

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ДРУЖБЫ НАРОДОВ ИМЕНИ ПАТРИСА
ЛУМУМБЫ»

На правах рукописи

ЛАПИН МИХАИЛ ВЛАДИМИРОВИЧ

ПРИМЕНЕНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ТЕПЛОВОЙ НАСОСНОЙ
УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ
ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ МАЛОЙ МОЩНОСТИ В УСЛОВИЯХ
КРАЙНЕГО СЕВЕРА

2.4.7. Турбомашины и поршневые двигатели

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

Кандидат технических наук, доцент

Антипов Юрий Александрович

Москва - 2025

Оглавление

Введение.....	4
Глава I. Энергетика Крайнего Севера	10
1.1. Природно-климатические условия Крайнего Севера.....	10
1.2. Промышленный потенциал Крайнего Севера	14
1.2.1. Нефть и конденсат	15
1.2.2. Газ и СПГ	17
1.2.3. Уголь	21
1.2.4. Другие полезные ископаемые	24
1.3. Энергетическое обеспечение регионов Крайнего Севера.....	29
Задачи исследования	36
Выводы по первой главе.....	37
Глава II. Энергогенерирующие установки Крайнего Севера	38
2.1. Газотурбинные установки малой мощности	38
2.2. ГТУ малой мощности для привода генераторов и компрессоров.....	41
2.3. Вторичные энергоресурсы ГТУ малой мощности и методы их использования	47
2.4. Тепловые насосы для утилизации тепла ВЭР	53
2.5. Рабочие тела ТНУ	54
2.6. Многоступенчатая теплонасосная установка с промежуточным отбором	56
Выводы по второй главе	74
Глава III. Работа ТНУ в составе ГТУ	75
3.1. Работа ТНУ в составе ГПА.....	75
3.2. Работа ТНУ в составе ГТЭЦ	85
Выводы по третьей главе.....	93

Глава IV. Математическое моделирование и экспериментальные исследования переохладителя многоступенчатой ТНУ	95
4.1. Определение основных параметров модели и методика моделирования .	95
4.2. Экспериментально-исследовательская многоступенчатая теплонасосная установка	105
4.3. Методика проведения эксперимента.....	110
Выводы по 4-ой главе	111
Общие выводы	112
Список источников:	114

Введение

В настоящее время все больше на себя обращает внимание проблема модернизации парка энергооборудования в России. Как правило речь в основном идет о крупных ТЭС и ТЭЦ, а также о централизованных системах электро- и теплоснабжения. Однако во внимание не принимаются децентрализованные системы, а также изолированные системы энергоснабжения малой генерации. По оценкам Министерства энергетики в Российской Федерации находится до 100 тыс. изолированных поселений, в которых использование централизованного энергоснабжения является экономически нецелесообразным. В таких удаленных населенных пунктах проживают от 5 до 10 миллионов россиян, и ввиду высоких затрат на транспортировку топлива, а также высокие потери в сетях энергоснабжения затраты конечных потребителей составляют до 50% местного ВРП, что делает энергоснабжение возможным только в условиях крупных государственных субсидий.

Помимо экономических присутствуют также и экологические обоснования для модернизации изолированных систем энергоснабжения. В ряде регионов РФ жидкое и твердое виды топлив остаются основными для выработки тепловой и электрической энергии. В купе с низким КПД установок, их срока эксплуатации, а также степени экологичности и плохим состоянием теплосетей это приводит к повышенному расходу топлива, а, следовательно, и к увеличению количества вредных выбросов продуктов сгорания.

Изолированные системы энергоснабжения, которые удалены от топливных баз и, имеющие сложную и затратную схему доставки топлива, в основном используют ДЭС в качестве генераторов электроэнергии, и котельные на нефтепродуктах для теплоснабжения. Для покрытия дефицита тепловой энергии в районах с высоким показателем градусо-дней отопительного периода используют печное или электроотопление. Часть зданий социальной инфраструктуры, такие как школы, больницы и т.д. имеют центральное отопление от местных котельных, однако также используют дополнительные источники тепла.

Актуальность проблемы заключается в современных тенденциях замены традиционных источников тепло- и электроснабжения на более новейшие, отвечающие современным требованиям в области экологического воздействия и энергосбережения. Таковыми могут выступать когенерационные установки на базе двигателей сгорания, работающие совместно с ТНУ. Данное направление обозначено в энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2035 года.

Цель работы:

Целью работы является повышение эффективности работы когенерационных газотурбинных установок малой мощности в районах Крайнего Севера путем утилизации вторичных тепловых энергоресурсов (ВЭР) с использованием многоступенчатых тепловых насосов.

Задачи исследования

1. Проведение расчетно-теоретического анализа способов использования и метода расчета многоступенчатой тепловой насосной установки (ТНУ) в утилизационных схемах с когенерационными ГТУ малой мощности в условиях Крайнего Севера.
2. Проведение анализа схем расположения теплообменников-переохладителей хладагента и их влияние на коэффициент преобразования (англ. Coefficient of performance, COP) ТНУ.
3. Разработка методики определения гидравлических и термодинамических потерь фреона R600A в переохладителе ТНУ.
4. Создание математической модели процесса переохлаждения с учетом гидравлических и термодинамических потерь.
5. Провести анализ перспективных направлений и показать эффективность использования многоступенчатых ТНУ в утилизационных схемах с ГТУ малой мощности, работающих в условиях Крайнего Севера.
6. Разработка и создание экспериментальной многоступенчатой ТНУ с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.

7. Экспериментальные исследования работы многоступенчатой ТНУ на различных режимах

Научная новизна

- разработка научно обоснованного метода расчёта оптимальных соотношений расходов хладагента и источника высокопотенциальной теплоты по ступеням;
- определение оптимальных параметров переохлаждения хладагента многоступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням в целях повышения коэффициента преобразования;
- разработка математической модели переохладителя многоступенчатой ТНУ на базе программного комплекса ANSYS с учетом гидравлических и термодинамических потерь.

Объект исследования:

Трехступенчатая тепловая насосная установка с совмещённым переохладителем, в которой осуществляется отбор рабочего тела на первой и второй ступенях. Для подтверждения созданной методики расчета были проведены экспериментальные исследования трехступенчатой тепловой насосной установки, в которой хладагентом является R600A (изобутан).

Предметом исследования является влияние распределения степени нагрева и переохлаждения с учетом соотношения расходов хладагента и источника высокопотенциальной теплоты по ступеням на коэффициент преобразования тепловой насосной установки

Положения, выносимые на защиту:

- корректировка методики расчёта и определения коэффициента преобразования с учетом оптимальных соотношений расходов хладагента и источника высокопотенциальной теплоты многоступенчатой тепловой

насосной установки с промежуточным частичным отбором рабочего тела по ступеням;

- анализ применения результатов расчёта в утилизационных схемах ВЭР ГТУ;
- математическая модель переохладителя многоступенчатой ТНУ на базе программного комплекса ANSYS с учетом гидравлических и термодинамических потерь;
- результаты расчетных и экспериментальных исследований, проведённых на разработанной и созданной трехступенчатой ТНУ с промежуточным частичным отбором рабочего тела по ступеням.

Степень достоверности и апробация результатов научных положений и полученных результатов обусловлены:

- корректной постановкой задач, использования классической теории гидродинамики, теории термодинамики, теории теплообмена и применения численных методов;
- совпадением расчетных и экспериментальных данных коэффициента преобразования теплонасосной установки с учетом гидравлических и термодинамических потерь;
- качественным совпадением расчетных и экспериментальных данных параметров коэффициента преобразования трехступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням с учетом гидравлических и термодинамических потерь для рабочего тела R 600A.

Теоретические и расчетные результаты, полученные с использованием испытательного стенда, были реализованы в рамках конкурса на присуждение премий Мэра Москвы «Новатор Москвы» по направлению «Энергетика» в номинации «Проект будущего» по теме исследования: «Разработка высокоэффективной теплонасосной установки»; получен патент на изобретение по многоступенчатой теплонасосной установке.

Основные результаты диссертационных исследований были представлены на следующих научно-технических конференциях и семинарах:

1. II всероссийская научно-техническая конференция «Состояние и перспективы развития современной науки по направлению «технология энергоснабжения». Аппараты и машины жизнеобеспечения» в технополисе «ЭРА» в 2020 г., г. Анапа.

2. «Проблемы энергетического и машиностроительного промышленных комплексов». Секция «Энергетическое машиностроение» в 2021 г., РУДН, г. Москва.

3. III международная научно-техническая конференция «Экология в энергетике» в 2023 г., ОАО «ВТИ» в 2023 г., г. Москва.

Теоретическая и практическая значимость работы состоит:

- в разработке метода расчёта оптимальных соотношений расходов хладагента и источника высокопотенциальной теплоты по ступеням;
- в уточнении параметров переохлаждения хладагента в методе расчета основных параметров ТНУ;
- в разработке математической модели переохладителя многоступенчатой ТНУ на базе средств вычислительной гидродинамики с учетом гидравлических и термодинамических потерь;
- в определении зависимости COP от распределения степени нагрева по ступеням ТНУ;
- в повышении эффективности использования топлива когенерационных ГТУ малой мощности на основе использования многоступенчатых теплонасосных установок.

Публикации

По теме диссертации опубликовано 5 работ, из них опубликовано: в рецензируемых изданиях из Перечня ВАК РФ – 1, в перечне РУДН – 1, в международной базе цитирования Scopus – 0, а также 1 патент и 2 зарегистрированные программы для ЭВМ.

Структура и объем работы

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, списка литературы. Объем диссертации составляет 120 страниц основного текста, содержащего 33 таблиц и 50 рисунков, список литературы содержит 71 работу отечественных и зарубежных авторов.

Глава I. Энергетика Крайнего Севера

1.1. Природно-климатические условия Крайнего Севера

В настоящее время особое внимание уделено вопросу энергосбережения, как одному из пунктов в стратегии пространственного развития Российской Федерации. [52] Согласно ей Президентом РФ было поручено разработать план по гарантированному обеспечению электроэнергией за счет модернизации централизованных систем энергоснабжения, электрификации магистральных коридоров, внедрении интеллектуальных систем управления электросетями, а также развития распределенной генерации за счет возобновляемых источников энергии и вторичных энергоресурсов, в том числе и в удаленных и изолированных энергорайонах, таких как районы Крайнего Севера.

К Крайнему Северу России относятся территории арктических островов, побережье Северного Ледовитого океана, а также некоторые районы Сибири и Дальнего Востока. Территории, отнесенные к районам Крайнего Севера показаны на рис. 1.1. К районам Крайнего Севера в полном составе относятся 7 субъектов Российской Федерации: Камчатский край, Магаданская область, Мурманская область, Республика Саха (Якутия), Ненецкий автономный округ, Чукотский автономный округ и Ямало-Ненецкий автономный округ. Частично считаются районами Крайнего Севера или местностями, приравненными к районам Крайнего Севера 17 субъектов Российской Федерации: Республика Алтай, Республика Бурятия, Республика Карелия, Республика Коми, Республика Тыва, Забайкальский край, Красноярский край, Пермский край, Приморский край, Хабаровский край, Амурская область, Архангельская область, Иркутская область, Сахалинская область, Томская область, Тюменская область, Ханты-Мансийский автономный округ - Югра.[34]. Полный список территорий Крайнего Севера и приравненным к ним местностям представлен в табл.1.1. В зоне Крайнего Севера находится свыше 44% от общей площади Российской Федерации (7,6 млн. км²), на которой

климатообразующим фактором. Годовое количество суммарной солнечной радиации в арктической зоне составляет 250 кДж/см², в умеренном поясе, в связи с его большой протяжённостью, этот показатель изменяется от 290 кДж/см² в северной части до 450 кДж/см² в южной.

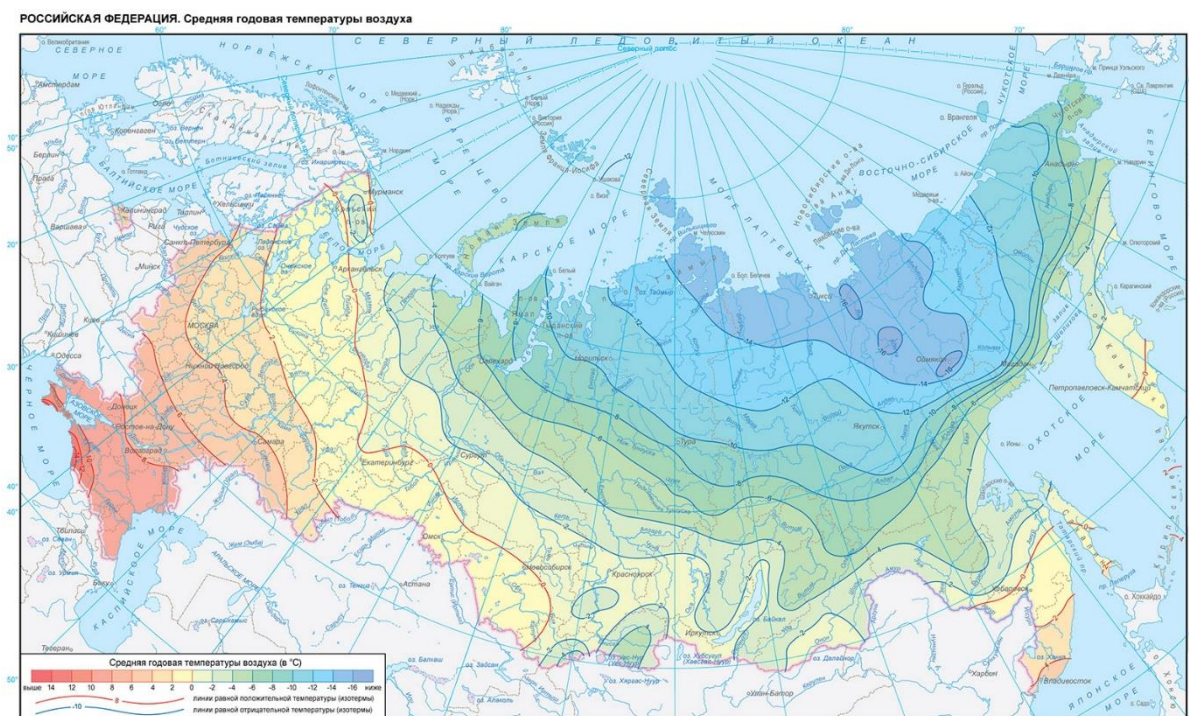


Рисунок 1.2 - Среднегодовая температура воздуха

Источник: Электронный ресурс «Родная Вятка» <https://rodnaya-vyatka.ru/>.

Большую роль в формировании климата региона играют океаны. Зона Крайнего Севера омывается тремя океанами: Атлантическим, Северным Ледовитым и Тихим.

Атлантические воздушные массы распространяются с запада на восток по всей части страны с умеренным климатом. Не встречая сильного сопротивления со стороны Уральских гор, воздух из Атлантики свободно переносится из западной части, где зимой вызывает оттепели и снегопады, до Забайкальского хребта, где смягчает морозы. Летом атлантические воздушные массы влияют на похолодание и выпадение осадков.

Наибольшее среди океанов оказывает Северный Ледовитый. Холодный арктический воздух под действием повышенного атмосферного давления

распространяется на всю площадь Западно-Сибирской равнины и Средне-Сибирского плоскогорья, постепенно прогреваясь и иссушаясь. Поэтому в северной части характерно выпадение большого количества осадков, а в южной устанавливается солнечная погода.

Наименьшее влияние на формирование климата оказывает Тихий Океан. Благодаря высоким горам на побережье Дальнего Востока тихоокеанские воздушные массы не распространяются вглубь страны. Основное влияние океан оказывает на прибрежные территории летом, когда над сушей создается область с пониженным атмосферным давлением. Летний муссон приносит с океана повышенную влажность, что выливается в виде туманов, ливней, ураганов и тайфунов.

Как отмечалось выше, рельеф формирует климат региона, задерживая или направляя воздушные массы, однако, расположенные на северо-востоке хребты способствуют застаиванию холодного воздуха из Арктики. Именно тут находится полюс холода - г. Оймякон. Для данной территории характерны также и большое количество осадков. Более подробная информация о метеоданных регионов Крайнего Севера представлена в табл.1.1.

Табл.1.1. Основные метеоданные регионов Крайнего Севера за 2012-2023 гг.

Субъект РФ	Температура, °С			Осадки за год, мм	Среднегодовая относительная влажность, %
	Среднегодовая	Абс. минимум	Абс. максимум		
Мурманская область	0	-31	29	1389	85
Магаданская область	-2,1	-44	29	1548	76
Камчатский край	2,3	-24	28	3242	71
Республика Саха (Якутия)	-10,7	-54	35	461	72
Ненецкий автономный округ	-3,4	-34	24	1506	80
Чукотский автономный округ	-6,8	-37	26	1523	81

Ямало-Ненецкий автономный округ	-5,1	-39	30	1374	78
Республика Алтай	3,1	-33	36	776	70
Республика Бурятия	-0,6	-44	35	276	65
Республика Карелия	3,7	-37	27	1294	79
Республика Коми	-1,3	-39	31	1369	78
Республика Тыва	0,7	-29	28	217	61
Забайкальский край	-0,8	-40	32	381	63
Красноярский край	-7,3	-47	29	1668	79
Пермский край	2,8	-39	38	1329	77
Приморский край	4,6	-34	33	794	69
Хабаровский край	2	-36	33	882	72
Амурская область	1,1	-43	32	555	86
Архангельская область	1,6	-31	32	1336	80
Иркутская область	0	-44	32	468	72
Сахалинская область	2,6	-31	31	1708	81
Томская область	1,6	-36	35	1201	72
Тюменская область	2,4	-39	37	859	73
Ханты-Мансийский автономный округ - Югра	-0,8	-41	34	1367	74

1.2. Промышленный потенциал Крайнего Севера

Однако, несмотря на все трудности, Крайний Север России обладает большим промышленным потенциалом. На Крайнем Севере России находятся значительные запасы полезных ископаемых, включая нефть, газ, золото, алмазы, уголь, редкоземельные металлы и другие. Однако их добыча осложняется суровыми климатическими условиями и удаленностью региона.

1.2.1. Нефть и конденсат

Общероссийские извлекаемые запасы нефти и конденсата на 2022 год составляют 31,2 млрд т., неравномерно распределенных среди 37 субъектов РФ. На долю территорий Крайнего Севера, а также шельфов Карского, Баренцева, Восточно-Сибирского, Чукотского, Охотского морей и моря Лаптевых приходится около 24,8 млрд т., что составляет свыше 79% от общих запасов нефти в РФ[7,46]. Распределение запасов нефти в РФ и ее основные месторождения представлены на рис.1.3.

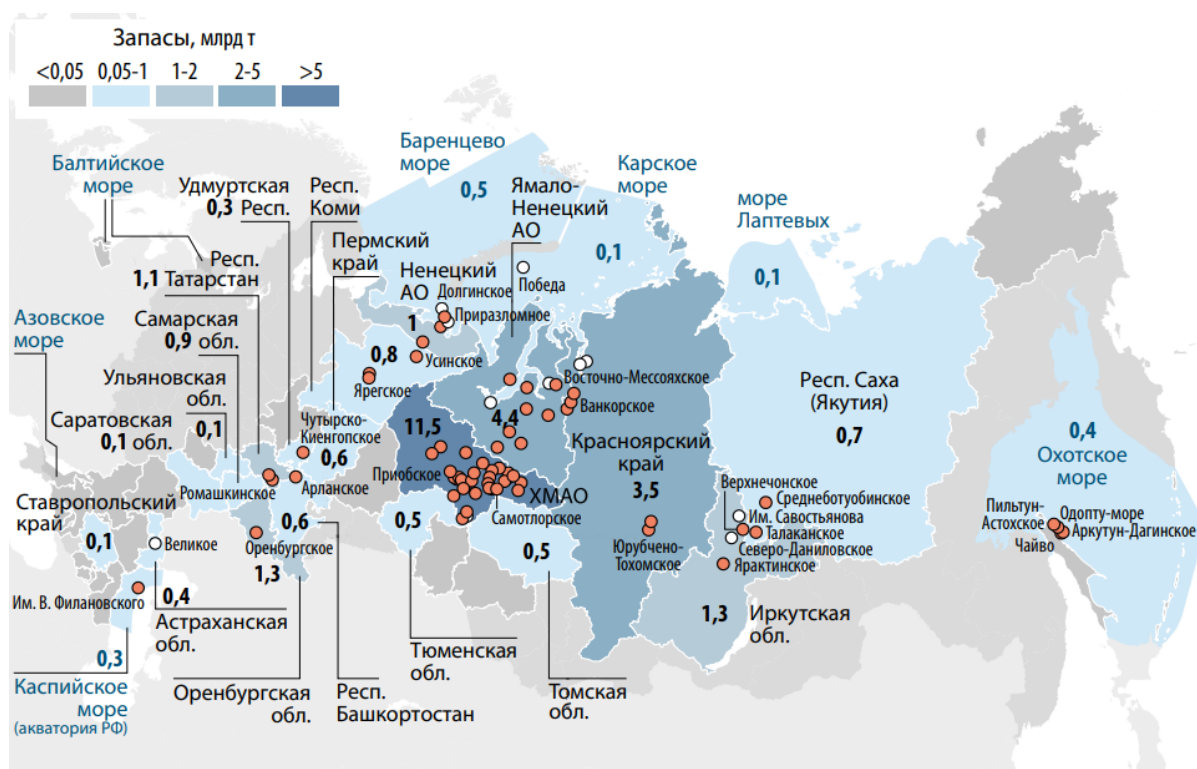


Рисунок 1.3 - Распределение запасов нефти и ее основные месторождения

Источник: Государственный доклад о состоянии и использовании минерально-сырьевых ресурсов Российской Федерации в 2021 году

Более 60% всех запасов страны сосредоточены в Западно-Сибирской нефтегазоносной провинции (НГП), расположенной на территориях Ханты-Мансийского, Ямало-Ненецкого автономных округов, Красноярского края, Тюменской, Омской, Томской и Новосибирской областей. Она включает в себя 11 нефтегазоносных комплексов.[10]

Третьей по объёмам запасов нефтегазоносной провинцией является Лено-Тунгусская НГП (охватывает территории Красноярского край, Иркутской области и Республики Саха (Якутия)), где в 9 НГК содержится около 10% запасов нефти страны.

В месторождениях Тимано-Печорской НГП, расположенной на территории Ненецкого АО и Республики Коми, и Восточно-Баренцевской НГП, расположенной на прилегающем шельфе Баренцева и Печорского морей находится 8% от общих разведанных и извлекаемых запасов нефти и конденсата.

Запасы шельфов морей Северного Ледовитого Океана (Карское море, море Лаптевых, Восточно-Сибирское море, Чукотское море) и Тихого Океана (Берингово море, Охотское море) на данный момент слабо изучены и составляют 2%.

Нефть, добываемая из неокомского комплекса Западно-Сибирской НГП, отличается лучшими характеристиками в отличие от нефти, добываемой на Урале и в Европейской части страны. Сравнение характеристик марок нефти представлено в табл.1.2.

Нефть марки Siberian Light обладает меньшей плотностью, низкой вязкостью, небольшим содержанием примесей и меньшей сернистостью, поэтому используется для смешивания и получения экспортируемой марки нефти Urals.

Таблица 1.2. Сравнение характеристик марок нефти

Марка нефти	Параметр	
	Плотность, кг/м ³	Содержание серы, %
Siberian Light	842	0,6 - 0,7
Urals	868	1,2
Нефть Европейской части РФ	892	3
Brent	839	0,4
WTI	827	0,4 - 0,5
Arab Heavy	890	2,3

В 2021 г. добыча жидких углеводородов достигла 516,9 млн т, в том числе нефти — 486,1 млн т., конденсата — 30,8 млн т. Более подробная информация о добыче нефти и конденсата в регионах РФ представлена на рис.1.4.

На долю регионов Крайнего Севера приходится около 75% от всего объёма добытой нефти и конденсата в 2021 году. До 63% добытой нефти приходится на Западно-Сибирскую НГП и Лено-Тунгусскую НГП. На долю месторождений Дальневосточного Федерального Округа (Лено-Виллюйская и Охотская НГП) приходится 6% добычи. С месторождений Тимано-Печорской и Восточно-Баренцевской НГП добыто около 5% нефти.

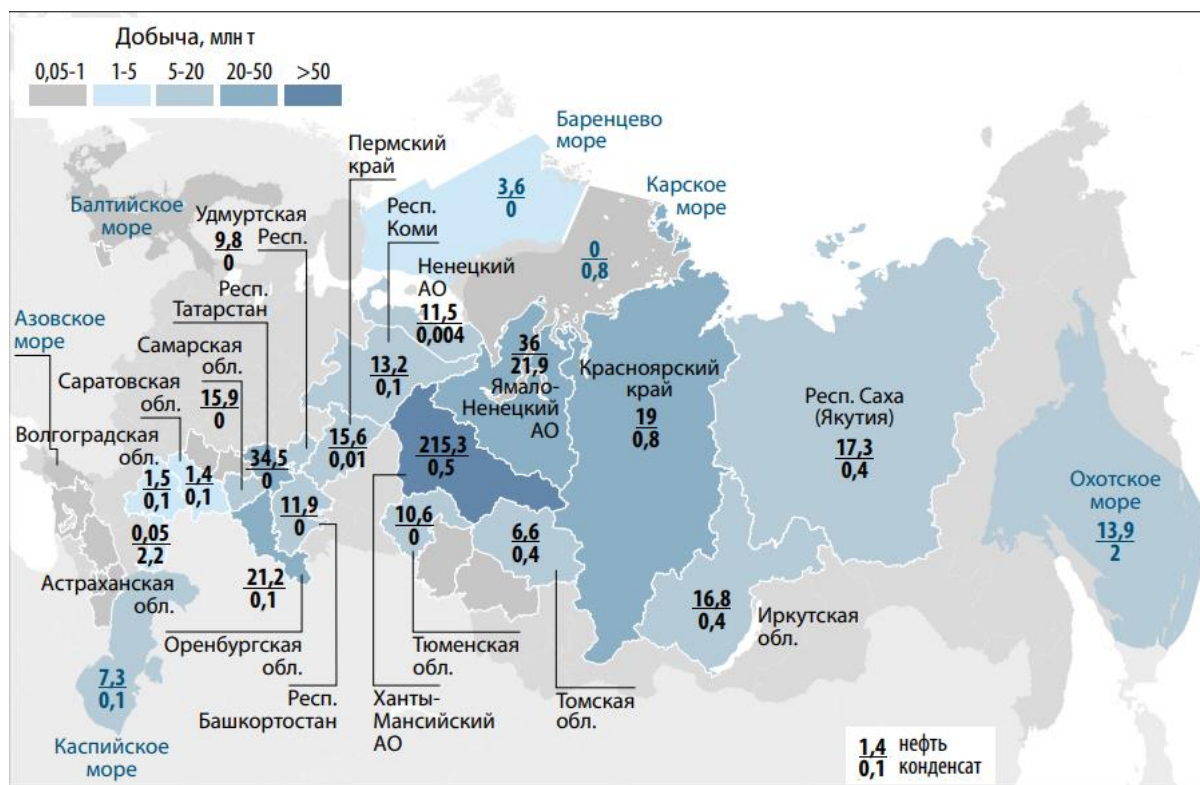


Рисунок 1.4 - Распределение добычи нефти и конденсата

Источник: Государственный доклад о состоянии и использовании минерально-сырьевых ресурсов Российской Федерации в 2021 году

1.2.2. Газ и СПГ

По состоянию на начало 2022 года российские извлекаемые запасы природного газа составляют 70,5 трлн куб. м расположенных в 37 субъектах

(Берингово море, Охотское море) на данный момент слабо изучены и составляют 23%. [2]

Следующими по объёмам запасов нефтегазоносной провинциями является Лено-Тунгусская и Лено-Вилуйская НГП (охватывают территории Красноярского края, Иркутской области и Республики Саха (Якутия)), где в 9 НГК содержится около 13% запасов страны.

В месторождениях Тимано-Печорской НГП, расположенной на территории Ненецкого АО и Республики Коми, и Восточно-Баренцевской НГП, расположенной на прилегающем шельфе Баренцева и Печорского морей находится 8% от общих разведанных и извлекаемых запасов газа.[12]

В 2021 г. добыча природного газа достигла 767,7 млрд куб. м, в том числе свободного газа — 720,6 млрд куб. м, растворенного — 47,1 млрд куб. м. Более подробная информация о добыче газа и конденсата в регионах РФ представлена на рис.1.6.

На долю регионов Крайнего Севера приходится около 90% от всего объёма добытого газа и конденсата в 2021 году. До 79% добытого газа приходится на Западно-Сибирскую НГП.

С месторождений шельфа морей и Тимано-Печорской НГП добыто около 7,7% и 0,3% соответственно.

На долю месторождений Лено-Тунгусской НГП приходится 3% добычи. Столь малое количество связано с тем, что добыча в Иркутском и Якутском газовых центрах только начинается. К тому же газ в этих месторождениях содержит большое количество примесей этана, пропана, бутанов и более тяжелых углеводородов, что требует дополнительных затрат на переработку и

соответствующей

газоперерабатывающей

инфраструктуры.



Рисунок 1.6 - Распределение добычи свободного природного газа и конденсата

Источник: Государственный доклад о состоянии и использовании минерально-сырьевых ресурсов Российской Федерации в 2021 году

Всего в 2021 г. на переработку отправлено 70,4 млрд куб. м. природного газа, из которых 68,2 млрд куб. м. (около 97%) отправлено на производство сжиженного природного газа. На начало 2023 года на территориях Крайнего Севера работало 3 завода по сжижению газа: 4 очереди Ямал-СПГ, 2 очереди Арктик СПГ-2 и три очереди Сахалин-2. Также в процессе строительства находятся завод Арктик СПГ-1 и Дальневосточный СПГ.



Рисунок 1.7 - Схема газовой промышленности и системы магистральных газопроводов России

Источник: Государственный доклад о состоянии и использовании минерально-сырьевых ресурсов Российской Федерации в 2021 году

1.2.3. Уголь

По состоянию на начало 2022 года экономически целесообразные к добыче запасы угля, сосредоточенные в 22 угольных бассейнах, составили 274,3 млрд т. Из них: бурый уголь - 145,8 млрд т. (53%); каменный - 119,6 млрд т. (44%); антрацит - 8,9 млрд т. (3%). Количество экономически нецелесообразные к добыче забалансовых запасов составляет 55,8 млрд т. Из них: каменный уголь - 33,1 млрд т. (60%); бурый уголь - 17,5 млрд т. (31%); антрацит - 5,2 млрд т. (9%).

Бурый уголь, составляющий более 49% всех запасов, содержит большое количество влаги и примесей, поэтому не используется для обогащения. Такой уголь добывают в основном для использования на энергетических предприятиях внутри страны. Экспортируемые каменные угли, а также коксующиеся угли и антрациты проходят процедуру обогащения, снижающую зольность. Подробная информация о качестве угля из различных бассейнов РФ представлена в табл. 1.3.

Таблица 1.3. Сравнение характеристик угля

Угольный бассейн	Параметр		
	Зольность, %	Содержание серы, %	Удельная теплота сгорания, МДж/кг
Канско-Ачинский	7-15	0,3-0,7	13-15
Южно-Якутский	10-18	0,3-0,5	22-37,4
Тунгусский	9-25	0,2-1	25
Печорский	8,5-25	0,5-1	18,1-26,7
Ленский	5-25	0,2-0,5	27,9-33,5
Кузнецкий	10-16	0,3-0,8	22,8-29,8
Иркутский	19-30	5,5	17,6-22,6
Донецкий	10,5-29	1,8-4,2	18,5-20,1

На долю территорий Крайнего Севера приходится 160 млрд т., что составляет 48% от общих запасов угля в РФ. Распределение запасов угля по угольным бассейнам в РФ представлено на рис.1.8.

