях и технологическом оборудовании промышленных объектов.
- b. Пожары (взрывы) на объектах добычи, переработки, хранения легковоспламеняющихся, горючих и взрывчатых веществ.
- c. Пожары (взрывы) на транспорте
- d. Пожары (взрывы) в зданиях, сооружениях жилого, социального и культурного назначения.

Работа по обеспечению пожарной безопасности ведется в соответствии с утвержденным планом мероприятий.

Способы тушения пожаров:

- a) Способы охлаждения (сплошными струями воды, распыленными струями воды, перемешиванием горячих веществ);

- б) Способы изоляции (слоем пены, слоем продуктов взрыва ВВ, созданием разрывов в горячем веществе, слоем огнетушащего порошка, огнезащитными полосами);
- в) Способы разбавления (струями тонкораспыленной воды, газоводяными струями от АГВТ, негорючими парами и газами, горючих жидкостей водой);
- г) Способы химического торможения (огнетушащим порошком, галоидоуглеводородами).

Силами пожарно-технической комиссии проведено 9 обследований цехов, бытовых помещений, закреплённой территории. Выдано 4 предписания организациям, арендующим помещения ТЭС. Осуществлена перезарядка огнетушителей. Согласно графикам в цехах организовано и проводилось обслуживание кабельного хозяйства (осмотр, очистка); техническое обслуживание АУПТ, АУПС, насосов ПНС; опрессовка пожарного водовода; проверка пожарных кранов на водоотдачу; проверку «сухотрубов», проверка состояния первичных средств пожаротушения. Организован постоянный контроль за организацией и проведением огневых работ, за состоянием пожароопасных мест, за поступлением первичных средств пожаротушения.

В качестве объекта рассмотрения выбрано турбинное отделение.

Технологический процесс производства электрической относятся к производству повышенной опасности. Электроэнергия отпускается с шин генератора. Оборудование турбинного отделения работает в различных условиях, так турбина, а также трубопроводы перегретого пара, пара промперегрева, питательной воды, подогреватели, бойлера установленные в турбинном отделении работают под высоким давлением и температурой, испытывая механические нагрузки. Генератор, разнообразные насосы работают под высоким электрическим напряжением, в условиях повышенной вибрации и т. п.

Все перечисленные особенности работы оборудования требуют строжайшего соблюдения ПТБ и охраны труда, в соответствии с классом и категорией пожароопасности (таблица 12).

Здание турбинного отделения перекрывается железобетонными блоками. Стены цеха сборные из железобетонных плит, толщенной 300 мм. Для удобства обслуживания предусмотрены специальные площадки и лестницы с ограждениями.

Ширина проходов, проездов, расстояние от стен помещений до оборудования и между ними соответствует нормам СНиП 31-03-2001 «Производственные здания».

Для эвакуации предусмотрены эвакуационные выходы с каждого торца здания.

Таблица 12 – Класс и категория пожароопасности

	Класс пожароопасности ПУЭ	Класс по опасности поражения электрическим током	Категория помещений по пожароопасно-сти НПБ-105-03	Санитарный класс производства СП2.2.1.1312-03
Турбинное отделение	В-1б	Повышенная опасность	В3	Класс 2

В зависимости от вероятных причин возникновения пожара по ППБ-01-03 предусматривается иметь на территории цеха:

- а) внутренний противопожарный водопровод;
- б) пенные огнетушители;
- в) порошковые огнетушители;
- г) углекислотные огнетушители;
- д) ящики с песком.

7.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Все работы по обеспечению промышленной безопасности ведутся в соответствии с требованиями следующих нормативных документов:

- а) Трудовой кодекс
- б) Федеральный закон от 21.06.1997 г. №116 "О промышленной безопасности опасных производственных объектов".
- в) Постановление правительства РФ от 01.07.1995 г. №675 "О декларации безопасности промышленного объекта Российской Федерации".
- г) Приказ МЧС России и Госгортехнадзора России от 04.04.1995 г. №222/59 "О порядке разработки декларации безопасности промышленных объектов Российской Федерации".
- д) Постановление Федерального Госгортехнадзора от 01.10.1999 г. №65 "Об утверждении правил экспертизы декларации промышленной безопасности".

Заключение

В ходе проведенной дипломной работы была составлена и изучена методика расчета парогазовых установок тринарного типа, рассмотрена схема парогазовой установки утилизационного цикла с тремя контурами в условиях эксплуатации российского климата. В процессе исследования был произведен расчет принципиальной схемы тройного ПГУ с разными хладагентами. В результате исследования была определена самая благоприятная и эффективная температура для работы ПГУ в российских условиях климата и выбран наиболее эффективный хладагент для этой температуры R141b.

