



ШКАРИН КИРИЛЛ ВЛАДИМИРОВИЧ

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ПУТЁМ  
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

2.4.7. Турбомашины и поршневые двигатели

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва – 2024

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:** **Мильман Олег Ошеревич**  
доктор технических наук, профессор кафедры «Физика и математика» Физико-технологического института ФГБОУ ВО «Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского»

**Рогалев Андрей Николаевич**  
доктор технических наук, доцент кафедры «инновационные технологии наукоемких отраслей» ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»»

**Борисов Юрий Александрович**  
кандидат технических наук, заведующий лабораторией «Газотурбинные технологии» ФГБУ «Объединенный институт высоких температур Российской академии наук»

Защита состоится «16» мая 2024 года в 11:00 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 «\_\_\_» апреля 2024 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета ПДС 2022.013



Агасиева С. В.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** Современная энергетическая стратегия России обозначает энергосбережение как важнейшую задачу, потенциал его роста достигает третьей части текущего энергопотребления и существуют возможности значительного повышения экономической эффективности энергетических проектов. В настоящее время в России доля потребления энергоресурсов предприятиями энергетической отрасли составляет более 30%, а с учётом потребления предприятиями коммунального хозяйства – более 50%.

Преобразование теплоты в полезную работу для генерации электроэнергии осуществляется тепловыми двигателями, работающими на органическом топливе, и на них приходится основная часть вредных выбросов в атмосферу, в том числе тепловых. На тепловых электростанциях (ТЭС) на органическом топливе, эксплуатируются энергоблоки с термическим КПД 38% – 44% и газотурбинные установки (ГТУ) на современных энергоблоках, работающие по парогазовому циклу с термическим КПД нетто 50% - 62%. На изолированных объектах генерации средней и малой мощности используют газовые поршневые двигатели, а на удалённых дизельные двигатели.

Перспективным направлением повышения эффективности работы газотурбинных установок и двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является использование вторичных энергоресурсов, основанное на применении тепловых насосов (ТН). Изучается возможность утилизации низкопотенциальной теплоты как самих двигателей и вспомогательных систем (теплоты отработавших газов, охлаждающих жидкостей, масел), так и низкопотенциальной теплоты окружающей среды (природной воды, воздуха). Ужесточение экологических норм в сочетании с ростом цен на углеводороды требует применения новых, энергосберегающих технологий. Таким образом, сложились экономические условия для внедрения современных установок, в частности тепловых насосов, для утилизации теплоты и экономии топлива.

Эффективность работы теплового насоса определяется коэффициентом преобразования, который в современных установках может достигать 5-7. Но с ростом разности между температурами теплоносителя, идущего к потребителю и низкопотенциального источника теплоты коэффициент преобразования, снижается. Это ограничивает применение теплонасосных установок (ТНУ) для систем отопления. Использование многоступенчатых ТНУ, в том числе с промежуточным отбором хладагента по ступеням помогает достичь достаточного коэффициента преобразования в требуемых граничных условиях рабочих температур и увеличить коэффициент использования тепла топлива.

Кроме того, актуальность темы определяется необходимостью перехода от используемых традиционных источников тепло- и электроснабжения к более современным, энергосберегающим установкам. Таковыми могут быть 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 интеграции различных схем тепловых насосов в системы утилизации вторичных энергоресурсов базируются на

использовании различных термодинамических циклов и их комбинаций. Для достижения эффективного коэффициента преобразования в требуемых граничных условиях рабочих температур возникает необходимость применения многоступенчатых теплонасосных установок. Существенный вклад в изучение систем с тепловыми насосами, в том числе многоступенчатыми, функционирующими по различным термодинамическим циклам внесли: В.С. Варварский, Е.И. Янтовский, В.П. Проценко, Е.А. Соколов, Г. Хайнрих, В.И. Шелковский, D. Favrat, M. Zehnder, И.К. Шаталов, Ю.А. Антипов.

Для обоснования эффективности применения таких систем потребовалась разработка расчетно-экспериментального метода определения основных характеристик многоступенчатых теплонасосных установок. Отсутствие экспериментальных данных по оптимальному распределению расхода рабочего тела, степени сжатия и увеличения температуры по ступеням теплонасосной установки потребовало проведения экспериментальных исследований.

**Цель работы.** Целью настоящей диссертационной работы является разработка метода повышения эффективности работы газотурбинных установок путем утилизации вторичных тепловых энергоресурсов (ВЭР) с использованием многоступенчатых тепловых насосов. Поставленная цель достигается решением следующих задач:

1. Выполнить анализ существующих методов расчёта компрессионных тепловых насосных установок.
2. Разработать метод расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.
3. Анализ исследования влияния количества ступеней ТНУ на коэффициент преобразования при изменении разницы температур между низкопотенциальным и высокопотенциальным источниками теплоты.
4. Провести теоретический анализ использования многоступенчатых ТНУ в утилизационных схемах с ГТУ.
5. Разработать проект и изготовить экспериментальную многоступенчатую ТНУ с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.
6. Провести экспериментальные исследования режимов работы многоступенчатой ТНУ с использованием созданной экспериментальной многоступенчатую ТНУ с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.

**Научная новизна** заключается:

- в разработке научно обоснованного метода расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням и определения её коэффициента преобразования;
- в определении параметров основных элементов тепловой насосной установки и оптимальных расходов рабочего тела для каждой ступени ТНУ на основании экспериментальных данных;
- в обосновании определения оптимального количества ступеней тепловой насосной установки для используемых температурных интервалов на различных режимах работы с последующей экспериментальной верификацией на разработанном испытательном стенде.

**Теоретическая и практическая значимость работы** состоит:

- в разработке метода расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням;
- в оценке влияния количества ступеней на коэффициент преобразования тепловой насосной установки при изменении разницы температур между низкопотенциальным и высокопотенциальным источниками теплоты;
- в разработке расчетно-экспериментального метода определения параметров основных элементов тепловой насосной установки и определения оптимальных расходов рабочего тела для каждой ступени;
- в повышении эффективности использования первичного топлива до 15% при выработке электрической и тепловой энергии на основе использования многоступенчатых теплонасосных установок в утилизационных схемах с ГТУ;
- в разработке и изготовлении испытательного стенда с экспериментальной исследовательской установкой многоступенчатого теплового насоса с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.