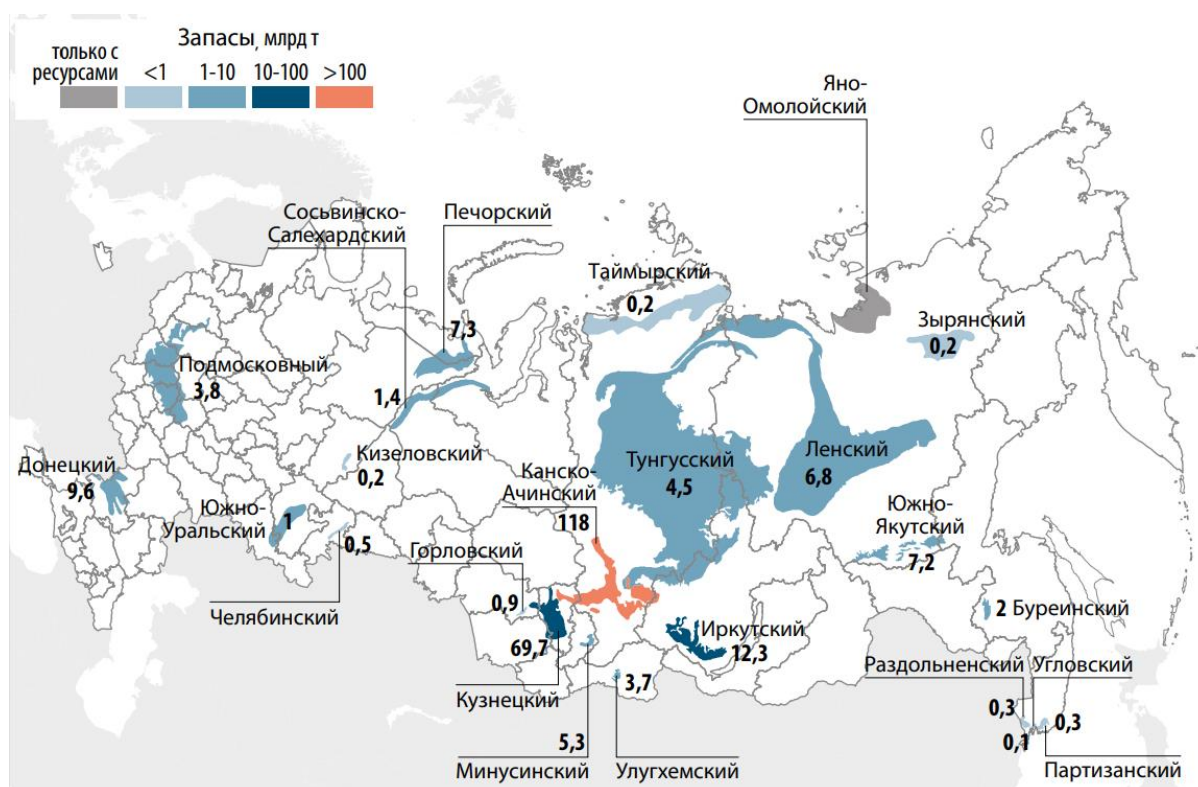


Рисунок 1.8 - Распределение запасов угля по угольным бассейнам

Источник: Государственный доклад о состоянии и использовании минерально-сырьевых ресурсов Российской Федерации в 2021 году

Около 36% общероссийских запасов сосредоточены в Канско-Ачинском угольном бассейне, расположенном на территориях Красноярского края, Кемеровской и Иркутской областей, а также Республики Саха (Якутия). Здесь содержится до 80% всего бурого угля в РФ. Высокая рентабельность бассейна обусловлена эффективной добычей открытым способом и высоким качеством сырья, однако, уголь обладает меньшей калорийностью по сравнению с другими бассейнами.[2]

Иркутский угольный бассейн содержит 3,7% общероссийских запасов угля. Месторождения бассейна в основном сложены из высокосернистых каменных углей с высоким процентом зольности. Данный уголь используется преимущественно в энергетике и реализуется в основном регионе добычи.

В Печорском бассейне сконцентрировано 2,2% запасов угля. Каменные и коксующиеся угли бассейна имеют среднюю зольность, малую сернистость. Добыча осложнена тем, что залежи находятся на значительной глубине и сложными горно-геологическими условиями отработки.

В недрах Южно-Якутского бассейна находятся 2,2% общероссийских запасов. Расположение пластов позволяет добывать уголь открытым способом. Уголь данного бассейна отличается средней зольностью, низким содержанием серы и высокой калорийностью. Близость бассейна к портам Дальнего Востока делает южно-якутский уголь наиболее приемлемым для экспорта.

В 2021 г. угледобыча составила 396,6 млн т., из которых 297,5 млн т. (около 75%) — каменный уголь. На долю регионов Крайнего Севера приходится около 35% (137,3 млн т.) общей добычи. Более подробная информация о добыче угля в регионах РФ представлена на рис.1.9.



Рисунок 1.9 - Добыча угля в регионах РФ

Источник: Государственный доклад о состоянии и использовании минерально-сырьевых ресурсов Российской Федерации в 2021 году

1.2.4. Другие полезные ископаемые

Помимо топливно-энергетических ресурсов в регионах Крайнего Севера расположены залежи и ведется добыча многих полезных ископаемых, среди которых руды (урановые, железные, хромовые); редкоземельные и драгоценные металлы (медь, серебро, золото, алюминий, платина, титан) и другие (алмазы, фосфаты). Информация о запасах и добыче полезных ископаемых на территориях Крайнего Севера представлена в табл.1.4.

Таблица 1.4. Запасы и добыча полезных ископаемых на территориях Крайнего Севера

Субъект РФ	Запасы	Доля в запасах РФ, %	Добыча	Доля в добыче РФ, %
Железные руды, млн т.				
Мурманская область	2600	2,3	30,7	8,2
Магаданская область	900	0,8	36,2	9,6

Республика Саха (Якутия)	7300	6,5	0	0,0
Ямало-Ненецкий автономный округ	10	0,0	0	0,0
Республика Алтай	700	0,6	0	0,0
Республика Карелия	900	0,8	0	0,0
Забайкальский край	2600	2,3	10,6	2,8
Красноярский край	2700	2,4	0	0,0
Приморский край	100	0,1	0	0,0
Амурская область	600	0,5	0	0,0
Иркутская область	2000	1,8	5,3	1,4
Всего	20410	18,2	82,8	22,0
Марганцевые руды, млн т.				
Республика Коми	2	0,7	0	0
Забайкальский край	0,7	0,2	0	0
Красноярский край	91	29,8	0	0
Иркутская область	4,1	1,3	0	0
Всего	97,8	32,1	0	0
Хромовые руды, млн т.				
Мурманская область	9,5	17,3	0	0
Республика Карелия	28,2	51,5	0	0,0
Пермский край	7	12,8	0,12	22,9
Ямало-Ненецкий автономный округ	5,8	10,6	0,39	74,6
Всего	50,5	92,2	0,5	97,5
Алюминиевое сырье, млн т.				
Архангельская область (бокситы)	250,6	13,3	0,4	5,5
Республика Коми (бокситы)	344,8	18,3	4,2	63,6
Красноярский край (бокситы)	83,3	4,4	0,0	0,0
Мурманская область (нефелиновые руды)	3209,2	50,3	35,7	91,8
Республика Тыва (нефелиновые руды)	346,2	5,4	0	0,0

Красноярский край (нефелиновые руды)	738	11,6	0,0	0,0
Всего:				
- Бокситы	678,7	36,0	4,6	69,1
- Нефелиновые руды	4293,4	67,4	35,7	91,8
Медь, млн т.				
Мурманская область	2	1,6	0,017	1,5
Республика Карелия	0,2	0,2	0,000	0,0
Республика Алтай	0,1	0,1	0,000	0,0
Республика Тыва	3,8	3,1	0,005	0,4
Красноярский край	33,4	27,3	0,402	35,1
Республика Бурятия	0,1	0,1	0,000	0,0
Забайкальский край	23,6	19,3	0,087	7,6
Республика Саха (Якутия)	0,3	0,2	0,000	0,0
Амурская область	0,8	0,7	0,000	0,0
Приморский край	0,03	0,0	0,001	0,1
Хабаровский край	8,6	7,0	0,003	0,3
Магаданская область	0,003	0,0	0,001	0,1
Камчатский край	0,01	0,0	0,000	0,0
Чукотский автономный округ	6,4	5,2	0,000	0,0
Всего	79,34	64,8	0,5	45,0
Золото, т.				
Мурманская область	33,7	0,18	0,1	0,02
Республика Карелия	63,1	0,33	0	0,00
Республика Алтай	23,1	0,12	0,5	0,11
Республика Тыва	127,3	0,66	2,7	0,62
Красноярский край	2640,9	13,77	77,4	17,67
Республика Бурятия	166,5	0,87	6	1,37
Забайкальский край	1311,8	6,84	40,7	9,29
Республика Саха (Якутия)	1701,3	8,87	64,3	14,68
Амурская область	480,1	2,50	35,7	8,15
Приморский край	24,8	0,13	0,3	0,07
Хабаровский край	826,3	4,31	32,4	7,40
Магаданская область	2004,5	10,45	69,1	15,77

Камчатский край	198,4	1,03	6,2	1,42
Чукотский автономный округ	778,6	4,06	23,0	5,25
Пермский край	9,1	0,05	0,4	0,09
Республика Коми	54,3	0,28	0,0	0,00
Ямало-Ненецкий автономный округ	16,9	0,09	0,0	0,00
Ханты-Мансийский автономный округ	13,9	0,07	0,0	0,00
Иркутская область	2639,3	13,76	29,8	6,80
Сахалинская область	1,4	0,01	1,9	0,43
Всего:	13115	68,37	390,52	89,14
Серебро, т.				
Мурманская область	600	0,42	6,6	0,29
Республика Карелия	200	0,14	0	0,00
Республика Алтай	10	0,01	0,5	0,02
Республика Тыва	800	0,56	47,9	2,11
Красноярский край	14100	9,82	255,6	11,28
Республика Бурятия	8900	6,20	3,7	0,16
Забайкальский край	28400	19,78	255,8	11,29
Республика Саха (Якутия)	19000	13,23	265,1	11,70
Амурская область	1000	0,70	37,8	1,67
Приморский край	5100	3,55	32,1	1,42
Хабаровский край	2300	1,60	37,6	1,66
Магаданская область	10300	7,17	742,4	32,76
Камчатский край	700	0,49	15,7	0,69
Чукотский автономный округ	4200	2,92	119,9	5,29
Ямало-Ненецкий автономный округ	40	0,03	0	0,00
Иркутская область	2000	1,39	3,7	0,16
Сахалинская область	6	0,001	5,7	0,25
Архангельская область	1200	0,84	0	0,00
Всего:	98856	68,84	1830,1	80,75

Платиноиды, т.				
Мурманская область	586,5	3,43	0	0
Республика Карелия	158,7	0,93	0	0
Красноярский край	14995	87,7	134,9	100
Забайкальский край	156,2	0,91	0	0
Республика Саха (Якутия)	0,2	0,001	0	0
Амурская область	51,6	0,3	0	0
Хабаровский край	28,7	0,17	0	0
Камчатский край	12,1	0,07	0	0
Всего:	15989	93,56	134,9	100,00
Алмазы, млн карат				
Архангельская область	206,9	18,20	8,7	21,59
Иркутская область	0,1	0,01	0	0,00
Республика Саха (Якутия)	810,7	71,3	29,3	72,70
Пермский край	1,2	0,11	0	0,00
Красноярский край	118	10,38	0	0,00
Всего:	1136,9	99,99	38	94,29

Российские балансовые запасы урана, заключенные в недрах 53 месторождений, составляют 707,7 тыс. т., на 8 месторождениях находятся забалансовые запасы, составляющие 134 тыс. т. На долю месторождений Крайнего Севера приходится 80% всех запасов страны. За 2021 год в РФ добыто 2,6 тыс. т. урана, из которых 77% на территории Забайкальского края и Республики Бурятии. Распределение запасов урана по регионам РФ представлено на рис.1.10.



Рисунок 1.10 - Распределение запасов уранов по регионам РФ

Источник: Государственный доклад о состоянии и использовании минерально-сырьевых ресурсов Российской Федерации в 2021 году

Добывающие и перерабатывающие предприятия Крайнего Севера оказывают огромное влияние на экономику России. Крайний Север играет ключевую роль в формировании ТЭК страны: в регионе добывается 75% нефти; 90% природного газа и 35% угля.

Помимо энергоресурсов в регионе добывается 77% урановых руд, 22% железных руд, 98% хромовых руд, 92% алюминия, 45% меди, 89% золота, 81% серебра, 94% алмазов, 99% фосфатов, титана, платины в РФ. [17] Регионы Крайнего Севера вносят вклад в отечественный ВВП, равный примерно 30%, а доля от экспорта страны приближается к 70%.

1.3. Энергетическое обеспечение регионов Крайнего Севера

Электро- и теплоснабжение Российской Федерации представлено тремя зонами: зона функционирования объединённой энергетической системы; зона функционирования изолированных систем и зона автономного энергообеспечения.

Объединённая энергосистема России включает экономически более развитые районы. Территориально делится на 7 ОЭС: Центр, Северо-Запад, Юг, Урал, Сибирь и Восток. Между собой системы связаны высоковольтными линиями электропередач (ЛЭП) 500 и 750 кВ. [28]

Изолированные энергосистемы не имеют электрических связей для параллельной работы с другими энергосистемами. К таким относятся ЭС Северного, Западного и Центрального районов Республики Саха (Якутия), п-ов Таймыр Красноярского края, Чукотского автономного округа, Камчатского края, Магаданской области и Сахалинской области. Центры генерации и потребления электроэнергии соединены ЛЭП с напряжением от 35 до 330 кВ.

Автономное энергоснабжение характерно для малых населенных пунктов, удаленных от топливных баз и, имеющие сложную и затратную схему доставки топлива. На рис. 1.11 показаны потребители и генерирующие предприятия такого типа рассредоточены преимущественно в зоне полярного круга, и связаны с генерацией ЛЭП с напряжением до 25 кВ.

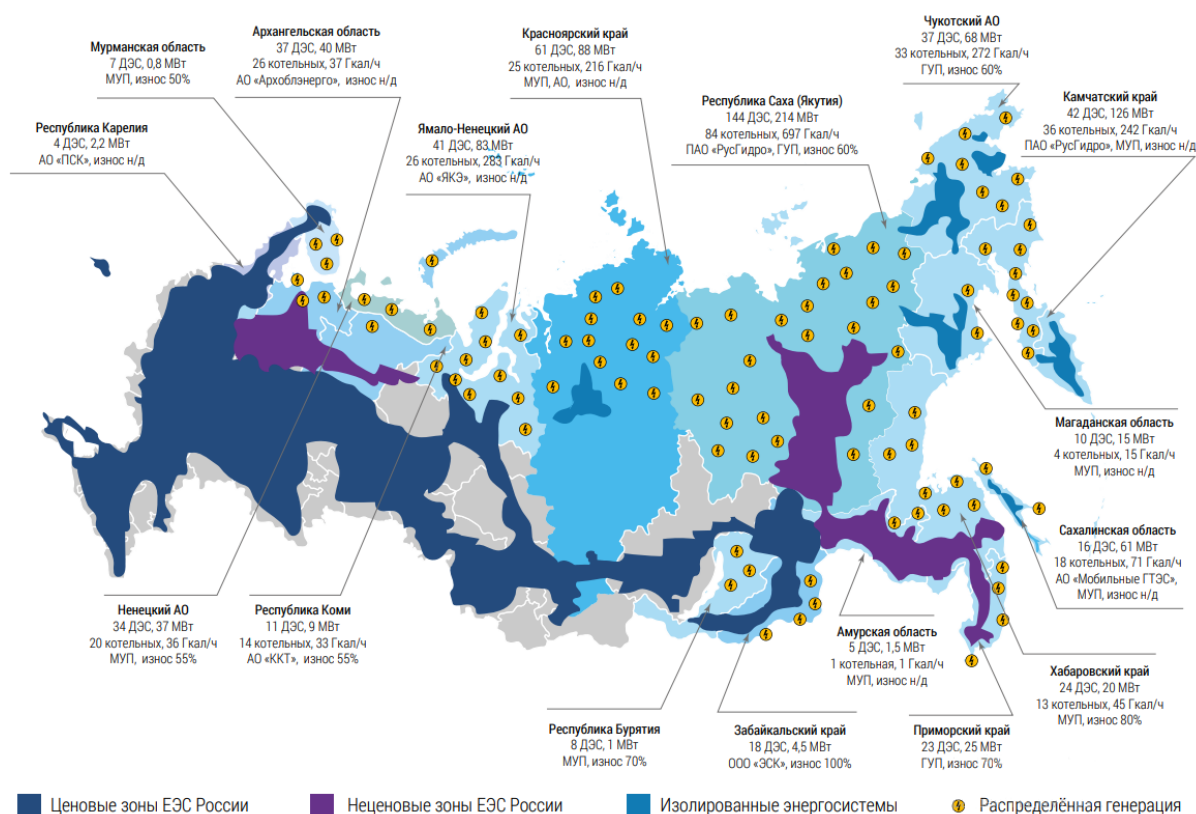


Рисунок 1.11 - Потребители и генерирующие предприятия крайнего севера

Источник: Источник: запрос в регионы
от АО «КРДВ» и ФГБУ «РЭА» Минэнерго России

Районы Крайнего Севера и местности к ним приравненные снабжаются электроэнергией преимущественно децентрализованным или автономным способом, показано на рис. 1.12, Централизованное энергоснабжение имеет место быть в крупных городах (Якутск, Красноярск, Ханты-Мансийск), возле железных дорог, газо- и нефтемагистралей, а также крупных промышленных, добывающих и перерабатывающих предприятий (Норильск, Новый Уренгой).

Ввод новых генераций или подстанций (ПС) осуществляется по схожему принципу. Согласно отчету ПАО Россети от 2022 года, в инвестиционную программу до 2030 года включены постройки новых высоковольтных подстанций для обеспечения предприятий Лукойл и тяговые подстанций по заказу РЖД.

Централизованная энергетика Крайнего Севера представлена гидроэлектростанциями (Мурманская область, Республика Карелия) тепловыми и атомными электростанциями. Условия для строительства ветроэнергетических и солнечных электростанций не очень благоприятны из-за низкой инсоляции и сильных ветров.

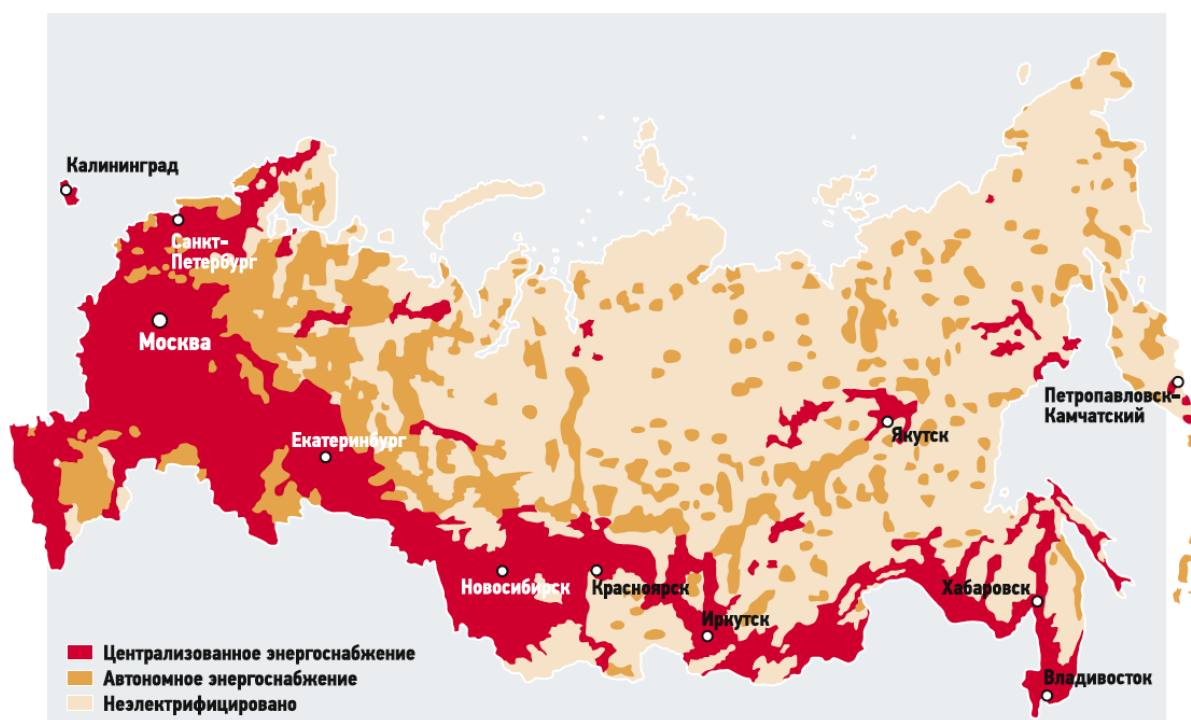


Рисунок 1.12 - Регионы централизованного и автономного электроснабжения

Источник: Материалы международного форума по электроэнергетике UPGrid.

Генерация электроэнергии в районах Крайнего Севера имеет свои особенности из-за сложных климатических условий и удалённости от основных энергетических центров. Основные источники электроэнергии в этих районах включают:

- Дизельные электростанции (ДЭС) мощностью от 100 кВт до 3,5 МВт;
- Газотурбинные электростанции (ГТЭС) мощностью от 50 кВт до 80 МВт;
- Атомные электростанции, такие как Кольская АЭС (1760 МВт) и Билибинская АЭС (68 МВт) и малые атомные источники энергии, например, плавучие атомные теплоэлектростанции (ПАТЭС);
- Геотермальные ресурсы, такие как термальные воды и высокотермальные источники;
- Возобновляемые источники энергии, включая ГЭС, СЭС и ветровые электростанции;
- Тепловые электростанции, работающие на местном топливе (газ, уголь).[54]

Большая часть территории Крайнего Севера не электрифицирована, и использует автономные источники энергоснабжения. Обусловлено это отдаленностью и малой численностью населения рабочих поселений, что делает строительство ЛЭП и трансформаторных подстанций нерентабельным.

Генерация тепловой энергии в районах Крайнего Севера осуществляется на ТЭЦ и котельных с использованием различных источников, таких как уголь, газ и дизельное топливо. Полный перечень электро- и теплогенерирующих энергоустановок на территориях Крайнего Севера приведен в табл.1.5.

Табл. 1.5. Электро- и теплогенерирующие энергоустановки Крайнего Севера

Субъект РФ	ТЭЦ	ГЭС	АЭС	ДЭС	ГТЭС	ВЭС	СЭС	ГеоЭС	Котельные
Мурманская область	2	13	1	7		2			
Магаданская область	2	2		10					4
Камчатский край	4	2		42		1		5	36
Республика Саха (Якутия)	5	2		144	1	1	1		84
Ненецкий автономный округ				34	1				20
Чукотский автономный округ	3		2	37		1			33
Ямало-Ненецкий автономный округ	5			41	6	1			26
Республика Алтай		1					2		
Республика Бурятия				8					

Республика Карелия	1	13		4					
Республика Коми	6			11	3				14
Республика Тыва	1								
Забайкальский край		1		18					
Красноярский край	4	3		61					
Пермский край									
Приморский край				23					
Хабаровский край	4			24					13
Амурская область		1		5					1
Архангельская область	8			37	1				26
Иркутская область	3	2			1				
Сахалинская область	4			16	1	1			18
Томская область					3				
Тюменская область									
Ханты-Мансийский автономный округ - Югра	4				1				
Всего	56	40	3	522	18	7	3	5	275

Основным источником электроэнергии для изолированных районов Крайнего Севера являются дизельные электростанции. Тепловая энергия вырабатывается преимущественно водогрейными котлами. Подобная концепция раздельного производства тепловой и электрической энергии сильно уступает ТЭЦ

в плане эффективности и экономичности. Моральное устаревание основного и вспомогательного котельного оборудования, невозможность внедрения современных технологий автоматизации и контроля, а также износ тепломагистралей приводит к тому, что часть произведенной на ДЭС электроэнергии тратится потребителями на компенсирование недовыработки тепла котельными. Отсюда высокие удельные расходы топлива, низкие КИУМ (Коэффициент использования установленной мощности) и высокая стоимость электроэнергии.

Потребление энергии в районах Крайнего Севера характеризуется высокими ценами на топливо, электрическую и тепловую энергию. Тарифы на электроэнергию достигают 20–237 рублей за киловатт-час, что в 5–55 раз выше средних показателей по России, а на тепловую энергию — 3–20 тысяч рублей за гигакалорию (в 3–17 раз выше средних значений). Значительная часть расходов на энергоснабжение приходится на крупную промышленность и трубопроводные системы. Доходы коммунальных организаций от продажи электроэнергии, тепловой энергии и природного газа составляют 464 миллиарда рублей. Расходы бюджетов всех уровней на энергоснабжение регионов Крайнего Севера в 2016 году превысили 150 миллиардов рублей, а доля бюджета в оплате услуг энергоснабжающих организаций достигает 30–60%.[71]

Размеры перекрестного субсидирования и убытки компаний, снабжающих энергией потребителей Крайнего Севера, превышают 40 миллиардов рублей. Примерно половина этой суммы приходится на субсидирование потребителей с изолированными системами энергоснабжения.[9]

Решением данной проблемы является смена концепции энергоснабжения с внедрением новых технологий. Речь идет о переходе к концепции распределенной энергетики, осуществляемой на базе децентрализации, цифровизации, интеллектуализации систем энергоснабжения, с активным вовлечением самих потребителей и всех видов энергетических ресурсов и характеризуется

повышением энергетической эффективности и снижением выбросов парниковых газов.

Комитетом по энергетике Государственной Думы в феврале 2017 года было обозначено несколько рекомендаций по стимулированию развития распределенной энергетики:

- Установить приоритетом развитие когенерации и строительства ТЭЦ малой и средней мощности;
- Назначить приоритетность развития локальной электросетевой инфраструктуры;
- Стимулировать выдачу в сеть и продажи излишков электрической энергии, производимой потребителями на принадлежащих им объектах распределенной генерации, в том числе на основе возобновляемых источников энергии, вторичных энергетических ресурсов, или с использованием ископаемого топлива в режиме когенерации.

Задачи исследования

1. Проведение расчетно-теоретического анализа способов использования многоступенчатых тепловой насосной установки (ТНУ) в утилизационных схемах с когенерационными ГТУ малой мощности в условиях Крайнего Севера.
2. Проведение анализа схем расположения теплообменников-переохладителей хладагента и их влияние на коэффициент преобразования (англ. Coefficient of performance, COP) ТНУ.
3. Разработка методики определения гидравлических и термодинамических потерь фреона R600A в переохладителе ТНУ.
4. Создание математической модели процесса переохлаждения с учетом гидравлических и термодинамических потерь.
5. Провести анализ перспективных направлений и показать эффективность использования многоступенчатых ТНУ в утилизационных схемах с ГТУ малой мощности, работающих в условиях Крайнего Севера.

6. Разработка и создание экспериментальной многоступенчатой ТНУ с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.
7. Экспериментальные исследования работы многоступенчатой ТНУ на различных режимах

Выводы по первой главе

1. Регионы Крайнего Севера богаты многими полезными ископаемыми и играют огромную роль в экономике страны.
2. Суровые климатические условия региона непосредственно влияют на освоение ресурсов и конкурентность России на мировом рынке сырья.
3. Территории Крайнего Севера обеспечиваются теплом и энергией децентрализованно, с использованием неэффективных источников энергии.
4. Для дальнейшего развития экономики Крайнего Севера необходимо перейти к концепции распределенных энергосистем с использованием высокоэффективного оборудования и современных смарт-технологий.
5. Ведущую роль в распределенной энергетике будут играть высокоэффективные когенерационные установки малой и средней мощности (ГТУ), с использованием возобновляемых и вторичных энергоресурсов.

Глава II. Энергогенерирующие установки Крайнего Севера

2.1. Газотурбинные установки малой мощности

Газотурбинная установка (ГТУ) — это тепловой двигатель внутреннего сгорания, который работает по циклу Джоуля-Брайтона (Рис.2.1.). В состав ГТУ входят: компрессор для сжатия воздуха/газа (осевой или центробежный); камера сгорания для производства раскалённых газов (кольцевая, трубчато-кольцевая, выносная) и газовая турбина для преобразования тепловой энергии топлива в механическую энергию вращения ротора.

В качестве топлива для ГТУ используется газообразное топливо (природный газ, пропан-бутановая смесь, биогаз), жидкое топливо (дизельное топливо, керосин, бензин), твёрдое топливо (измельченная угольная пыль).

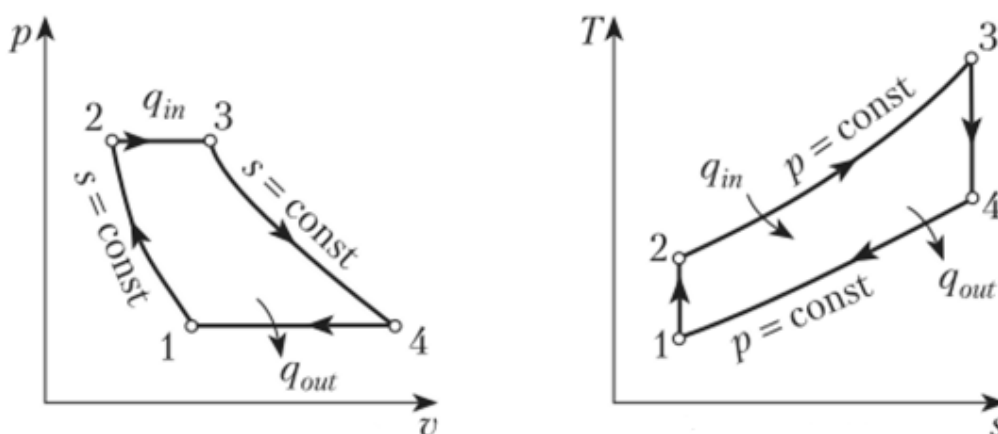


Рис.

Рисунок 2.1 - Цикл Джоуля-Брайтона в pV -координатах. Работа цикла происходит следующим образом: линия 1-2 - изоэнтропийное сжатие окислителя в компрессоре; линия 2-3 - изобарный подвод теплоты в камере сгорания; линия 3-4 - изоэнтропийное расширение в газовой турбине; линия 4-1 - изобарный отвод теплоты уходящих газов

Источник: Беглов Г.В. Термодинамика. Часть 2. 2018.

ГТУ классифицируются по:

- назначению (энергетические, авиационные, промышленные, для привода насосов/компрессоров, транспортные);
- количеству валов (одновальные, двухвальные, трехвальные);
- типу рабочего контура (открытые и замкнутые);
- сложности термодинамического цикла (простые и регенеративные).

В отличие от других энергоустановок ГТУ требует определённых параметров топлива перед подачей в камеру сгорания, поэтому давление топлива заранее увеличивают при помощи топливных насосов высокого давления или дожимных компрессоров.

Особенно ГТУ чувствительна к качеству циклового воздуха, связи с чем устанавливают комплексные воздухоочистительные установки (КВОУ), которые содержат несколько ступеней очистки воздуха и сепарирования влаги. Схема газотурбинной установки с комплексом основного и вспомогательного оборудования представлена на рис. 2.2.