КПД ПГУ при температуре -40°C , выше чем при температуре $+40^{\circ}\text{C}$ почти на 7%, при этом на всем участке повышения температуры КПД станции падает со всеми хладагентами.

В итоге наиболее эффективный КПД, которого получилось добиться, 57,5%, а наименьший 51,24%.

Список использованной литературы

- 1) Канаев А.А., Корнеев М.И. Парогазовые установки. Конструкции и расчеты. Л.: Машиностроение, 1974. - 240с.
- 2) Трухний А. Д., Петрунин С. В. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа. – Москва: Изд. МЭИ, 2001. – 24 с.
- 3) Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – Москва: Изд. МЭИ, 2002. – 573 с.
- 4) Галашов Н.Н., Цибульский С.А. Анализ эффективности парогазовых установок тринарного типа. - Томск: Изд. ТПУ, 2014 – 6 с.
- 5) Костюк А.Г., Фролова В.В. Турбины тепловых и атомных электрических станций. – Москва: Изд. МЭИ, 2001 - 490с.
- 6) Антонова А.М, Воробьев А.В., Матвеев А.С., Орлов А.С. Использование метода малых отклонений для анализа эффективности тринарных парогазовых установок. - Томск: Изд. ТПУ, 2013 – 6 с.

Приложение А Расчет самого эффективного режима работы ПГУ

(обязательно)

Таблица А.1 – Результаты расчетов

Мощность ГТУ	$N_{гту}$	МВт	24,77
КПД ГТУ	$\eta_{гту}$	%	34,20
Расход газов за ГТУ	$G_{гту}$	кг/с	80,4
Температура уходящих газов из ГТУ	$t_{гту}$	°С	543
Коэфф. избытка возд. в уходящих газах	$\alpha_{г}$	-	2,5
Теплота, подвед.в камере сгорания ГТУ	$Q_{кс}$	МВт	72,4
Энтальпия газов за ГТУ	$h_{гту}$	кДж/кг	588,4
Температура острого пара перед ЦВД	$t_{оп}$	°С	520
Давление острого пара перед ЦВД	$P_{оп}$	МПа	17
Коэфф. потерь давления в регулир. клап.	k_{P0}	-	0,97
Давление пара после регулир. клапанов	$P_{оп1}$	МПа	16,49
Энтальпия острого пара	$h_{оп}$	кДж/кг	3343,2
Энтропия пара после регул. клапанов	$s_{оп1}$	кДж/кг*К	6,35
Давление за ЦВД	$P_{ЦВД}$	МПа	4,725
Теоретическая энтальпия пара за ЦВД	$h_{ктп}$	кДж/кг	2994,1
Располагаемый теплоперепад ЦВД	$Ho_{ЦВД}$	кДж/кг	349,2
Удельный объем пара перед ЦВД	$v_{оп1}$	м3/кг	0,0195
Удельный объем пара за ЦВД	$v_{ктп}$	м3/кг	0,0513
Средний объем пара в ЦВД	$v_{ср пт}$	м3/кг	0,0316
Относительный внутренний КПД ЦВД	$\eta_{oi ЦВД}$	-	0,3231
Действительный теплоперепад ЦВД	$Hi_{ЦВД}$	кДж/кг	112,8
Действительная энтальпия пара за ЦВД	$h_{к ЦВД}$	кДж/кг	3230,4
Энтропия пара за ЦВД	$S_{к ЦВД}$	кДж/кг*К	6,7224
Температура пара за ЦВД	$t_{кЦВД}$	°С	411,9
Температура насыщения пара за ЦВД	$t_{sЦВД}$	°С	260,4
Перегрев пара за ЦВД	$t_{ЦВД}$	°С	151,5
КПД электромеханический	$\eta_{эм}$	-	0,97
Мощность электрическая ЦВД	$N_{э ЦВД}$	МВт	1,3
Давление перед ЦСД за ПП	$P_{пп}$	МПа	4,50
Температура пара перед ЦСД	$t_{пп}$	°С	520
Энтальпия пара перед ЦСД	$h_{пп}$	кДж/кг	3486
Энтропия пара перед ЦСД	$S_{пп}$	кДж/кг*К	7,0910
Давление за ЦСД	$P_{кЦСД}$		0,200
Теоретическая энтальпия пара за ЦСД	$h_{ктЦСД}$	кДж/кг	2692,1
Располагаемый теплоперепад ЦСД	$Ho_{ЦСД}$	кДж/кг	794,2
Относительный внутренний КПД ЦСД	$\eta_{oi п}$	-	0,9200
Действительный теплоперепад ЦСД	$Hi_{ЦСД}$	кДж/кг	730,7
Действительная энтальпия пара за ЦСД	$h_{к ЦСД}$	кДж/кг	2755,7
Энтропия пара за ЦСД	$S_{к ЦСД}$	кДж/кг*К	5,9400

