

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

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2025

Работа выполнена на кафедре «Энергетическое машиностроение» инженерной академии в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования "Российский университет дружбы народов имени Патриса Лумумбы" (РУДН)

Научный руководитель: **Антипов Юрий Александрович**
кандидат технических наук, доцент, доцент
кафедры «Энергетическое машиностроение»
инженерной академии ФГАОУ ВО РУДН

Официальные оппоненты **Култышев Алексей Юрьевич**
доктор технических наук, Президент ООО
«Турбосервис Рус»

Медников Алексей Феликсович
доктор технических наук, главный научный
сотрудник НЦ «Износостойкость» Института
энергоэффективности и водородных технологий
(ИЭВТ) ФГБОУ ВО «Национальный
исследовательский университет «МЭИ»

Борисов Юрий Александрович
кандидат технических наук, заведующий
лабораторией №10.1 «Газотурбинных технологий»
ФГБУН «Объединенный институт высоких
температур Российской академии наук (ОИВТ
РАН)»

Защита состоится «__»_____ 2025 года в _____ часов на заседании диссертационного совета ПДС 2022.013 при ФГАОУ ВО «Российский университет дружбы народов имени Патриса Лумумбы» (РУДН) по адресу: 115093, г. Москва, Подольское шоссе д.8, корп. 5, аудитория 3036.

С диссертацией можно ознакомиться в Учебно-научном информационном библиотечном центре РУДН по адресу: 117198, г. Москва, ул. Миклухо-Маклая, д. 6.

Электронная версия автореферата и объявление о защите диссертации размещены на официальном сайте РУДН <https://www.rudn.ru/science/dissovet> и на официальном сайте Высшей аттестационной комиссии при Министерстве науки и высшего образования РФ (<https://vak.minobrnauki.gov.ru>).

Автореферат разослан «__»_____ 2025 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета ПДС 2022.013

Агасиева С. В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

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 благодаря крупным государственным субсидиям.

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-суток отопительного периода используют печное или электроотопление. Часть зданий социальной инфраструктуры, такие как школы, больницы и тд. имеют центральное отопление от местных котельных, однако также используют дополнительные источники тепла.

Актуальность проблемы определяется необходимостью перехода от используемых традиционных источников тепло- и электроснабжения к более современным, энергосберегающим. Таковыми могут выступать когенерационные установки на базе ГТУ и ДВС, работающие совместно с ТНУ. Данное направление обозначено в энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2035 года.

Степень разработанности темы.

Исследования внедрения тепловых насосов для утилизации вторичных энергоресурсов газотурбинных двигателей большой и малой мощности основаны на применении различных схем, термодинамических циклов и их комбинаций. Для достижения оптимального коэффициента преобразования в заданных температурных режимах, соответствующих условиям окружающей среды Крайнего Севера, появляется необходимость применения многоступенчатых схем. К тому же при оценке эффективности схем с переохлаждением рабочего тела следует уделять особое внимание режиму работы переохладителя. Существенный вклад в изучение систем с тепловыми насосами, в том числе многоступенчатыми, функционирующими по различным термодинамическим циклам внесли: К.С.

Для обоснования эффективности применения многоступенчатых систем с различными схемами расположения переохладителей потребовалась разработка расчетно-экспериментального метода определения основных характеристик многоступенчатых теплонасосных установок. Отсутствие экспериментальных данных по оптимальному распределению расхода рабочего тела по ступеням теплонасосной установки и определению оптимальных режимов работы переохладителей потребовало проведения экспериментальных исследований.

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. Поставленная цель достигается решением следующих **задач**:

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. Проведение анализа перспективных направлений с показанием эффективности 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 заключается в:

- в разработке научно обоснованного метода расчёта оптимальных соотношений расходов хладагента и источника высокопотенциальной теплоты по ступеням;
- в определении оптимальных параметров переохлаждения хладагента многоступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням в целях повышения коэффициента преобразования;

- в разработке математической модели переохладителя многоступенчатой ТНУ на базе программного комплекса ANSYS с учетом гидравлических и термодинамических потерь.

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.

Методология и методы исследования.

Решение задачи гидродинамики и теплообмена выполнялось с использованием численных методов. Моделирование процесса переохлаждения хладагента выполнялось с использованием конечно-элементной модели (КЭМ) переохладителя в трехмерной постановке. Верификация конечно-элементной модели, была выполнена с использованием данных натурного эксперимента, выполненного на разработанном испытательном стенде.

Объектом исследования являлась трехступенчатая теплонасосная установка с совмещённым переохладителем и возможностью частичного отбора рабочего тела по ступеням. Для верификации разработанного метода расчета использовались экспериментальные результаты, полученные для трехступенчатой тепловой насосной установки. В качестве рабочего тела применялся хладагент R 600A.

Предметом исследования являются зависимости коэффициента преобразования от распределения степени нагрева и переохлаждения с учетом соотношения расходов хладагента и источника высокопотенциальной теплоты по ступеням тепловой насосной установки при использовании в качестве рабочего тела хладагента R 600A.

Положения, выносимые на защиту:

- уточнение метода 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 с использованием ВЭР ГТУ;
- математическая модель переохладителя многоступенчатой ТНУ на базе программного комплекса ANSYS с учетом гидравлических и термодинамических потерь;

- результаты расчетных и экспериментальных исследований, проведенных 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: 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; «Проблемы энергетического и машиностроительного промышленных комплексов». Секция «Энергетическое машиностроение» в 2021 г., РУДН, г. Москва; III международная научно-техническая конференция «Экология в энергетике» в 2023 г., ОАО «ВТИ» в 2023 г., г. Москва.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 5 работ, из них опубликовано: в рецензируемых изданиях из Перечня ВАК РФ – 1, в перечне РУДН – 1, 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 таблицы и 50 рисунков, список литературы содержит 71 работу отечественных и зарубежных авторов.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе диссертационного исследования проведен анализ работ российских и зарубежных исследователей, а также обоснована актуальность исследуемой темы. На основании проведенного анализа сформированы основные задачи и цель исследования.