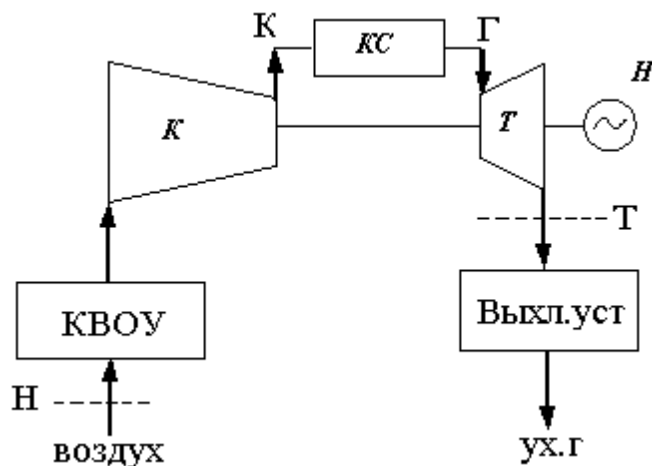


Рисунок 2.2 - Схема простой одновальной ГТУ открытого типа для привода генератора

Источник: Составлено автором

В энергетике ГТУ малой мощности используются для обеспечения электроэнергией и теплом жилых, коммерческих и промышленных объектов, а также для децентрализованного энергоснабжения удалённых и автономных

районов с ограниченными возможностями подключения к централизованным сетям. Согласно ГОСТ Р 55196—2012 Установки газотурбинные малой мощности для привода турбогенераторов к ГТУ малой мощности относятся агрегаты мощностью до 2,5 МВт, работающие по открытому циклу, а также ГТУ с конвертированными авиационными и судовыми двигателями, предназначенные для привода электрогенераторов, в том числе с утилизацией тепла уходящих газов. В табл. 2.1. представлены ГТУ малой мощности отечественных и зарубежных производителей, пользующихся популярностью в РФ[30,34,35].

Таблица 2.1. ГТУ малой мощности на российском рынке

Турбина	Производитель	Электрическая мощность, МВт	КПД, %	Вид топлива
SGT-50	Siemens	2	26	Природный газ
C 1000S	Capstone	1	33	Природный газ, пропан-бутан, биогаз
C 800S	Capstone	0,6	33	Природный газ, пропан-бутан, биогаз
C 600S	Capstone	0,2	33	Природный газ, пропан-бутан, биогаз
OP16	OPRA	1,8	26	Природный газ
GPB 17D	Kawasaki	1,69	26,6	Природный газ
DT-20	Daihatsu	2	21	Природный газ
NGT2A-T	Niigata	2,4	25,5	Природный газ
ГТУ-2,5П	ОДК "Авиадвигатель"	2,56	22	Природный газ, попутный нефтяной газ,

				жидкое топливо
ГТГ-1500-2	ОАО "Пролетарский завод"	1,5	21	Природный газ

2.2. ГТУ малой мощности для привода генераторов и компрессоров

Одна из сфер применения газовых турбин малой мощности – это строительство малых ТЭС, которые могут работать как в отдельных изолированных энергосистемах, так и в ЕЭС РФ. Учитывая небольшой КПД маломощных ГТУ, приоритет отдается когенерационным установкам с утилизационными теплообменниками, парогенераторами и водогрейными котлами. На рис. 2.3. представлена принципиальная схема утилизационной ГТЭС с котлом-утилизатором.

Утилизация теплоты уходящих газов газотурбинных установок — это процесс использования тепла, которое выделяется в процессе работы газотурбинной установки, для повышения эффективности и снижения экологического воздействия.

Котлы утилизаторы позволяют преобразовывать тепло уходящих газов в пар или горячую воду, которые затем используются для различных технологических процессов или для генерации дополнительной электроэнергии с помощью паровых турбин. Это сокращает затраты на топливо, снижает выбросы парниковых газов и делает производство более экологически устойчивым.

Газотурбинные электростанции и мини-ТЭЦ komponуются модульным способом и поставляются на место эксплуатации в отдельных контейнерах.

ГТЭС и газотурбинные мини-ТЭЦ имеют следующие преимущества:

1. Компактность. В отличие от паротурбинной установки ГТУ лишена большого количества вспомогательного оборудования.
2. Быстрый запуск и маневренность. Для выхода на холостой ход и синхронизации с сетью требуется до 15 минут.
3. Минимум расхода подпиточной воды в цикле и на охлаждение.
4. Получение тепловой мощности без снижения электрической нагрузки и дополнительных затрат на топливо.

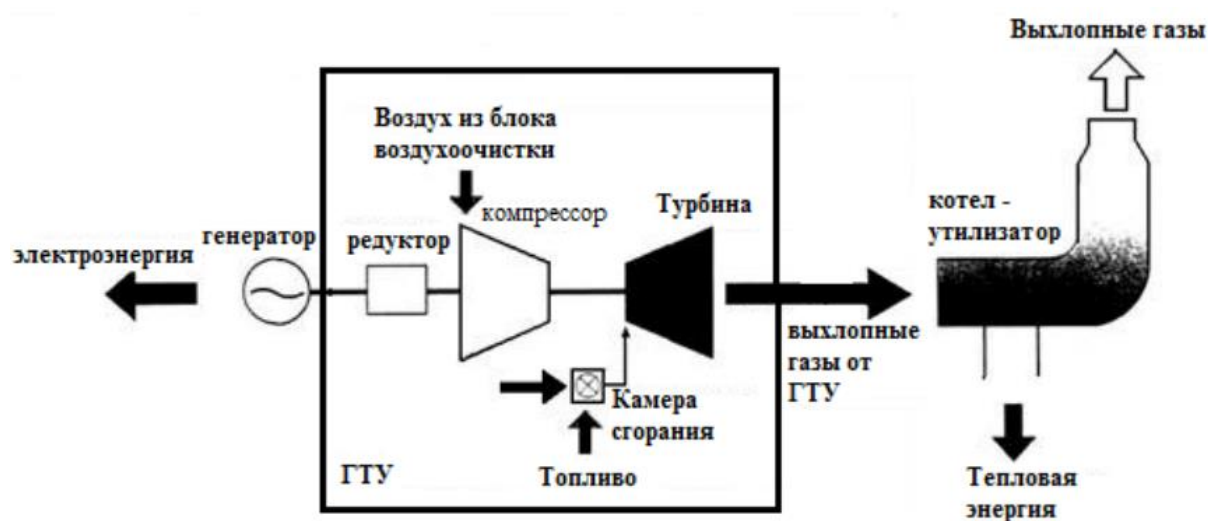


Рисунок 2.3 - Схема утилизационной ГТЭС

Источник: Тищенко Н.И. Достоинства и недостатки газотурбинных электростанций. Научно-практический электронный журнал Аллея Науки» №2(18), 2018.

В России рынок ГТЭС представлен как отечественными, так и зарубежными установками. Распространена практика использования конвертированных авиационных двигателей и производства ГТУ по иностранным лицензиям. В табл. 2.2. Приведен перечень когенерационных ГТУ малой мощности отечественных и зарубежных производителей, представленных на рынке РФ [32,35,37].

Таблица 2.2. Когенерационные ГТУ малой мощности, представленные на
рынке РФ

Турбина	Производитель	Электрическая мощность, МВт	Тепловая мощность, Гкал/ч	КИТ, %	Вид топлива
Урал-2500	ОАО "Пермский моторный завод"	2,55	5,8	78,1	Природный газ
ЭГ-2500Т-Т10500-3ВН	ОАО "Констар"	2,5	3,13	80	Природный газ
ГТП-1,25	"Завод им. В.Я. Климова" ФГУП	1,25	2,27	67	Природный газ, попутный нефтяной газ, биогаз
ГТП-2,5	"Завод им. В.Я. Климова" ФГУП	2,5	4,54	67	Природный газ, попутный нефтяной газ, биогаз
ЭГ-2500М1	ГП "Ивченко-Прогресс"	2,5	5,7	74	Природный газ
ТЭС-75/100	ОАО "Кадви"	0,075	0,56	79	Природный газ
ПАЭС-1100	ОАО "Мотор Сич"	1,1	2,73	74,16	Природный газ
ГТЭС-2,5	ОАО "НПО" Сатурн"	2,5	3,9	74	Природный газ

OPRA DTG- 1.8/2GL	OPRA Gas Turbines	1,8	3,44	85	Природный газ
Saturn 20 GSC	Solar Turbines, Inc	1,2	2,4	81	Природный газ

Широкое применение ГТУ получили в газотранспортной отрасли нашей страны благодаря высоким показателями эффективности, широким диапазоном работы и высокой манёвренности. Будучи одним из приоритетных направлений развития газотурбинных двигателей в XX веке наряду с авиацией. В стране налажено производство турбин малой и средней мощности для газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с локализацией в 95%.

На данный момент в эксплуатации крупнейшей компании по добыче, транспортировке и экспорту природного газа, ПАО Газпром находится свыше 4,5 тыс. ГПА, из которых 90% с газотурбинным приводом.

Газотурбинные ГПА применяют в качестве нагнетателей на головных дожимных станциях, расположенных в местах добычи природного газа, станциях компримирования газа, а также на линейных магистральных станциях, которые устанавливаются каждые 90-100 км. газопровода. Схема расположения оборудования и помещения компрессорной станции показана на рис. 2.4.

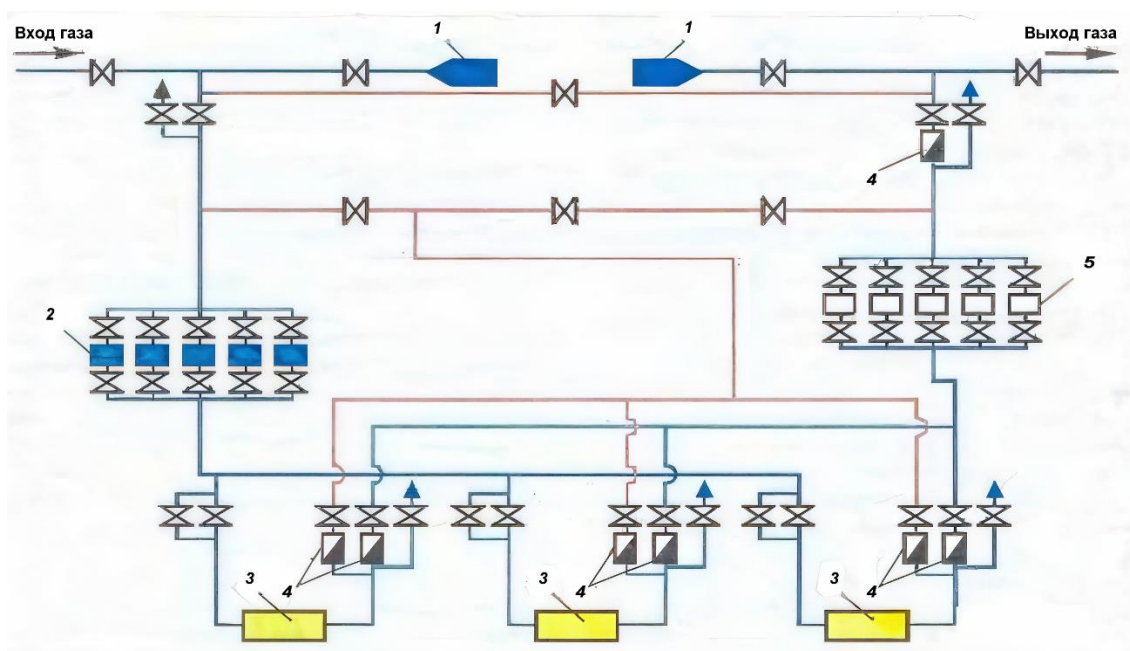


Рисунок 2.4 - Типовая технологическая схема компрессорной станции: 1 - установка очистки газопровода; 2 — установка очистки газа; 3 - газоперекачивающий агрегат; 4 — обратный клапан; 5 - установка охлаждения газа.

Источник: Дедов В.В. Общие сведения о компрессорных станциях.

Международный научный журнал «Вестник науки» № 12 (21) Т.2., 2019 г.

В состав производственной зоны КС входят все производственные и вспомогательные сооружения, непосредственно связанные с технологическим процессом сжатия газа:

- площадка газоперекачивающих агрегатов (ГПА), размещенных в индивидуальных или общем зданиях;
- установка очистки газа; установка охлаждения газа с трансформаторной подстанцией;
- установка подготовки топливного, пускового и импульсного газов; производственно-энергетический блок (операторная Диспетчерская, котельная, аккумуляторная, компрессорная, дизельная электростанция, Помещения персонала и др.);
- блок маслохозяйства;

- склад горюче-смазочных Материалов:
- резервуар пенного пожаротушения.[18]

В табл. 2.3. представлены ГТУ малой мощности отечественных и зарубежных производителей, пользующихся популярностью в газоперекачке [32,35,37].

Табл. 2.3. ГТУ малой мощности отечественных и зарубежных производителей, пользующихся популярностью в газоперекачивающей отрасли

Турбина	Производитель	Электрическая мощность, МВт	КПД, %	Вид топлива
ГТД-4РМ	ОДК "Сатурн"	4,14	32,5	Природный газ
ГТ-700-5	АО "Невский завод"	4,2	25	Природный газ
ГТК-5	АО "Невский завод"	4,4	26	Природный газ
SGT-100	Siemens	5,1	30,1	Природный газ, жидкое топливо
ГТ-6-750	Невского машиностроительного завода им. В. И. Ленина	6	24	Природный газ
ГТН-6	ОАО "Турбомоторный завод"	6	24	Природный газ
НК-12СТ	Куйбышевский моторный завод	6,3	24	Природный газ
ГТ-750-6	АО "Невский завод"	6,5	27	Природный газ

SGT-300	Siemens	7,9	30,8	Природный газ, жидкое топливо
НК-14СТ	ОАО "Моторостроитель"	8	30	Природный газ
ГТД-6,3PM/8	ОДК "Сатурн"	8,38	34,5	Природный газ
MS3000	АО "Невский завод"	10	29	Природный газ
SGT-400	Siemens	10,5	34,8	Природный газ, жидкое топливо
ГТУ-T16	АО "Невский завод"	16,5	38	Природный газ
ГТУ-T25	АО "Невский завод"	22,4	40	Природный газ
ПС-90ГП-25	ООО НПО «Искра»	25	37,9	Природный газ
MS5002E	АО "Невский завод"	32	36	Природный газ

2.3. Вторичные энергоресурсы ГТУ малой мощности и методы их использования

Вторичными энергоресурсами (ВЭР) называют энергетический потенциал отходов продукции, побочных и промежуточных отходов, образующихся в технологических установках (системах), который не используется в самой установке, но может быть частично или полностью использован для энергоснабжения других установок [43]

По виду ВЭР разделяются на три основные группы:

- горячие отходящие газы печей, отходы непригодные для дальнейшей технологической переработки;

- тепловые ВЭР – физическая теплота отходящих газов технологических агрегатов; физическая теплота основной, побочной, промежуточной продукции и отходов основного производства; теплота горячей воды и пара, отработанных в силовых установках;

- ВЭР избыточного давления, потенциальная энергия газов и жидкостей, которое необходимо снижать перед последующей ступенью использования или выброса их в атмосферу.

Вторичные энергетические ресурсы газотурбинных установок малой мощности включают:

- Отработанные газы турбины с температурой до 375 °С, а также уходящие газы после установок утилизации с температурой до 100 °С;
- Теплоту охлаждения смазочного масла, топливного газа, нагретых поверхностей газоходов и элементов основного и вспомогательного оборудования ГТУ, вытяжных систем машинных залов компрессорных цехов;
- Физическую энергию дросселируемого топливного газа (для ГТУ, работающих в составе ГПА).

ВЭР ГТУ также классифицируется по потенциалу использования энергии. Вторичными высокопотенциальными ресурсами являются уходящие газы турбины. Для рационального использования этих ресурсов применяются утилизационные или регенерирующие установки, которые обеспечивают повышение эффективности ГТУ. К таким установкам относятся:

регенераторы

- Пакетные рекуперативные и регенеративные регенераторы (применяемые для стационарных ГТУ);

- Регенераторы с вращающимся диском (преимущественно устанавливаются на транспортные и судовые ГТД);

котлы-утилизаторы (с дожогом и без)

- Энергетические;
- Водогрейные.

Регенерация уходящих газов применяется для повышения температуры поступающего из компрессора в камеру сгорания (КС) воздуха, а также с целью снижения концентрации вредных веществ группы NOx. Схема ГТУ с рекуперативным регенератором показана на рис.2.5. Воздух после компрессора поступает в теплообменник (ТО), где нагревается за счет уходящих газов турбины. Цикл ГТУ с регенерацией представлен на рис.2.6. Газы, выходящие из турбины с температурой $T_{4д}$ охлаждаются в ТО до температуры $T_{4д} > T_{6д}$, а воздух нагревается до температуры $T_{2д} < T_{5д}$.

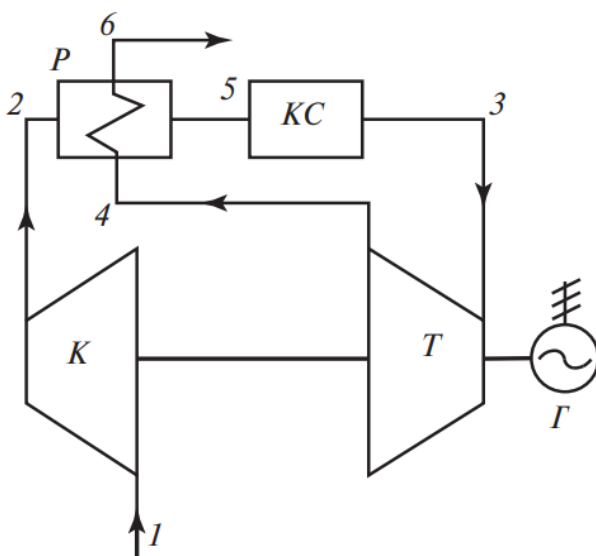


Рисунок 2.5 - Схема ГТУ с рекуперативным регенератором. 1 - Подвод воздуха на вход компрессора К; 2 - Подача сжатого воздуха на вход регенеративного теплообменника Р; 3 - Подача на газовую турбину Т газов; 4 - Отвод отработавших газов из турбины на вход регенеративного теплообменника; 5 - Подача нагретого воздуха из регенеративного теплообменника в камеру сгорания КС; 6 - Выход уходящих газов из регенеративного теплообменника.

Источник: составлено автором

В связи с этим данный цикл характеризуется величиной, которая называется степенью регенерации, который выражается следующим образом:

$$\delta_p = q_p / q_{p_{max}} \quad (2.1)$$

$$q_p = C_p(T_{4Д} - T_{6Д}) = C_p(T_{5Д} - T_{2Д}) \quad (2.2)$$

$$q_{p_{max}} = C_p(T_{4Д} - T_{2Д}), \quad (2.3)$$

где q_p - теплота регенерации; $q_{p_{max}}$ - теплота максимальной регенерации.

Внутренний абсолютный КПД регенеративной ГТУ равен:

$$\eta_p = \frac{L_{гт}^p - L_{к}^p}{C_p(T_3 - T_{2Д}) - q_p} \quad (2.4)$$

$$L_{гт}^p = C_p(T_3 - T_{4Д}) \quad (2.5)$$

$$L_{к}^p = C_p(T_{2Д} - T_1), \quad (2.6)$$

где $L_{гт}^p$ - работа газовой турбины; $L_{к}^p$ - работа компрессора.

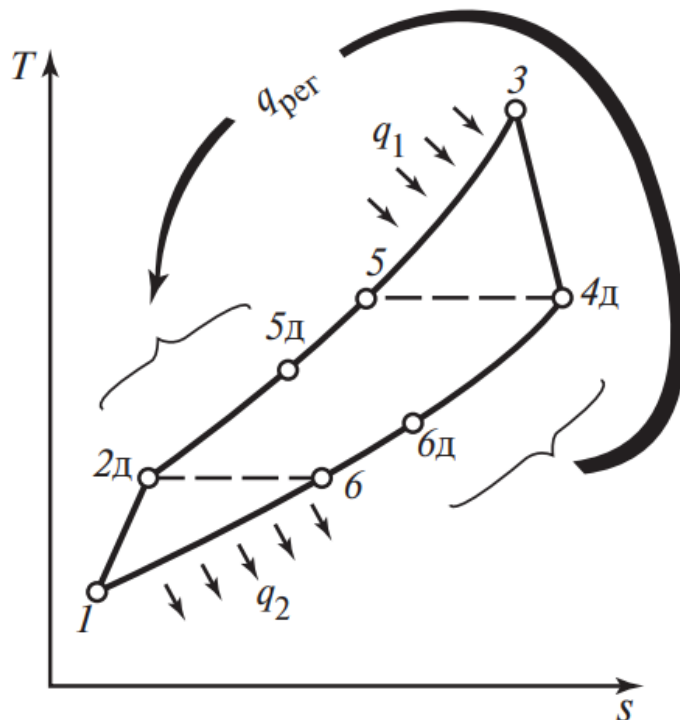


Рисунок 2.6 - Цикл ГТУ с регенерацией в TS-диаграмме.

1 - 2_д - адиабатическое сжатие в Компрессоре

2_д - 5_д - изобарный подогрев воздуха в ТО

5_д - 3 - сгорание топливовоздушной смеси в КС

3 - 4_д - адиабатическая расширение в ГТ

4_д - 6_д - изобарное охлаждение уходящих газов в ТО

6 – 1 - завершение работы цикла

Источник: Кудинов В. А. Техническая термодинамика и теплопередача: учебник для среднего профессионального образования / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов, Е. В. Стефанюк. — 4-е изд., перераб. и доп. — Москва: Издательство Юрайт, 2019. — 454 с.

На данный момент регенерация уходящих газов ГТУ применяется все реже, ввиду объективных недостатков технологии:

- Громоздкость и ненадежность теплообменников;
- Дополнительные потери давления в тракте из-за высокого гидравлического сопротивления в трубках теплообменника.

Утилизация теплоты уходящих газов применяется для повышения экономичности ГТУ и может быть использована для производства технологического или острого пара при работе ГТУ в составе ПГУ, а также подогрева сетевой воды для отопления или горячего водоснабжения (ГВС).

К низкопотенциальным ВЭР относятся как правило теплоносители, предназначенные для охлаждения или нагрева оборудования (вода, воздух), и которые экономически нецелесообразно использовать ввиду низких значений теплоты (до 60 °С). Нередко их относят к механическим потерям цикла (потери на нагрев масла в подшипниках) или потерями, связанными с особенностями эксплуатации оборудования (охлаждение топливного газа или система вентиляции

укрытия). Схема использования энергетических отходов, в том числе ВЭР представлена на рис.2.7.

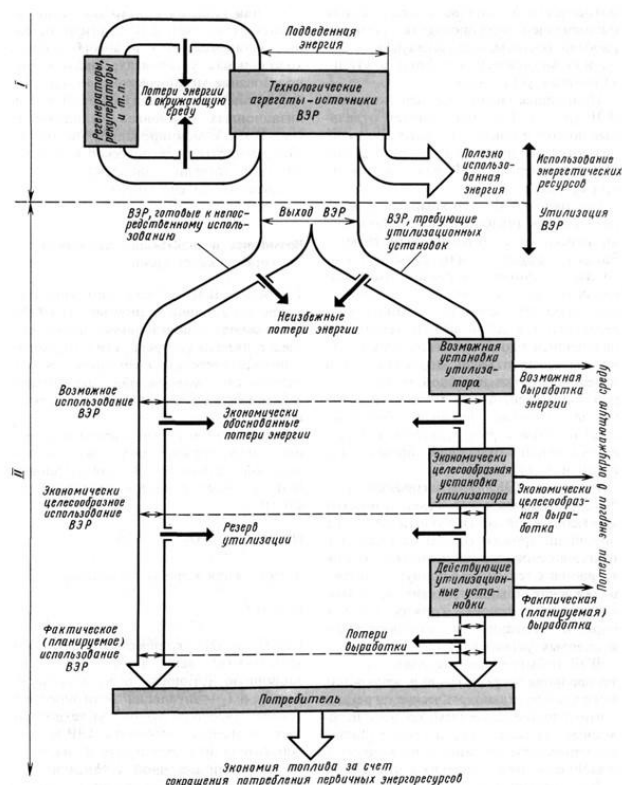


Рисунок 2.7 - Схема использования энергетических отходов.

Источник: Гатауллина А. Р. Повышение энергоэффективности системы газоснабжения за счет утилизации вторичных энергетических ресурсов: диссертация кандидата Технические наук: 25.00.19/Уфимский государственный нефтяной технический университет, 2016

Малое количество энергоёмких потребителей, а также низкая стоимость топлива являются факторами сдерживания широкого использования ВЭР. На сегодняшний день тепло уходящих газов газотурбинных установок утилизируют в системах теплоснабжения парка основного генерирующего и вспомогательного оборудования, а также близлежащих малых населенных пунктов.

Классические методы утилизации теплоты не подходят для преобразования низкопотенциальных ВЭР, однако, применение машин, действующих по обратному циклу, таких как тепловые насосы, может помочь преобразовать

низкопотенциальную энергию в высокопотенциальную. Таким образом часть тепла, безвозвратно потерянного в окружающей среде будет вновь использована, что повысит эффективность всей установки.

2.4. Тепловые насосы для утилизации тепла ВЭР

Тепловой насос (ТН) – это работающая по обратному циклу Карно энергоустановка. ТН характеризуется способностью передавать теплоту от источника с более низкой температурой к источнику с более высокой. Цикл работы компрессионного ТН, показанный на рис. 2.8., состоит из следующих процессов:

1–2 – перегрев рабочего агента (РА) выше температуры насыщения в испарителе и сжатие в компрессоре;

2–3 – охлаждение и конденсация РА в конденсаторе, где происходит передача теплоты теплопотребителю;

3–4 – переохлаждение РА в переохладителе и передача теплоты теплопотребителю;

4–5 – дросселирование РА с понижением температуры и давления;

5–1 – испарение РА в испарителе за счет теплоты низкопотенциального источника.

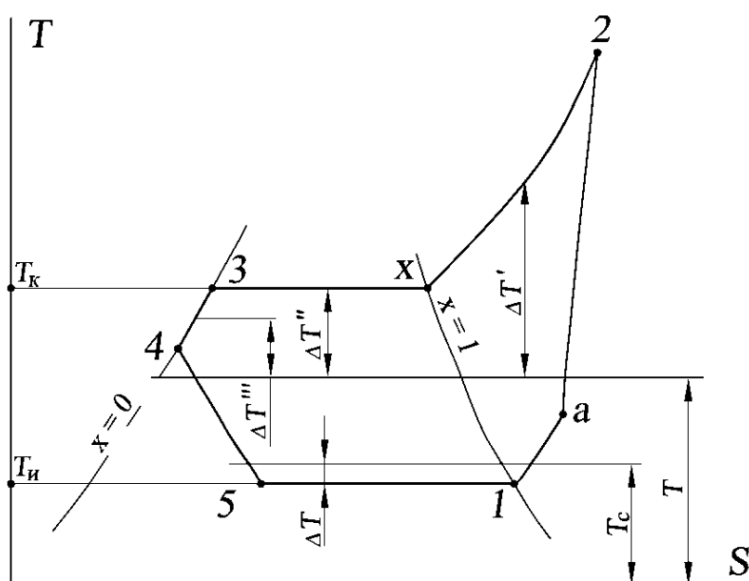


Рисунок 2.8 - Действительный термодинамический цикл ТН в T-S диаграмме.

Источник: Редакция бюллетеня «Энергосовет». «Использование тепловых насосов для повышения энергоэффективности теплоснабжения потребителей». // Энергосовет, 2020. №1. С.26 - 28.

Для передачи энергии от менее нагретого теплоносителя к более нагретому тепловой насос использует внешний источник энергии. Процесс сжатия осуществляется компрессором. В качестве рабочего тела ТН использует хладагент – вещество, имеющее низкую температуру насыщения. В настоящее время наибольшее распространение получили теплонасосные установки, выполненные по парокомпрессионному циклу.

Эффективность ТНУ определяется коэффициентом трансформации теплоты (COP):

$$COP = Q_x / N_{\text{ком}}, \quad (2.7)$$

где Q_x - мощность теплового потока, кВт; $N_{\text{ком}}$ - затраченная мощность компрессоров всех ступеней, кВт.

2.5. Рабочие тела ТНУ

С начала появления холодильного оборудования в качестве РА использовались природные вещества, такие как: воздух, вода, аммиак, двуокись углерода. С развитием химической промышленности их постепенно вытеснили созданные искусственно хлорфтороуглеродные фреоны, а затем и гидрофтор-углеродные.

Преимуществами воды как хладагента являются её доступность, а также высокая теплота парообразования. Она нашла применение как в компрессионных охладителях, так и в абсорбционных и адсорбционных системах. Использование воды связано с риском замерзания при низких температурах, а также негативного влияния на металлы.

Воздух, он же хладагент под названием R729, отличается дешевизной, экологической и эксплуатационной безопасностью. Воздух не меняет фазового состояния при работе в холодильных установках, а его COP имеет низкие значения.

Однако, благодаря своему малому весу обеспечивают эффективный отвод тепла. На достаточном долгом протяжении времени системы с воздушным охлаждением использовались на воздушных судах. Это обусловлено доступностью сжатого воздуха, лёгкостью, компактностью и безопасностью эксплуатации.

Аммиак, он же R717 нашел широкое применение во многих видах холодильной техники за счет своего малого удельного объёма при температурах фазового превращения. Утечку аммиака легко обнаружить и локализовать благодаря запаху. К преимуществам также можно отнести отсутствие коррозирующего воздействия на сталь. Однако в присутствии воды негативно воздействует на медь, цинк, бронзу и другие медные сплавы. Среди компрессионных ТН, где требуется смазка узлов компрессора, аммиак в качестве РА используется не так часто, из-за малого спектра совместимых масел. При этом запрещается использовать установки с аммиаком в зонах непосредственного пребывания людей, но может использоваться в безлюдных зонах или вне помещений. Основным недостатком аммиака является его ядовитость, а также взрывоопасность и горючесть.

Углекислота была широко распространена в качестве хладагента, но была постепенно заменена более эффективными фреонами. По сравнению с другими веществами имеет низкую критическую температуру ($+31^{\circ}\text{C}$ при давлении 7,8 МПа).

На сегодняшний день количество марок искусственных хладагентов, которые производятся химической промышленностью по всему миру, достигло около 50 единиц. Наибольшее распространение получили: R11(фтортрихлорметан), R12(дифтордихлорметан), R13(трифторхлорметан), R22(дифторхлорметан), R23(трифторметан), R113(трифтортрихлорэтан), R114(тетрафтордибромэтан), R115(пентафторхлорэтан), R142(дифторхлорэтан), R134(тетрафторэтан).

Озоноразрушающие вещества (ОРВ) – содержащие бром или хлор органические вещества, которые обладают потенциалом разрушения озонового

слоя. Так называемый «Озоноразрушающий потенциал» (сокр. ОРП, англ. Ozone depletion potential, ODP) – характеристика, показывающая как хладагент влияет на состояние озонового слоя относительно газа R-11 (CFC-11), который принят за эталон. ODP фреона R11 равно 1.

Потенциал глобального потепления (сокр. ПГП, англ. Global warming potential, GWP) — коэффициент, определяющий степень воздействия различных парниковых газов на глобальное потепление. Эффект от выброса оценивается за определённый промежуток времени. В качестве эталонного газа взят диоксид углерода (CO₂), чей ПГП равен 1. Коэффициент ПГП был введён в 1997 году в Киотском протоколе.