**Методология и методы исследования.** Совместное решение задач разработки метода расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки и определения её коэффициента преобразования выполнялось с использованием численных методов и диаграмм состояния рабочего тела при условии фазового равновесия. Верификация метода расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки была выполнена с использованием данных натурального эксперимента, выполненного на разработанном испытательном стенде.

**Объектом исследования** являлась трехступенчатая тепловая насосная установка с 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 расхода рабочего тела по ступеням и режимов работы тепловой насосной установки при использовании в качестве рабочего тела хладагента R 600A.

**Положения, выносимые на защиту:**

- метод расчёта и определения коэффициента преобразования многоступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным частичным отбором рабочего тела по ступеням и анализ применения результатов расчёта в утилизационных схемах ВЭР ГТУ;
- определение параметров основных элементов тепловой насосной установки, оптимального количества ступеней и оптимальных расходов рабочего тела для каждой ступени;
- 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 термодинамики, теории теплообмена, применения численных методов;

- совпадением расчетных и экспериментальных данных коэффициента преобразования теплонасосной установки;
- качественным совпадением расчетных и экспериментальных данных параметров коэффициента преобразования трехступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.

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. Научно-практическая конференция с международным участием «Инженерные системы» секция машиностроение и энергетика Инженерной академии РУДН (РУДН, 2019-2021).

2. Всероссийский научно-технический семинар по автоматическому управлению и регулированию теплоэнергетических установок им. проф. В.И. Крутова (МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019).

3. II Всероссийской научно-технической конференции, Анапа, 17 сентября 2020 г. – (г. Анапа, Федеральное государственное автономное учреждение "Военный инновационный технополис "ЭРА", 2020 г.).

4. Международная научно-практическая конференция имени Н. Д. Кузнецова "Перспективы развития двигателестроения" – (Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, 2023г.).

5. III Международная научно-техническая конференция «Экология в энергетике» (ВТИ, 2023г.).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 16 работ, из них опубликовано: в рецензируемых изданиях из Перечня ВАК РФ – 1, в перечне РУДН – 5, в международной базе цитирования Scopus – 3, а также 4 патента.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, списка литературы. Объем диссертации составляет 141 страниц основного текста, содержащего 20 таблиц и 50 рисунков, список литературы содержит 113 работ отечественных и зарубежных авторов.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**В первой главе** диссертационной работы проведен анализ работ отечественных и зарубежных исследователей, обоснована актуальность исследуемой темы. На основании проведенного анализа сформированы основные задачи и цель исследования.

В первой главе автором рассмотрено использование теплоты тепловых двигателей без применения тепловых насосов. Здесь основное направление исследований заключается в повышении средней температуры подвода теплоты в теплосилового цикл и в снижении средней температуры отвода теплоты из цикла, что означает повышение к.п.д. Условия практической реализации этих основных

направлений энергетического прогресса в значительной мере зависят от вида применяемых энергоносителей в соответствии с их физическими свойствами.

При использовании теплофикационных газотурбинных установок в системах теплофикации городов экономически целесообразно применять существенно более высокую температуру сетевой воды по сравнению с паротурбинными установками, так как температура ОГ ГТУ намного выше температуры пара, отбираемого в ПТУ. Это дает возможность снизить начальные затраты на сооружение тепловых сетей.

Сочетание паротурбинного и газотурбинного циклов в единой парогазовой установке (ПТУ) позволяет повысить тепловую экономичность до 15% по сравнению с чистой ПТУ на те же параметры пара.

Что касается использования тепловых насосов в системе утилизации теплоты, расчеты и эксперименты, проведенные в Швейцарии показали, что в утилизационных установках с ТН при использовании дизельного привода коэффициент использования теплоты может достигнуть 1,7-2,4, а в случае привода от газового двигателя 1,25-2,1. Более низкий коэффициент использования теплоты в последнем случае связан с более низким эффективным КПД газового двигателя по сравнению с дизельным. Однако, по нашему мнению, показатели для газового двигателя сильно занижены, а для дизельного - несколько завышены.

Газотурбинный привод целесообразен для установок относительно большой мощности, свыше 3-4 тыс кВт. В России рассматривались утилизационные установки с ГТУ мощностью от 20 до 100 МВт, предназначенные для теплоснабжения. По расчетам института ВНИИ «Холодмаш», коэффициент использования теплоты таких установок составит 1,4.

Проведенные экономические расчеты показали, что использование утилизационных установок с ТН, приводимых газотурбинными двигателями, экономически более эффективно, чем применение ТЭЦ или газовых котельных. По сравнению с ТЭЦ использование ТН снижает капитальные затраты в 4 раза. В ряде работ отмечается, что применение ТН улучшает экологическую ситуацию. Это связано с тем, что снижается расход топлива для обогрева жилищ. Например, при использовании ТН выбросы в атмосферу окислов азота  $\text{NO}_x$  сокращаются в 2-4 раза по сравнению с использованием водогрейных котлов или электрического отопления.

Проводимые и опубликованные работы по проблеме утилизации теплоты с помощью тепловых насосов, касались главным образом анализа циклов ТН. При этом оказались недостаточно исследованы условия совместной работы газовых и газотурбинных двигателей совместно с компрессорами ТН, практически не затронуты проблемы, связанные с эксплуатацией установок на частичных нагрузках и при низких температурах воздуха. На зимнее время приходится наибольшее потребление теплоты. В летнее же время эти двигатели работают на частичных режимах.

При анализе энергоэффективности утилизации теплоты большое значение имеет правильное определение теплоты и температуры отработавших газов. Имеющиеся в настоящее время зависимости требуют уточнения или замены. Необходимо более подробно, в том числе и экспериментально, определить их влияние на коэффициенты преобразования и коэффициенты использования

топлива, а также зависимость этих коэффициентов от разности граничных температур источников теплоты на выходе и входе в ТН.

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

Целью настоящей диссертационной работы является разработка метода повышения эффективности работы газотурбинных установок путем утилизации вторичных тепловых энергоресурсов. Поставленная цель достигается решением следующих задач:

1. Разработать метод расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки.

2. Изучить влияние количества ступеней ТН на коэффициент преобразования при изменении разницы температур между низкопотенциальным и высокопотенциальным источниками теплоты.

3. Провести расчетно-теоретический анализ использования многоступенчатых ТН в утилизационных схемах с ГТУ.

4. Получение и анализ зависимостей для определения коэффициента использования теплоты газотурбинных установок, приводящих компрессоры ТН.