Основным источником электроэнергии для изолированных районов Крайнего Севера являются дизельные электростанции, а тепловая энергия вырабатывается преимущественно водогрейными котлами. Подобная концепция раздельного производства тепловой и электрической энергии сильно уступает совместным способам (ТЭЦ, ПГУ, когенерационные ГТЭС) 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. 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, что в 3–17 раз выше средних значений по стране. В районах, отдалённых от сырьевых баз, в последнее время широкое распространение получила практика применения конвертированных авиационных ГТУ малой мощности с газовыми подогревателями для электро- и теплоснабжения населённых пунктов. Данная концепция распределенной когенерационной энергетики, призванная нивелировать недостатки раздельного способа производства электрической и тепловой энергии, имеет и свои недостатки в виде недостаточной генерации тепловой энергии и низкой эффективности, при работе на нерасчетных режимах. В приведенных работах мало рассмотрены аспекты эксплуатации ГТУ в условиях окружающей среды, приближенных к условиям Крайнего Севера. К примеру, затраты на собственные нужды когенерационных ГТЭС (подогрев ВНА, топлива) могут составлять до 7% от вырабатываемой мощности.

В опубликованных работах уделяется внимание в основном областям применения ТНУ и расчетам их циклов. Вопросу переохладения уделено недостаточное внимание. К тому же проводимые и опубликованные работы по проблеме утилизации теплоты с помощью тепловых насосов, практически не рассматривали проблемы, связанные с эксплуатацией установок на частичных нагрузках и при низких температурах окружающего воздуха.

Исходя из анализа опубликованных работ в области утилизации теплоты с помощью ТН, приводимыми тепловыми двигателями, определена цель и задачи работы.

Во второй главе рассматриваются схемы многоступенчатых тепловых насосов, расположения переохладителей, а также анализ их эксергетических потерь. В качестве наиболее эффективной парокompрессионной ТНУ была выбрана и рассмотрена многоступенчатая схема ТН с частичным отбором хладагента. Согласно оптимальной схеме трёхступенчатая ТНУ оборудована 6-ю переохладителями (ПО), расположенными перед конденсаторами ступени (1 ПО расположен на последней ступени, 2 – на второй, 3 – на первой).

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

Исходные данные:

1. тепловая производительность многоступенчатой ТН – Q , $MВт$;
2. тип хладагента;
3. температура источника низкопотенциальной теплоты (ИНТ) – $t_{ИНТ}$;
 – температура на входе в испаритель $t_{н1}$, °С,
 – температура на выходе из испарителя $t_{н2}$, °С;
 – температура источника высокопотенциальной теплоты (ИВТ) – $t_{ИВТ}$;
 – температура на выходе из конденсатора последней ступени ТН $t_{вz}$, °С;
 – температура на входе в переохладитель первой ступени ТН $t_{в1,1}$, °С;
4. КПД компрессора $\eta_i = 0,85$;
5. КПД теплообменников $\eta_{тоi} = 0,99$.

Алгоритм расчета удельных эксергетических потерь:

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

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

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:

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

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:

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

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

4. Эксергетические потери в конденсаторе:

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

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:

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

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:

$$\Delta e_d = T_0(S_4 - S_{4a}),$$

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

Таблица 1. Потери эксергии в трёхступенчатой ТНУ

Элемент установки	Потери	
	Δe , кДж/кг	Δe , %
Компрессоры	11,97	16
	12,18	17
Испаритель	36,68	49
Конденсаторы	10,48	14
Переохладители	3,07	4
Дросселирующее устройство	0,29	0,39

Из анализа эксергетических потерь цикла следует, что до 47% 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 53% 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.

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:

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

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

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

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

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

Были проведены расчеты основных параметров установки для изначальной схемы и модернизированной. Результаты представлены в табл.2. 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 $\Delta t_{ст}$, что привело к снижению работы сжатия компрессоров 3-ей и 2-ой ступеней, а также снижению расхода фреона. 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.

Таблица 2. Сравнение основных параметров работы ТНУ

	СОР	Гфр, 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

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 трубах теплообменника. Исходные данные для расчета:

- диаметр трубки внутренний d_T , м;
- длина трубопровода L , м;
- диаметр витка змеевика $D_{зм}$, м;
- количество витков N , шт;
- расстояние между витками t , м;
- площадь теплообмена F , м²;
- скорость фреона в трубке $v_{фр}$, м/с;
- динамическая вязкость фреона $\mu_{фр}$, Па·с;
- плотность фреона $\rho_{фр}$, кг/м³;

Алгоритм расчета гидравлических потерь:

1. Критерий Рейнольдса для потока фреона:

$$Re_{фр} = \frac{v_{фр} \rho_{фр} F}{d_T}$$

2. Относительная шероховатость трубки:

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{d_T},$$

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

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

$$Re_{кр}^1 = \frac{23}{\varepsilon},$$

$$Re_{кр}^2 = 220 \varepsilon^{\frac{-9}{8}}$$

4. Комплекс, характеризующий режим потока:

$$k_t = \frac{\Delta}{d_T} Re$$

5. Коэффициент трения:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_T} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}$$

6. Коэффициент трения змеевика:

$$\lambda_{зм} = \lambda \left(1 + 3,54 \frac{d_T}{D_{зм}} \right)$$

7. Потери напора:

$$\Delta h_{тр} = \lambda_{зм} \frac{L}{d_T} \cdot \frac{v_{фр}^2}{2g}$$

8. Потери давления:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \rho_{\text{фр}} g \Delta h_{\text{тр}}$$

По результатам расчета была выявлена зависимость величины гидравлических потерь от удельного расхода фреона в переохладителе, представленная на рис.1.