С конца 80-х годов XX века мировым сообществом постепенно вводится запрет на использование фреонов с высокими GWP и ODP. В качестве альтернативы используемым в настоящее время в промышленных и коммерческих установках хладагентам R12, R22 и R502 уже давно рекомендуются так называемые «природные» хладагенты, такие, как пропан (R290), изобутан (R600a) и аммиак (R717), которые не представляют угрозы для окружающей среды. R600a не содержит хлора, поэтому не разрушает озоновый слой (ODP = 0) и имеет крайне низкий потенциал глобального потепления (GWP = 0,001). К тому же большое количество фреонов при температурах выше 250°C способны на ядовитые и токсичные газы, такие как фосген.

2.6. Многоступенчатая теплонасосная установка с промежуточным отбором

Планомерный отказ от хладагентов с высокими ODP и GWP привели замене универсальных фреонов R22 и R-12 на другие рабочие агенты, при работе с которыми теплопроизводительность ТН может уменьшиться до 20 %.

Применение новых хладагентов с более высокими значениями давления насыщения. Что означает, что необходимо затратить больше энергии на сжатие хладагента. Поэтому для достижения тех же значений коэффициента преобразования необходимо использовать многоступенчатые тепловые насосы.

Для передачи тепла от ИНТ к ИВТ возможно применение многоступенчатой теплонасосной установки, в которой использован метод последовательного ступенчатого нагрева рабочего тела потребителя с одновременным отбором хладагента каждой ступени. Принципиальная схема трёхступенчатой ТНУ изображена на рис. 3.1.

Теплоноситель ИНТ, поступающий в испаритель 10, нагревает рабочее тело с низкой температурой насыщения, хладагент, до температуры насыщения, затем испаряет его и перегревает. Перегрев необходим для полного удаления влаги из газообразного хладагента. Перегретый газ направляется на вход центробежного компрессора 1, а теплоноситель отводится обратно к ИНТ.

В компрессоре 1 происходит сжатие рабочего тела. В процессе нагнетания температура и давление хладагента возрастают. После сжатия рабочее тело поступает в конденсатор 1-ой ступени 4, куда на вход подается теплоноситель ИВТ, предварительно прошедший нагрев в переохладителе 9. Хладагент отдает энергию теплоносителю, постепенно конденсируясь. Пароводяная смесь хладагента поступает в фазоразделитель первой ступени 7. Он необходим для сепарации пара перед его подачей на компрессор второй ступени 2. Часть сконденсировавшегося хладагента подается на переохладитель первой ступени 11, а затем к дросселирующему устройству первой ступени 13. Теплоноситель ИВТ подается на вход в конденсатор второй ступени 5. Паровая фаза хладагента подается на вход компрессора второй ступени 2. В компрессоре 2 происходит сжатие рабочего тела, после чего хладагент поступает в конденсатор 2-ой ступени 5. После теплообмена пароводяная смесь хладагента поступает в фазоразделитель второй ступени 8. Часть сконденсировавшегося хладагента подается на переохладитель второй ступени 10, а затем к дросселирующему устройству второй ступени 14. Теплоноситель ИВТ подается на вход в конденсатор третьей ступени 6. Паровая фаза хладагента подается на вход компрессора третьей ступени 3.

В компрессоре 3 происходит сжатие рабочего тела, после чего хладагент поступает в конденсатор 3-ой ступени 6. После теплообмена пароводяная смесь

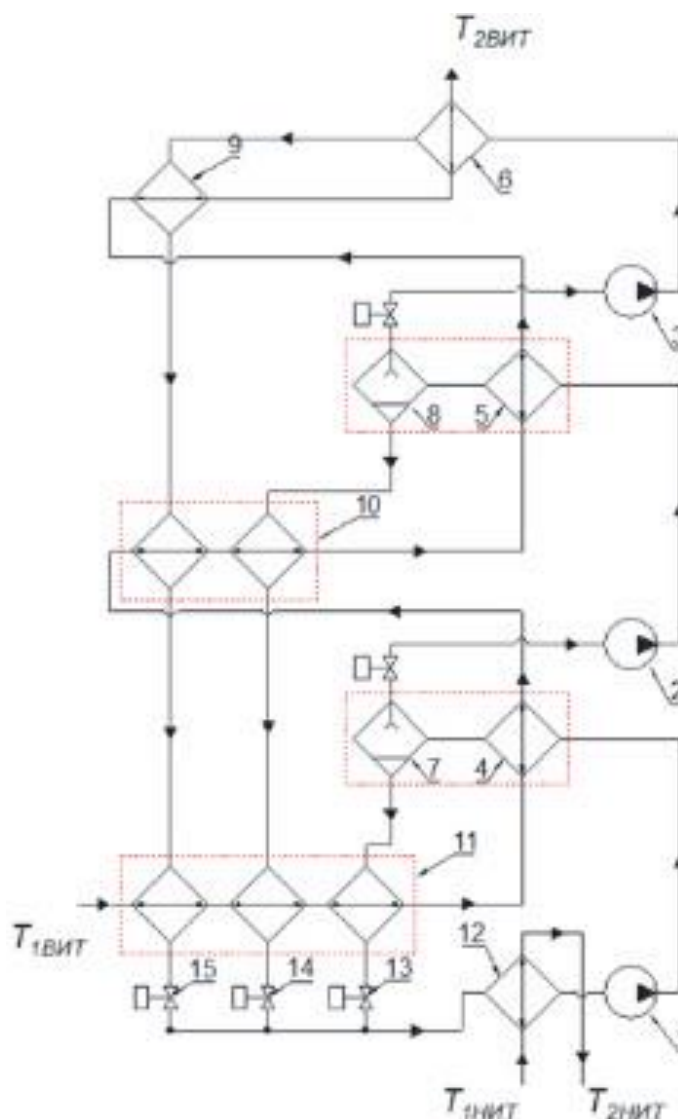


Рисунок 2.9 - Принципиальная схема трёхступенчатой ТНУ с промежуточным отбором. Цифрами обозначены: 1, 2 и 3 - компрессоры, 4, 5 и 6 - конденсаторы первой, второй и третьей ступеней теплового насоса соответственно; 7 и 8 - фазоразделители первой и второй ступени; 9, 10 и 11 – переохладители третьей, второй и первой ступеней соответственно; 12 - испаритель; 13, 14 и 15 - дроссели первой, второй и третьей ступеней соответственно.

Источник: Шкарин К. В. Повышение эффективности газотурбинных установок путём использования вторичных энергоресурсов: диссертация кандидата

технических наук: 2.4.7. ФГАО УВО «РУДН им. Патриса Лумумбы», Москва, 2024.

В качестве хладагента был использован R600a(изобутан). Расчет тепловой схемы многоступенчатой ТНУ основан на определении доли расхода хладагента к расходу 1 кг нагреваемого рабочего тела в каждой ступени ТНУ. В таблице 3. Представлены параметры хладагента R600a.

Таблица 2.4 - Технические характеристики R600a

Параметр	Значение
Химическая формула	C_4H_{10}
Молекулярная масса	58,12 г/моль
Точка кипения при 0,1 МПа	-11,7 °С
Плотность при 25 °С	0,551 г/см ³
Давление испарения при -25 °С	0,498 МПа
Критическая температура	135 °С
Критическое давление	3,65 МПа
Скрытая теплота парообразования	366,5 кДж/кг
Пределы взрывоопасности в воздухе	1,8–8,5%
Озоноразрушающий потенциал (ODP)	0
Потенциал глобального потепления (GWP)	0,001

В качестве наиболее эффективной парокомпрессионной ТНУ была выбрана и рассмотрена многоступенчатая схема ТН с частичным отбором парожидкостной смеси хладагента. Цикл, а также метод расчета основных параметров представлен в диссертационном исследовании «Повышение эффективности газотурбинных установок путём использования вторичных энергоресурсов» за авторством кандидата технических наук Шкарина К.В. Трёхступенчатая ТНУ оборудована 6-ю переохладителями, расположенными перед конденсаторами ступени (1 ПО

расположен на последней ступени, 2 – на второй, 3 – на первой). Схема установки приведена на рис.2.

Для оценки эффективности ТН и ее элементов был проведен эксергетический анализ цикла.

Исходные данные:

1. тепловая производительность многоступенчатой ТН – Q , MBm ;
2. тип хладагента;
3. температура источника низкопотенциальной теплоты (ИНТ) – $t_{\text{ИНТ}}$;
 – температура на входе в испаритель $t_{\text{Н1}}$, °C,
 – температура на выходе из испарителя $t_{\text{Н2}}$, °C;
 – температура источника высокопотенциальной теплоты (ИВТ) – $t_{\text{ИВТ}}$;
 – температура на выходе из конденсатора последней ступени ТН $t_{\text{В2}}$, °C;
 – температура на входе в переохладитель первой ступени ТН $t_{\text{В1,1}}$, °C;
4. КПД компрессора $\eta_i = 0,85$;
5. КПД теплообменников $\eta_{\text{тои}} = 0,99$.

Алгоритм расчета удельных эксергетических потерь:

1. Внешние эксергетические потери в компрессоре и электродвигателе, вызванные механическим трением:

$$\Delta e_{\text{КМ}}^{\text{внеш}} = (W - l_{\text{сж}}), \quad (2.8)$$

где W - удельная энергия, потребляемая электродвигателем, кДж/кг; $l_{\text{сж}}$ - работа сжатия в компрессоре, кДж/кг.

2. Внутренние эксергетические потери в компрессоре, вызванные необратимостью процесса сжатия хладагента:

$$\Delta e_{\text{КМ}}^{\text{внутр}} = T_0(S_2 - S_1), \quad (2.9)$$

где T_0 – начальная температура фреона, К; S_2 и S_1 – энтропия фреона на выходе и входе в компрессор соответственно, кДж/кг К (определяется по p,h-диаграмме).

3. Эксергетические потери в испарителе:

$$\Delta e_{\text{и}} = e_{\text{и}} - [q_{\text{и}} - T_0(S_2 - S_1)], \quad (2.10)$$

где $e_{\text{и}}$ – эксергия, отданная ИНТ, кДж/кг; $q_{\text{и}}$ – удельная тепловая нагрузка испарителя, кДж/кг.

4. Эксергетические потери в конденсаторе:

$$\Delta e_{\text{к}} = [q_{\text{к}} - T_0(S_2 - S_3)] - e_{\text{в}}, \quad (2.11)$$

где $e_{\text{в}}$ – эксергия, принятая ИВТ в конденсаторе, кДж/кг; $q_{\text{к}}$ – удельная тепловая нагрузка конденсатора, кДж/кг; S_3 – энтропия фреона на выходе из конденсатора, кДж/кг К.

5. Эксергетические потери в переохладителе:

$$\Delta e_{\text{по}} = [q_{\text{по}} - T_0(S_3 - S_4)] - e_{\text{вп}}, \quad (2.12)$$

где $e_{\text{вп}}$ – эксергия, принятая ИВТ в переохладителе, кДж/кг; $q_{\text{по}}$ – удельная тепловая нагрузка переохладителя, кДж/кг; S_4 – энтропия фреона на выходе из переохладителя, кДж/кг К.

6. Эксергетические потери в дросселе:

$$\Delta e_{\text{д}} = T_0(S_4 - S_{4a}), \quad (2.13)$$

где S_4 и S_{4a} – энтропия фреона на входе и выходе из дросселя, кДж/кг К.

Таблица 2.5 - Потери эксергии в трёхступенчатой ТНУ

$\Delta e_{\text{км}}^{\text{внеш}}, \text{ кДж/кг}$	11,97
$\Delta e_{\text{км}}^{\text{внутр}}, \text{ кДж/кг}$	12,18
$\Delta e_{\text{и}}, \text{ кДж/кг}$	36,68
$\Delta e_{\text{к}}, \text{ кДж/кг}$	10,48
$\Delta e_{\text{по}}, \text{ кДж/кг}$	3,07
$\Delta e_{\text{д}}, \text{ кДж/кг}$	0,29

Из анализа эксергетических потерь цикла следует, что до 45% потерь приходится на компрессоры и конденсаторы. Связано это с необратимостью

процессов сжатия и конденсации хладагента в компрессоре и конденсаторе соответственно. Повышение эффективности работы компрессоров может быть достигнуто за счет охлаждения хладагента в процессе сжатия, что снизит конечную температуру нагреваемого источника теплоты. Для снижения потерь в конденсаторе необходимо приблизить процесс к изотермическому путём увеличения площади теплообмена. До 55% потерь приходятся на испаритель, переохладитель и дросселирующее устройство. При небольших перепадах давления на дросселе величина потерь стремятся к нулю. Температура хладагента в испарителе может опускаться ниже нуля на определенных режимах работы, что может вызвать замерзание теплообменника. Поэтому приближение процесса к изотермическому может привести к снижению его эффективности. Резюмируя вышесказанное, наиболее приоритетным для дальнейших модернизаций является переохладитель. Процессу переохлаждения в многоступенчатых тепловых насосах уделено недостаточное внимание, однако отмечается его существенное влияние на коэффициент преобразования. В рассматриваемой схеме процесс переохлаждения осуществляется в каскаде рекуперативных теплообменников, расположенных последовательно. Данная схема является эффективной с точки зрения термодинамической эффективности, однако крайне металлоёмкой. Упрощение конструкции переохладителя в сторону сокращения количества теплообменников при неизменной площади теплообмена и одновременном перераспределении расхода нагреваемого источника теплоты видится перспективным направлением.

Автором предлагается установить распределенный рекуперативный теплообменник, состоящий из трёх контуров, перед конденсатором 1-ой ступени. Теплообменники оснащаются органами регулирования расхода ИВТ, позволяющими использовать теплообменники как по схеме последовательного, так и параллельного нагрева ИВТ. Теплообменники-переохладители представляют собой змеевики, изготовленные из медной трубки диаметром 0,006 м и длиной 3,5 м. Змеевики устанавливаются внутри стальной трубы диаметром 0,1 м и длиной 0,5 м.

Так как схема претерпела существенные изменения, то необходимо внести коррективы в существующий метод расчета основных параметров установки. Соотношение расходов фреон/ИВТ ступени рассчитывается по формуле:

$$\alpha_{x_i} = \frac{c_{p_{\text{ИВТ}}} (t_{\text{ИВТ } 2i} - t_{\text{ИВТ } 1i})}{(H_{2i} - H_{3i}) \eta_{\text{эф к}}}, \quad (2.14)$$

где $t_{\text{ИВТ } 2i}$ – температура ИВТ после конденсатора, °С; $t_{\text{ИВТ } 1i}$ – температура ИВТ перед конденсатором, °С; H_{2i} – удельная энтальпия фреона на входе в конденсатор, кДж/кг; $\eta_{\text{эф к}}$ – КПД конденсатора.

В конце расчета режима определяется расчетная температура ИВТ после переохладителя $t_{\text{ИВТ } 1p}$, °С по формуле:

$$t_{\text{ИВТ } 1p} = t_{\text{ИВТ } 0} + \frac{\left(G_{\text{фр } i} (H_{3i} - H_{4i}) + G_{\text{фр } [i+1]} (H_{3[i+1]} - H_{4[i+1]}) \right) \eta_{\text{эф по}} + \dots + G_{\text{фр } [z]} (H_{3[z]} - H_{4[z]}) \eta_{\text{эф по}}}{G_{\text{ИВТ}} c_{p_{\text{ИВТ}}}}, \quad (2.15)$$

где H_{3i} – удельная энтальпия фреона на выходе из конденсатора, кДж/кг; H_{4i} – удельная энтальпия фреона на входе в испаритель, кДж/кг; $\eta_{\text{эф по}}$ – КПД переохладителя; $t_{\text{ИВТ } 0}$ – начальная температура ИВТ, °С.

Полученная расчетная температура ИВТ после переохладителя $t_{\text{ИВТ } 1p}$ используется в следующем перерасчете в качестве температуры на вход в конденсатор 1-ой ступени, с последующим пересчетом других параметров остальных ступеней. Полученная путем перерасчета температура ИВТ после переохладителя $t_{\text{ИВТ } 1p}$ ” сравнивается с начальной $t_{\text{ИВТ } 1p}$, если разница не укладывается в желаемый диапазон (1%), расчет следует повторять до достижения желаемого результата.

С целью снижения времени, затрачиваемого на расчет, была разработана программа для ЭВМ в среде программирования Python, использующая данные о хладагентах из библиотеки «CoolProp». Программа предназначена для определения

коэффициента преобразования (COP), соотношения расходов фреон/ИВТ ступеней α_{x_i} , температуры ИВТ после переохладителя $t_{\text{ИВТ1р}}$, а также остальных параметров цикла многоступенчатой парокомпрессионной теплонасосной установки с частичным отбором хладагента на основании заданных параметров нагреваемого теплоносителя, эффективности компрессоров и теплообменников, а также количества ступеней нагрева с использованием сторонней базы данных теплофизических параметров хладагентов «CoolProp», находящейся в свободном доступе в сети Интернет. Блок-схема программы для ЭВМ представлена на рисунке 3.

К тому же программа позволяет исключить субъективную погрешность, вызванную человеческим фактором. Программа самостоятельно определяет необходимую температуру перегрева фреона $\Delta t_{\text{Пг}}$ перед компрессором, при необходимости корректируя заданное оператором значение.

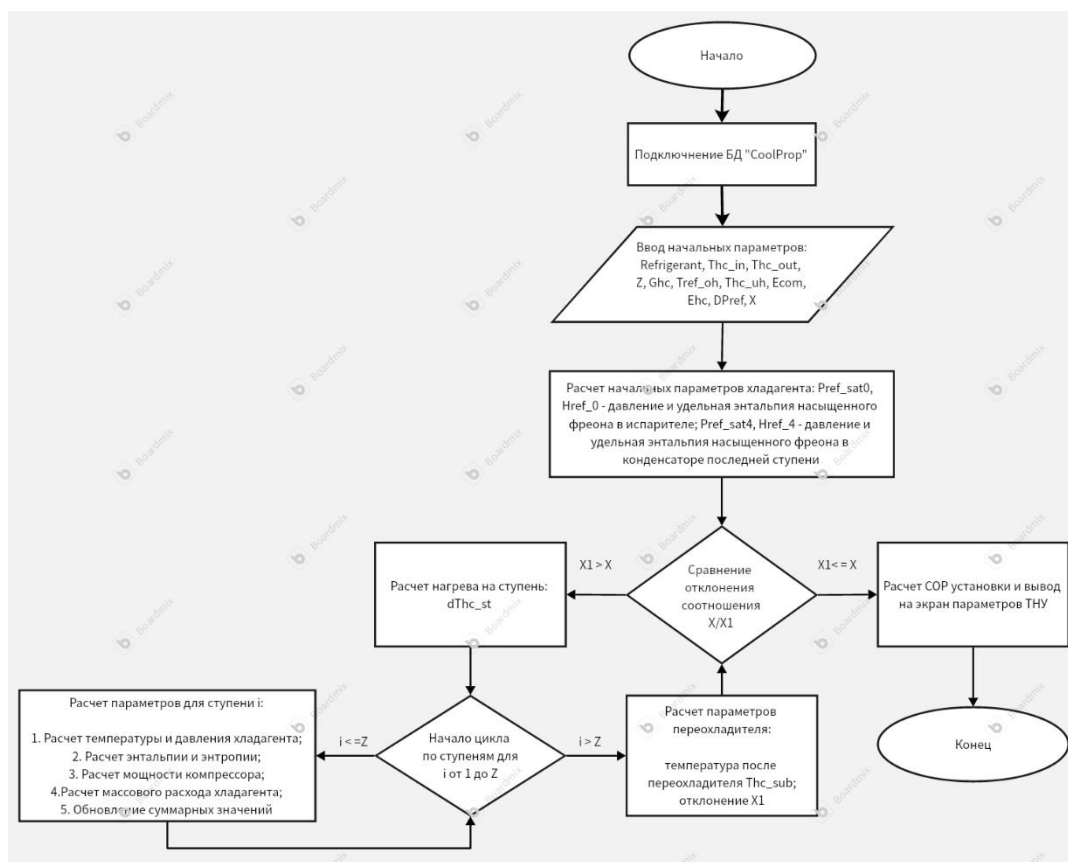


Рисунок 2.10 - Блок-схема программы для ЭВМ.

Источник: составлено автором

Были проведены расчеты основных параметров установки для значения нагрева ИВТ $\Delta t_{\text{ИВТ}} = 66,3$ °С изначальной схемы и модернизированной. Результаты представлены в табл.2.6. Как видно из результатов, модернизация положительно повлияла на эффективность ТНУ. Связано это с тем, что повышение температуры ИВТ перед конденсатором первой ступени привело к снижению температуры нагрева на каждой ступени $\Delta t_{\text{ст}}$, что привело к снижению работы сжатия компрессоров 3-ей и 2-ой ступеней, а также снижению расхода фреона. На рис. представлен цикл модернизированной установки в p-h-координатах. На рисунке видно, что работа сжатия существенно выше, по отношению к другим ступеням. Связано это с повышением температуры ИВТ на вход в конденсатор 1-ой ступени. По сравнению с изначальной схемой компрессор 1-ой ступени потребляет на 24% больше энергии, однако потребление энергии компрессорами остальных ступеней меньше: для 2-ой – на 43%, для 3-ей – на 31%. Расчет теплоты, отданной фреоном в переохладителе, показывает, что упрощение конструкции без изменения площади поверхности теплообмена, приводит к потере 3% при снижении расхода фреона в 16%. Поэтому можно сделать вывод, что модернизация положительно сказывается на показателях эффективности многоступенчатой ТНУ.

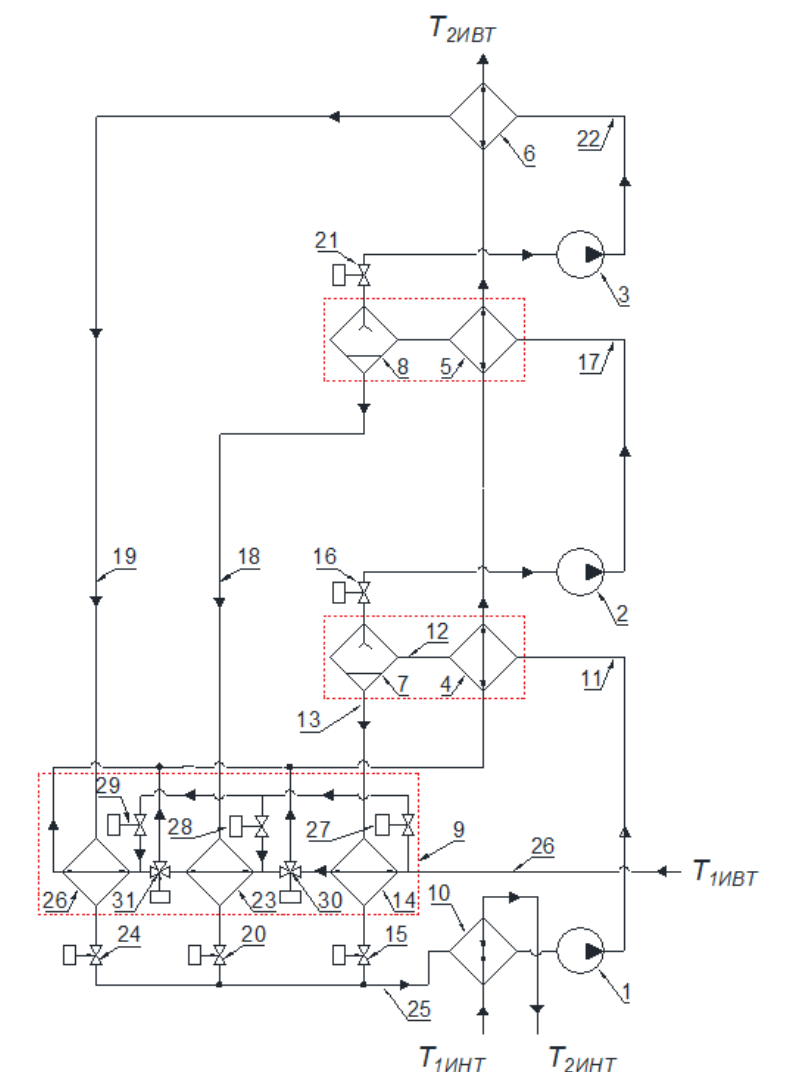


Рис. 2.11 - Принципиальная схема трёхступенчатой ТНУ. Цифрами обозначены: 1, 2 и 3 - компрессоры, 4, 5 и 6 - конденсаторы первой, второй и третьей ступеней теплового насоса соответственно; 7 и 8 - фазоразделители первой и второй ступени; 9 - переохладитель; 10 - испаритель; 15, 20 и 24 - дроссели первой, второй и третьей ступеней соответственно; 11, 17 и 22 – линия подачи газообразного фреона в конденсатор первой, второй и третьей ступени соответственно; 12 – линия подачи парожидкостной фазы фреона на фазоразделитель первой ступени; 13, 18 и 19 – линия подачи жидкой фазы фреона в переохладитель; 16 и 21 – запорные клапаны на линии подачи паровой фазы фреона на компрессоры второй и третьей ступени соответственно; 14, 23 и 26 – рекуперативные теплообменники-переохладители первой, второй и третьей ступени соответственно; 27, 28 и 29 – регулирующие клапаны подачи ИВТ теплообменников-переохладителей первой, второй и третьей ступеней соответственно; 30 и 31 – трехходовые регулирующие клапаны подачи ИВТ.

Источник: составлено автором

Таблица 2.6 - Сравнение основных параметров работы ТНУ

	COP	G _{фр} , кг/с	Q _{ком общ} , кВт	Q _{фр ПО} , кВт
Классическая схема	6,16	0,023	1,30	2,70
Модернизированная	6,37	0,019	1,26	2,63

Был также проведен сравнительный расчет COP для различных значений нагрева ИВТ $\Delta t_{\text{ИВТ}}$. Результаты представлены в таблице 2.7.

Таблица 2.7 - Сравнение COP ТНУ при различных $\Delta t_{\text{ИВТ}}$

$\Delta t_{\text{ИВТ}}, ^\circ\text{C}$	20	30	40	50	60	70	80
	COP						
Классическая схема	15,65	11,21	8,77	7,23	6,13	5,31	4,64
Модернизированная	13,77	10,49	8,62	7,1	6,32	5,59	5,2

Из расчета видно, что установка с объединенным переохладителем перед конденсатором первой ступени эффективнее при $\Delta t_{\text{ИВТ}} > 60 ^\circ\text{C}$. Связано это прежде всего с высоким суммарным значением α_x , и общим расходом фреона в установке.

Так как в представленной схеме начальная температура низкопотенциального источника теплоты, поступающего в ПО, приближена к температуре фазового превращения хладагента, то в процессе переохлаждения могут создаваться условия испарения фреона, что снизит эффективность переохлаждения. Вызвано это гидравлическими потерями, возникающими при прохождении потока фреона в трубках теплообменника. Исходные данные для расчета:

- диаметр трубки внутренний d_t , м;
- длина трубопровода L , м;
- диаметр витка змеевика $D_{\text{зм}}$, м;
- количество витков N , шт;
- расстояние между витками t , м;
- площадь теплообмена F , м^2 ;
- скорость фреона в трубке $v_{\text{фр}}$, м/с;
- динамическая вязкость фреона $\mu_{\text{фр}}$, Па·с;
- плотность фреона $\rho_{\text{фр}}$, кг/м^3 .

Алгоритм расчета гидравлических потерь:

1. Критерий Рейнольдса для потока фреона:

$$Re_{\text{фр}} = \frac{v_{\text{фр}} \rho_{\text{фр}} F}{d_{\text{т}}} \quad (2.16)$$

2. Относительная шероховатость трубки:

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{d_{\text{т}}}, \quad (2.17)$$

где Δ - абсолютная шероховатость трубы (для медных труб принято $5 \cdot 10^{-6}$ м).

3. Для определения режим потока необходимо вычислить критические значения Re :

$$Re_{\text{кр}}^1 = \frac{23}{\varepsilon} \quad (2.18)$$

$$Re_{\text{кр}}^2 = 220 \varepsilon^{\frac{-9}{8}} \quad (2.19)$$

4. Комплекс, характеризующий режим потока:

$$k_t = \frac{\Delta}{d_{\text{т}}} Re \quad (2.20)$$

5. Коэффициент трения:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_{\text{т}}} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \quad (2.21)$$

6. Коэффициент трения змеевика:

$$\lambda_{\text{зм}} = \lambda \left(1 + 3,54 \frac{d_{\text{т}}}{D_{\text{зм}}} \right) \quad (2.22)$$

7. Потери напора:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda_{\text{зм}} \frac{L}{d_{\text{т}}} \cdot \frac{v_{\text{фр}}^2}{2g} \quad (2.23)$$

8. Потери давления:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \rho_{\text{фр}} g \Delta h_{\text{тр}} \quad (2.24)$$

Расчет проводился для змеевика, характеристики которого указаны в таблице

Таблица 2.8 – Технические характеристики змеевика.

Змеевик	
Диаметр трубки d_t , м	0,006
Длина L , м	3,5
Толщина стенки S , мм	1
Диаметр витка $d_{ср}$, м	0,034
Количество витков N , шт	30
Расстояние между витками t , м	0,010
Материал	Медь
Коэффициент теплоотдачи a , Вт/м ² *К	401,9
Площадь теплообмена A , м ²	0,06594
Сст, Дж/кг*К	385
Площадь поперечного сечения S_v , м ²	0,01256

По результатам расчета была выявлена зависимость величины гидравлических потерь от удельного расхода фреона $g_{фр} = (0,006...0,01...0,015...0,02)$ кг/(с*м²) в переохладителе, представленная на рис.2.12.

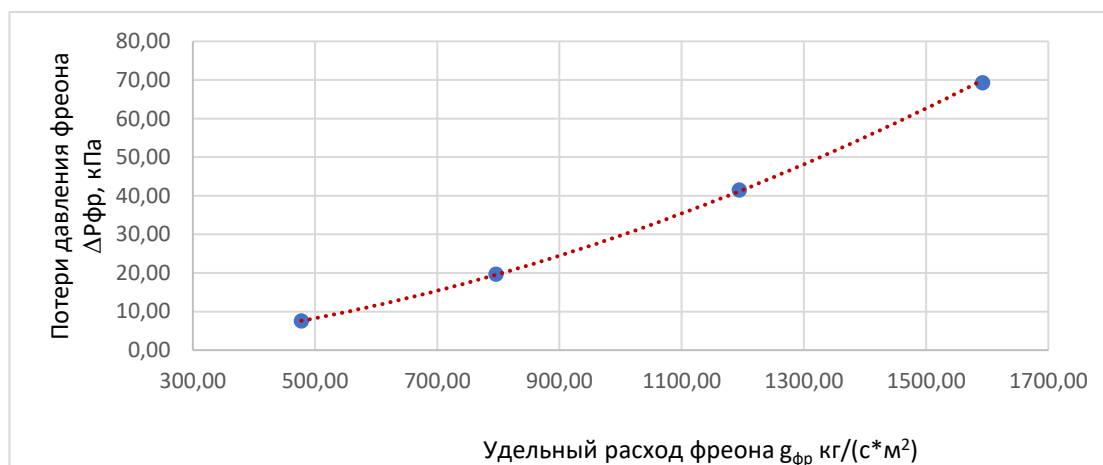


Рисунок 2.12 - Зависимость потери давления от удельного расхода.

Источник: составлено автором

В ПО «CoolPack» была построен цикл установки с учетом гидравлических потерь в переохладителе. Из представленного на рис.2.13 цикла следует, что гидравлические потери не способны понизить величину статического давления в теплообменнике для создания условий фазового перехода хладагента.