5. Разработать проект и изготовить экспериментальную многоступенчатую ТНУ с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.

6. Провести экспериментальные исследования режимов работы многоступенчатой ТНУ с использованием созданной экспериментальной многоступенчатую ТНУ с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.

**Во второй главе** рассматриваются различные термодинамические циклы тепловых насосов, где оптимальным решением, применительно к поставленной задаче определяется приближение к циклу Лоренца. При неизотермическом подводе и отводе теплоты, характерной для цикла Лоренца, температуры рабочих тел в испарителе и в конденсаторе меняются в соответствии с изменением температур горячего и холодного источника, которые повышают свою температуру, проходя через соответствующий теплообменник (конденсатор и испаритель). Проблема заключается в том, как осуществить конденсацию и испарение рабочего тела при переменной температуре (а следовательно, и переменном давлении). Это может быть достигнуто применением многоступенчатых тепловых насосов с параллельным соединением. Цикл трехступенчатого теплового насоса в сравнении с циклом Карно в  $T-S$  координатах показан на рисунке 1, а  $PH$ -диаграмма термодинамического цикла этого ТН в режиме нагрева - на рисунке 2.

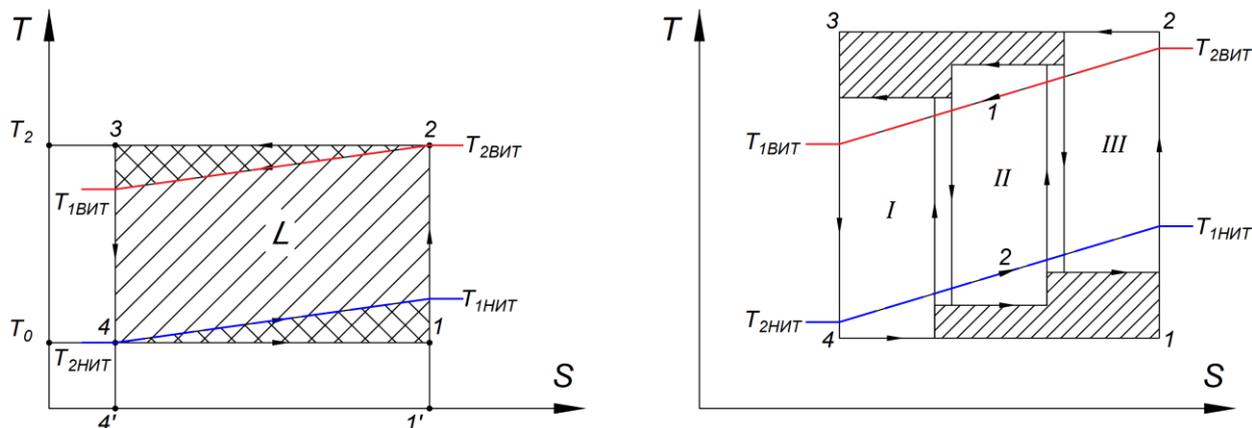


Рисунок 1 – Приближение цикла теплового насоса к циклу Лоренца  
 Источник: составлено автором

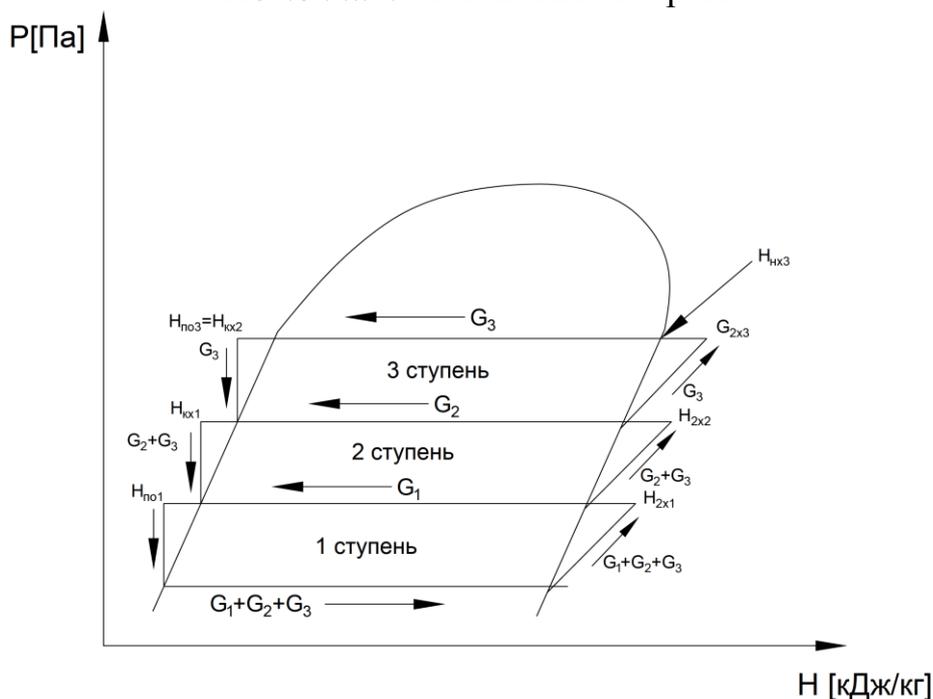


Рисунок 2 –  $P-h$ -диаграмма термодинамического цикла трёхступенчатого ТН  
 Источник: составлено автором

Как видно из  $P-h$ -диаграммы термодинамического цикла ТН через компрессор первой ступени проходит суммарный расход хладагента ( $G_1 + G_2 + G_3$ ), в конденсаторе первой ступени хладагент с расходом  $G_1$  отдаёт тепло высокопотенциальному источнику теплоты (ВИТ) потребителю за счёт охлаждения перегретого пара, фазового перехода из пара в жидкость и переохлаждения. Оставшийся суммарный расход хладагента ( $G_2 + G_3$ ) охлаждается до температуры насыщенных паров конденсатора первой ступени и нагнетается компрессором второй ступени. Далее в конденсаторе второй ступени хладагент с расходом  $G_2$  по аналогии первой ступени отдаёт тепло ВИТ потребителю. Оставшийся хладагент с расходом  $G_3$  через компрессор третьей ступени поступает в конденсатор третьей ступени и по аналогии с предыдущими ступенями через переохладители и соответствующий редуктор поступает в испаритель. Далее приводится методика расчёта компрессионной многоступенчатой теплонасосной установки. Тепловой расчёт многоступенчатой пароконпрессионной ТН проводится для вычисления следующих параметров:

1. Распределение расхода хладагента между ступенями ТН,
2. Коэффициент преобразования (coefficient of performance - COP),
3. Производительность и к.п.д. компрессоров каждой ступени,
4. Тепловая нагрузка в конденсаторах каждой ступени,
5. Тепловые и гидравлические потери в конденсаторах и испарителе.