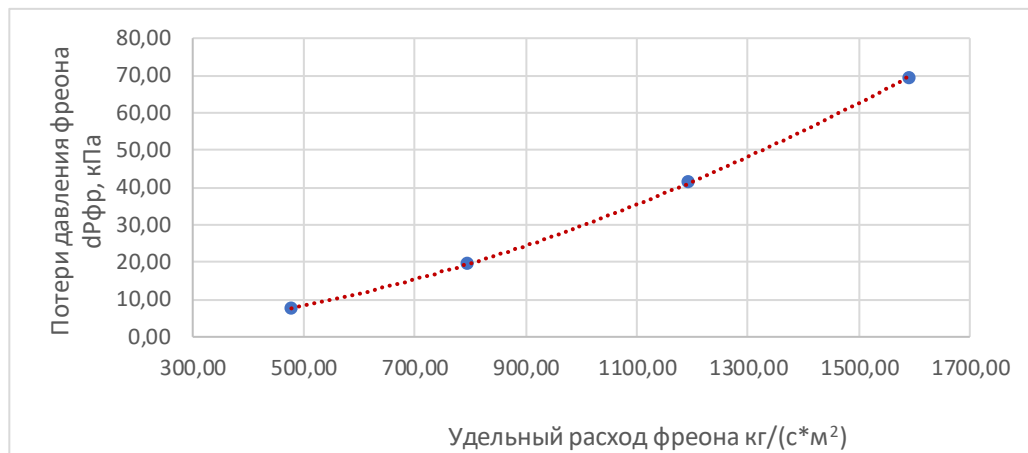


Рис.1.
Зависимость
потери
давления от
удельного
расхода
рабочего тела.
Источник:
составлено
автором

В ПО «CoolPack» была построен цикл установки с учетом гидравлических потерь в переохладителе. Из представленного на рис.2 цикла следует, что гидравлические потери не способны понизить величину статического давления в теплообменнике для создания условий фазового перехода хладагента.

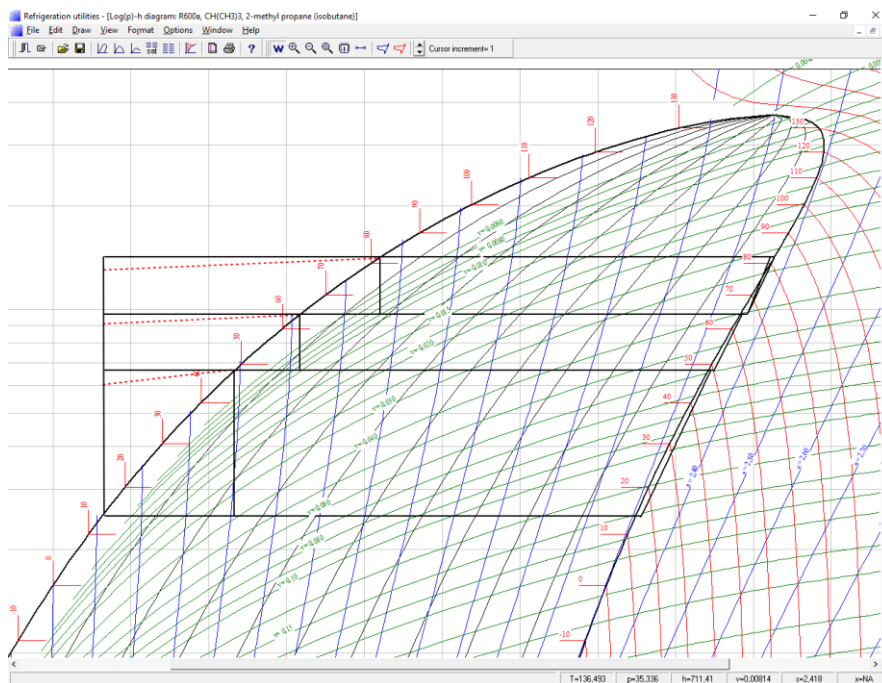


Рис. 2. Цикл
модернизированной
трёхступенчатой
ТНУ с
промежуточным
отбором хладагента с
учетом
гидравлических
потерь в
переохладителе.
Источник:
составлено автором

Помимо гидравлических в рекуперативных теплообменниках присутствуют и термодинамические потери. Так как теплообменник был ранее 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 $C_{p\text{фр}}$, кДж/(кг К);
- удельная теплоёмкость ИВТ $C_{p\text{ИВТ}}$, 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 $Pr_{\text{ИВТ}}$:

$$Pr_{\text{ИВТ}} = \frac{C_{p\text{ИВТ}} \cdot \mu_{\text{ИВТ}}}{\lambda_{\text{ИВТ}}}$$

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

$$Pr_{\text{фр}} = \frac{C_{p\text{фр}} \cdot \mu_{\text{фр}}}{\lambda_{\text{фр}}}$$

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

$$Re_{\text{ИВТ}} = \frac{v_{\text{ИВТ}} \rho_{\text{ИВТ}} F}{d_{\text{ИВТ}}}$$

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

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

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

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

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

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

$$\alpha_{\text{ИВТ}} = \frac{Nu_{\text{ИВТ}} \cdot \lambda_{\text{ИВТ}}}{d_{\text{ИВТ}}}$$

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

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

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

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

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

10. Водяной эквивалент теплоносителей, Вт*К:

$$W_1 = G_{\text{фр}} C p_{\text{фр}},$$

$$W_2 = G_{\text{ИВТ}} C p_{\text{ИВТ}}$$

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

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

где F – площадь теплообмена, м².

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

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

Результаты расчета удельного теплового потока при различных значениях kF/W_1 и W_1/W_2 представлены в табл.3. 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 .

Таблица 3. Значения удельного теплового потока q

Соотношение фреон/ИВТ, W_1/W_2	Расход $G_{\text{фр}}$, кг/с	Расход $G_{\text{ИВТ}}$, 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

На рис.3 представлена зависимость удельного теплового потока от соотношения водяных эквивалентов теплоносителя W_1/W_2 .