Температура пара за ЦСД	t_k ЦСД	°C	143,5
Температура насыщения пара за ЦСД	t_{sk} ЦСД	°C	120,2
Перегрев пара за ЦСД	t ЦСД	°C	23,3
Мощность электрическая ЦСД	$N_{э}$ ЦСД	МВт	8,1
Мощность электрическая ЦВД+ЦСД	$N_{э}$ ПТ	МВт	9,4
Коэффициент потерь в ПО1 за ЦСД	$k_{Pпо}$	-	0,95
Давление пара в КИ	$P_{ки}$	МПа	0,19
Температура насыщения пара в КИ	$t_{ки}$	°C	118,6
Энтальпия насыщения воды в КИ	$h_{ки}'$	кДж/кг	497,8
Энтальпия насыщения пара в КИ	$h_{ки}''$	кДж/кг	2703,9
Перегрев пара на выходе ПО1	$\square_{по1}$		5,0
Температура пара на выходе ПО1	$t_{по1}$		123,6
Энтальпия пара на выходе ПО1	$h_{по1}$		2714,6
Коэф. повыш. давления в насосе	$k_{Pн}$	-	1,3
Давление воды после насоса КНВ	$P_{кнв}$	МПа	22,10
Среднее давление воды в КНВ	$P_{ср н}$	МПа	11,15
Удельный объем воды за насосом	$v_{нп}$	м ³ /кг	0,00105
КПД насоса	η_n	-	0,8
Повышение энтальпии в КНВ	$\Delta h_{нп}$	кДж/кг	28,8
Энтальпия воды на входе ЭК1	$h_{вхЭК1}$	кДж/кг	526,7
Удельная изобарная теплоемкость воды	C_p	кДж/кг*К	4,197
Температура воды на входе ЭК1	$t_{вхЭК1}$	°C	125,47
Температурный напор на холод. конце ЭК1	$\theta_{ЭК1}$	°C	10
Температура газов за экономайзером ЭК1	$t_{гЭК1}$	°C	135,5
Энтальпия газов за экономайзером ЭК1	$h_{гЭК1}$	кДж/кг	140,5
КПД подогревателя	$\eta_{п}$	-	0,98
Тепло, подведенное в КУ в паровом цикле	$Q_{оп}$	МВт	35,3
Расход пара на паровую турбину	G_o ПТ	кг/с	11,5
Мощность конденсатного насоса КНВ	$N_{кнв}$	МВт	0,33
Мощность ПО1 по пару	$Q_{по1}$	кВт	471
Мощность КИ по пару	$Q_{кип}$	кВт	25460
Тепло, подведенное в ОП1 и КИ к хладону	$Q_{оп-ки}$	МВт	25,4
Степень сухости на выходе ЦСД	$X_{кп}$	-	-1,0000

Таблица А.2 – Результаты расчетов

Хладоновая часть ПГУ				
Тип хладона		хладон	R141b	ethanol
Температурный напор КИ	$\theta_{ки}$	°C	8	8
Температура насыщения хладона в КИ	$t_{киX}$	°C	110,6	110,6
Давление хладона в КИ	$P_{киX}$	МПа	0,85	0,32
Коэффициент потерь в ПО2 за ЦНД	$k_{Pпо}$	-	0,95	0,95