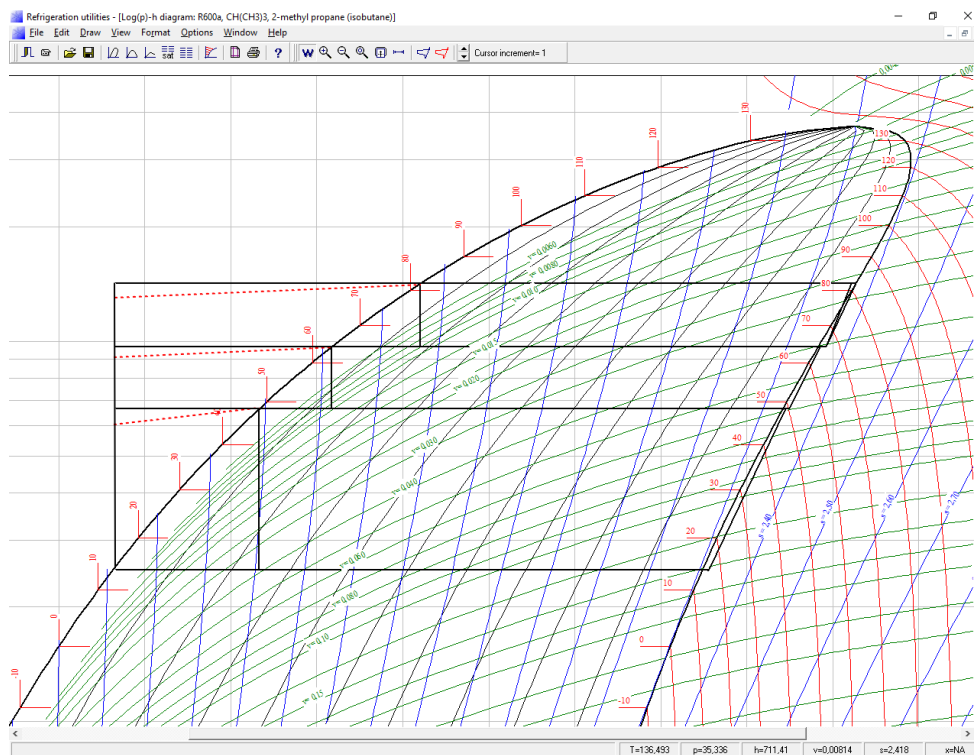


Рисунок 2.13 - Цикл модернизированной трёхступенчатой ТНУ с промежуточным отбором хладагента с учетом гидравлических потерь в переохладителе.

Источник: составлено автором

Помимо гидравлических в рекуперативных теплообменниках присутствуют и термодинамические потери. Так как теплообменник уже спроектирован и изготовлен, то воспользуемся поверочным расчетом конечной температуры.

Исходные данные:

- расход ИВТ $G_{\text{ИВТ}}$, кг/с;
- расход фреона $G_{\text{фр}}$, кг/с;
- температура ИВТ на входе в ПО $t'_{\text{ИВТ}}$, К;
- температура фреона на входе в ПО $t'_{\text{фр}}$, К;
- коэффициент теплопроводности ИВТ $\lambda_{\text{ИВТ}}$, мВт/м К;
- коэффициент теплопроводности фреона $\lambda_{\text{фр}}$, мВт/м К;
- удельная теплоёмкость фреона $C_{\text{рфр}}$, кДж/(кг К);
- удельная теплоёмкость ИВТ $C_{\text{рИВТ}}$, кДж/(кг К);
- коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку k , Вт/(м² К);
- диаметр трубки подвода ИВТ $d_{\text{ИВТ}}$, м;

- скорость потока ИВТ $v_{\text{ИВТ}}$, м/с;
- динамическая вязкость ИВТ $\mu_{\text{ИВТ}}$, мПа*с;

Алгоритм расчета:

1. Критерий подобия Прандтля ИВТ $Pr_{\text{ИВТ}}$:

$$Pr_{\text{ИВТ}} = \frac{c_{p\text{ИВТ}} \cdot \mu_{\text{ИВТ}}}{\lambda_{\text{ИВТ}}} \quad (2.25)$$

2. Критерий подобия Прандтля фреона $Pr_{\text{фр}}$:

$$Pr_{\text{фр}} = \frac{c_{p\text{фр}} \cdot \mu_{\text{фр}}}{\lambda_{\text{фр}}} \quad (2.26)$$

3. Число Рейнольдса для ИВТ $Re_{\text{ИВТ}}$:

$$Re_{\text{ИВТ}} = \frac{v_{\text{ИВТ}} \rho_{\text{ИВТ}} F}{d_{\text{ИВТ}}} \quad (2.27)$$

4. Критерий подобия Нуссельта ИВТ при обтекании змеевика $Nu_{\text{ИВТ}}$:

$$Nu_{\text{ИВТ}} = 0,094 Re_{\text{ИВТ}}^{0,72} Pr_{\text{ИВТ}}^{0,33} \left(\frac{Pr_{\text{ИВТ}}}{Pr_{\text{ИВТст}}} \right)^{0,25}, \quad (2.28)$$

где $Pr_{\text{ИВТст}}$ – критерий подобия Прандтля ИВТ у стенки змеевика

5. Критерий подобия Нуссельта фреона $Nu_{\text{фр}}$:

$$Nu_{\text{фр}} = 0,023 Re_{\text{фр}}^{0,8} Pr_{\text{фр}}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\text{фрж}}}{Pr_{\text{фрст}}} \right)^{0,25} \quad (2.29)$$

7. Коэффициент теплоотдачи ИВТ $\alpha_{\text{ИВТ}}$, Вт/м²*К:

$$\alpha_{\text{ИВТ}} = \frac{Nu_{\text{ИВТ}} \cdot \lambda_{\text{ИВТ}}}{d_{\text{ИВТ}}} \quad (2.30)$$

8. Коэффициент теплоотдачи фреона в змеевике $\alpha_{\text{фр}}$, Вт/м²*К:

$$\alpha_{\text{фр}} = \frac{Nu_{\text{фр}} \cdot \lambda_{\text{ИВТ}}}{d_{\text{фр}}} \left(1 + 3,54 \frac{d_{\text{фр}}}{D_{\text{зм}}} \right) \quad (2.31)$$

9. Коэффициент теплопередачи теплообменника k , Вт/(м²*К):

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{фр}} d_{\text{фр}}} \right) + \left(\frac{1}{2\lambda} \ln \left(\frac{D_{\text{фр}}}{d_{\text{фр}}} \right) \right) + \left(\frac{1}{\alpha_{\text{ИВТ}} D_{\text{фр}}} \right)}, \quad (2.32)$$

где $D_{\text{фр}}$ – диаметр внешней стенки трубы змеевика; λ – коэффициент теплоотдачи материала трубы змеевика, Вт/(м*К);

10. Водяной эквивалент теплоносителей, Вт*К:

$$W_1 = G_{\text{фр}} C p_{\text{фр}} \quad (2.33)$$

$$W_2 = G_{\text{ИВТ}} C p_{\text{ИВТ}} \quad (2.34)$$

11. Для определения количества теплоты, передаваемой через поверхность теплообменника с противотоком, следует определить по диаграмме, указанной на рис., значение вспомогательной функции Z , которая зависит от безразмерных коэффициентов:

$$Z = f(W_1/W_2 ; kF/W_1), \quad (2.35)$$

где F – площадь теплообмена, м².

12. Величина удельного теплового потока, принятого ИВТ, Вт/м:

$$q_{\text{фр}} = W_1 (t'_{\text{фр}} - t'_{\text{ИВТ}}) Z \quad (2.36)$$

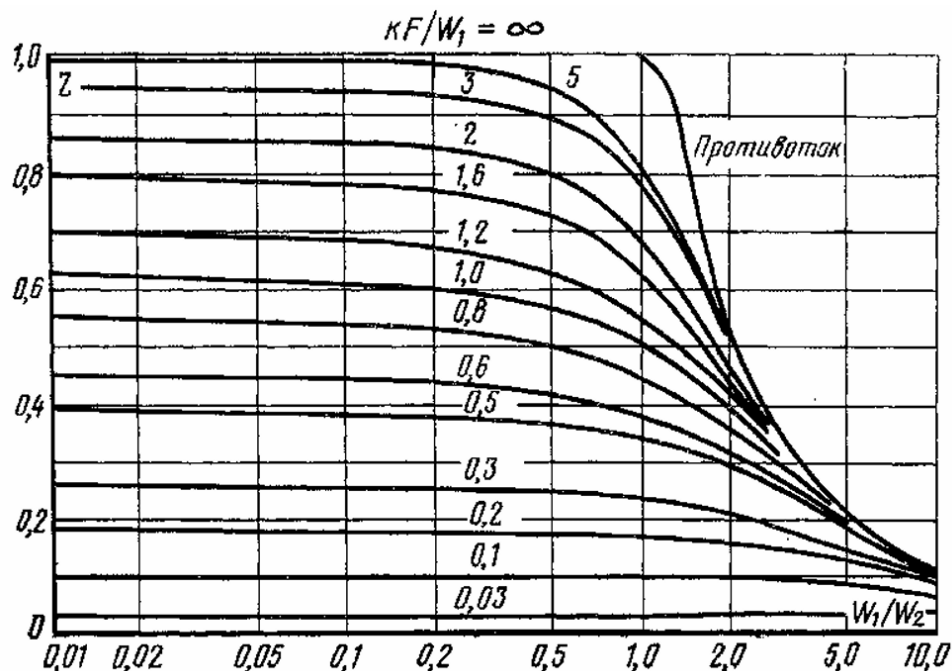


Рисунок 2.14 - $Z = f(W_1/W_2; kF/W_1)$ – вспомогательная функция для расчета конечной температуры в противоточном теплообменнике

Источник: Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд.2-е, стереотип. М., «Энергия», 1977.

Результаты расчета удельного теплового потока при различных значениях kF/W_1 и W_1/W_2 представлены в табл.2.9. Из расчета видно, что режим движения жидкостей в теплообменнике напрямую влияет на величину удельного теплового потока. Максимальная величина теплового потока прямо пропорциональна величине температурного напора теплообменника и обратно пропорциональна соотношению водяных эквивалентов теплоносителя W_1/W_2 . На рис.2.15 представлена зависимость удельного теплового потока от соотношения водяных эквивалентов теплоносителя W_1/W_2 .

Таблица 2.9 - Значения удельного теплового потока q

Соотношение фреон/ИВТ, W_1/W_2	Расход $G_{фр}$, кг/с	Расход $G_{ивт}$, кг/с	W_1 , Вт*К	W_2 , Вт*К	q , Вт/м
0,2	0,01	0,030	25,96	129,8	26,4
0,4		0,015		64,9	21,33
0,5		0,012		51,9	15,4
0,6		0,010		43,3	13,2
0,8		0,008		32,5	10,99

Расчеты показывают, что термодинамические потери возрастают со снижением расхода ИВТ или увеличением расхода фреона.

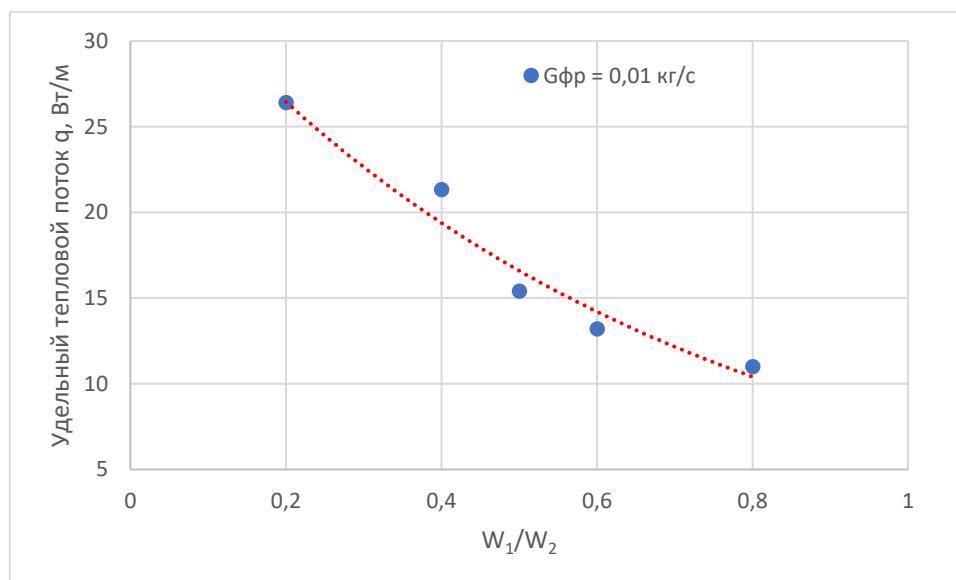


Рисунок 2.15 - Зависимость удельного теплового потока q от соотношения водяных эквивалентов теплоносителя W_1/W_2 .

Источник: составлено автором

Выводы по второй главе

1. ГТУ малой мощности имеет низкий коэффициент полезного действия ввиду конструкционных особенностей.
2. Наиболее перспективной технологией для повышения эффективности ГТУ малой мощности является когенерация.
3. Более половины ВЭР ГТУ малой мощности без утилизации выбрасывается в окружающую среду.
4. ГТУ с утилизацией позволяют существенно повысить эффективность ГТУ, однако, до 20% ВЭР не пригодны к дальнейшему использованию традиционными методами.
5. Современные установки, такие как ТН, способны использовать низкопотенциальные источники теплоты.

Глава III. Работа ТНУ в составе ГТУ

3.1. Работа ТНУ в составе ГПА

Воздухоочистительные устройства ГТУ, работающие в условиях повышенной влажности подвержены обледенению при температурах воздуха окружающей среды в диапазоне от -10 до $+5$ °С. Одной из схем АОС для ГТУ малой мощности является частичная подача воздуха из компрессора ГТУ на вход КВОУ. При отборе воздуха за компрессором неизбежно снижается полезная мощность ГТУ и её КПД, а расход топлива возрастает. Величина отобранного воздуха от общего количества, поступающего в компрессор, варьируется от 0,5 до 4% при работе в режиме номинальной мощности.

Предложен вариант модернизации АОС ГТУ, где подогрев теплоносителя будет осуществляться за счёт многоступенчатой теплонасосной установки с промежуточным отбором, использующей ВЭР ГТУ или внешний источник энергии. На рис.3.1 показана принципиальная схема энергетической установки, где источник низкопотенциальной теплоты (ИНТ) подключен к теплообменнику, который отбирает тепло охлаждающей воды, уходящей от маслоохладителя системы смазки ГТУ. Благодаря ТНУ тепло (ИНТ) при помощи компрессора можно поднять на уровень источника высокопотенциальной теплоты (ИВТ).

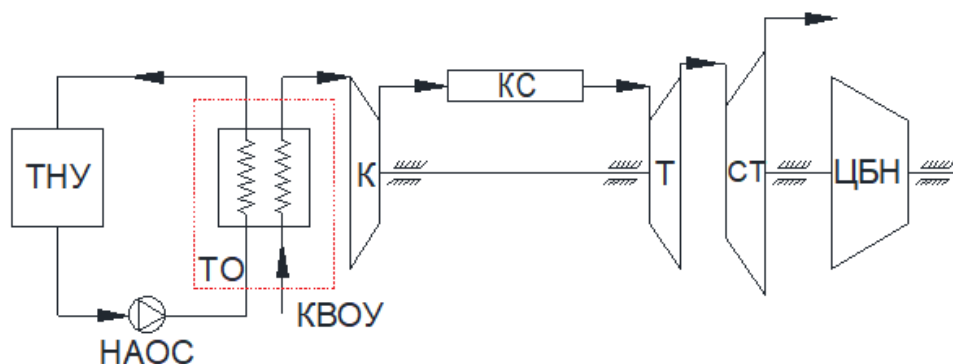


Рисунок 3.1 - Интеграция ТНУ с утилизацией тепла энергетической установки. На схеме обозначены: К – осевой компрессор ГТУ; КС – камера сгорания ГТУ; КВОУ – комплексная воздухоочистительная установка; НАОС – насос подачи теплоносителя антиоблединительной системы; СТ – силовая турбина ГТУ; Т – турбина компрессора ГТУ; ТНУ – теплонасосная установка; ТО – теплообменник

антиобледенительной системы; ЦБН – центробежный компрессор для сжатия природного газа.

Источник: составлено автором

Одними из самых популярных в последнее время газоперекачивающих агрегатов, применяемых в газотранспортной отрасли, являются ГПА-32, и ГПА-25. Однако, в данной работе для оценки эффективности внедрения ТНУ, будет достаточно ГТУ более простой конфигурации, к примеру ГПА-16.

ГПА-16 спроектирован на базе конвертированного авиационного двигателя ПС-90ГП-2. Газотурбинный двигатель ПС-90ГП-2 состоит из: 13-ти ступенчатого осевого компрессора; трубчато-кольцевой камеры сгорания; двухступенчатой турбины высокого давления (ТВД) и трёхступенчатой силовой турбины (СТ).

Технические характеристики ГТУ на номинальном режиме указаны в табл. 3.1.

Таблица 3.1 - Технические характеристики ГТУ

$T_{НВ} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_H = 760\text{ мм.рт.ст}$, $\varphi = 60\%$	
Параметр	Значение
Мощность на валу СТ N_e , кВт	16000
Температура газов перед ТК $T_{г*}$, К	1196
Степень повышения давления в компрессоре π_k	19
Частота вращения ротора ТК $n_{ТК}$ об/мин	10960
Частота вращения ротора СТ $n_{СТ}$ об/мин	5300

Основные показатели эффективности работы газотурбинного двигателя на номинальном режиме находится из теплового расчёта ГТУ [25]. Результаты теплового расчета представлены в табл. 3.2.

Таблица 3.2 - Технические характеристики ГТУ на номинальном режиме работы, полученные по результатам расчета по методике [25]

$T_{НВ}^* = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_H = 760\text{ мм.рт.ст}$, $\varphi = 60\%$	
Параметр	Значение
Удельный расход топлива g_e , кг/кВт*ч	0,166
Эффективный КПД η_e	0,47
Часовой массовый расход топлива G_T , кг/ч	2648,84

Массовый расход воздуха G_B , кг/с	59,7
Температура воздуха после компрессора T_K^* , К	735,67

Отбор воздуха на охлаждение лопаточного аппарата турбин и камеры сгорания осуществляется на выходе из 6-ой и 13-ой ступеней компрессора. Отбор воздуха на нужды обогрева КВОУ компрессора и ВНА происходит на выходе из 7-ой ступени. Температура и давление отбираемого воздуха определяются по формулам [64]:

$$P_{Kn_{от}}^* = P_{Kn-1}^* \pi_{Kn}^* \quad (3.1)$$

$$\pi_{Kn}^* = \left(\frac{T_{n-1} + \zeta}{T_{n-1}} \right)^{\eta_{poly} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right)} \quad (3.2)$$

$$\eta_{poly} = \frac{\ln(\pi_K^*)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}}{\ln\left(\frac{T_K^*}{T_{HB}^*} \right)}, \quad (3.3)$$

где η_{poly} - политропный КПД компрессора; γ - коэффициент адиабаты (для воздуха $\gamma_B = 1,4$).

$$T_n^* = T_{HB}^* + n_{от} \zeta \quad (3.4)$$

$$\zeta = \frac{(T_K^* - T_{HB}^*)}{n_K}, \quad (3.5)$$

где ζ - линейный рост температуры воздуха в компрессоре, °С; $n_{от}$ - номер ступени отбора; n_K - количество ступеней компрессора.

На образование наледи на фильтрующих поверхностях КВОУ и элементах ВНА влияет содержание влаги и температура циклового воздуха. При подогреве воздуха его относительная влажность снижается до требуемого значения ($\varphi = 60\%$) [53]. В работе [49] определены значения величины подогрева воздуха, которые показаны в табл. 4.

Таблица 3.3 - Величины подогрева воздуха

	Температура воздуха T_{HB}^* , °С
--	-------------------------------------

Относительная влажность воздуха φ , %	-10	-5	0	5
	Температура подогрева δt , К			
80	5,5	5,2	4,9	4,7
90	6,7	6,5	6,4	6,3
100	7,7	7,7	7,7	7,7

Задавшись температурой отбираемого воздуха $T_{\text{КОТ}}^*$, расходом циклового воздуха $G_{\text{В}}$, температурой окружающего воздуха $T_{\text{НВ}}^*$ и относительной влажностью φ окружающей среды, рассчитывается необходимое количество греющего воздуха в АОС [47]:

$$G_{\text{ВОТ}} = \frac{-0,99G_{\text{В}}(T_{\text{НВ}}^* - \delta t) + G_{\text{В}}T_{\text{НВ}}^*}{(T_{\text{НВ}}^* - \delta t) - (T_{\text{КОТ}}^* - 273)} \quad (3.6)$$

При отборе воздуха с промежуточных ступеней компрессора его работа и степень повышения давления уменьшаются что приводит к снижению полезной мощности на валу силовой турбины. Компенсировать снижение мощности призвана система регулирования ГТУ, которая восстанавливает режим, что приводит к увеличению расхода топлива и снижению КПД.

Оценка влияния отбора воздуха с компрессора на работу ГТУ осуществляется по результатам расчета характеристик ГТУ с помощью методики определения нагрузочных характеристик двухвальных ГТУ, описанной в работе [54]. Значения $\bar{\pi}_{\text{К}}^*$, необходимые для расчета находятся по формулам:

$$\bar{\pi}_{\text{К}}^* = \frac{\pi_{\text{КОТ1}}^*}{\pi_{\text{К}}^*} \quad (3.7)$$

$$\pi_{\text{КОТ1}}^* = \pi_{\text{КОТ}}^* (1 - \bar{G}_{\text{ВОТ}}) \quad (3.8)$$

$$\bar{G}_{\text{ВОТ}} = \frac{G_{\text{ВОТ}}}{G_{\text{В}}} \quad (3.9)$$

где $\bar{G}_{\text{ВОТ}}$ – отношение расхода отбираемого воздуха к общему.

Степень повышения давления в ступени компрессора после отбора воздуха обозначается $\pi_{\text{КОТ1}}^*$ и зависит от величины отбора.

В качестве теплоносителя был выбран 47% водный раствор пропиленгликоля. Данный теплоноситель активно применяется в качестве замены более токсичного раствора этиленгликоля. Температура его замерзания $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, а по физическим характеристикам близок к воде: удельная теплоемкость при температуре $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $C_{\text{РИВТ}} = 3,7\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$; плотность $\rho_{\text{ИВТ}} = 1066\text{ кг}/\text{м}^3$). Для предварительного расчета охлаждения теплоносителя в теплообменнике задаемся температурой на выходе из теплообменника и расходом ИВТ $T_{\text{ИВТ}} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $G_{\text{ИВТ}} = 2\text{ кг}/\text{с}$ соответственно. Тогда, решая уравнение теплового баланса, находятся значения охлаждения ИВТ:

$$\Delta t_{\text{ИВТ}} = G_{\text{В}} C_{\text{РВ}} \delta t / G_{\text{ИВТ}} C_{\text{РИВТ}} \quad (3.10)$$

Для передачи тепла от ИНТ к ИВТ применяется многоступенчатая теплонасосная установка, в которой использован метод последовательного ступенчатого нагрева рабочего тела потребителя с одновременным отбором хладагента каждой ступени. Благодаря отбору жидкой фазы снижается затрачиваемая на привод компрессоров энергия.

В качестве хладагента был использован R600a(изобутан). Расчет тепловой схемы многоступенчатой ТНУ основан на определении доли расхода хладагента к расходу 1 кг нагреваемого рабочего тела в каждой ступени ТНУ.

Перед началом расчета задаёмся следующими параметрами:

- количеством ступеней i ;
- расходом ИВТ $G_{\text{ИВТ}}$, кг/с;
- расходом ИНТ $G_{\text{ИНТ}}$, кг/с;
- температурой ИВТ $T_{\text{ИВТ}}$, $^{\circ}\text{C}$;
- температурой ИНТ $T_{\text{ИНТ}}$, $^{\circ}\text{C}$;
- величиной недогрева Δt_{Hi} , $^{\circ}\text{C}$ хладагента на каждой ступени;
- величиной перегрева Δt_{Pi} , $^{\circ}\text{C}$ хладагента на каждой ступени;
- КПД теплообменников $\eta_{\text{эф}i}$;
- величиной падения давления в теплообменниках Δp_i , бар.

Сперва определяем величину нагрева ИВТ на ступень по формуле:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta t_{\text{ИВТ}}}{i} \quad (3.11)$$

Затем при помощи ПО CoolPack строим цикл каждой ступени и определяем:

удельные значения энтальпии хладагента:

на входе в испаритель H_{0i} , кДж/кг;

на выходе из испарителя H_{1i} , кДж/кг;

на выходе из компрессора $H_{2i\text{ad}}$ (энтальпия адиабатического сжатия), кДж/кг;

на выходе из конденсатора H_{3i} , кДж/кг.

давления хладагента:

на входе в испаритель P_{0i} , бар;

на выходе из испарителя P_{1i} , бар;

на выходе из компрессора P_{2i} , бар;

на выходе из конденсатора P_{3i} , бар.

КПД компрессора определяется по формуле:

$$\eta_{\text{ком } i} = \frac{\pi_{\text{к ком}}^{(k_{\text{ср}}-1)/k_{\text{ср}} - 1}}{\pi_{\text{к ком}}^{(k_{\text{ср}}-1)/\eta_p \cdot k_{\text{ср}} - 1}} \quad (3.12)$$

$$k_{\text{ср}} = \frac{C_{p\text{хл}}}{C_{v\text{хл}}} \quad (3.13)$$

$$\pi_{\text{к ком}} = \frac{P_2}{P_1}, \quad (3.14)$$

где η_p – политропный КПД компрессора ($\eta_p = 0,8$); $k_{\text{ср}}$ – усредненное значение коэффициента адиабаты для хладагента; $\pi_{\text{к ком}}$ – степень повышения давления в компрессоре.

Удельная работа компрессора, затраченная на сжатие хладагента:

$$L_{iy0} = \frac{(H_{1i} - H_{2i\text{ad}})}{\eta_{\text{ком } i}} \quad (3.15)$$

Удельная энтальпия хладагента на выходе из компрессора находится по формуле:

$$H_{2i} = H_{2i\text{ad}} + L_i \quad (3.16)$$

Отношение расходов хладагент/теплоноситель определяется по формуле:

$$\alpha_{x_i} = \frac{G_{x_i}}{G_{\text{ИВТ}}}, \quad (3.17)$$

где G_{x_i} - расход хладагента, направленного в конденсатор i -й ступени, $G_{\text{ИВТ}}$ – расход теплоносителя ИВТ.

В общем виде долю расхода хладагента i -й ступени можно вычислить по следующей формуле:

$$\alpha_{x_i} = \frac{C_{p\text{ИВТ}}(t_{\text{ИВТ}[i]} - t_{\text{ИВТ}[i-1]})}{(H_{2x[i]} - H_{kx[i-1]})\eta_{\text{эф}}} - \frac{(G_{xz} + G_{x(z-1)} + \dots + G_{x[z-(i-1)]})(H_{2x[i]} - H_{kx[i]})}{(H_{2x[i]} - H_{kx[i-1]})} - \frac{(G_{xz} + G_{x(z-1)} + \dots + G_{x[z-(i-1)]})(H_{2x[i]} - H_{kx[i]})}{(H_{2x[i]} - H_{kx[i-1]})\eta_{\text{эф}}}, \quad (3.18)$$

где $C_{p\text{ИВТ}}$ - удельная теплоемкость теплоносителя ИВТ, кДж/(кг · °С); H – удельная энтальпия кДж/кг, определяемая по PS-диаграмме, показанной на рис. 2.

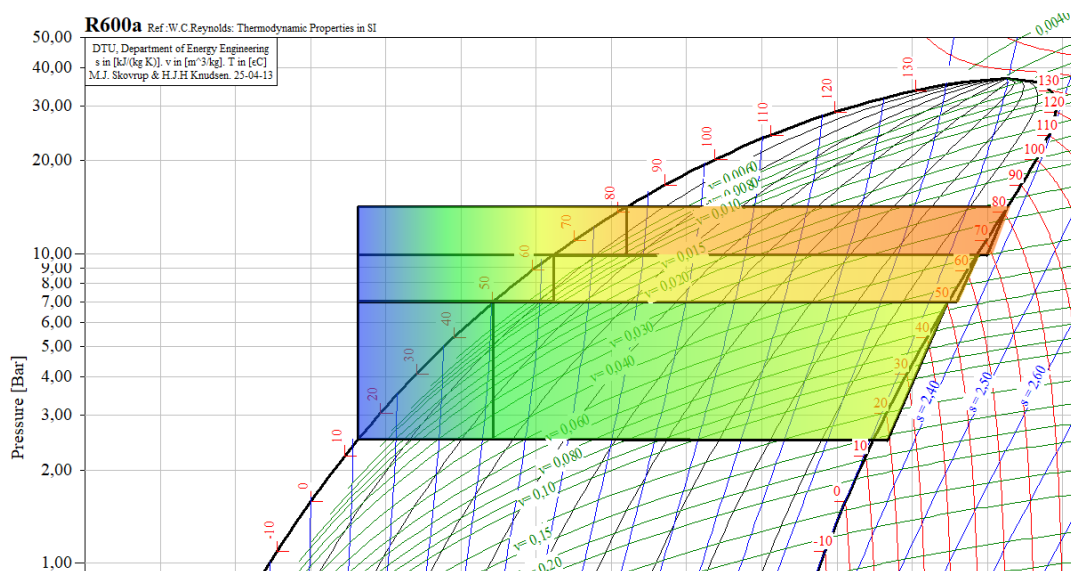


Рисунок 3.2 - h - s -диаграмма термодинамического цикла трёхступенчатой ТНУ.

Источник: составлено автором

Работа сжатия компрессора находится по формуле:

$$N_{\text{ком}i} = \alpha_{x_i} \cdot G_{\text{ИВТ}} \cdot L_{i \text{ уд}} \quad (3.19)$$

Эффективность ТНУ определяется коэффициентом преобразования теплоты (COP):

$$\text{COP} = \frac{Q_x}{N_{\text{ком}}} \quad (3.20)$$

$$Qx = C_{p\text{ивт}} G_{\text{ивт}} \Delta t_{\text{ивт}}, \quad (3.21)$$

где Qx - мощность теплового потока, кВт; $N_{\text{ком}} = \sum_i N_{\text{ком}i}$ - затраченная мощность компрессоров всех ступеней, кВт.

Расчет проводится по методикам, описанных в [4,36] для температур $T'_{\text{ивт}} = T_{\text{ивт}} + \Delta t_{\text{ивт}}$ при использовании схемы с одной, двумя и тремя ступенями соответственно.

Результаты расчетов, выполненных с использованием формулы 3.6, представлены в табл. 3.4. Из расчетов выделены два режима работы системы отбора: минимальный, при котором расход отбираемого воздуха составляет 1,12 кг/с; максимальный – 1,86 кг/с. Дальнейшие расчеты нагрузочных характеристик ГТУ проводились для этих двух режимов по методике [54].