Исходные данные:

1. тепловая производительность многоступенчатой ТН –  $Q$ ,  $MВт$ ;
2. тип хладагента;
3. температура нижнего источника тепла (НИТ) -  
– температура на входе в испаритель  $t_{Н1}$ , °С,  
– температура на выходе из испарителя  $t_{Н2}$ , °С;  
температура верхнего источника тепла (ВИТ) -  
– 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 –  
–  $\eta_i = 0.75 - 0.85$  компрессоры для ТН,  
–  $\eta_M = 0.88 - 0.93$  – электромеханический КПД, учитывающий потери электродвигателя, приводящего компрессор ТН.

Алгоритм расчёта ТНУ:

1. Предварительно задаётся количество ступеней ТН. Количество ступеней ТН зависит от времени окупаемости затрат на приобретение многоступенчатого ТН и затрат на его эксплуатацию. Первоначально можно принять 3 или 4 ступени.

2. Определяется величина нагрева ВИТ в каждой ступени ТН

$$\Delta t_{CT} = \frac{t_{Bz} - t_{B1,1}}{z},$$

где  $t_{Bz}$  – температура ВИТ на выходе из конденсатора последней ступени ТН,

$t_{B1,1}$  – температура ВИТ на входе в переохладитель первой ступени ТН,  
 $z$  – количество ступеней ТН,

Такое перераспределение величины нагрева ВИТ в каждой ступени позволяет в первом приближении получить максимальный COP многоступенчатой ТН.

Находится последовательно температура насыщенных паров с температурой в предпоследнем конденсаторе до температуры в первом конденсаторе по формуле:

$$t_{H(z-i)} = t_{Bz} - \Delta t_{CT},$$

где  $i$  – номер промежуточной ступени ТН (отсчёт ступеней идёт от ступени низкого давления);

$z$  – номер последней ступени ТН.

3. Температура насыщенных паров в конденсаторе последней ступени рассчитывается по формуле:

$$t_{H(z-1)} = t_{Bz} - \Delta t_{CT},$$

где  $\Delta t_{kz}$  – недогрев ВИТ в конденсаторе последней ступени  $\Delta t_{kz} = 2 - 8$  °С.

4. Строится термодинамический цикл, начиная с последней ступени многоступенчатой ТН в  $P-H$  диаграмме (рис. 2):

- проводятся изотермы  $t_{hz}=const$ , и  $t_{z-1}=const$  в области диаграммы  $P-H$  от линии сухости  $x=0$  до  $x=1$ ;
- температура хладагента на входе в компрессор последней ступени вычисляется по формуле:

$$t_{az}=t_{hz} + \Delta t_{\Pi z},$$

где  $\Delta t_{\Pi z}=1 \text{ } ^\circ\text{C} - 4 \text{ } ^\circ\text{C}$  перегрев хладагента, зависит от состава хладагента;

- с учётом гидравлических потерь хладагента на входе и выходе из компрессора последней ступени давление на входе в компрессор вычисляется по формуле:

$$P_{1(z-1)} = P_{h(z-1)} + \Delta P_{1(z-1)},$$

а давление на выходе из компрессора вычисляется по формуле:

$$P_{2z}=P_{hz}+\Delta P_{2z},$$

где  $P_{hz}$  и  $p_{h(z-1)}$  – давление насыщенных паров хладагента конденсаторов последней и предпоследней ступеней ТН соответственно;

$\Delta P_{2z}$  и  $P_{h(z-1)}$  – потери давления паров хладагента на выходе и входе в компрессор соответственно.

В первом приближении потери давления можно принять равным 1,5% от давления на выходе и входе в компрессор соответственно;

- из точки  $1(z-1)$  проводится адиабата до пересечения с изобарой  $P_{2z}$  в точке  $2z_{ад}$ ;
- в диаграмме  $P-H$  по точкам  $1(z-1)$  и  $2z_{ад}$  определяется энтальпия хладагента  $H_{1(z-1)}$  и  $H_{2z_{ад}}$ ;
- вычисляется удельная внутренняя работа сжатия компрессора последней ступени по формуле:

$$L_z = \frac{1}{\eta_i} (H_{2z_{ад}} - H_{1(z-1)}); \quad (1)$$

- вычисляется энтальпия хладагента на выходе из компрессора:

$$H_{2z}=H_{1(z-1)}+L_z$$

в диаграмме  $P-H$  в точках пересечения изотерм  $t_{hz}$  и  $t_{h(z-1)}$  с линией сухости  $x=0$  находится энтальпия хладагента соответственно  $H_{kz}$  и  $H_{k(z-1)}$ ,

- $H_{noi}$ - энтальпия хладагента на выходе из переохладителя  $i$ -ой ступени ТН. В случае передачи тепла в переохладителе на нагрев ВИТ в  $i$  – ступени можно принять  $H_{no} = H_{kx(i-1)}$ .

5. Нагрев ВИТ в последней ступени ТН происходит за счёт тепла, полученного в результате конденсации и переохлаждения хладагента до температуры, равной  $t_{noz}=t_{h(z-1)}+\Delta t_{no}$ , где  $\Delta t_{no}=2 - 4^\circ\text{C}$  зависит от тепловой эффективности переохладителя.

6. Уравнение теплового баланса последней ступени ТН запишется:

$$G_{ВИТ}C_{pВИТ} (t_{вz} - t_{в(z-1)}) = G_{xz}(H_{2z} - H_{в(z-1)})\eta_{эф},$$

где  $G_{ВИТ}$  и  $G_{xz}$  – секундный массовый расход ВИТ и хладагента в последней ступени ТН соответственно;  $\eta_{эф} = 0,99$  – тепловой КПД конденсатора;  $C_{pВИТ}$  – средняя массовая теплоёмкость в интервале температур от  $t_{в(z-1)}$  до  $t_{вz}$ .