Начальное давление хладона перед ЦНД	P_{0x}	МПа	0,81	0,30
Плотность жидкости хладона в КИ	$\rho_{ки}'$	кг/м ³	1045,8	700,9
Плотность пара хладона в КИ	$\rho_{ки}''$	кг/м ³	37,3	4,9
Энтальпия хладона в КИ для насыщ. жидкости	$h_{ких}'$	кДж/кг	333,9	522,8
Энтальпия хладона в КИ для насыщ. пара	$h_{ких}''$	кДж/кг	511,4	1310,5
Коэффициент повышения давления в насосе	k_{PH}	-	1,3	1,3
Давление хладона за насосом КНХ	$P_{нх}$	МПа	1,05	0,39
Энтальпия хладона на входе ЦНД	$h_{oЦНД}$	кДж/кг	515,1	1325,1
Температура хладона на входе ЦНД	t_{oXT}	°C	113,2	117,3
Энтальпия хладона начальная	h_{0x}	кДж/кг	515,1	1325,1
Энтропия хладона начальная	s_{0x}	кДж/кг*К	1,88	4,08
Температура хладона в конденсаторе К	$t_{кх}$	°C	-40	40
Давление хладона в конденсаторе	$P_{кх}$	МПа	0,00	0,02
Плотность жидкости хладона в конденсаторе	$\rho_{кх}$	кг/м ³	1354,0	772,5
Энтальпия насыщения жидкого хладона в К	$h_{кх}'$	кДж/кг	155,6	300,5
Коэффициент потерь давления в ПО2	$k_{Pпо}$	-	1,05	1,05
Давление хладона за турбиной	$P_{кх ЦНД}$	МПа	0,00	0,02
Энтальпия хладона за ЦНД теоретическая	$h_{кхТ}$	кДж/кг	403,2	1159,7
Располагаемый теплоперепад в ХТ	H_{0x}	кДж/кг	112,0	165,4
Удельный объем хладона перед ЦНД	v_{0x}	м ³ /кг	0,0289	0,2184
Удельный объем хладона за ЦНД	$v_{кхТХ}$	м ³ /кг	5,2851	2,9670
Относительный КПД ЦНД в перегр. паре	$\eta_{oi ЦНД пп}$	-	0,87	0,87
Относительный КПД ЦНД во влаж. паре	$\eta_{oi ЦНД вл}$	-	0,868	0,870
Действительный теплоперепад в ЦНД	$H_i ЦНД$	кДж/кг	97,2	143,9
Энтальпия хладона за ЦНД	$h_{кхЦНД}$	кДж/кг	417,9	1181,2
Плотность жидкости хладона	$\rho_{кЦНД}'$	кг/м ³	1336,0	771,6
Плотность пара хладона	$\rho_{кЦНД}''$	кг/м ³	0,3	0,3
Энтальпия насыщения хладона жидкость	$h_{кЦНД}'$	кДж/кг	166,6	303,1
Энтальпия насыщения хладона пара	$h_{кЦНД}''$	кДж/кг	417,7	1206,9

Степень сухости на выходе ЦНД	x	-	0,99574	1,042
Степень влажности на выходе ЦНД	y	-	0,004	-0,042
Коэффициент потерь от влажности в ЦНД	квл	-	0,998	1,000
КПД электромеханический	$\eta_{эм}$	-	0,97	0,97
Температура за последней ступенью ЦНД	$t_{кхЦНД}$	°C	-30,0	40,9
Температура насыщения в конденсаторе	$t_{кх}$	°C	-40,0	40,0
Перегрев пара хладона за ЦНД	$t_{ЦНД}$	°C	10,0	0,9
Перегрев пара на выходе ПО2 выше t_s	$\theta_{по}$	°C	5	5
Температура пара хладона на выходе ПО2	$t_{кх по}$	°C	-35,0	45,0
Энтальпия хладона за насом КНХ1	$h_{КНХ1}$	кДж/кг	155,9	300,6
Энтальпия пара хладона за ПО2	$h_{по2}$	кДж/кг	414,6	1213,7
КПД подогревателя	$\eta_{п}$	-	0,98	0,98
Энтальпия конденсата хладона после ПО2	$h_{хпо2}$	кДж/кг	159,1	300,6
Температура хладона за ПО2 перед Подогр	$t_{вПО2}$	°C	-37,3	39,9
Температура входа хладона в ЭК2	$t_{вхЭК2}$	°C	60,0	60,0
Энтальпия входа хладона в ЭК2	$h_{вхЭК2}$	кДж/кг	271,0	358,8
Тепло, подведенное к хладону в ЭК2	$Q_{эк2}$	кВт	5382	5382
Энтальпия хладона на выходе ЭК2	$h_{выхЭК2}$	кДж/кг	313,0	524,9
Температура хладона на выходе ЭК2	$t_{выхЭК2}$	°C	94,5	111,2
Недогрев хладона перед КИ	$\theta_{эк}$	°C	16,1	-0,6
Плотность жидк. хладона в подогревателе	$\rho_{П'}$	кг/м ³	1163,2	754,3
Энтальпия насыщения хладона жидкость	h'	кДж/кг	269,9	358,0
Давление насыщ. хладона в подогревателе	P_{1s}	МПа	0,246	0,047
Давление хладона в отборе ЦНД	P_{1x}	МПа	0,259	0,049
Энтальпия хладона в отборе теоретическая	$h_{1тх}$	кДж/кг	488,5	1212,9
Энтальпия хладона в отборе действительная	h_{1x}	кДж/кг	492,0	1227,4
Расход хладона в отбор ЦНД	D_1	кг/с	42,2	2,0
Расход хладона в конденсатор	D_k	кг/с	83,5	29,8
Расход хладона в ЦНД	$G_o_{ЦНД}$	кг/с	125,7	31,8