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

В третьей главе обосновывается выбор типа и основных параметров газотурбинных установок (ГТУ) для привода теплового насоса. ГТУ широко применяются на газоперекачивающих станциях, на пиковых электростанциях, в парогазовых установках (ПГУ). ГТУ также используются в качестве транспортных судовых установок. Преимущество ГТУ перед паротурбинными установками ТЭС в более низкой стоимости, быстром пуске и выходе на режим. Экономичность ГТУ в

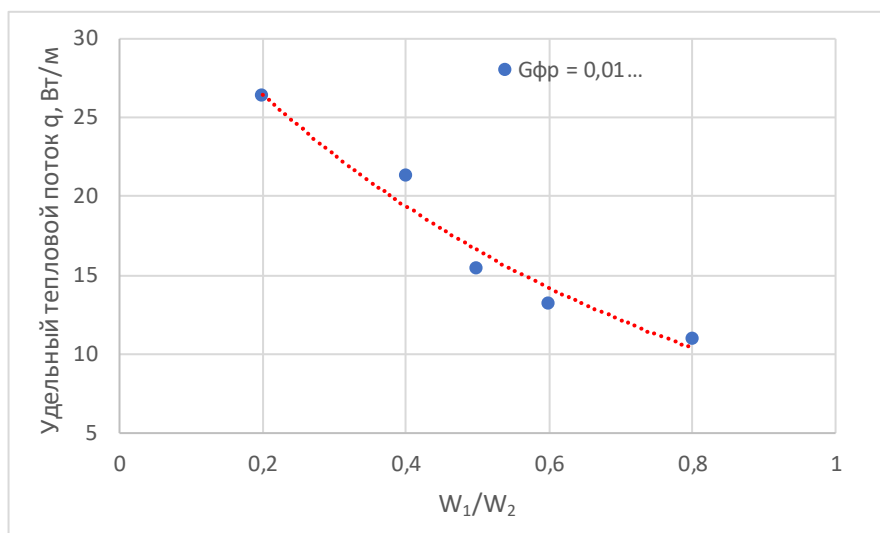


Рис. 3.
Зависимость
удельного теплового
потока q от
соотношения
водяных
эквивалентов
теплоносителя
 W_1/W_2 . Источник:
составлено автором

отличие от ДВС, очень сильно зависит от абсолютной мощности агрегата. При мощностях менее 1000-2000 кВт экономичность ГТД будет заметно ниже, чем у газовых двигателей, поэтому при таких мощностях тепловые насосы целесообразно приводить от ДВС. При мощностях более 2000 кВт КПД лучших ГТУ сравниваются с экономичностью газовых двигателей ($\eta_e = 0,33 - 0,35$) и эта область остается за ГТУ. В качестве примера утилизации теплоты вторичных энергоресурсов (ВЭР) с использованием многоступенчатой теплонасосной установки (ТНУ) в работе рассмотрен газоперекачивающий агрегат ГПА-16, спроектированный на базе конвертированного авиационного двигателя ПС-90ПП-2.

Одним из способов повышения надежности газотурбинной установки для привода газоперекачивающего агрегата является сокращение отбираемого из компрессора воздуха для обогрева фильтров КВОУ и первой ступени компрессора. 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, что приводит к увеличению расхода топлива. Величина отобранного воздуха от общего количества, поступающего в камеру сгорания ГТУ, варьируется от 0,5 до 7% при работе в режиме номинальной мощности.

Предлагается вариант модернизации АОС ГТУ, где подогрев теплоносителя будет осуществляться за счёт многоступенчатой теплонасосной установки с промежуточным отбором, использующей низкопотенциальные ВЭР ГТУ или внешний источник энергии. На рис. 4 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).

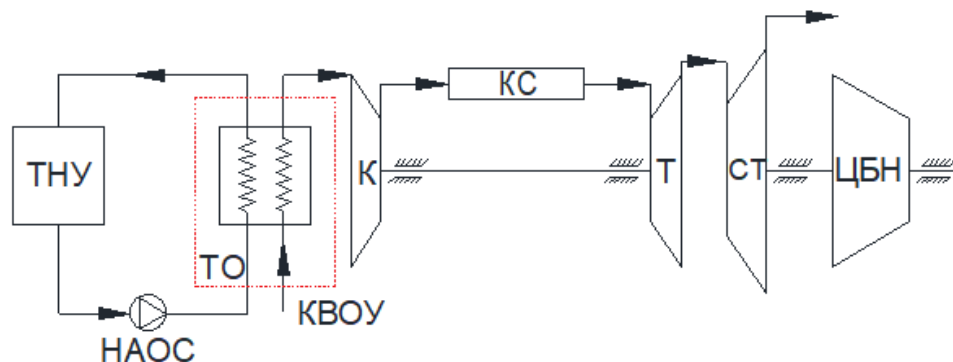


Рис. 4. Интеграция ТНУ с утилизацией тепла энергетической установки. На схеме обозначены: К – осевой компрессор ГТУ; КС – камера сгорания ГТУ; КВОУ – комплексная воздухоочистительная установка; НАОС – насос подачи теплоносителя антиобледенительной системы; СТ – силовая турбина ГТУ; Т – турбина компрессора ГТУ; ТНУ – теплонасосная установка; ТО – теплообменник антиобледенительной системы; ЦБН – центробежный компрессор для сжатия природного газа. *Источник: составлено автором*

Результаты расчетов потребляемого для обогрева ВНА воздуха, свидетельствуют о:

- 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 %.

Из расчетов выделены два режима работы системы отбора: минимальный, при котором расход отбираемого воздуха составляет 1,12 кг/с; максимальный – 1,86 кг/с. Из расчета видно, что величина охлаждения ИВТ находится в диапазоне от 38,9 до 63,8 °С. Тогда обозначим два режима работы ТНУ: минимальный, при котором $\Delta t_{\text{ИВТ}} = 38,9$ °С; максимальный, при котором $\Delta t_{\text{ИВТ}} = 63,8$ °С.

Согласно выполненным расчётам по программе «CoolPack», используя хладагент R600A, для максимального режима коэффициент преобразования трёхступенчатого ТН с совмещенным ПО – 6,3. Цикл 3-х ступенчатой ТНУ в программе «CoolPack» представлен на рис. 5. Здесь цветовой палитрой отображается температурный градиент. С учетом расхода энергии на привод компрессоров многоступенчатой ТНУ модернизация позволяет:

- Увеличить полезную нагрузку на валу силовой турбины N_e на 5,4 % при работе АОС в максимальном режиме $\Delta t_{\text{ИВТ}} = 63,8$ °С.
- Сократить расход топлива G_T на 5,6 % на при работе АОС в максимальном режиме $\Delta t_{\text{ИВТ}} = 63,8$ °С.