Решением уравнения теплового баланса вычисляется доля секундного расхода хладагента  $\alpha_z$  последней ступени ТН на нагрев секундного расхода одного килограмма ВИТ:

$$\alpha_z = \frac{G_{xz}}{G_{ВИТ}} = \frac{C_{pВИТ}(t_{вz} - t_{в(z-1)})}{(H_{2z} - H_{в(z-1)})\eta_{эф}}$$

7. Аналогично последней ступени строится термодинамический цикл промежуточной ступени многоступенчатой ТН в  $P-H$  диаграмме (рис.2), где секундный расход хладагента в промежуточном конденсаторе равен сумме секундных расходов  $G_{xz} + G_{x(z+1)} + \dots + G_{x(i+1)}$  соответственно через компрессоры этих ступеней ТН.

8. Уравнение теплового баланса  $i$ -ой ступени ТН имеет вид:

$$G_{ВИТ}C_{pВИТ}(t_{ВИТz} - t_{ВИТz-1}) = G_{xz}(H_{2xi} - H_{kx(i-1)})\eta_{эф} + (G_{xz} + G_{x(z+1)} + \dots + G_{x(i+1)})(H_{2xi} - H_{kxi})\eta_{эф} + (G_{xz} + G_{x(z+1)} + \dots + G_{x(i+1)})(H_{kxi} - H_{kx(i-1)})\eta_{эф}$$

В результате преобразования:

$$\alpha_{xi} = \frac{C_{pВИТ}(t_{ВИТ(i)} - t_{ВИТ(i-1)})}{(H_{2xi} - H_{kx(i-1)})\eta_{эф}} \frac{(G_{xz} + G_{x(z-1)} + \dots + G_{x[z-(i+1)]})(H_{2xi} - H_{kxi})}{(H_{2xi} - H_{kx(i-1)})\eta_{эф}} \frac{(G_{xz} + G_{x(z-1)} + \dots + G_{x[i+1]})(H_{kxi} - H_{kx(i-1)})}{(H_{2xi} - H_{kx(i-1)})\eta_{эф}}, \quad (2)$$

где  $\alpha_i = G_{xi}/G_{ВИТ}$  доля секундного расхода хладагента  $i$ -ой ступени ТН от секундного расхода одного килограмма ВИТ.

9. Вычисляется мощность компрессоров каждой ступени ТН:

$$N_z = G_{ВИТ} L_z \alpha_{xz} - \text{мощность компрессора последней ступени,}$$

$$N_{z-1} = G_{ВИТ} L_{z-1} (\alpha_{xz} + \alpha_{x(z-1)}) - \text{мощность компрессора}$$

предпоследней ступени,

$$N_{[i]} = G_{ВИТ} L_{[i]} (\alpha_{xz} + \alpha_{x(z-1)} + \dots + \alpha_{x[i]}) \quad (3)$$

- мощность компрессора  $i$ -ой ступени,

$$N_1 = G_{ВИТ} L_1 \sum_{i=1}^z \alpha_{x[i]} - \text{мощность компрессора первой ступени.}$$

10. Суммарная мощность многоступенчатой ТНУ:

$$N_{\Sigma} = \sum_{i=1}^z N_{[i]} \quad (4)$$

11. Коэффициент преобразования COP вычисляется по формуле:

$$COP_i = \frac{G_{ВИТ} C_{pВИТ} (t_{вz} - t_{в1,1})}{N_{\Sigma}}$$

Из расчетов по вышеизложенному методу определяется влияние количества ступеней теплового насоса на коэффициент преобразования при изменении разницы температур между низкопотенциальным и высокопотенциальным источниками теплоты. На рисунке 3 показано влияние количества ступеней на COP при разнице температур между НИТ и ВИТ составляющей 80 °С.

| Количество ступеней ТН | COP  | $\Delta$ COP % относительно 1-ступенчатой ТН | $\Delta$ COP % относительно предыдущей-ступени ТН |
|------------------------|------|--|---|
| 1                      | 3.71 |  |   |
| 2                      | 5.54 | 33.03  | 33.03   |
| 3                      | 5.84 | 36.47  | 5.13  |
| 4                      | 6.02 | 38.37  | 2.99  |
| 5                      | 6.13 | 39.48  | 1.79  |

Рисунок 3 – Влияние количества ступеней на COP  
 Источник: составлено автором

Основной относительный прирост  $\Delta$ COP приходится на двухступенчатую ТН. На последующих ступенях прирост резко уменьшается и становится менее 5%.

**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 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. Возможная схема утилизации теплоты, вырабатываемой ГТУ, приводящей компрессор ТН, представлена на рисунке 4.

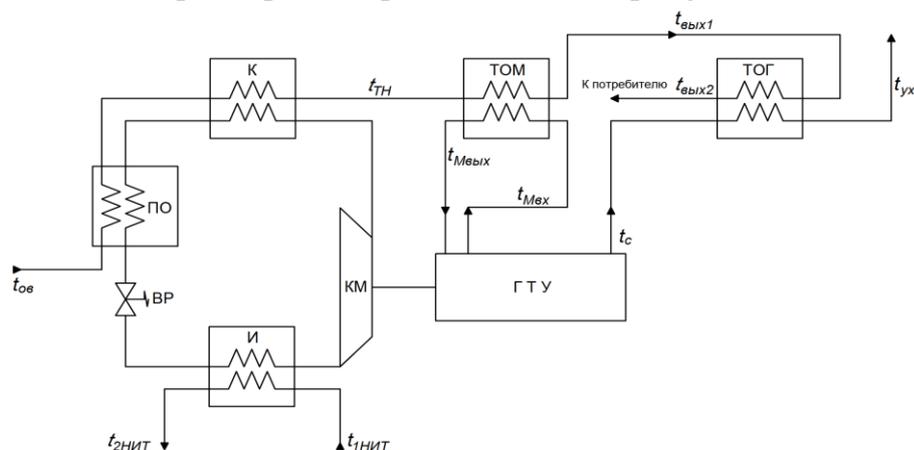


Рисунок 4 – Схема использованной теплоты в тепловом насосе с приводом от ГТУ: КМ – компрессор ТН; К – конденсатор ТН; ПО – переохладитель; РВ – регулирующий вентиль; И – испаритель; ТОГ – водогазовый теплообменник; ТОМ – водомасляный теплообменник

Источник: составлено автором

ГТУ приводит компрессор КМ теплового насоса. Здесь утилизируются: теплота низкопотенциального источника, полученная в испарителе И, и теплота компрессора ТН – в конденсаторе К, переохладителе ПО; теплота масла ГТУ – в теплообменнике ТОМ; теплота ОГ – в теплообменнике ТОГ.