Мощность ЦНД с отбором	$N_{\text{эЦНД}}$	кДж/кг	8,82	4,34
Среднее давление хладагона в насосе КНХ	$P_{\text{ср кнх}}$	МПа	0,13	0,03
Средний удельный объем хладагона	$v_{\text{ср кнх}}$	м ³ /кг	0,0007	0,0013
КПД насосов хладонового цикла	$\eta_{\text{н}}$	-	0,8	0,8
Повышение энтальпии в КНХ	$\Delta h_{\text{кнх}}$	кДж/кг	0,29	0,07
Мощность насоса КНХ	$N_{\text{кнх}}$	МВт	0,02	0,00
Среднее давление хладагона в насосе ПНХ	$P_{\text{ср пнх}}$	МПа	0,66	0,22
Средний удельный объем хладагона в ПНХ	$v_{\text{ср пнх}}$	м ³ /кг	0,0009	0,0013
Повышение энтальпии в ПНХ	$\Delta h_{\text{пнх}}$	кДж/кг	0,87	0,58
Мощность насоса ПНХ на хладоне	$N_{\text{пнх}}$	МВт	0,11	0,02
Температура газов за ЭК1	$t_{\text{гЭК1}}$	°С	135,5	135,5
Энтальпия газов за ЭК1	$h_{\text{гЭК1}}$	кДж/кг	140,5	140,5
Температура уходящих газов	$t_{\text{ух}}$	°С	70,0	70,0
Энтальпия уходящих газов	$h_{\text{ух}}$	кДж/кг	72,2	72,2
Мощность ПГУ брутто	$N_{\text{э пгу бр.}}$	МВт	43,0	38,50987
КПД ПГУ брутто	$\eta_{\text{пгу брутто}}$	%	59,35	53,17
Тепло отводимое от хладагона в конденсаторе	$Q_{\text{к}}$	кВт	21616	27181
Недогрев воды в конденсаторе	$\theta_{\text{к}}$	°С	3	3
Температура воды на выходе конденсатора	$t_{\text{вых}}$	°С	-43	37
Нагрев воды в конденсаторе	$\theta_{\text{к}}$	°С	10	10
Расход охлаждающей воды	$G_{\text{ов}}$	кг/с	516	649
Напор циркуляционного насоса	H	м.в.ст	10	10
КПД циркуляционного насоса	КПД	-	0,8	0,8
Мощность ЦН	$N_{\text{цн}}$	МВт	0,64	0,81
Суммарная мощность всех насосов	$N_{\text{н}}$	МВт	1,11	1,16
Мощность СН	$N_{\text{сн}}$	МВт	1,22	1,28
Удельный расход электроэнергии на СН	$\text{Э}_{\text{сн}}$	%	2,84	3,32

Мощность ПГУ нетто	Nэ пгу нет.	МВт	41,76	37,23
КПД ПГУ нетто	ηпгу нетто	%	57,66	51,41
Показатели работы ПГУ с ГТД насосов				
Суммарная мощность ГТД	Nгтд	МВт	1,18	1,24
КПД ГТД	КПДгтд	%	30	30
Теплота, подвед.в камерах сгорания ГТД	Qкс гтд	МВт	3,92	4,13
Расход уходящих газов ГТД	Gгтд	кг/с	4,90	5,16
Суммарн. расход уходящ. газов ГТУ и ГТД	Gгту+гтд	кг/с	85,3	85,6
Температура уходящих газов ГТД	tгтд	°С	470	470
Коэффициент избытка воздуха в газах ГТД	агтд	-	3,5	3,5
Энтальпия уходящих газов ГТД	hгтд	кДж/кг	499,9	499,9
Тепло подведенное к пару газами ГТУ	Q0-1	кВт	7118	7118
Тепло подведен. к пару газами ГТУ и ГТД	Q1-Эк1	кВт	30650	30743
Тепло подведенное к пару в цикле	Qо ПТ	кВт	37012	37103
Расход пара на паровую турбину	DoПТ	кг/с	12,0	12,1
Мощность электрическая ЦВД	Nэ ЦВД	МВт	1,32	1,32
Мощность электрическая ЦСД	Nэ ЦСД	МВт	8,54	8,56
Мощность электрическая ЦВД+ЦСД	Nэ ПТ	МВт	9,86	9,88
Тепло, подведенное в КИ паром	Qкип	МВт	26,70	26,77
Тепло, подведенное в КИ к хладону	Qких	кВт	26170	26235
Тепло, подведенное к хладону в ЭК2	Qэк2	кВт	5710	5727
Недогрев хладона перед КИ	θэк	°С	15,7	-1,1
Температура хладона на выходе ЭК2	tэх	°С	94,9	111,7
Энтальпия хладона на выходе ЭК2	hэх	кДж/кг	313,4	526,6
Расход хладона в отбор	D1	кг/с	44,4	2,1
Расход хладона в конденсатор	Dк	кг/с	87,7	31,4
Расход хладона номинальный	Go XT	кг/с	132,1	33,5
Мощность ЦНД с отбором пара	NэЦНД	МВт	9,3	4,6
Мощность ПГУ с ГТД нетто	Nэ пгу нет.	МВт	43,9	39,2