Четвертая глава посвящена созданию математической модели переохладителя, а также выполнению экспериментальных исследований работы многоступенчатой тепловой насосной установки с частичным отбором рабочего тела по ступеням на различных режимах.

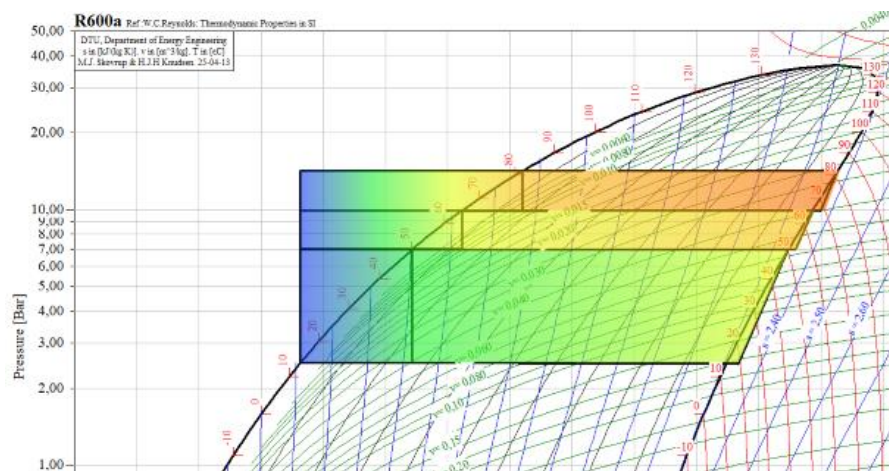


Рис. 5. Цикл 3-х ступенчатой ТНУ в программе «CoolPack» с температурным градиентом. *Источник:* составлено автором

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 и течения теплоносителя в противоточном направлении.

В качестве модели турбулентности была выбрана RANS $k-\varepsilon$, так как расстояние центроида ячейки пристеночного слоя от стенки y^+ находилось в диапазоне между 1 и величиной вязкого подслоя δv ($\delta v < y^+ < 1$). В качестве граничных условий были выбраны параметры сред, взятые из результатов ранее проведенных экспериментов одноступенчатой ТНУ, представленные в табл. 4.

Таблица 4. Граничные условия

Теплообменник с 1 змеевиком. 30 витков. Рфр = 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	287,55	Температура $T_{фр}$, К	316,45	287,20
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	
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	998,9	Плотность фреона $\rho_{фр}$, кг/м ³	529,10	
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
---	------	------	---	-----	------

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. 6-8.

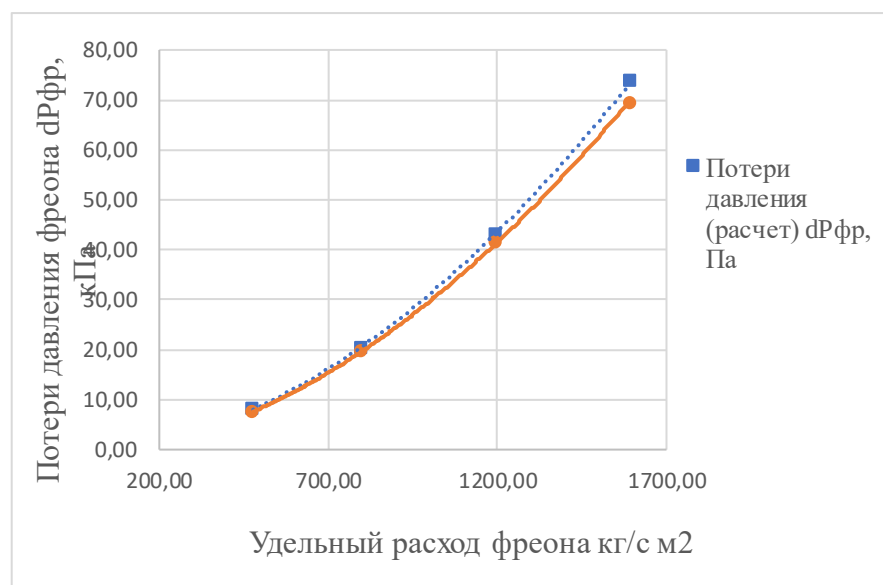


Рис. 6. Сравнение величины гидравлических потерь $\Delta p_{тр}$ от величины удельного расхода фреона R600a. *Источник: составлено автором*

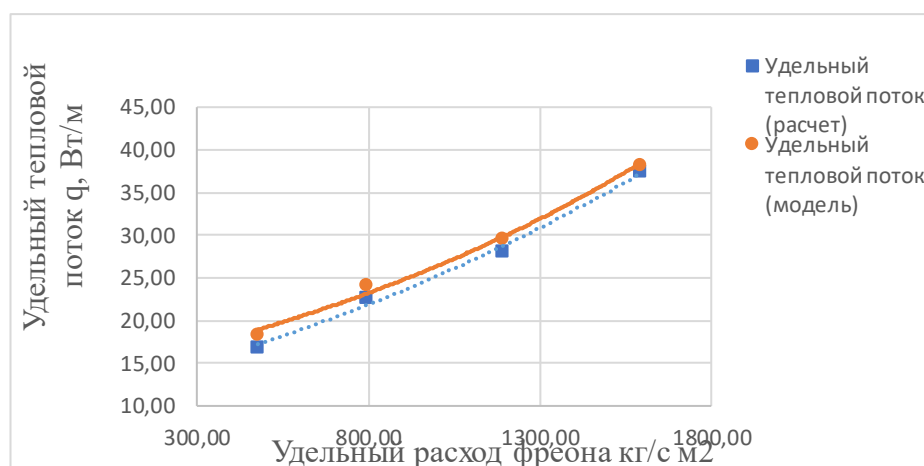


Рис. 7. Сравнение зависимостей удельного теплового потока q удельного расхода фреона. *Источник: составлено автором*