Таблица 3.4 - Расход отбираемого воздуха

Относительная влажность воздуха φ , %	Температура воздуха $T_{\text{нв}}^*$, °C			
	-10	-5	0	5
	Расход отбираемого воздуха $G_{\text{вот}}$, кг/с			
80	1,27	1,21	1,15	1,12
90	1,55	1,52	1,52	1,51
100	1,79	1,81	1,83	1,86

Используя данные полученные из предыдущего расчета в уравнениях 3.7 и 3.8, были получены необходимые для расчета значения $\bar{\pi}_k^*$. Были рассмотрены два варианта работы ГТУ: при неизменном общем расходе воздуха $G_{\text{вот}} = \text{const}$; при неизменном значении степени повышения давления $\pi_k^* = \text{const}$. Результаты расчета нагрузочных характеристик представлены в табл. 3.5. Видно, что отбор воздуха за 7-ой ступенью компрессора ГТУ вызывает:

- снижение полезной нагрузки на валу силовой турбины ΔN_e на 5,6 %;
- снижение КПД ГТУ η_e на 1,1%;
- увеличение расхода топлива G_T на 7,06 %.

Таблица 3.5 - Характеристики ПС-90ГП-2 при отборе воздуха на АОС

	$G_B = \text{const}$		$\pi_K = \text{const}$	
Эффективный КПД η_e	0,480	0,476	0,470	0,467
Мощность на валу CTN_e , кВт	15088	15422	16527	16929
Удельный расход топлива g_e , кг/кВт*ч	0,162	0,164	0,166	0,168
Часовой расход топлива G_T , кг/ч	2457,7	2534,0	2748,0	2836,0

Значения охлаждения теплоносителя в теплообменнике для всех режимов работы отбора, найденные по формуле 3.10 представлены в табл. 3.6.

Таблица 3.6 - Охлаждение теплоносителя

	Температура воздуха T_{HB}^* , °C			
Относительная влажность воздуха φ , %	-10	-5	0	5
	Охлаждение ИВТ $\Delta t_{ИВТ}$, °C			
80	45,5	43,1	40,6	38,9
90	55,5	53,8	53,0	52,2
100	63,8	63,8	63,8	63,8

Из расчета видно, что величина охлаждения ИВТ находится в диапазоне от 38,9 до 63,8 °C. Тогда обозначим два режима работы ТНУ: минимальный, при котором $\Delta t_{ИВТ} = 38,9$ °C; максимальный, при котором $\Delta t_{ИВТ} = 63,8$ °C. Результаты расчета режимов ТНУ по формулам 3.11-2.13 представлены в табл. 3.7-3.8.

Таблица 3.7 – Характеристики ТНУ при $\Delta t_{ИВТ} = 63,8$ °C

Характеристики ТНУ			
	1 Ступень	2 Ступени	3 Ступени
$N_{ком}$, кВт	98,27	88,34	80,37
COP	4,93	5,49	6,03
G_x , кг/с	1,160	1,360	1,390

Таблица 3.8 - Характеристики ТНУ при $\Delta t_{ИВТ} = 38,9$ °C

Характеристики ТНУ			
	1 Ступень	2 Ступени	3 Ступени
$N_{КОМ}$, кВт	41,2	35,45	28,88
COP	7,18	8,34	10,24
G_x , кг/с	0,742	0,784	0,769

Для определения степени эффективности подключения 2-х и более ступеней ТНУ рассчитывается коэффициент приращения ΔCOP :

$$\Delta COP = \frac{COP_i}{COP_{i-1}} \quad (3.22)$$

Он показывает соотношение коэффициента трансформации ТНУ

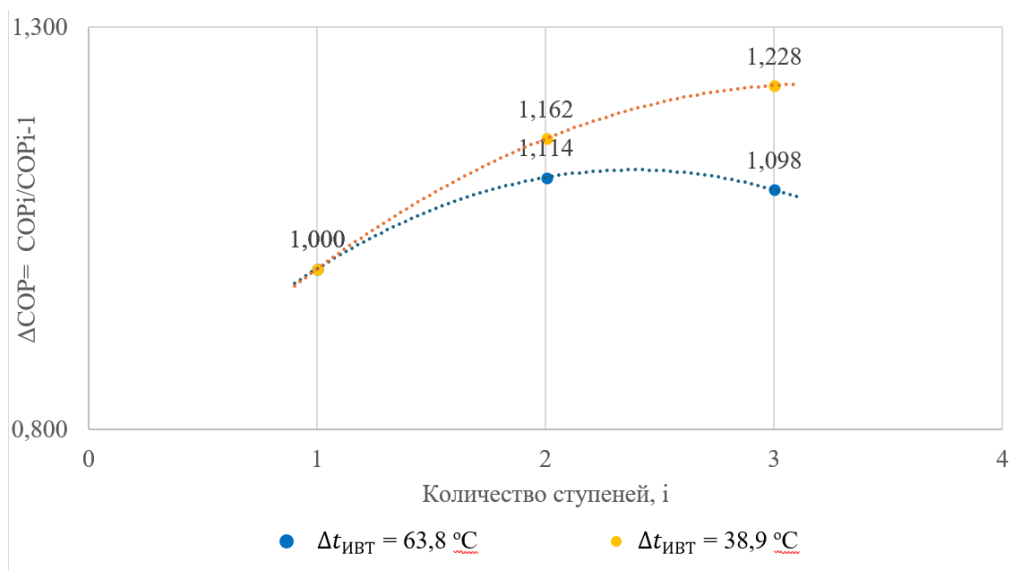


Рисунок 3.3 - График зависимости приращения коэффициента трансформации ΔCOP от количества ступеней ТНУ.

Источник: составлено автором

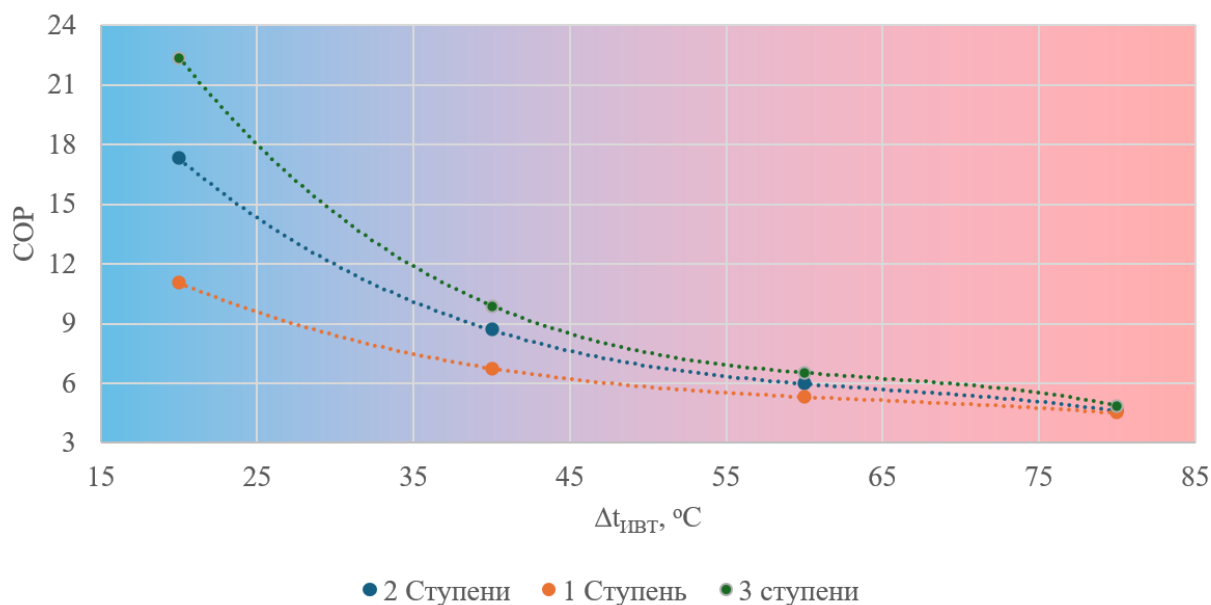


Рисунок 3.4. Зависимость коэффициента трансформации COP от разницы температуры нагрева ИВТ $\Delta t_{\text{ИВТ}}$.

Источник: составлено автором

3.2. Работа ТНУ в составе ГТЭЦ

Система охлаждения смазочного масла является одним из важнейших узлов ГТУ, непосредственно влияющих на её работу. Для агрегатов малой мощности используют масляные радиаторы с принудительной подачей охлаждающего воздуха. В зависимости от температуры окружающей среды на привод вентилятора затрачивается до 1,5% от номинальной мощности.

Предлагается вариант модернизации когенерационной ГТУ, где подогрев теплоносителя будет осуществляться за счёт многоступенчатой теплонасосной установки с промежуточным отбором, использующей низкопотенциальные ВЭР ГТУ (теплоту смазочного масла на сливе с подшипников). На рис. 3.5 показана принципиальная схема энергетической установки, где источник низкопотенциальной теплоты (ИНТ) подключен к теплообменнику, который отбирает тепло охлаждающей воды, уходящей от маслоохладителя системы смазки ГТУ. Благодаря ТНУ тепло (ИНТ) при помощи компрессора поднимается на уровень источника высокопотенциальной теплоты (ИВТ).

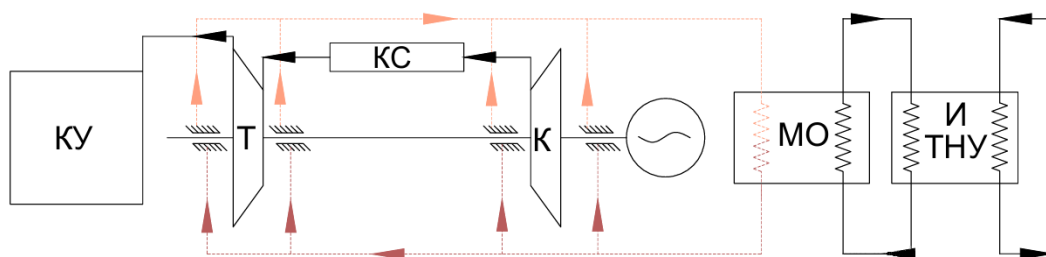


Рисунок 3.5. Интеграция когенерационной ГТУ и ТНУ с утилизацией тепла системы смазочного масла. На схеме обозначены: И ТНУ – испаритель теплонасосной установки; К – осевой компрессор ГТУ; КС – камера сгорания ГТУ; КУ – котёл-утилизатор; МО – маслоохладитель; Т - турбина ГТУ.

Источник: составлено автором

Установленная тепловая мощность распределённой генерации на 2020 год составила 18 ГВт. На когенерационные ГТУ малой мощности приходилось 45% (8,1 ГВт). Количество ГТУ мощностью до 25 МВт насчитывало около 450 шт., что составляло около 30% от общего количества когенерационных энергетических установок малой мощности.[34]

Установленная электрическая мощность распределённой генерации на 2024 год составила 35,6 ГВт, что на 12% выше значения предыдущего года. По сравнению с 2019 годом установленная мощность выросла в 1,8 раза, сохраняя устойчивый тренд роста в 11-12% в год. За 2024 год на ГТУ малой мощности пришлось 26% ввода новых мощностей (0,99 ГВт).[57]

Одними из самых популярных в последнее время мини-ТЭЦ являются ПАЭС-2500. По словам представителей ЗАО «Борисфен», занимающихся ремонтом и модернизацией данных установок, в одной только ПАО «Газпром» их насчитывалось более 500 экземпляров на 2019 год.

ПАЭС-2500 спроектирован на базе конвертированного авиационного турбовинтового двигателя АИ-20ДКЭ, производство которого сосредоточено на предприятии-разработчике (ОАО «Мотор Сич», Украина), однако в рамках импортозамещения планируется локализации двигателя АИ-20 на Заводе газотурбинного оборудования («ЗГО») в г. Зеленодольске (Татарстан).

Газотурбинный двигатель АИ-20ДКЭ состоит из: 10-ти ступенчатого осевого компрессора; кольцевой камеры сгорания и трёхступенчатой турбины. Технические характеристики ГТУ на номинальном режиме указаны в табл. 3.9.[20,30]

Таблица 3.9 Технические характеристики ГТУ на номинальном режиме работы

Т _{нв} = 15 °С, Р _н = 760 мм.рт.ст, φ = 60%	
Параметр	Значение
Мощность на валу турбины N _е , кВт	2500
Температура газов после турбины T _г [*] , К	715
Степень повышения давления в компрессоре π _к	8,5
Частота вращения ротора n об/мин	12300
Эффективный КПД η _е	0,25
Расход газов G _г , кг/с	18,21
Скорость газов на выходе из турбины v _г , м/с	280
Часовой массовый расход топлива G _т , кг/ч	950

Система смазки обеспечивает подачу масла на подшипники ГТД, а также отведение смазочного масла с подшипников в воздушно-масляный радиатор (ВМР) и маслобак. Установка имеет три подшипниковых узла: подшипник №1 – радиальный роликовый подшипник качения без сепаратора, установленный перед первой ступенью компрессора; подшипник №2 – радиально-упорный шарикоподшипник без сепаратора, смонтированный после 10-й ступени компрессора; подшипник №3 – радиальный роликовый подшипник качения без сепаратора, установленный перед первой ступенью турбины. Система также обеспечивает маслом планетарный редуктор РС-12/3, соединяющий вал компрессора с валом генератора. Однако из-за его высокой эффективности и низкого расхода масла он не вносит существенного вклада в нагрев масла. Генератор также не рассматривался, так как имеет собственную систему смазывания.

Расчет тепла, отводимого системой смазки тепла в процессе работы ГТУ на номинальном режиме, рассчитывается по методике [37]:

$$Q = M \frac{n}{9550}, \quad (3.23)$$

где M – совокупный момент трения, Н·мм. Рассчитывается как суммарный момент всех сил, действующих на каждый подшипник:

$$M = M_0 + M_1 + M_2, \quad (3.24)$$

где M_0 – момент трения, зависящий от частоты вращения, Н·мм; M_1 – момент трения, зависящий от радиальной нагрузки, Н·мм; M_2 – момент трения, зависящий от осевой нагрузки, Н·мм.

Момент трения, зависящий от частоты вращения определяется по формуле:

$$M_0 = f_0 d_m^3 (nv)^{\frac{2}{3}} \cdot 10^{-7}, \quad (3.25)$$

где f_0 - коэффициент зависящего от частоты вращения момента трения (определяется по справочным материалам в зависимости от типа подшипника, его конструкции и типа смазки); $d_m = \frac{d+D}{2}$ - средний диаметр подшипника, мм; n - частота вращения ротора ГТУ, об/мин; ν - кинематическая вязкость смазки при рабочей температуре, $\text{мм}^2\text{с}^{-1}$ (принято 8,3).

Момент трения, зависящий от радиальной нагрузки рассчитывается следующим образом:

$$M_1 = f_1 d_m P_1, \quad (3.26)$$

где f_1 - коэффициент зависящего от нагрузки момента трения (определяется по справочным материалам в зависимости от типа подшипника, его конструкции и типа смазки); $P_1 = P_B + P_{r\text{эл}}$ - радиальная динамическая нагрузка на подшипник, Н.

Для радиально-упорных шарикоподшипников:

$$P_{1r} = F_a - 0,1P_1, \quad (3.27)$$

Для определения компонентов радиальной нагрузки (P_B - реакция опор от веса вала; $P_{\text{эл}}$ - реакция опор от веса элементов ротора) проводится расчет геометрии и массы компрессора и турбины ГТУ[5]:

$$P_B = \frac{m_B g}{j}, \quad (3.28)$$

где m_B - масса вала, кг; g - ускорение свободного падения, м/с^2 ; j - количество опор, принимающих нагрузку.

Определение реакции опор от веса элементов ротора находится следующим образом:

$$P_{r\text{эл}} = m_{\text{эл}} g \left(\frac{z-x}{z} \right), \quad (3.29)$$

где m_B - масса элемента ротора, кг; z - расстояние между опорами, мм; x - расстояние между опорой и центром масс элемента ротора.

Момент трения, зависящий от осевой нагрузки рассчитывается следующим образом:

$$M_2 = f_2 d_m F_a, \quad (3.30)$$

где f_2 - коэффициент, зависящий от конструктивного ряда подшипника; $F_a = G_r \nu_r$ - динамическая осевая нагрузка, Н.

Результаты расчета динамической нагрузки на подшипники, моментов трения и тепловыделения во время работы ГТУ на номинальной частоте вращения представлены в табл. 3.

Таблица 3.10. Нагрузка на подшипники, моменты трения и тепловыделение на номинальном режиме работы ГТУ ($N_e = 2500$ кВт; $n = 12300$ об/мин).

Параметр	№ подшипника		
	1	2	3
d_m , мм	150	180	150
f_0	12	6	12
f_1	$5,5 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$5,5 \cdot 10^{-4}$
f_2	$4 \cdot 10^{-3}$	-	$4 \cdot 10^{-3}$
F_a , кН	5,085	5,085	5,085
P_1 , кН	1,3	4,945	1,3
M_0 , кН·мм	8,847	7,643	8,847
M_1 , кН·мм	3,051	0,458	3,051
M_2 , кН·мм	0,107	0,445	0,044
M , кН·мм	32,491		
Q_M , кВт	41,848		

Из проведенных выше расчетов видно, что на номинальном режиме работы тепловая мощность сил трения, возникаемая на подшипниках, составляет 41,848 кВт. Согласно [20] нормальная температура масла на вход в подшипниковый узел $T_{m0} = 80$ °С и поддерживается благодаря радиатору ВМР-2500, в котором набегающий поток воздуха создается вентилятором. Технические характеристики ВМР-2500 представлены в табл. 3.11.

Таблица 3.11. Технические характеристики ВМР-2500.

Параметр	Значение
Площадь теплообмена F , м ²	11,87
Диаметр трубок $d_{\text{возд}}$, м	0,006
Количество трубок в пучке $n_{\text{тр}}$, шт	3500
Длина трубок $l_{\text{тр}}$, м	0,18
Максимальная температура воздуха на входе $T_{\text{вмакс}}$, °С	60
Максимальный расход масла G_m , кг/с	1,87
Минимальный расход воздуха G_v , кг/с	5
Максимальная температура масла на входе $T_{\text{ммакс}}$, °С	115

Задавшись температурой воздуха $T_v = 15$ °С, относительной влажностью воздуха $\varphi = 60\%$, барометрическим давлением $P_{\text{возд}} = 0,1$ МПа и минимальным расходом воздуха $G_v = 5$ кг/с, рассчитываем мощность, затрачиваемую вентилятором[44]:

$$N_{\text{вент}} = \frac{P_{\text{п}} G_v}{0,101 \eta_{\text{вент}} \eta_{\text{пер}}}, \quad (3.31)$$

где $P_{\text{расч}}$ - расчетное полное давление, МПа; $\eta_{\text{вент}}$ – КПД вентилятора (принято 0,8); $\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи (принято 0,8).

Расчетное сопротивление сети определяется по формуле:

$$P_{\text{расч}} = P_{\text{п}} \frac{273,15 + T_v}{273,15} \cdot \frac{0,101 \cdot 1,2}{P_{\text{возд}} \rho_{\text{возд}}}, \quad (3.32)$$

где $P_{\text{с}}$ - сопротивление сети, МПа (принято 0,09); $\rho_{\text{возд}}$ - плотность воздуха, кг/м³ (принято 1,226).

Таким образом искомое значение мощности, затраченной вентилятором составляет $N_{\text{вент}} = 8,08$ кВт. В совокупности ГТУ во время работы на номинальном режиме теряет 41,848 кВт тепловой и 8,08 кВт электрической мощности. При помощи многоступенчатой ТНУ возможно утилизировать теплоту масла в испарителе для генерации газообразного хладагента, с последующим производством полезной тепловой энергии для собственных нужд мини-ТЭЦ.

Для расчета ТНУ задаемся температурой высокопотенциального источника теплоты (ВИТ) на входе в ТНУ $T_{\text{ВИТ0}} = 13,7$ °С, а также типом хладагента (R600a) и величиной перегрева $\Delta t_{\text{п}}$, °С хладагента. Температура хладагента на входе в испаритель будет соответствовать температуре $T_{\text{ВИТ0}}$. Используя диаграмму $p-v$ хладагента, определяем значения удельной энтальпии фреона в начале и в конце процесса испарения с учетом величины перегрева H_0 и H_1 . Расход фреона в испарителе рассчитывается по формуле:

$$G_{\text{фр}} = \frac{Q_{\text{м}}}{H_1 - H_0} \quad (3.33)$$

Дальнейший расчет цикла ТНУ ведется по методике, описанной в [12]. В конце расчета цикла определяется расход высокопотенциального источника теплоты $G_{\text{ВИТ}}$ через ступень:

$$G_{\text{ВИТ}} = \frac{G_{\text{фр}}}{\alpha_{x_i}}, \quad (3.34)$$

где α_{x_i} – безразмерный коэффициент отношения расходов хладагента к ВИТ.

Расчет циклов установки проводился для схем с 1-ой, 2-мя и 3-мя рабочими ступенями в диапазоне нагрева $\Delta T_{\text{ВИТ}} = 30 \dots 70$ °С. Было принято допущение, что величина нагрева теплоносителя равномерно распределялась между ступенями, а, следовательно, и расходы фреона и теплоносителя. Результаты расчетов представлены в таблицах 3.12-3.14.

Таблица 3.12. Основные параметры цикла ТНУ (1 ступень).

1 ступень					
$\Delta T_{\text{ВИТ}}, \text{оС}$	30	40	50	60	70
$G_{\text{ВИТ}}, \text{кг/с}$	0,411	0,315	0,258	0,22	0,193
$N_{\text{КОМ}}, \text{кВт}$	6,75	8,69	10,49	12,15	13,67
COP	7,64	6,06	5,14	4,54	4,13

Таблица 3.13. Основные параметры цикла ТНУ (2 ступени)

2 ступени					
$\Delta T_{\text{ВИТ}}, \text{оС}$	30	40	50	60	70
$G_{\text{ВИТ}}, \text{кг/с}$	0,408	0,301	0,24	0,2	0,175
$N_{\text{КОМ}}, \text{кВт}$	5,61	7,11	8,53	9,87	11,13
COP	9,12	7,08	5,88	5,08	4,60

Таблица 3.14. Основные параметры цикла ТНУ (3 ступени)

3 ступени					
$\Delta T_{\text{ВИТ}}, \text{оС}$	30	40	50	60	70
$G_{\text{ВИТ}}, \text{кг/с}$	0,397	0,288	0,227	0,189	0,162
$N_{\text{КОМ}}, \text{кВт}$	5,090	6,450	7,560	8,970	10,120
COP	9,78	7,47	6,28	5,28	4,68

По результатам расчетов строятся графики: зависимость расхода $G_{\text{ВИТ}}$ от нагрева $\Delta T_{\text{ВИТ}}$ теплоносителя (Рис.3.6); зависимость коэффициента преобразования COP от нагрева $\Delta T_{\text{ВИТ}}$ теплоносителя (Рис.3.7).

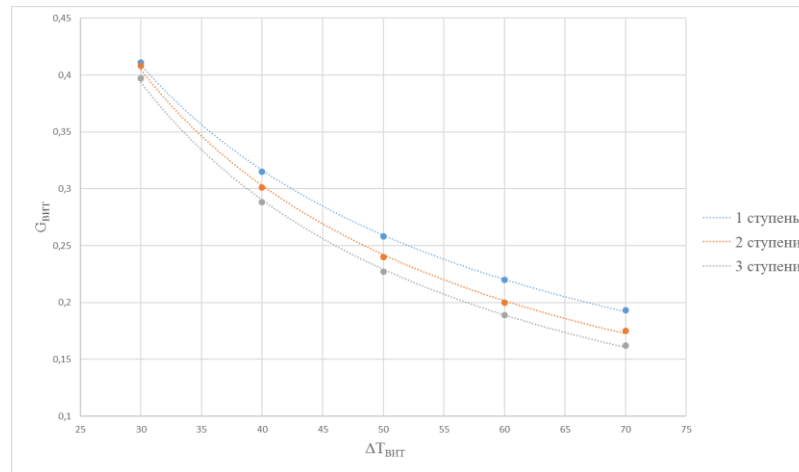


Рисунок 3.6. Зависимость расхода $G_{\text{ивт}}$ от нагрева $\Delta T_{\text{ивт}}$ теплоносителя.

Источник: составлено автором

На Рис.3.6 показаны оптимальные режимы работы ТНУ, позволяющие эффективно утилизировать теплоту охладителя смазочного масла при номинальном режиме работы когенерационной газотурбинной установки. Несоблюдение режимов, описанных выше, приведет к перегреву или переохлаждению масла.

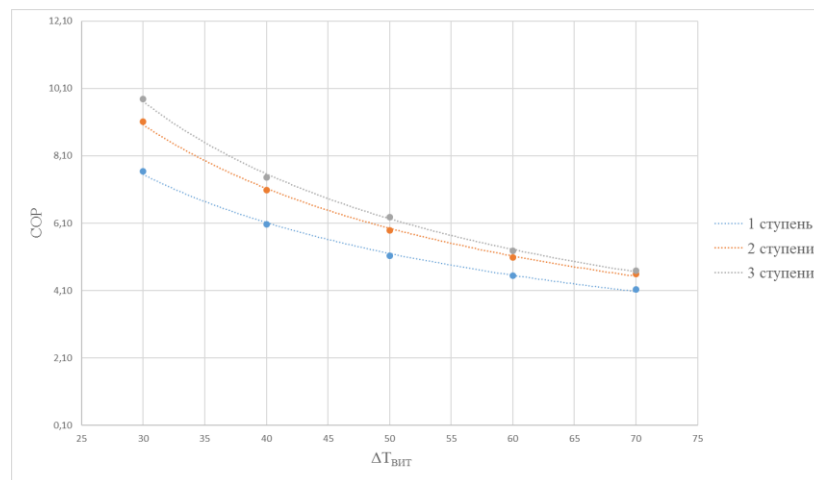


Рисунок 3.7. Зависимость коэффициента преобразования COP от нагрева $\Delta T_{\text{ивт}}$ теплоносителя.

Источник: составлено автором

На рисунке 3.7 показаны зависимости эффективности (COP) ТНУ от нагрева $\Delta T_{\text{ивт}}$ теплоносителя. Несмотря на неизменный расход $G_{\text{фр}} = \text{const}$, работа компрессоров увеличивается. С ростом давления фреона неизбежно увеличивается температура, что негативно влияет на эффективность сжатия. Благодаря промежуточному отбору, где часть хладагента перенаправляется в переохладитель,

работа сжатия на последних ступенях снижается из-за уменьшения расхода хладагента.

Влияние многоступенчатой ТНУ на эффективность ПАЭС-2500 можно оценить, воспользовавшись методом, описанным в [30]. Расход энергии на собственные нужды ГТЭЦ составляет 5,5% от номинальной мощности, поэтому для сравнения выберем режим работы ТНУ с потреблением электроэнергии равным потреблению вентилятора ВМР-2500 (8 кВт). Выработка тепловой мощности на данном режиме $Q_{\text{ТНУ}} = 0,041$ Гкал/ч, тогда удельный расход условного топлива на выработку 1 Гкал теплоты в теплофикационной ГТУ составит:

$$B_{\text{ГТУ}}^T = \frac{B_{\text{ч}}^T}{q_{\text{ГПВС}} + Q_{\text{ТНУ}}}, \quad (3.35)$$

где $B_{\text{ч}}^T = 667$ кг у.т./ч. – часовой расход условного топлива на выработку теплоты;
 $q_{\text{ГПВС}} = 4,51$ Гкал/ч - тепловая мощность ГПСВ.

Таким образом удельный расход условного топлива на выработку 1 Гкал теплоты $B_{\text{ГТУ}}^T = 147,89$ кг у.т./ч., а для ГТУ с ТНУ – 146,56 кг у.т./ч.

Выводы по третьей главе

1. Выполнены расчёты режимов работы ГТУ с отбором воздуха на обогрев первых ступеней компрессора, а также проведена оценка эффективности внедрения многоступенчатого теплового насоса на КВОУ.
2. По сравнению со штатной схемой подогрева внедрение многоступенчатого теплового насоса на КВОУ позволяет:
 - а. увеличить полезную нагрузку на валу силовой турбины N_e на 5,13% при работе АОС в максимальном режиме $\Delta t_{\text{ИВТ}} = 63,8$ °С;
 - б. сократить расход топлива G_t на 5,4% при работе АОС в максимальном режиме $\Delta t_{\text{ИВТ}} = 63,8$ °С.
3. Учитывая малый коэффициент приращения ΔCOP трёхступенчатой ТНУ, наиболее оптимальным вариантом является модернизация с двухступенчатой ТНУ, которая позволяет:
 - а. увеличить полезную нагрузку на валу силовой турбины N_e на 5,08% при работе АОС в максимальном режиме $\Delta t_{\text{ИВТ}} = 63,8$ °С;

- б. сократить расход топлива G_t на 5,3% при работе АОС в максимальном режиме $\Delta t_{\text{ИВТ}} = 63,8^\circ\text{C}$.
- 4. Выполнены расчёты отводимого тепла с системы смазочного масла ГТУ АИ-20ДКЭ, входящей в состав когенерационной установки ПАЭС-2500, а также проведена оценка эффективности внедрения многоступенчатого теплового насоса для замены штатной системы охлаждения смазочного масла.
- 5. По сравнению со штатной схемой охлаждения внедрение многоступенчатого теплового насоса позволяет:
 - а. утилизировать низкопотенциальную теплоту системы смазки до 41,8 кВт на номинальном режиме работы;
 - б. сократить расход условного топлива на 1% при работе на номинальном режиме.

Глава IV. Математическое моделирование и экспериментальные исследования переохладителя многоступенчатой ТНУ

Численное моделирование существенно облегчает исследователям решения инженерных задач за счет создания расчетных комплексов, в которых интегрированы законы движения и сохранения жидкостей и газов. Среди подобных расчетных комплексов (CFD-кодов) наибольшую популярность имеют Fluent®, Star-CD®, CFX®, Flow3D®, и некоторые другие. Несмотря на относительно высокую стоимость таких программ, экономия (например, за счет сокращения объема физического моделирования), которую они могут принести, может быть достаточно велика.

4.1. Определение основных параметров модели и методика моделирования

Учитывая ограниченность производственных мощностей имеющихся в наличии ЭВМ было принято решение использовать программу «ANSYS CFX» в качестве решателя и препроцессора для генерации сетки. Построение расчетной модели проводилось в САПР «SolidWorks». Порядок проведения процесса моделирования приведен на рис. 4.1.



Рисунок 4.1 - Схема процесса моделирования.

Источник: составлено автором

Рекуперативный переохладитель выполнен в виде кожухо-трубного теплообменника, внутри которого находится змеевик. Вход и выход фреона в змеевик осуществляется в осевом направлении, ИВТ – в вертикальном. Поток теплоносителей расположены противоточно друг к другу. Схема теплообменника и змеевика представлена на рис.4.2 и 4.3.

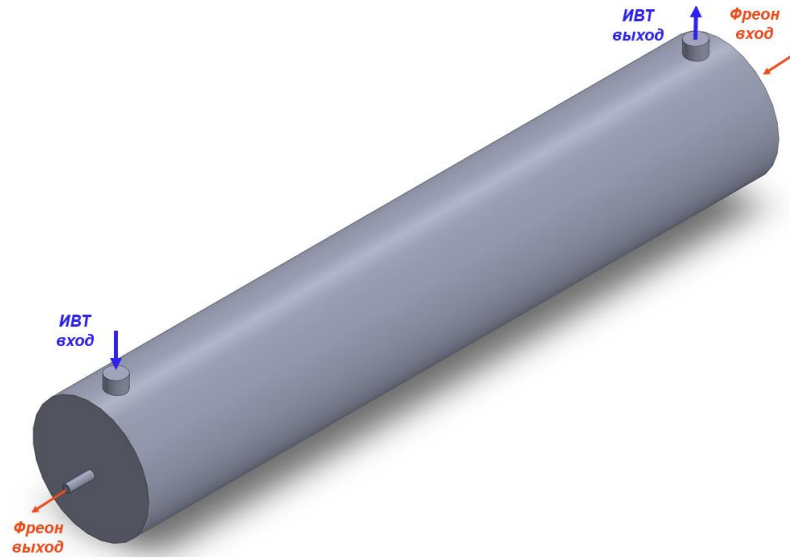


Рисунок 4.2 – Схема теплообменника.