Кроме того, вырабатывается холод: вода как источник низкопотенциальной теплоты или иное рабочее тело снижает свою температуру от  $t_{1\text{нит}}$  до  $t_{2\text{нит}}$ .

Обратная сетевая вода из системы отопления поступает с температурой  $t_{\text{ов}}$  в переохладитель ПО и выходит из конденсатора ТН К с температурой  $t_{\text{ТН}}$ .

Далее часть сетевой воды идет в систему горячего водоснабжения, температура другой её части повышается до  $t_{1\text{вых}}$ , в водомасляном теплообменнике ТОМ.

В водогазовом теплообменнике ТОГ температура сетевой воды повышается с  $t_{\text{вых1}}$  до  $t_{\text{вых2}}$ . С этой температурой прямая (горячая) сетевая вода идет к потребителю.

Газы в теплообменник ТОГ поступают с температурой  $t_{\text{с}}$ , а выходят с температурой  $t_{\text{ух}}$ . Масло в теплообменник ТОМ поступает с температурой  $t_{\text{Мвх}}$  и выходит с температурой  $t_{\text{Мвых}}$ .

Тепловой баланс представленной схемы

$Q = Q_{\text{ТН}} + Q_{\text{ТОГ}} + Q_{\text{ТОМ}}$ . По расчетам при коэффициенте преобразования теплового насоса  $\mu=3$  и повышении температуры газа  $t_{\text{г}}^*$  с  $850^{\circ}\text{C}$  до  $1005^{\circ}\text{C}$  перед турбиной высокого давления коэффициент использования теплоты топлива возрастает с 1,36 до 1,63. Если же утилизация производится без использования ТН, то соответствующие коэффициенты изменяются от 0,76 до 0,96. Коэффициент использования теплоты в установке с тепловым насосом при коэффициенте преобразования  $\mu=4$  и  $t_{\text{г}}^* = 950^{\circ}\text{C}$  увеличивается (отношение  $\frac{K_{\text{T}}}{K_{\text{T}}^{\mu=1}}$ ) в 2,1 раза.

В качестве примера утилизации теплоты вторичных энергоресурсов (ВЭР) с использованием многоступенчатой теплонасосной установки (ТНУ) в работе рассмотрен энергоблок ПГУ-420Т ТЭЦ-16 «Мосэнерго», который был введён в эксплуатацию в декабре 2014. Это моноблок, в состав которого входят ГТУ SGT5-4000F и ПТУ SST5-5000, котёл-утилизатор ЭМА-024КУ. Максимальная тепловая энергия ВЭР этого энергоблока приходится на уходящие дымовые газы. Однако, в виду угрозы риска возникновения интенсивной коррозии теплообменных аппаратов использование ВЭР от дымовых газов не рассматривалось. В энергоблоке ПГУ-420Т в целях отвода тепловой энергии была применена схема замкнутого контура охлаждения оборудования. Отвод тепла от основного и вспомогательного оборудования происходит в охладителях, где охлаждающей средой является обессоленная вода замкнутого контура охлаждения. Система замкнутого контура охлаждения отводит всё тепло, вырабатываемое оборудованием, в систему циркуляционного водоснабжения в теплообменниках замкнутого контура (ТЗК). В результате, переданное тепло в количестве  $Q_{\text{ТЗК}} \approx 6,4$  МВт утилизируется через градирню в окружающую среду. Был рассмотрен вариант подогрева обратной сетевой воды с температурой  $32,6^{\circ}\text{C}$ , которую необходимо подогреть до  $75^{\circ}\text{C}$ . При помощи многоступенчатого ТН можно утилизировать ВЭР в количестве  $Q_{\text{ТЗК}} \approx 5,6$  МВт на подогрев обратной сетевой воды. Принципиальная схема трехступенчатой теплонасосной установки показана на рисунке 5.

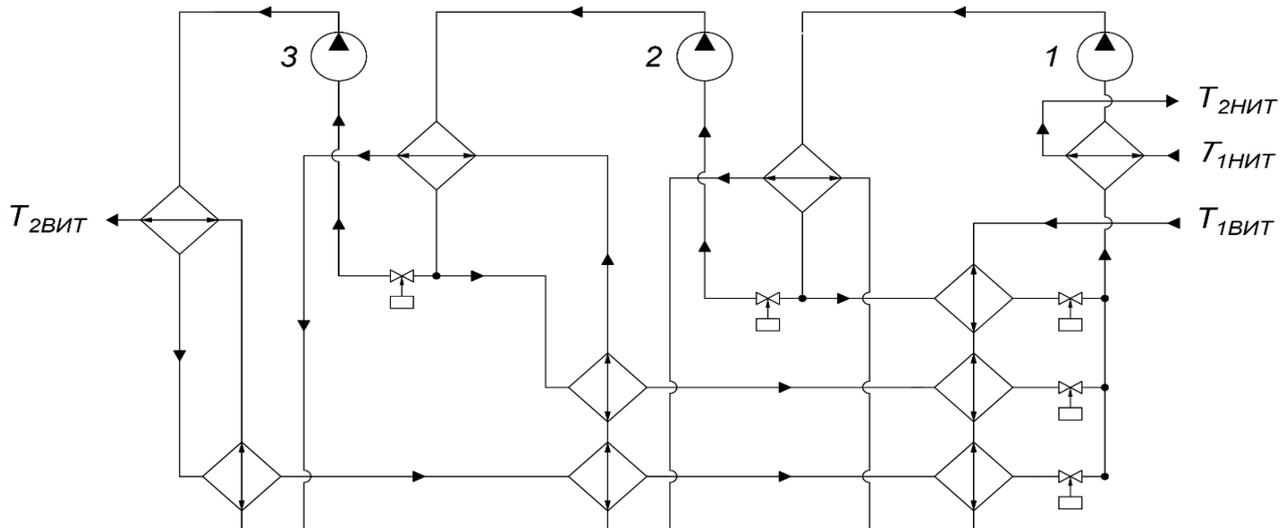


Рисунок 5 – Принципиальная схема трехступенчатой теплонасосной установки  
 Источник: составлено автором

Согласно выполненным расчётам по программе CoolPack, используя хладагент R600a, коэффициент преобразования одноступенчатого ТН COP будет равен 7,12, а трехступенчатой ТНУ 9,85.