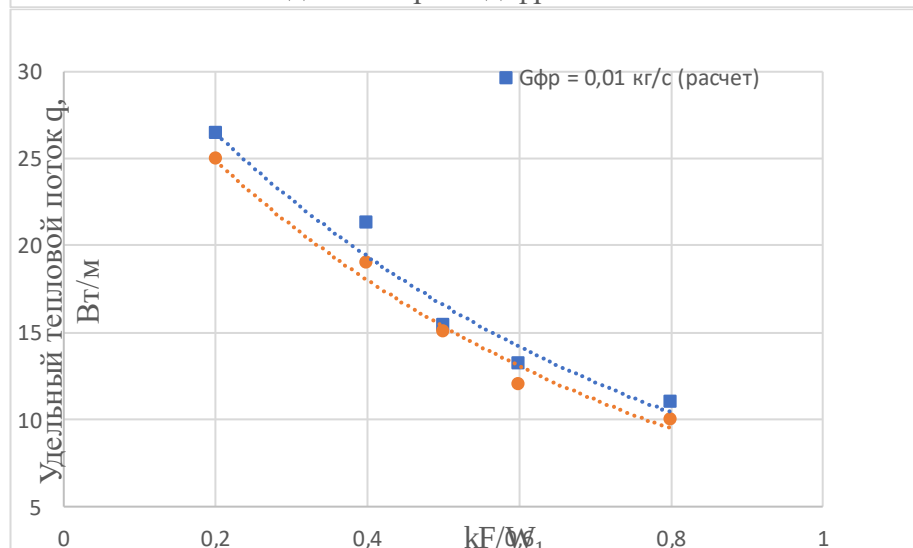


Рис. 8. Сравнение зависимостей удельного теплового потока q от соотношения водяных эквивалентов теплоносителя W_1/W_2 . *Источник: составлено автором*

Результаты моделирования коррелируются с результатами расчета, а отклонения составляют 2-6%. Для подтверждения результатов теоретического расчётного исследования, проведённого с применением разработанной методики расчёта многоступенчатой ТН и математического моделирования, была разработана и создана экспериментальная исследовательская трёхступенчатая теплонасосная установка. В ней была реализована возможность регулировки контроля и визуализации процесса частичного отбора рабочего тела по ступеням. Принципиальная схема ТНУ показана на рисунке 9.

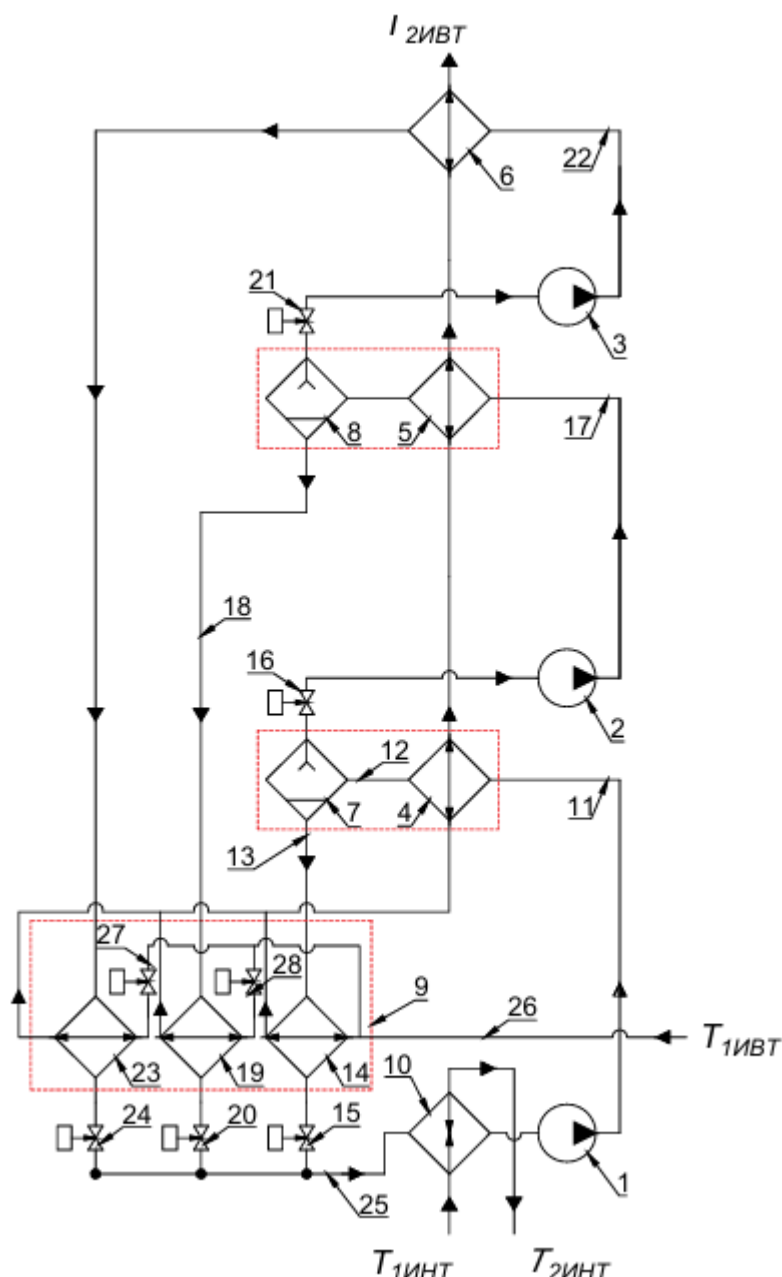


Рис. 9. Принципиальная схема экспериментальной ТНУ.
Источник: составлено автором

В схеме ТН имеется три компрессора 1, 2 и 3, конденсаторы 4, 5 и 6 соответственно первой, второй и третьей ступеней теплового насоса, фазоразделители 7 и 8, четырёхконтурный переохладитель 9 и испаритель 10. Вход рабочего тела конденсатора 4 соединён патрубком 11 с выходом компрессора 1. Выход РТ конденсатора 4 соединён патрубком 12 со входом в газовую полость фазоразделителя 7. Выход жидкой фазы из фазоразделителя 7 соединён патрубком 13 со входом теплообменника 14 первой ступени переохладителя 9, а его выход подсоединён к регулируемому и управляемому клапану 15. Выход паровой фазы из фазоразделителя 7 через регулируемый управляемый клапан 16 подсоединён ко входу

компрессора 2. Вход РТ конденсатора 5 соединён через патрубок 17 с выходом компрессора 2. Выход РТ конденсатора 5 соединён со входом в газовую полость фазоразделителя 8. Выход жидкой фазы из фазоразделителя 8 соединён патрубком 18 со входом теплообменника 19 второй ступени переохладителя 9, а его выход к регулируемому управляемому клапану 20. Выход паровой фазы фазоразделителя 8 через регулируемый и управляемый клапан 21 подключен ко входу компрессора 3.