Источник: составлено автором



Рисунок 4.3 – Схема змеевика.

Источник: составлено автором

Геометрические характеристики теплообменника представлены в таблицах 4.1 – 4.2.

Таблица 4.1 – Геометрические характеристики змеевика

Змеевик	
Диаметр трубки d_t , м	0,006
Длина L , м	3,5
Толщина стенки S , мм	1
Диаметр витка $d_{ср}$, м	0,034
Количество витков N , шт	30
Расстояние между витками t , м	0,010
Материал	Медь
Коэффициент теплоотдачи a , Вт/м ² *К	401,9
Площадь теплообмена A , м ²	0,06594
Сст, Дж/кг*К	385
Площадь поперечного сечения S_v , м ²	0,01256

Таблица 4.2 – Геометрические характеристики кожуха

Кожух	
Диаметр входа $D_{вх}$, м	0,015
Диаметр трубы $D_{тр}$, м	0,1
Длина L , м	0,5
Толщина стенки S , мм	4
Материал	Сталь
Коэффициент теплоотдачи a , Вт/м ² *К	50
Площадь поперечного сечения S_v , м ²	0,0066

Геометрия математической модели выполнена в программном комплексе САПР «SolidWorks», а процесс теплообмена смоделирован в программном комплексе вычислительной гидродинамики «Ansys CFX». Было проведено моделирование течения фреона в трубке змеевика одноконтурного ПО, течения теплоносителя в противоточном направлении.

Для создания равномерно распределенной сетки достаточно выбрать плоскость и задать размер ячейки, однако, когда масштаб участка, представляющего наибольший интерес, значительно мал по сравнению с остальным пространством расчетной области, имеет смысл сгенерировать неравномерно распределенную сетку.

Так как движение жидкости происходит в канале, то при выборе минимальных размеров ячеек сетки следует учитывать толщину пристеночного

слоя. В руководстве ANSYS Fluent предлагается использовать безразмерную координату центра первой ячейки y^+ в диапазоне между 1 и величиной вязкого подслоя δ_v ($\delta_v < y^+ < 1$). для турбулентных потоков с высоким числом Рейнольдса. Физическая координата y же определяется по формуле:

$$y = \frac{\mu \cdot y^+}{U_\tau \cdot \rho}, \quad (4.1)$$

где μ – динамическая вязкость; ρ – плотность; U_τ – скорость трения.

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (4.2)$$

где τ_w – касательное напряжение на стенке.

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho U^2, \quad (4.3)$$

где C_f – коэффициент поверхностного натяжения.[28]

$$C_f = 0,073 Re^{-0,25} \quad (4.4)$$

Толщина вязкого подслоя δ_v , мм

$$\delta_v = \frac{34,2d}{Re\sqrt{\lambda}} \quad (4.5)$$

При генерации сетки пользователь может выбрать форму ячеек и тип распределения их по расчетной области. В данном случае необходима структурированная сетка, а значит форма - Tetrahedron, тип - Map. Выделяем область и ставим флажок в поле «Учитывать «Size Functions», программа автоматически строит сетку, результат можно наблюдать на Рис. 4.4.

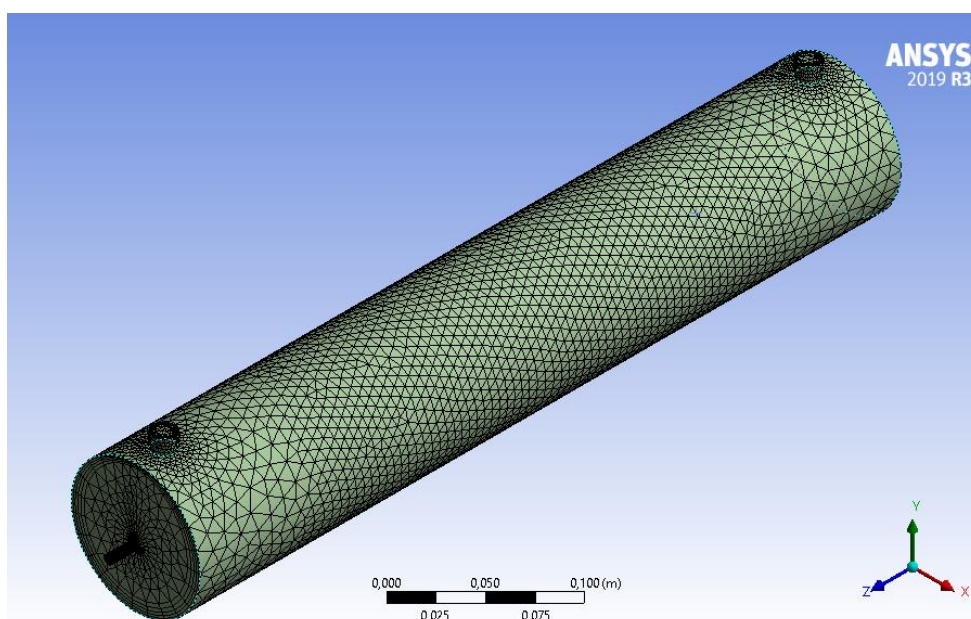


Рисунок 4.4 – Генерация сетки.

Источник: составлено автором

Выбираем модель турбулентности: CFX предлагает широкий спектр моделей турбулентности для метода осреднённых по времени уравнений Навье–Стокса: однопараметрические Спаларт-Аллармаса, двухпараметрические k-ε и k-ω, а также пятипараметрические модели осреднения по Рейнольдсу.

В качестве модели турбулентности была выбрана RANS k-ε, так как для решения задач теплообмена она имеет приемлемые показатели устойчивости и экономичности. К тому же расстояние центроида ячейки пристеночного слоя от стенки y^+ находилось в диапазоне между 1 и величиной вязкого подслоя δ_v ($\delta_v < y^+ < 1$), что также является критерием к выбору данной модели.

В качестве граничных условий были выбраны параметры сред, взятые из результатов ранее проведенных экспериментов одноступенчатой ТНУ, представленные в таблице 4.3. На рис.4. представлено визуальное отображение постановки граничных условий.

Таблица 4.3 - Граничные условия

Теплообменник с 1 змеевиком. Р _{фр} = 6 бар					
ИВТ			Фреон		
Контур №1	Вход	Выход	Контур №1	Вход	Выход
Расход ИВТ $G_{ИВТ}$, кг/с	0,029		Расход $G_{фр}$, кг/с	0,01	
Температура ИВТ $T_{ИВТ}$, К	286,8	287,6	Температура $T_{фр}$, К	316,5	287,2
Скорость $v_{ИВТ}$, м/с	0,7562		Скорость $v_{фр}$, м/с	1,505	
Гидравлический диаметр $d_{ИВТ}$, м	0,015		Гидравлический диаметр $d_{фр}$, м	0,004	
Динамическая вязкость $\mu_{ИВТ}$, мПа*с	1,05	0,8	Динамическая вязкость $\mu_{фр}$, мкПа*с	121	123
Плотность ИВТ $\rho_{ИВТ}$, кг/м ³	997	999	Плотность фреона $\rho_{ИВТ}$, кг/м ³	529,1	545,8
Коэффициент теплопроводности ИВТ $\lambda_{ИВТ}$, Вт/м*К	0,57	0,6	Коэффициент теплопроводности фреона $\lambda_{фр}$, мВт/м*К	87,3	91

Критерий Прандтля ИВТ, $Pr_{ИВТ}$	7,718	5,573	Критерий Прандтля фреона $Pr_{фр}$	3,599	3,465
Удельная теплоёмкость ИВТ $C_{рИВТ}$, кДж/(кг*К)	4,19	4,18	Удельная теплоёмкость фреона $C_{рфр}$, кДж/(кг*К)	2,6	2,56

В библиотеке материалов Ansys CFX имеется широкий спектр хладагентов, однако, если в перечне отсутствует необходимое для моделирования вещество, его можно импортировать из базы данных или задать его параметры вручную, указав несколько опорных значений из таблицы 4.3.

После выставления граничных условий производим настройку решателя. Параметры настройки модели и решателя представлены в таблице 4.4.

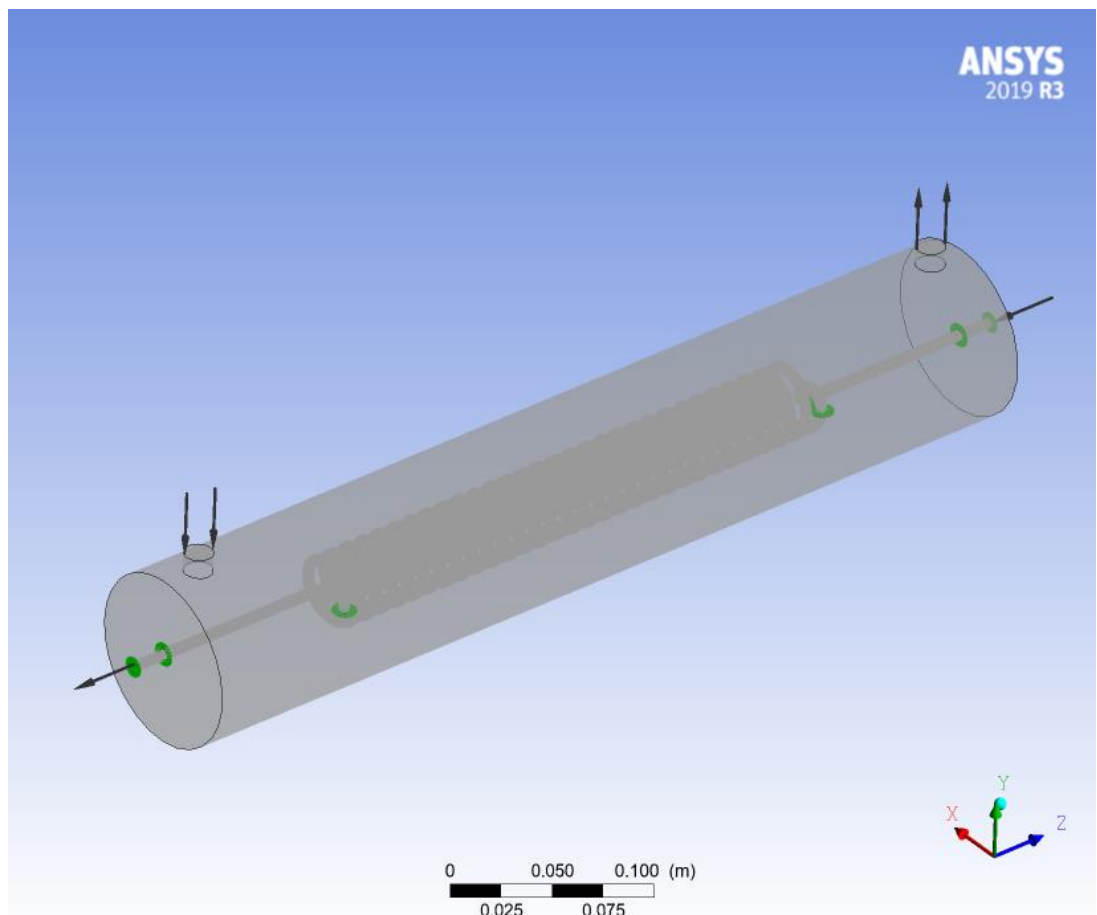


Таблица 4.4. Параметры настройки модели и решателя

Solver	Pressure
Space	3D
Model	k-epsilon
k-epsilon Model	Realizable
Near-Wall Treatment	Standard
C2-Epsilon	1,9
TKE Pr	1
TDR Pr	1,2
PDF Schm	0,85
Pressure-Velocity Copling	Coupled
Courant	5
Denisity	0,6
TKE	0,6
TDR	0,6
Mean MF	1
Turbulent Velocity	1
MF Variance	0.9
Discretization	Standard
Momentum-MF variance	Second order upwind

ПО ANSYS CFX 2019 позволяет оптимизировать процесс расчета, разделив объём расчета между несколькими ядрами процессора. После установки ГУ, НУ и настройки решателя, запускаем процесс расчета, предварительно выбрав количество итераций (100).

Визуализация моделирования температуры фреона в змеевике, потери давления фреона в змеевике, а также температуры теплоносителя представлены на рис.4.6-4.8.

Сравнение результатов моделирования и расчетов для расхода фреона $G_{\text{фр}} = 0,01$ кг/с представлены в таблице 4.5. Результаты моделирования и расчетов для других расходов фреона представлены в Приложении 1. Результаты моделирования коррелируются с результатами расчета, а отклонения составляют 2-6%.

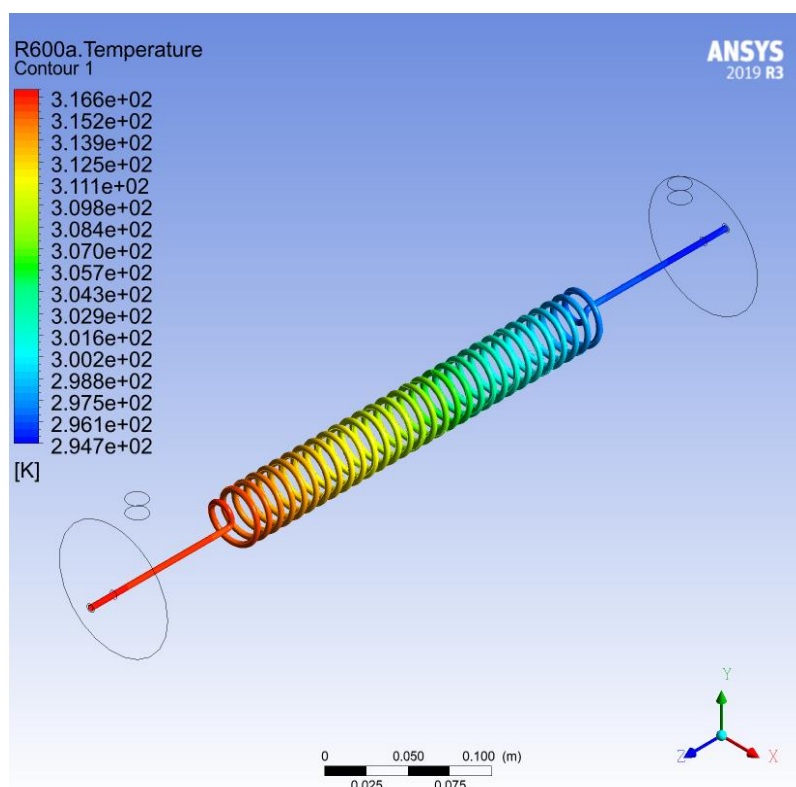


Рисунок 4.6 - Визуализация моделирования температуры фреона в змеевике.
Источник: составлено автором

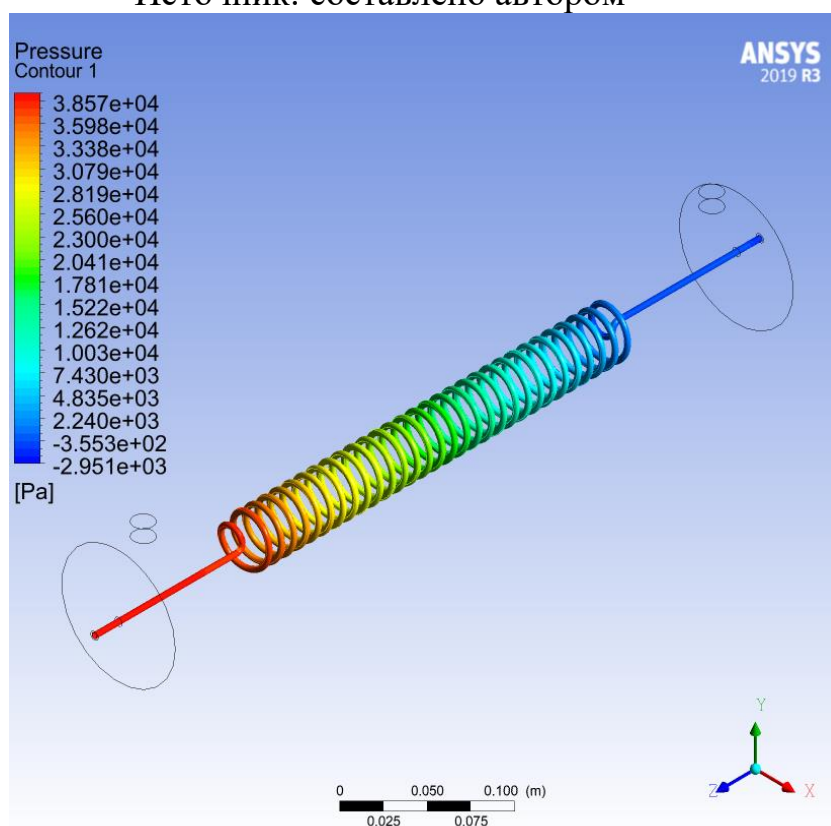


Рисунок 4.7 - Визуализация моделирования потери давления фреона в змеевике. Источник: составлено автором

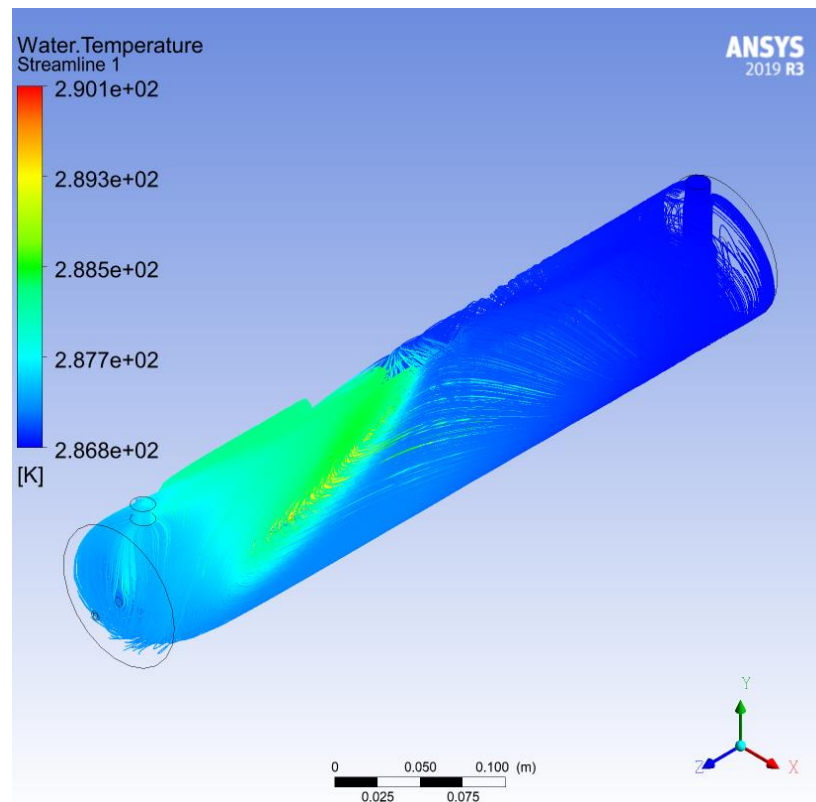


Рисунок 4.8 - Визуализация моделирования температуры теплоносителя.
Источник: составлено автором

Таблица 4.5. Сравнение результатов расчета и моделирования

Теплообменник с 1 змеевиком. Р _{фр} = 8,02 бар. Расход фреона G _{фр} = 0,01 кг/с			
Результаты:	Расчет	Модель	%
Температура Т _{фр} вых, К	296,35	288,70	2,6
Температура Т _в вых, К	290,95	287,5	1,2
Потери давления ΔР _{фр} , Па	20,37	19,67	3,4

По результатам моделирования были выявлены зависимости величины гидравлических потерь $\Delta p_{тр}$ в змеевике и величины удельного теплового потока $q_{фр}$. Графики зависимостей представлены на рис. 4.9 – 4.11.

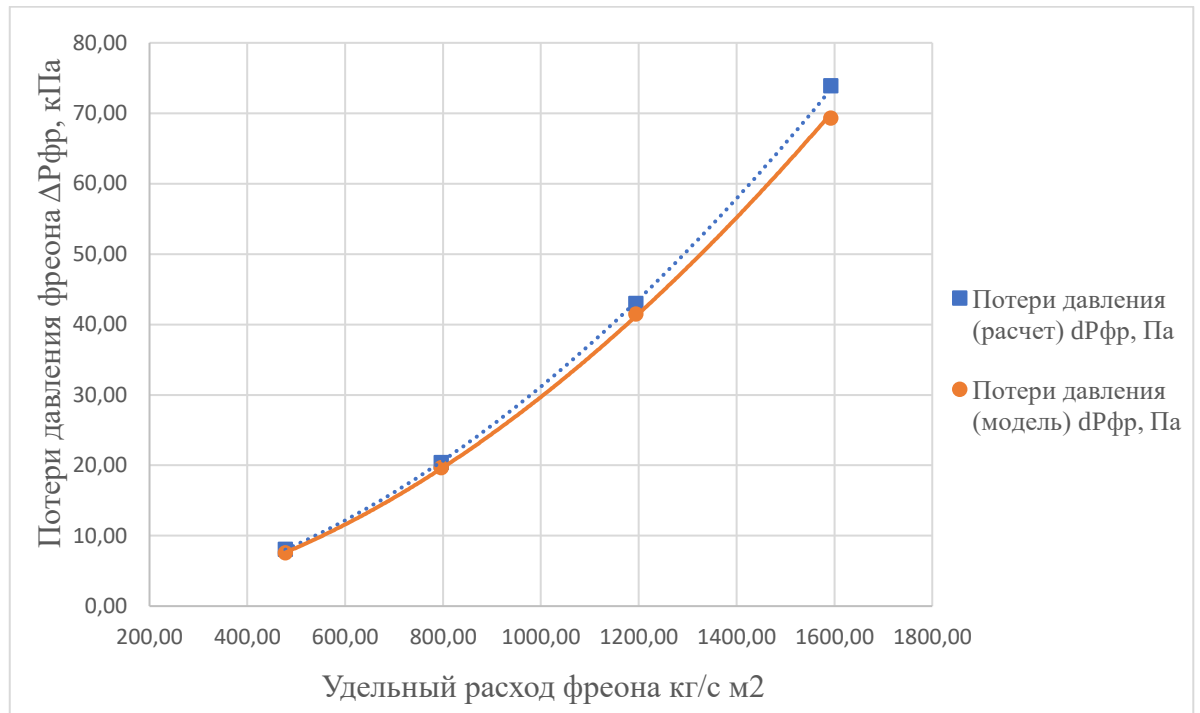


Рисунок 4.9 - Сравнение зависимостей удельного теплового потока q от соотношения водяных эквивалентов теплоносителя $W1/W2$.

Источник: составлено автором

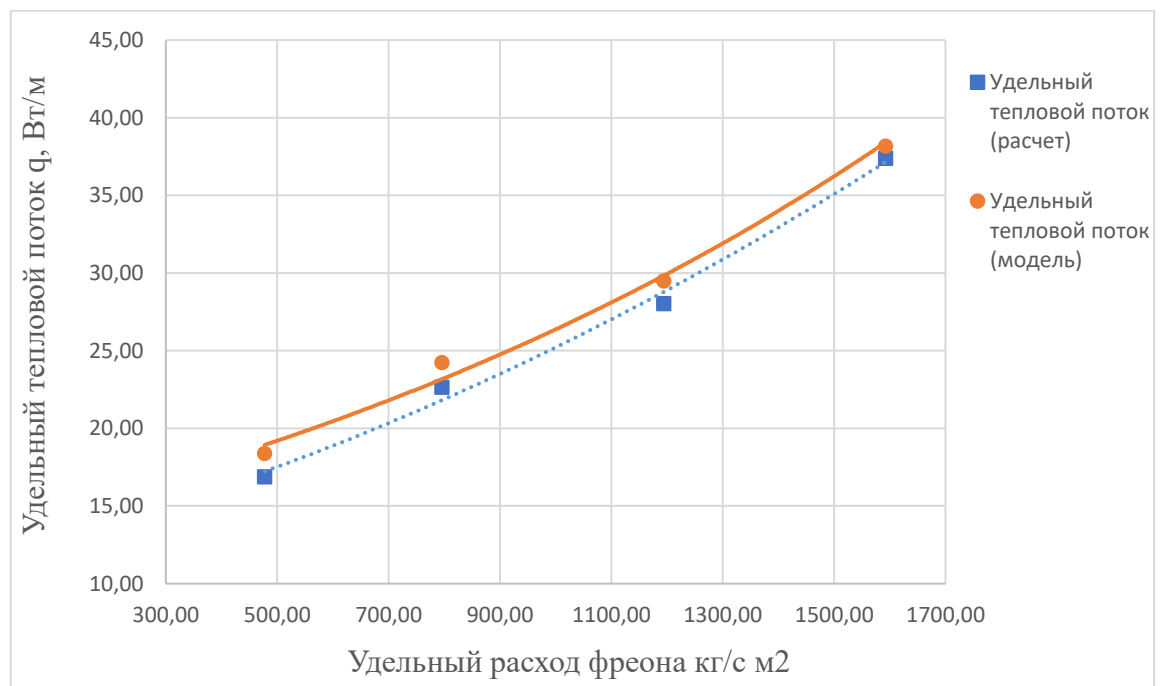


Рисунок 4.10 - Сравнение зависимостей удельного теплового потока q удельного расхода фреона.

Источник: составлено автором

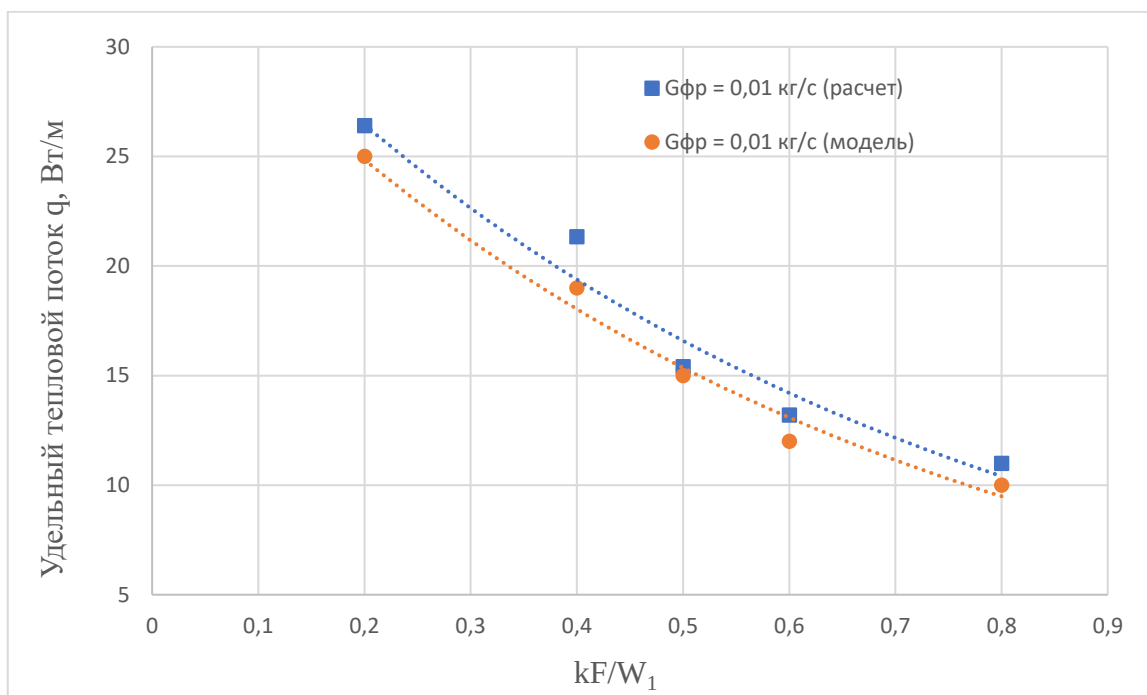


Рисунок 4.11 - Сравнение зависимостей удельного теплового потока q от соотношения водяных эквивалентов теплоносителя $W1/W2$.

Источник: составлено автором

Для подтверждения результатов теоретического расчётного исследования, проведённого с применением разработанной методики расчёта многоступенчатой ТН и математического моделирования была разработана спроектирована и создана экспериментальная исследовательская трёхступенчатая теплонасосная установка. В ней была реализована возможность регулировки контроля и визуализации процесса частичного отбора рабочего тела по ступеням.

4.2. Экспериментально-исследовательская многоступенчатая теплонасосная установка

В качестве экспериментальной установки на базе кафедры «Энергетическое машиностроение» был разработан прототип трехступенчатого теплового насоса с возможностью частичного отбора на первой и второй ступенях. Архитектура установки – открытая, что позволяет производить корректировки в конструкцию, обслуживать, добавлять и заменять оборудование.

Вид экспериментального стенда и его принципиальная схема показаны на рис. 4.12 и 4.13.

Каждая ступень установки имеет:

- компрессорный агрегат и регулятор скорости вращения;
- маслоотделитель;
- конденсатор;
- фазоразделитель;
- дроссельный клапан и другую запорную арматуру.

Также экспериментальная установка имеет общий переохладитель и испаритель. В качестве КИПиА использовалось оборудование и программное обеспечение «Zetlab».