КПД ПГУ с ГТД нетто	$\eta_{\text{пгу нетто}}$	%	57,50	51,24
Теплота, подвед. в камер. сгоран. ГТУ и ГТД	$Q_{\text{кс}}$	МВт	76,3	76,6
Температура уходящих газов	t_{yx}	°C	70,0	70,0
Энтальпия уходящих газов	h_{yx}	кДж/кг	72,2	72,2
Мощность насоса КНВ	$N_{\text{кнв}}$	МВт	0,35	0,35
Мощность насоса КНХ	$N_{\text{кнх}}$	МВт	0,03	0,00
Мощность насоса ПНХ	$N_{\text{пнх}}$	МВт	0,11	0,02
Тепло хладона, отводимое в конденсаторе	$Q_{\text{к}}$	кВт	22724	28641
Расход охлаждающей воды	$G_{\text{ов}}$	кг/с	542	684
Мощность ЦН	$N_{\text{цн}}$	МВт	0,68	0,85
Суммарная мощность всех насосов	$N_{\text{н}}$	МВт	1,17	1,22

Приложение Б Описание и выбор оборудования
(обязательно)

Газовая турбина Siemens SGT-600 (дано по заданию)

Описание турбины - для работы в особо тяжелых условиях наилучшим выбором станет высокопрочная турбина SGT-600. Компактная турбина относится к классу агрегатов с номинальной мощностью 25 МВт, КПД открытого цикла достигает 34,2 %. SGT-600 — компактный двухвальный агрегат, пригодный для привода электрогенераторов и механических устройств. Турбина отличается длительным сроком службы, простым обслуживанием на месте и возможностью работы с самыми различными видами топлива: от жидкого горючего до природного газа. Компактность турбины делает ее пригодной для применения на море, а также для модернизации существующих установок.

Области применения

- а) решения для привода компрессоров;
- б) генерация электроэнергии в простом цикле;
- в) генерация электроэнергии в комбинированном цикле;
- г) идеальное решение для теплостанций благодаря высокой эффективности использования тепла отработанных газов;
- д) генерация электроэнергии в нефтегазовой промышленности:

— привод наземных электрогенераторов на нефтяных месторождениях, нефтеперерабатывающих заводах и пр.;

— морские платформы и плавучие нефтепромысловые суда.

Характеристики турбины:

Мощность на клеммах генератора, 24,77 МВт;

КПД, 34,2 %;

Степень повышения давления воздуха в компрессоре 14;

Массовый расход выхлопных газов, 80,4 кг/с;

Температура газов на выходе из двигателя, 543°C;

Требуемое давление топливного газа, $45 \pm 0,05$ МПа;

Скорость вращения силовой турбины, 7 700 об/мин.

Паровая турбина выбирается по расчетным значениям.

По каталогу выбрали Siemens SST- 150, описание турбины SST-150 – одноцилиндровая турбина, предназначенная для привода через редуктор генераторов с частотой вращения 1500 или 1800 об. /мин и скомпонованная на раме. При использовании для производства энергии она обеспечивает высокую тепловую эффективность в сочетании с исключительной компактностью.