Вход конденсатора 6 соединён через патрубок 22 со входом компрессора 3. Выход РТ конденсатора 6 соединён со входом теплообменника 23 третьей ступени переохладителя 9, а его выход подсоединён к регулируемому и управляемому клапану 24. Выходы регулируемых и управляемых клапанов 15, 20 и 24 соединены через патрубок 25 со входом испарителя 10, а его выход соединён со входом компрессора 1.

Входной патрубок 26 нагреваемого контура теплоносителя (H_2O) с температурой $t_{1\text{внт}}$ соединён со входом охлаждающего контура переохладителя 9. Теплоноситель, проходя через охлаждающий контур переохладителя 9 нагревается. При этом тепло отбирается от охлаждаемых контуров теплообменников 14, 19 и 23 и нагревается отдельно. Подвод теплоносителя к теплообменникам переохладителя осуществляется через управляемые клапаны 27 и 28. Далее, после выхода из переохладителя 9, теплоноситель последовательно проходит через охлаждающие контуры конденсаторов 4, 5 и 6 соответственно, последовательно повышая температуру до $t_{2\text{внт}}$. Нагрев РТ в испарителе 10 осуществляется путём подвода энергии от контура охлаждения теплоносителя (H_2O) низкопотенциального источника теплоты ($t_{1\text{нит}} > t_{2\text{нит}}$). Вид экспериментального стенда представлен на рисунке 10.

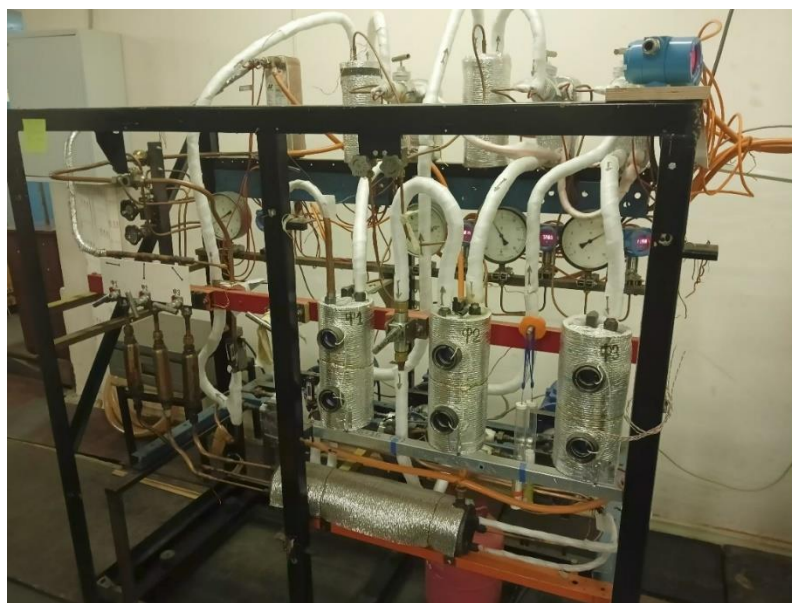


Рис. 10. Экспериментальный стенд трёхступенчатой ТНУ с промежуточным отбором.

В системе контроля и управления экспериментальной установки использовалось программное обеспечение ZetLAB и среда графического программирования SCADA ZETVIEW, в которой был спроектирован измерительный комплекс мониторинга и управления для испытательного

стенда, изображенный на рисунке 11. Это позволило осуществлять контроль работы в реальном времени и постоянную запись всех параметров экспериментальной установки.

Режим работы установки задавался и поддерживался с помощью дросселирующих устройств при постоянных давлениях конденсаторах и фиксированной температурой на выходе. 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.

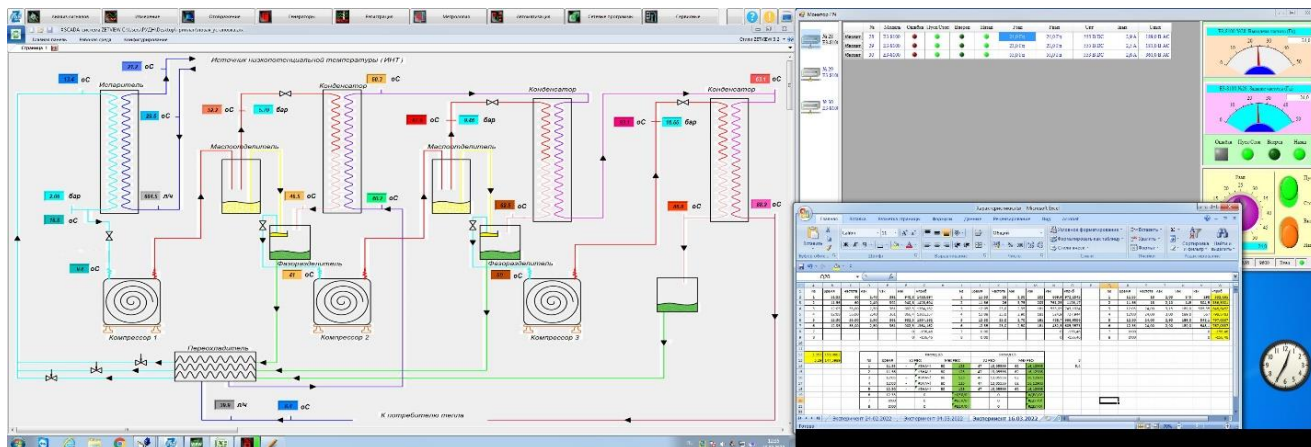


Рис. 11. Анализ эксперимента в графической среде ZETView. *Источник:*
составлено автором

Исследовалась работа 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. Участок записи эксперимента с данным режимом работы определялся при анализе эксперимента в графической среде приложения ZETView.