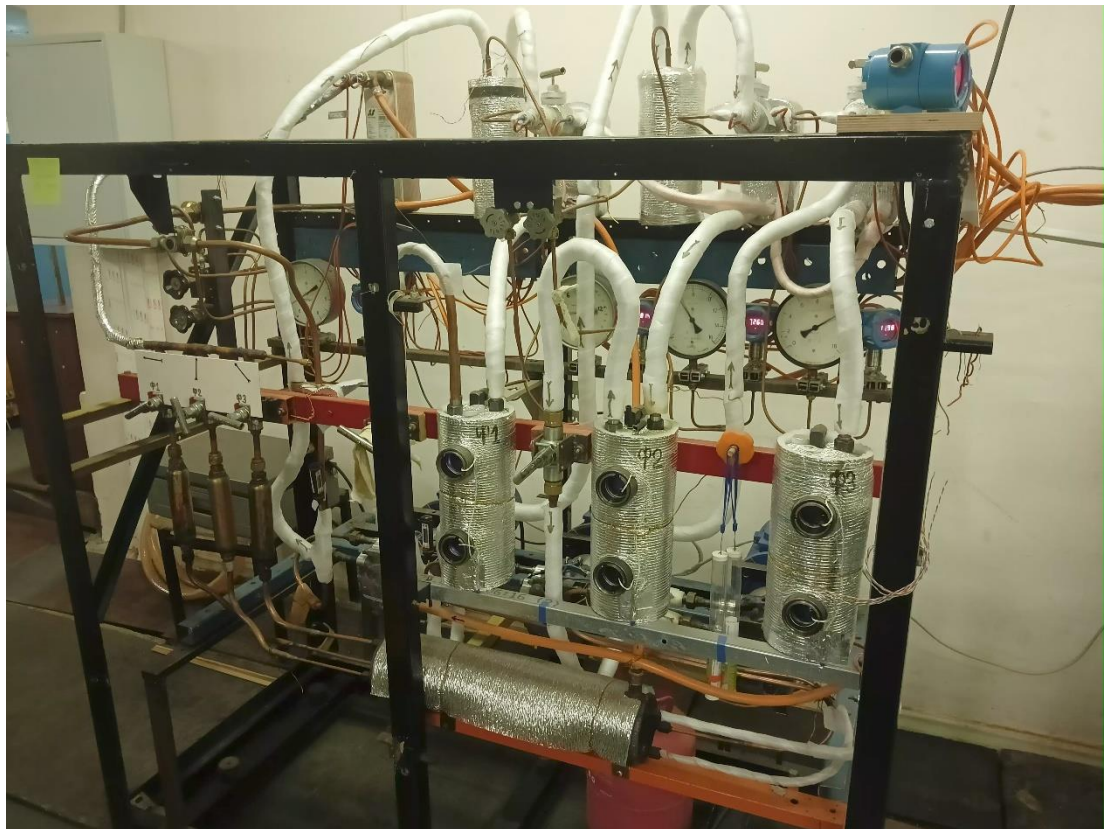


Рисунок 4.12 - Вид экспериментального стенда

Источник: составлено автором

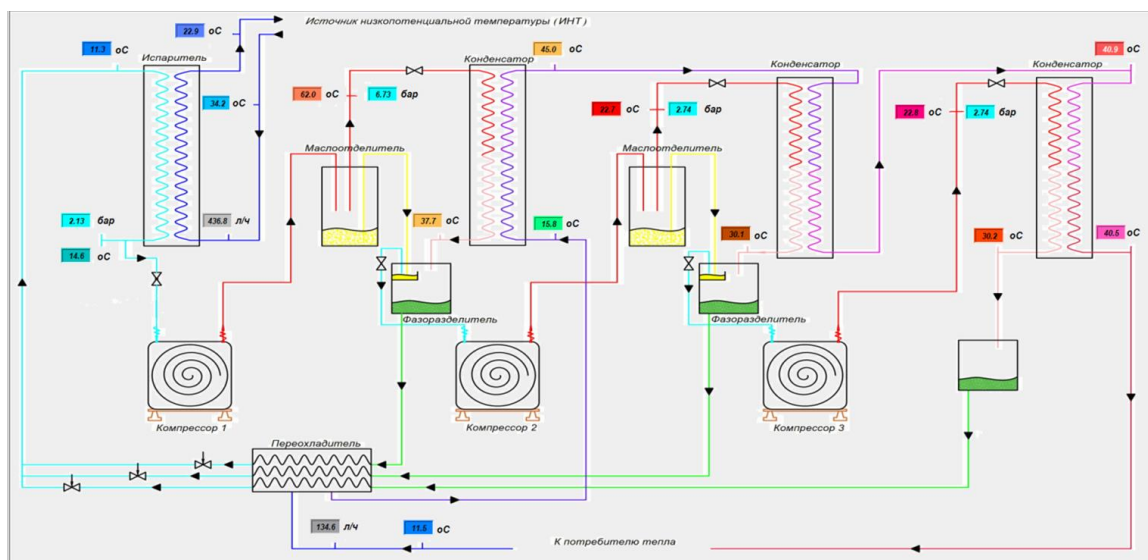


Рисунок 4.13 - Принципиальная схема экспериментальной теплонасосной установки.

Источник: составлено автором

Компрессорный агрегат, изготовленный на базе одноступенчатого спирального компрессора MSC-90 (производства «Mitsubishi», Япония) и трёхфазного асинхронного электродвигателя АИР 80 А2У3, имеет следующие характеристики:

- Мощность – 1,5 кВт;
- Номинальная частота вращения – 2865 об/мин.;
- Рабочий объём компрессора – 140 см³;
- Номинальное давление – 1,67 МПа;
- Максимальное давление – 3,53 МПа.

Компрессор оснащен термореле, разрывающим цепь питания электромагнитной муфты, соединяющей электродвигатель и компрессор, с целью защиты агрегата при превышении температуры корпуса компрессора.

Регулирование частотой вращения электродвигателей осуществлялось при помощи преобразователей частоты модели Е34 8100В (производство «ВЕСПЕР», Россия). Данное устройство позволяет осуществлять дистанционное

регулирование и контроль всех необходимых параметров работы электродвигателя.

В качестве испарителя и конденсаторов были выбраны пластинчатые теплообменники (производства «SECESPOL», Россия). Характеристики испарителя:

- Масса теплообменника - 3,1 кг;
- Площадь теплообмена - 0,6 м²;
- Материал - нержавеющей сталь;
- Количество пластин - 30 шт;
- Ширина канала – 1,5 мм;

Характеристики конденсатора:

- Масса теплообменника - 3 кг;
- Площадь теплообмена - 0,2 м²;
- Материал - нержавеющей сталь;
- Количество пластин - 20 шт;
- Ширина канала – 1,5 мм;

Хладагент циркулирует по системе вместе с маслом, необходимым для работы компрессора. С целью избежания попадания масла в теплообменники-конденсаторы, а также для регулирования подачи масла были смонтированы стандартные сетчатые маслоотделители bc-os (производства «Весcool», Китай). Они оснащены поплавковым механизмом из нержавеющей стали и постоянным магнитом для удержания микроскопических металлических включений.

Фазоразделитель представляет собой резервуар цилиндрической формы, в передней части которого встроены смотровые стекла. Подача парожидкостной фазы хладагента осуществляется через трубку, расположенную в верхней части резервуара, отвод газообразного хладагента осуществляется через трубку, расположенную так же в верхней части, а отвод жидкой фазы – через нижнюю. Так

же внутри фазоразделителя смонтирован механизм подачи масла от маслоотделителя в виде стакана. Излишек масла, переливаясь через верхний край внутреннего стакана, стекает вниз, растворяется в жидкой фазе хладагента и вместе с ним, после переохладителя, дросселя и испарителя попадает на вход компрессора 1-й ступени.



Рисунок 4.14 - Основные элементы установки.

Источник: составлено автором

После фазоразделителя фреон попадает в переохладитель, конструкция которого описывалась ранее. Так как установка трёхступенчатая, то количество змеевиков также равно трём. Однако для исследования использовался только змеевик первой ступени.

Пройдя через переохладитель и фильтр, необходимо снизить давление хладагента. Для этого применяется дроссель, выполненный в виде запорного вентиля игольчатого типа модели 15лс676к (производства ООО «ДИНАМИКА», Россия).

4.3. Методика проведения эксперимента

Режим работы установки задавался и поддерживался с помощью дросселирующих устройств при постоянных давлениях конденсаторах и фиксированной температурой на выходе. Всем контрольным замерам предшествовала необходимая по времени работа ТНУ, до достижения установившегося режима. При расчёте теплопроизводительности ТНУ учитывалась поправка на тепловые потери от горячих элементов установки в окружающую среду. Исследовалась работа переохладителя ТН в одноступенчатом режиме с целью исключить влияние контуров других ступеней на змеевик первой ступени.

Исследовалась работа переохладителя ТН на различных режимах: с изменением расхода хладагента и с изменением расхода ИВТ. При этом, для получения сравнительных характеристик, выдерживались одинаковые значения температуры нагреваемой воды на входе и выходе ТН. Условием корректного снятия параметров работы установки был установившийся стабильный режим работы.

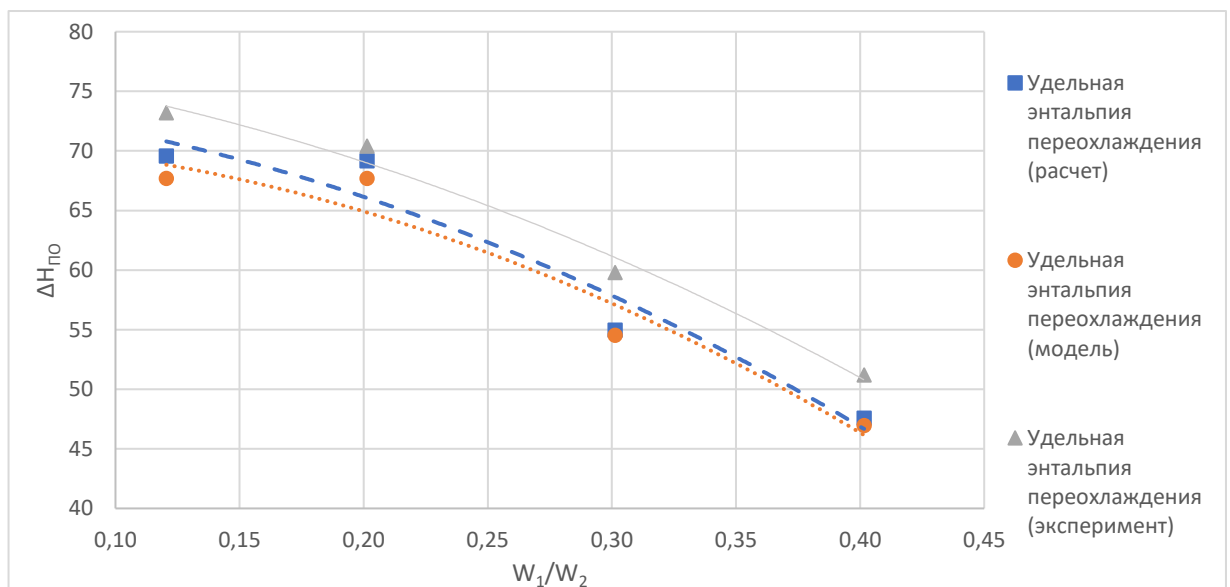


Рисунок 4.15. Зависимость удельной энтальпии переохлаждения $H_{по}$ от соотношения водяных эквивалентов теплоносителя W_1/W_2 .

Источник: составлено автором

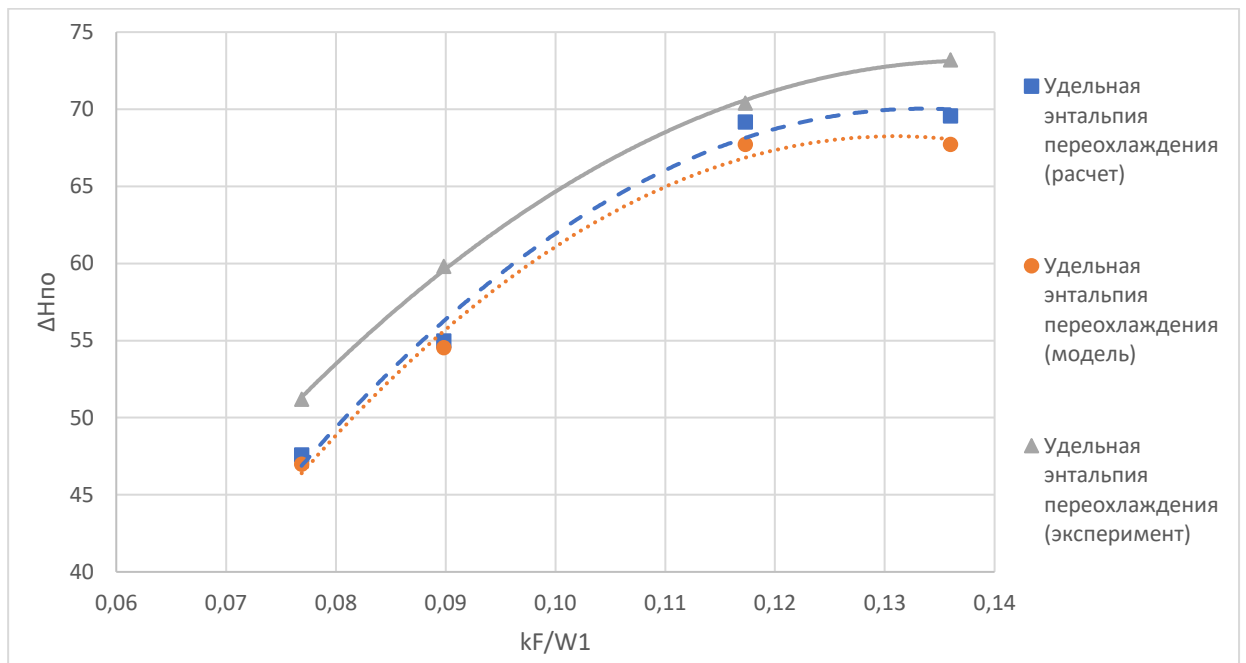


Рисунок 4.16. Зависимость удельной энтальпии переохлаждения $H_{по}$ теплоты от безразмерного коэффициента $kF/W1$.

Источник: составлено автором

По итогам эксперимента были получены зависимости удельной энтальпии переохлаждения $H_{по}$, кДж/кг от соотношения водяных эквивалентов теплоносителя W_1/W_2 и от безразмерного коэффициента $kF/W1$, характеризующих движение жидкостей в змеевике. Так как отклонение экспериментальных данных от расчётных на 5-7% считается удовлетворительным, полученные результаты подтверждают теоретическую зависимость теплового потока переохлаждителя, а, следовательно, и коэффициента преобразования многоступенчатой ТН с промежуточным отбором РТ по ступеням от режима движения фреона и ИВТ внутри ПО.

Выводы по 4-ой главе

1. Создана и опробована математическая модель переохлаждителя на базе программного комплекса вычислительной гидродинамики ANSYS CFX.
2. Экспериментально подтверждена зависимость удельной энтальпии переохлаждения от соотношения водяных эквивалентов теплоносителя.

3. Подтверждена зависимость удельной энтальпии переохлаждения теплоты от безразмерного коэффициента $kF/W1$.

Общие выводы

1. В результате расчетно-теоретического анализа способов использования многоступенчатой ТНУ был разработан научно-обоснованный метод расчёта установки с объединенным переохладителем в целях достижения требуемого коэффициента преобразования для повышения эффективности работы газотурбинных установок малой мощности, работающих в условиях Крайнего Севера, путем утилизации вторичных тепловых энергоресурсов. В частности:

- 1.1. Были внесены изменения в формуле определения соотношения расходов фреон/ИВТ ступени;

- 1.2. Добавлен расчет температуры ИВТ после переохладителя.

2. Проведен анализ схем расположения теплообменников-переохладителей хладагента и их влияние COP ТНУ. Расчет показывает, что установка с одним совмещенным трёхконтурным переохладителем позволяет сократить расход фреона R600A на 16%, суммарную работу компрессоров – до 3% и увеличить COP до 3,5% по сравнению с каскадным расположением переохладителей без изменения площади поверхности теплообмена.

3. Разработан метод расчета гидравлических и термодинамических потерь в переохладителе многоступенчатой ТНУ. Показана незначительность влияния гидравлических потерь в теплообменнике на процесс переохлаждения фреона, а на увеличение термодинамических потерь влияет увеличение соотношения расходов фреон/ИВТ.

4. Создана математическая модель процесса переохлаждения хладагента многоступенчатой ТНУ с учетом гидравлических и термодинамических потерь. Показано влияние режима движения фреона и теплоносителя на эффективность работы теплообменника. Результаты моделирования коррелируются с результатами расчета, а отклонения составляют 2-6 %.

5. Показана эффективность использования многоступенчатых ТНУ в утилизационных схемах с ГТУ малой мощности, работающих в условиях Крайнего Севера. Модернизация ГПА-16 при помощи установки ТНУ в качестве источника тепла для обогрева КВОУ позволяет увеличить полезную нагрузку на валу силовой турбины на 5,4 %, а расход топлива снизить на 5,6 %.
6. Создана экспериментальная установка трёхступенчатого теплового насоса, в которой были реализованы такие новые технические решения, как:
 - 6.1. возможность регулирования подачи теплоносителя в переохладитель;
 - 6.2. разработана и реализована автоматизированная система контроля и управления данной экспериментальной установки на базе программного обеспечения ZetLAB и среды графического программирования ZETView с возможностью записи и контроля всех параметров работы установки в реальном времени.
7. По итогам эксперимента, в котором регистрировались показания температуры теплоносителей при различных соотношениях хладагент/ИВТ (с увеличением расхода хладагента и постоянным значением расхода ИВТ; и с изменением расхода ИВТ при постоянном расходе хладагента), были получены зависимости удельной энтальпии переохлаждения от безразмерных коэффициентов W_1/W_2 и kF/W_1 , характеризующих движение жидкостей в змеевике. Полученные результаты подтверждают теоретическую зависимость теплового потока переохладителя, а, следовательно, и коэффициента преобразования многоступенчатой ТН с промежуточным отбором РТ по ступеням от режима движения фреона и ИВТ внутри ПО.

Список источников:

1. Авдонин В. В., Кругляков В. В., Понамарева И. Н., Титова Е. В. Полезные ископаемые Мирового океана: Учебник, М.: Изд-во МГУ, 2000. – 160 с.
2. Авдонин В.В. [и др.]. Месторождения металлических полезных ископаемых: учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению «Геология и разведка полезных ископаемых»; Моск. гос. ун-т им. М. В. Ломоносова, Геол. фак., [Федер. прогр. «Культура России» (подпрогр. «Поддержка полиграфии и книгоизд. России»)]. — 2-е изд., доп. и испр. — Москва: Трикта : Академический проект, 2005. — 717, [1] с.: ил., карт.; 21 см. — (Учебник для высшей школы) (Gaudeamus). — ISBN 5-8291-0509-8.
3. Антипов Ю.А., Шаталов И.К., Шаталова И.И., Шкарин К.В. Коэффициент преобразования и мощность теплового насоса на нерасчетных режимах. Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования. 2018. Т. 19. № 3. С. 271-276.
4. Антипов Ю.А., Шаталов И.К., Шкарин К.В. [и др.]. Особенности моделирования высокоэффективной многоступенчатой парокомпрессионной теплонасосной установки // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2021. – Т. 22, № 4. – С. 339-347. – DOI 10.22363/2312-8143-2021-22-4-339-347. – EDN IVVXEP.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т.:Т.2. -8-е изд., перераб. и доп. Под ред. Жестковой И.Н. – М.: Машиностроение, 2001. - 912 с.: ил.
6. Абузов Ф.Ф., Алиев Р.А., Новоселов В.Ф. и др. «Техника и технология транспорта и хранения нефти и газа». Москва. Недра. 1988.-320 с.
7. Астафьев Д.А., Давыдова Е.С., Пятницкая Г.Р., Скоробогатов В.А. Газонефтяная геостатистика недр шельфовых бассейнов Северной Евразии в связи с освоением запасов и ресурсов углеводородов до 2050 г // Вести газовой науки. 2018. №3 (35).

8. Башмаков, И. А. Анализ нынешнего положения изолированных систем энергоснабжения с высокими затратами на энергию. ЦЭНЭФ - XXI век, 2016.
9. Башмаков И.А., Дзедзичек М.Г. Оценка расходов на энергоснабжение в регионах Крайнего Севера. //Энергосбережение. 2017. №4'.
10. Белонин М.Д., Брехунцов А.М. и др. Закономерности формирования и распространения ачимовских песчаников в осевой зоне неокомского морского бассейна седиментации // Пути реализации нефтегазового потенциала ХМАО / Под ред. В.И. Карасева, Э.А. Ахпателова, В.А. Волкова. – Ханты-Мансийск: Изд-во «Путиведь», 2002. – № 5. – С. 109–117.
11. Белоусенко И.В., Шварц Г.Р., Великий С.Н., Ершов М.С., Яризов А.Д. Новые технологии и современное оборудование в электроэнергетике газовой промышленности. - М.: ООО “Недра-Бизнесцентр”, 2002. - 300 с.: ил. ISBN 5-8365-0110-6.
12. Гаврилов В. П. Геология и минеральные ресурсы Мирового океана: Учеб. для вузов, М.: Недра, 1990. – 323 с.
13. Григорьев А.А., Нихамкин М.Ш., Воронов Л.В., Саженов Н.А. Экспериментальное исследование теплового состояния корпусов газотурбинных двигателей. Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2014. № 37.
14. ГОСТ Р 55196 — 2012. Установки газотурбинные малой мощности для привода турбогенераторов.
15. ГОСТ Р 54403—2011. Установки газотурбинные для привода турбогенераторов.
16. Государственный доклад о состоянии и использовании минерально-сырьевых ресурсов Российской Федерации в 2021 году. Под редакцией Тетенькина Д.Д., Петрова Е.И.
17. Государственный доклад «О состоянии и использовании минерально-сырьевых ресурсов Российской Федерации в 2016 и 2017 годах».
18. Дедов В.В. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ. Международный научный журнал «ВЕСТНИК НАУКИ» № 12 (21) Т.2., 2019.

- 19.Ермолов, В. А. Геология. Часть I. Основы геологии: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Горное дело" и направлению подготовки дипломир. специалистов "Горное дело"/ В. А. Ермолов [и др.]; под ред. В. А. Ермолова. – М.: МГГУ, 2008. - 622 с.
20. Ивченко А.Г. Авиационный турбовинтовой двигатель АИ-20А. Техническое описание // - М.: Государственное научно-техническое издательство ОБОРОНГИЗ, 1962.
- 21.Иноземцев, А.А. Электроагрегат газотурбинной электростанции «Урал2500» / А.А. Иноземцев // Руководство по технической эксплуатации 321- 00-966-01 РЭ. – 2008. – № 1. – С. 15-220.
- 22.Кабанова, И. А. Исследование работы тепловых насосов в бивалентном режиме / И. А. Кabanова, Т. А. Колденкова, А. С. Овсянникова // Вестник евразийской науки. — 2022. — Т. 14. — № 5.
- 23.Кизеев И.С., Кожемяко П.Г., Эзрохи Ю.А. Расчетно-экспериментальное исследование влияния отборов воздуха из промежуточной ступени компрессора на его характеристики. Труды МАИ. Выпуск № 103. 2018.
- 24.Комаров О.В. Авиационные и судовые конвертированные газотурбинные двигатели наземного применения: учебное пособие / О.В. Комаров, Т.А. Недошивина, Б.С. Ревзин; под общ. ред. канд. техн. наук, доц. О.В. Комарова. — Екатеринбург: Изд-во Урал. университета, 2019.— 196 с. ISBN 978-5-7996-2599-3.
- 25.Комаров О.В., Блинов В.Л., Шемякинский А.С. Тепловые и газодинамические расчеты газотурбинных установок: учебно-методическое пособие.- Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2018.-164 с.
- 26.Крупко А. Э. Роль крайнего севера для устойчивого развития страны // Арктика XXI век. Гуманитарные науки. 2020. №2 (22).
- 27.Кузнецов, С.К. Минерально-сырьевые ресурсы российского Севера / С.К. Кузнецов, И.Н. Бурцев, Н.Н. Тимонина, Д.С. Кузнецов // Известия Коми научного центра Уральского отделения Российской академии наук. Серия

- "Науки о Земле". – 2022. – № 2 (54). – С. 72-83. УДК 553 (470)+(985). DOI 10.19110/1994-5655-2022-2-72-83.
28. Лукутин Б. В. Возобновляемая энергетика в децентрализованном электроснабжении: монография/ Б.В. Лукутин, О.А. Суржикова, Е.Б. Шандарова. - М.: Энергоатомиздат, 2008. - 231 с. ISBN 978-5-283-03272-9.
 29. Манушин Э.А., Мельников А.И. Выбор параметров и конструкции приводной ГТУ с воздушной турбинной теплоутилизующей установкой в составе ГПА мощностью 16 МВт. ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ. МАШИНОСТРОЕНИЕ. #2(719) 2020.
 30. Овсянник А. В., Шаповалов А. В., Болотин В. В. Газотурбинные установки на базе конвертированных авиационных двигателей // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. 2013. №2 (53). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/gazoturbinnye-ustanovki-na-baze-konvertirovannyh-aviatsionnyh-dvigatelay>.
 31. ОДК «Авиадвигатель» [Электронный ресурс]: <https://www.avid.ru/energy/>.
 32. Огуречников Л.А. РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩАЯ КОМБИНИРОВАННАЯ СИСТЕМА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ. Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология» № 05-06 (109-110). 2012.
 33. ПАО «ОДК-Кузнецов» [Электронный ресурс]: <https://kuznetsov-motors.ru/produksiya>
 34. ПАО «ОДК-САТУРН» [Электронный ресурс]: <http://uec-saturn.ru>
 35. Патент на полезную модель № 140197 «Многоступенчатая теплонасосная установка» Авторы: Антипов Юрий Александрович (RU), Шаталов Иван Касьянович (RU) Собонников Евгений Васильевич.
 36. Патент на изобретение № 2705696 «Многоступенчатая теплонасосная установка». Авторы: Антипов Юрий Александрович (RU), Шаталов Иван Касьянович (RU), Силин Александр Викторович (RU), Шкарин Кирилл Владимирович (RU), Собонников Евгений Васильевич (RU).
 37. Петрущенко В. А., Коршакова И. А. Качественный и количественный анализ тепловой энергетике малых мощностей в России // Известия вузов. Проблемы энергетике. 2020. №5. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/kachestvennyy-i-kolichestvennyy-analiz-teplovoy-energetiki-malyh-moschnostey-v-rossii>.

- 38.Подшипники качения. Каталог «Schaeffler KG», 2009.
- 39.
- 40.Постановление правительства Российской Федерации от 16 ноября 2021 г. № 1946. Об утверждении перечня районов Крайнего Севера и местностей, приравненных к районам Крайнего Севера, в целях предоставления государственных гарантий и компенсаций для лиц, работающих и проживающих в этих районах и местностях, признании утратившими силу некоторых актов Правительства Российской Федерации и признании не действующими на территории Российской Федерации некоторых актов Совета Министров СССР.
- 41.Рабенко В.С., к.т.н. (ИГЭУ, Иваново) Будаков И.В., (Филиал «Ивановские ПГУ» ОАО «ИНТЕР РАО ЕЭС», Комсомольск), Неуймин В.М., к.т.н. (ОАО-«ОГК-4», Москва). ОБ ОСОБЕННОСТЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГОБЛОКОВ ПГУ В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ РОССИИ. Энергосбережение и водоподготовка, №6. 2010.
- 42.Рафальская Т.А., Мансуров А.Р., Мансурова И.Р. Исследование переменных режимов работы систем централизованного теплоснабжения при качественно-количественном регулировании // Вестник ПНИПУ. Строительство и архитектура. – 2019. – Т. 10, № 2. – С. 79–91. DOI: 10.15593/2224-9826/2019.1.07.
- 43.Рудаченко А.В. Газотурбинные установки для транспорта природного газа: учебное пособие второе издание переработанное: учебное пособие / А.В. Рудаченко, Н.В. Чухарева; Национальный исследовательский Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. – 217с.
- 44.Сальникова С.Р., Черников И.А. Вентиляторы. Методические рекомендации. БГТУ, 2014.
- 45.Сафонов Г.В., Стеценко А.В., Дорина А.Л., Авалиани С.Л., Сафонова Ю.А., Беседовская Д.С. Стратегия низкоуглеродного развития России: Возможности и выгоды замещения ископаемого топлива «зелеными» источниками энергии. АНО Центр экологических инноваций, 2016.

- 46.Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. - Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1982. 271 с., ил.
- 47.Семенов, В.Г. Энергетические газотурбинные установки на базе газотурбинных двигателей. Москва: ТЕСН, 2014.
- 48.Скоробогатов В.А. Проблемы ресурсного обеспечения добычи природного газа в России до 2050 года / В.А. Скоробогатов, С.Н. Сивков, С.А. Данилевский // Вести газовой науки: Проблемы ресурсного обеспечения газодобывающих районов России до 2030 г. – М.: Газпром ВНИИГАЗ, 2013. – № 5 (16). – С. 4–14.
- 49.Справочные материалы: Карта российской СПГ отрасли 2023 года. АО Арктика, 2023.
- 50.Сухоцкий, А. Б. Вторичные энергетические ресурсы. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии : учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» / А. Б. Сухоцкий. – Минск : БГТУ, 2012. – 92 с.
- 51.Тарабанов М.Г., Коркин В.Д., Сергеев В.Ф. Справочное пособие. Влажный воздух. - М., 2004. - 72 с., ISBN 5-98267-003-0.
- 52.Торопов А.Л. Гидравлическая и тепловая устойчивость работы автономных систем поквартирного теплоснабжения. Вестник МГСУ, Том 17. Выпуск 7, 2022.
- 53.Указ Президента Российской Федерации №204 от 07.05.2018. О национальных целях и стратегических задачах развития Российской Федерации на период до 2024 года.
- 54.Федорченко Д.Г., Федосов А.В., Климнюк Ю.И., Цибизов В.И. Система подогрева циклового воздуха газоперекачивающего агрегата «Нева-25НК» // Вестник СГАУ. 2009. №3-3.
- 55.Шаталов И. К., Барсий И. А. Регулировочные характеристики газотурбинных установок, схемы и определение основных параметров ПГУ: Учеб. Пособие. - М.: Изд-во РУДН, 2003 – 122 с. ил.

- 56.Шевцов Е. О. Атомные источники электрической энергии в условиях Крайнего Севера // Актуальные исследования. 2023. №41 (171). Ч.I. С. 15-19.
URL: <https://apni.ru/article/7194-atomnie-istochniki-elektricheskoy-energii>.
- 57.Шит М.Л., Журавлев А.А., Тимченко Д.В. Автоматическое управление гибридным тепловым насосом для отопления многоквартирных зданий. PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE 2 (54), 2022.
- 58.Цой А.П., Филатов А.С., Цой Д.А. Замена хладагента R22 на альтернативный в регионах с высокой температурой окружающей среды. Вестник МАХ, Холод: техника и технологии. № 2, 2012.
- 59.Чичирова Н.Д. Обзор возможности применения газовых турбин малой мощности / Н.Д. Чичирова, А.А. Филимонова, А.С. Черкасов, А.И. Ляпин. Журн. Сиб. федер. ун-та. Техника и технологии, 2023, 16(5). С. 584–600. EDN: ETYEJE
- 60.Эзрохи Ю.А., Кизеев И.С. О задании характеристик компрессора при математическом моделировании авиационного газотурбинного двигателя. Труды МАИ. 2022. № 125.
- 61.Электротехнический портал, каталог компаний, товаров и услуг - Элек.ру [Электронный ресурс]: <https://www.elec.ru/publications/analitika-rynka/8796/>
- 62.Эпштейн С. А., Шинкин В. К. Показатели качества углей для разных направлений использования // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 4. – С. 5–16. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_4_0_5.
- 63.Alexander J. Lampe. A Discourse of the “Bleedless” and “Bleed Air” Gas Turbine Engines. 2015.
- 64.Amjed Ahmed Jasim AL-Luhaibi , Mohammad Tariq. THERMAL ANALYSIS OF COOLING EFFECT ON GAS TURBINE BLADE. 2014.
- 65.Hackney. R. The effects of bleed on gas turbine performance. 2018.
- 66.CCpowerplant. Газовая турбина ГТЭ6 [Электронный ресурс]: <https://ccpowerplant.ru/gazovaya-turbina-gte6>
- 67.Heat Pumps Technology Guide. Ricardo Energy & Environment. 2020.

- 68.Ommen, T., Markussen, W.B., Elmegaard B. Heat pumps in combined heat and power systems. *Energy* 2014; 76:989–1000. doi:10.1016/j.energy. 2014.09.016.
- 69.Tao Cheng, Xiang-Dong He, H. Harry Asada “Nonlinear Observer Design for Two-Phase Flow Heat Exchangers of Air Conditioning Systems”, *Proceedings of the 2004 American Control Conference*, Boston, Massachusetts, Denver, Colorado June 30, - July 2, 2004, p. 1534–1539.
- 70.Wenyi Wang, Jiatong Jiang, Bin Hu, R.Z. Wang, Mingwen Luo, Guangpeng Zhang, Bo Xiang Performance improvement of air-source heat pump heating system with variable water temperature difference. *Applied Thermal Engineering*, 210(2022), pp.2-9, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118366>.
- 71.K.A. Zmieva K.A. Problems of energy supply in the arctic regions. Moscow State University of Technology «STANKIN», Moscow, Russia, 2020.