Характеристики турбины

- а) Выходная мощность до 20 МВт;
- б) Давление на входе до 103 бар;
- в) Температура пара на входе до 525°C ;
- г) Частота вращения до 13 300 об./мин;
- д) Давление обора до 25 бар;
- е) Регулируемый отбор пара для теплофикации до 16 бар;
- ж) Давление на выходе (турбина с противодавлением) до 10 бар;
- з) Давление на выходе (конденсационная турбина) до 0,25 бар;
- и) Площадь выхлопа от 0,28 до 1,6 м².

Выбор котла- утилизатора, выбрали по каталогу в зависимости от газовой турбины. Производитель ОАО ТКЗ «Красный котельщик» (входит в ОАО «ЭМАльянс»), модель ТКУ – 15 (КВ – 25-150).

Характеристики КУ:

Аэродинамическое сопротивление 2500;

Расход утилизируемых выхлопных газов, 80 к/с;

Температура питательной воды, 70°C ;

Температура воды на выходе, 150°C ;

Теплопроизводительность, 27 Гкал/ч;

Температура газов, 543°C ;

Температура уходящих газов, 100°C .

Приложение Г Графики зависимостей КПД от температур наружного воздуха

(обязательно)

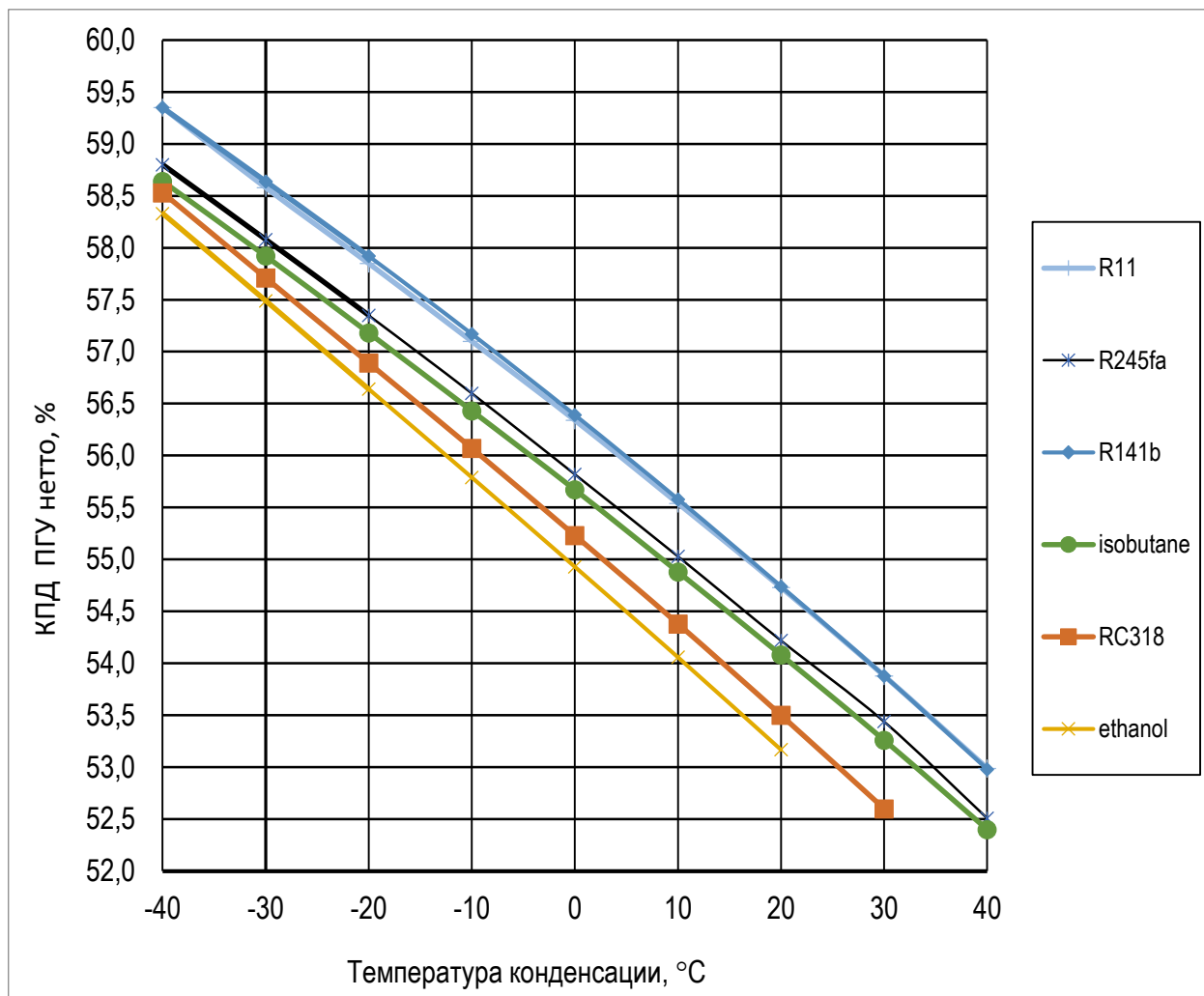


Рисунок Г.1 – График зависимости температуры наружного воздуха и КПД нетто, для исследуемых хладагентов