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/W_1 , характеризующих движение жидкостей в змеевике. Так как отклонение экспериментальных данных от расчётных на 5-7% считается удовлетворительным, полученные результаты подтверждают теоретическую зависимость теплового потока переохладителя и коэффициента преобразования многоступенчатой ТНУ с промежуточным отбором РТ по ступеням от режима движения фреона и ИВТ внутри ПО.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОодЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

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 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.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Научные статьи, опубликованные в научных журналах из Перечня ВАК РФ:

Модернизация газотурбинной установки для привода газоперекачивающего агрегата / **М.В. Лапин**, Ю.А. Антипов, К.В. Шкарин, К. Сури // Электрические станции. – 2025. – № 6(1127). – С. 2-8.

Научные статьи, опубликованные в Перечне РУДН:

Особенности моделирования высокоэффективной многоступенчатой парокompрессионной теплонасосной установки / Ю.А. Антипов, И.И. Шаталова, К.В. Шкарин, **М.В. Лапин** [и др.] // 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.

Патенты:

1. Патент № 2798044 С1 Российская Федерация, МПК F04B 39/02, F25B 30/02. устройство подачи масла в компрессоры многоступенчатого теплового насоса: № 2022135390: заявл. 30.12.2022: опубл. 14.06.2023 / К.В. Шкарин, Ю.А. Антипов, Д.А. Соколов, **М.В. Лапин**. – EDN OCYGFC.

2. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025619149 Российская Федерация. Программа для расчета параметров многоступенчатой парокомпрессионной теплонасосной установки с частичным отбором хладагента: заявл. 02.04.2025: опубл. 14.04.2025 / **М.В. Лапин**, К.В. Шкарин. – EDN JMVXEC.

3. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025660205 Российская Федерация. Программа для расчета параметров многоступенчатой парокомпрессионной теплонасосной установки с частичным отбором хладагента с разделённым переохладителем: заявл. 08.04.2025: опубл. 22.04.2025 / **М.В. Лапин**, К. В. Шкарин. – EDN FFPQQG.

Публикации в прочих изданиях:

1. Автономная теплоэнергосберегающая установка удаленного объекта / И.К. Шаталов, Ю.А. Антипов, К.В. Шкарин, **Лапин М.В.** [и др.] // Технологии энергообеспечения. Аппараты и машины жизнеобеспечения: Сборник статей II Всероссийской научно-технической конференции, Анапа, 17 сентября 2020 года. Том Часть 2. – Анапа: Федеральное государственное автономное учреждение "Военный инновационный технополис "ЭРА", 2020. – С. 15-22. – EDN YGQZDA.

2. Модернизация теплоэнергосберегающей установки удаленного объекта. Фролов М.Ю., Шкарин К.В., **Лапин М.В.**, Собакин П.В. Сборник докладов: Экология в энергетике / III международная научно-техническая конференция - М.: ОАО "ВТИ", 2023. - 196 с.: ил.

Лапин Михаил Владимирович

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

Аннотация

Данное диссертационное исследование посвящено проблеме повышения эффективности газотурбинных установок малой мощности, работающих в условиях Крайнего Севера. В работе автор рассматриваются климатические аспекты региона, а также дается анализ значимости региона для экономики страны.

В рамках развития концепции распределенной энергетики и совместного производства электрической и тепловой энергии автор исследования предлагает повысить эффективность генерирующих установок малой мощности при помощи углубленного использования вторичных энергоресурсов. В исследовании рассматриваются перспективы применения тепловых насосов, в частности многоступенчатых систем с промежуточным отбором.

Автором делается акцент на повышении эффективности работы переохлаждения цикла теплового насоса. В диссертации приводится методика определения гидравлических и термодинамических потерь при переохлаждении рабочего агента тепловой насосной установки, а также алгоритм расчета оптимального режима работы. Также описано возможное применение и эффективность тепловых насосов в газотурбинных установках для привода центробежных компрессоров газоперекачивающих станций и привода генераторов мобильных мини-ТЭЦ.

В качестве апробации результатов расчета автором были проведены математическое моделирование процесса переохлаждения хладагента R600a при помощи комплекса вычислительной гидродинамики Ansys CFX и экспериментальное исследование на прототипе трёхступенчатого теплового насоса с промежуточным отбором.

Lapin Mikhail Vladimirovich

THE MULTI-STAGE HEAT PUMP UNIT TO INCREASE THE EFFICIENCY OF A LOW-POWER COGENERATION GAS TURBINE UNIT IN THE FAR NORTH

Annotation

This dissertation is devoted to the problem of increasing the efficiency of low-power gas turbine installations operating in the Far North. The author examines the climatic aspects of the region, as well as analyzes its importance for the country's economy.

As part of the development of the concept of distributed generation and cogeneration, suggested to improve the efficiency of low-power generating plants through the in-depth use of secondary energy resources. The study examines the prospects of heat pump units's exploitation, in particular multi-stage systems with intermediate refrigerant bleeding.

The author focuses on improving the efficiency of the subcooling cycle of the heat pump. The dissertation provides a methodology for determining hydraulic and thermodynamic losses during refrigerant subcooling, as well as an algorithm for calculating the optimal operating mode. It also describes the possible use and efficiency of heat pumps in gas turbine installations for driving centrifugal compressors of gas pumping stations and driving generators of mobile power plants.

As a test of the calculation results, the author carried out mathematical modeling of the R600a refrigerant subcooling process using the Ansys CFX computational fluid dynamics complex, as well as an experimental study on a prototype of a three-stage heat pump with intermediate refrigerant bleeding.