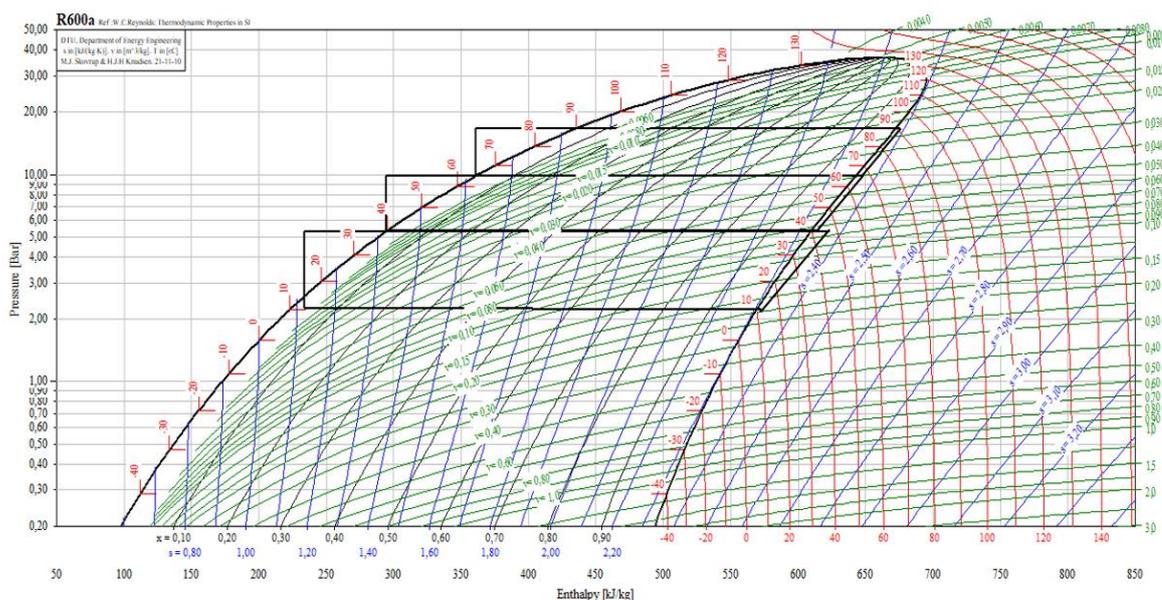


Рисунок 6. Действительный цикл 3-х ступенчатой ТНУ в программе CoolPack  
 Источник: составлено автором

Как показали расчёты, применив в вышеуказанной схеме варианты с двух – трёх – и четырёхступенчатым ТН, согласно техническому решению, описанному в патенте на изобретение № 2705696 RU, были получены COP соответственно равными 9,37; 9,85 и 10,43. Таким образом, утилизация ВЭР с тепловой производительностью  $Q_{ТЗК} \approx 5,6$  МВт для одноступенчатого ТН потребуются компрессор мощностью  $W_1=821$  кВт; для двухступенчатого ТН –  $W_2=597$  кВт; для трёхступенчатого ТН –  $W_3=567$  кВт; для четырёхступенчатого ТН –  $W_4=540$  кВт, что по отношению к одноступенчатому ТН составляет выигрыш двухступенчатого ТН – 24,0%; двухступенчатого ТН – 27,7%; трёхступенчатого ТН – 31,7%.

**Четвертая глава посвящена** выполнению экспериментальных исследований работы многоступенчатой тепловой насосной установки с частичным отбором рабочего тела по ступеням на различных режимах. Для подтверждения результатов теоретического расчётного исследования, проведённого с применением разработанной методики расчёта многоступенчатой ТН 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. Принципиальная схема теплонасосной установки (ТНУ) показана на рисунке 7.

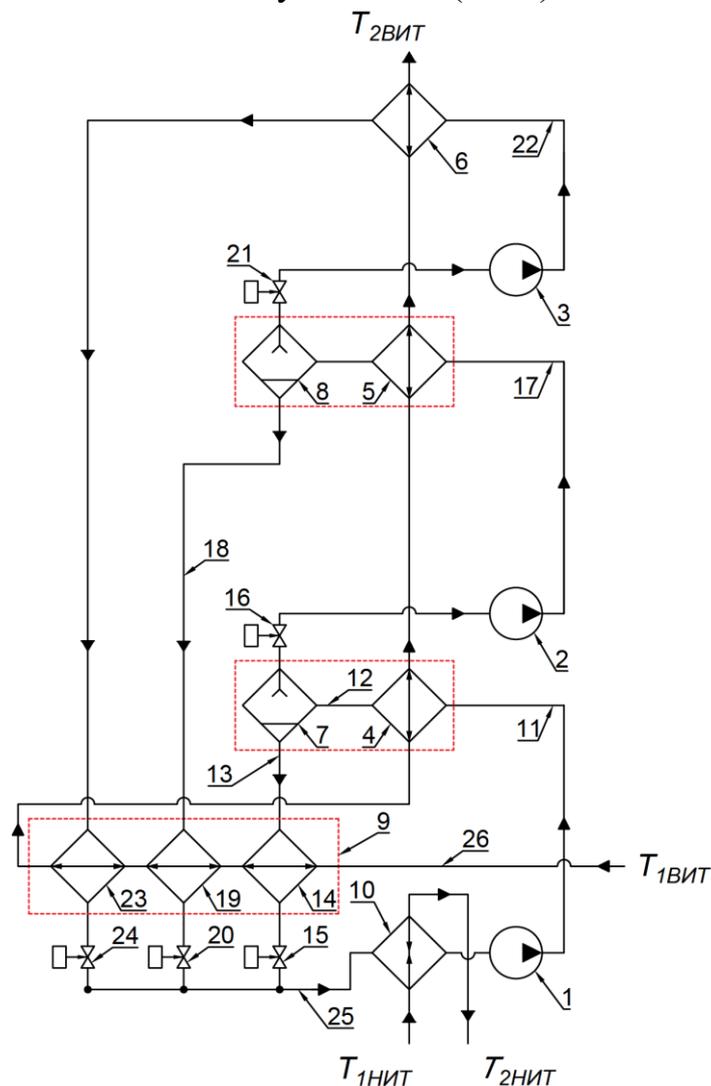


Рисунок 7 – Принципиальная схема экспериментальной ТНУ  
 Источник: составлено автором

В схеме ТН имеется три компрессора 1, 2 и 3, конденсаторы 4, 5 и 6 соответственно первой, второй и третьей ступени 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 последовательно ( $t_{14} < t_{19} < t_{23}$ ). 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 ( $t_{1\text{НИТ}} > t_{2\text{НИТ}}$ ).