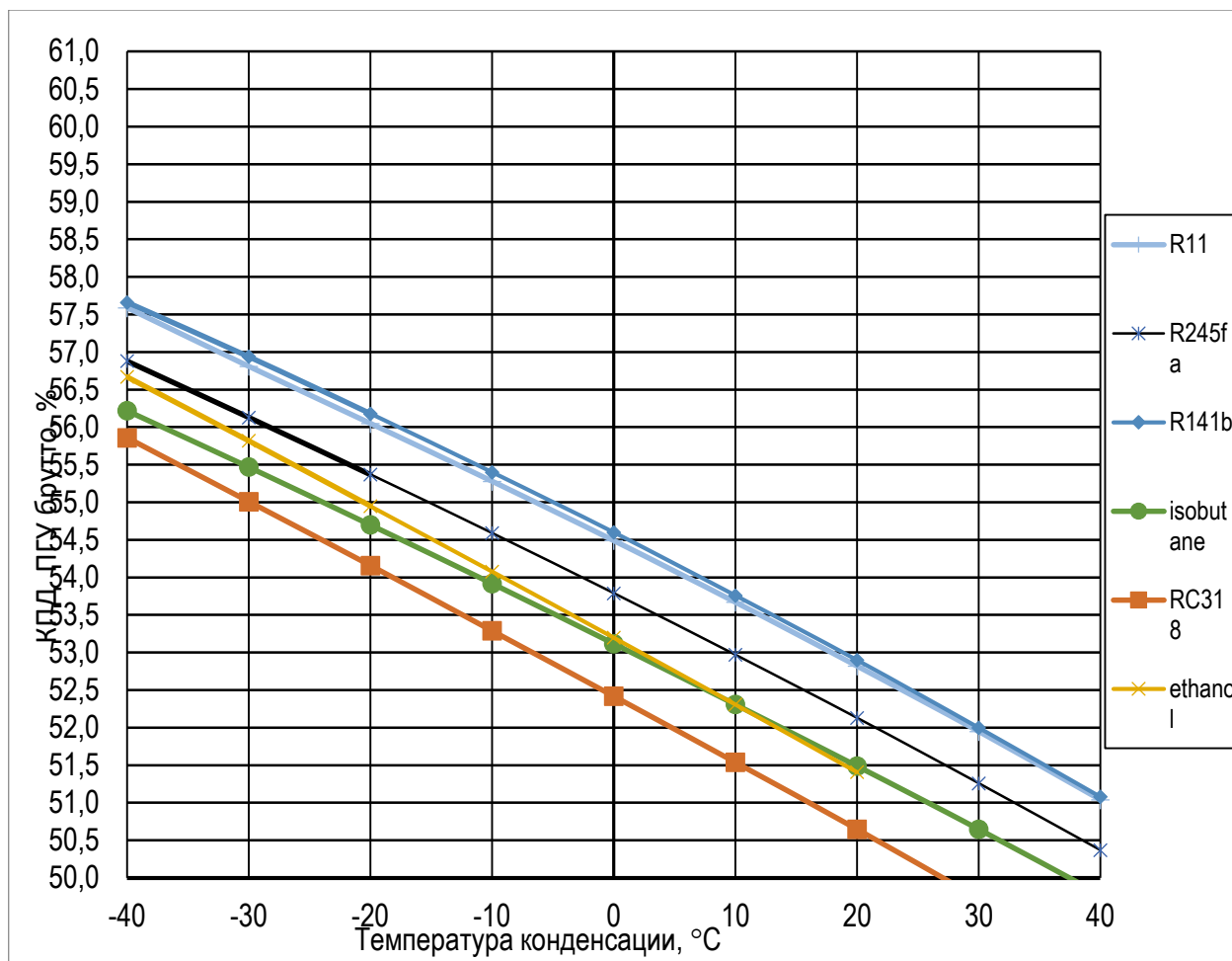


Рисунок Г.2 – График зависимости температуры наружного воздуха и КПД брутто, для исследуемых хладагентов