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. Это позволило осуществлять контроль работы в реальном времени и постоянную запись всех параметров экспериментальной установки.

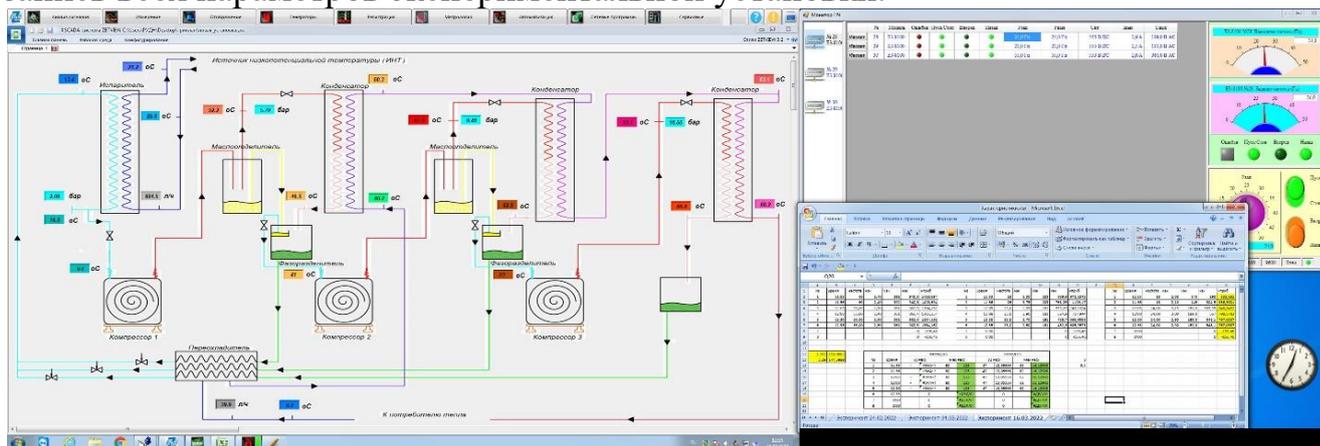


Рисунок 8 – Изображение экрана контрольно– измерительного комплекса  
 Источник: составлено автором

Исследовалась работа ТН на различных режимах: одноступенчатый, двухступенчатый, трёхступенчатый; с частичным отбором рабочего тела по ступеням и при полной последовательной циркуляции (для трёхступенчатого). 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; пример выборки показан на рисунке 9.



Рисунок 9 – Анализ эксперимента в графической среде ZETView  
 Источник: составлено автором

Экспериментально было подтверждено, что использование промежуточного отбора РТ по ступеням ТН существенно снижает потребляемую мощность компрессоров. Это приводит к увеличению COP примерно на 15%. Использование трёхступенчатой ТН в сравнении с одноступенчатой ТН приводит к увеличению COP в требуемом температурном интервале ( $\Delta T_{um} = 30...50$  °C) на 3-8%. При меньших температурных интервалах целесообразно рассматривать использование двухступенчатых или одноступенчатых ТН. При этом основной прирост COP приходится на вторую ступень ТН. Зависимость коэффициента преобразования от количества ступеней ТН иллюстрирует рис. 10:

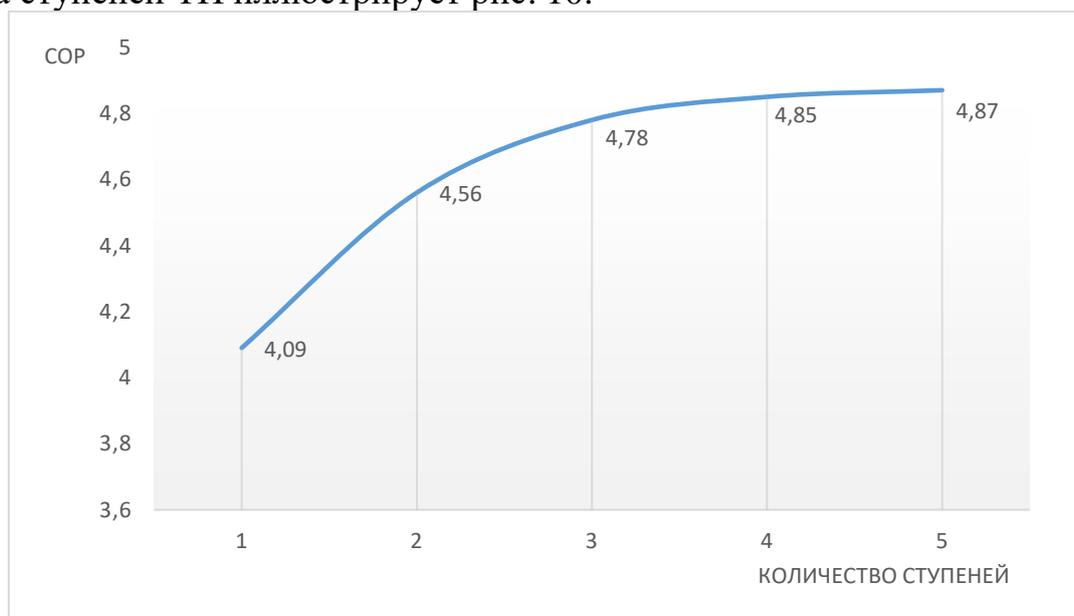


Рисунок 10 – Зависимость коэффициента преобразования COP от количества ступеней

Источник: составлено автором

На рисунке 11 представлены результаты экспериментального исследования ТН при изменении всех её режимных параметров в широких пределах. Здесь же показано влияние изменения разницы температур  $\Delta T_{um}$  между источниками теплоты, нижнего и верхнего. Так с увеличением  $\Delta T$  на 50 °С, при работе в одноступенчатом режиме, наблюдается падение COP с 4,0 до 2,7, то есть на 33 %. Данное снижение при увеличении температуры верхнего источника является характерным, такая же закономерность наблюдалась и для других температур нижнего источника.

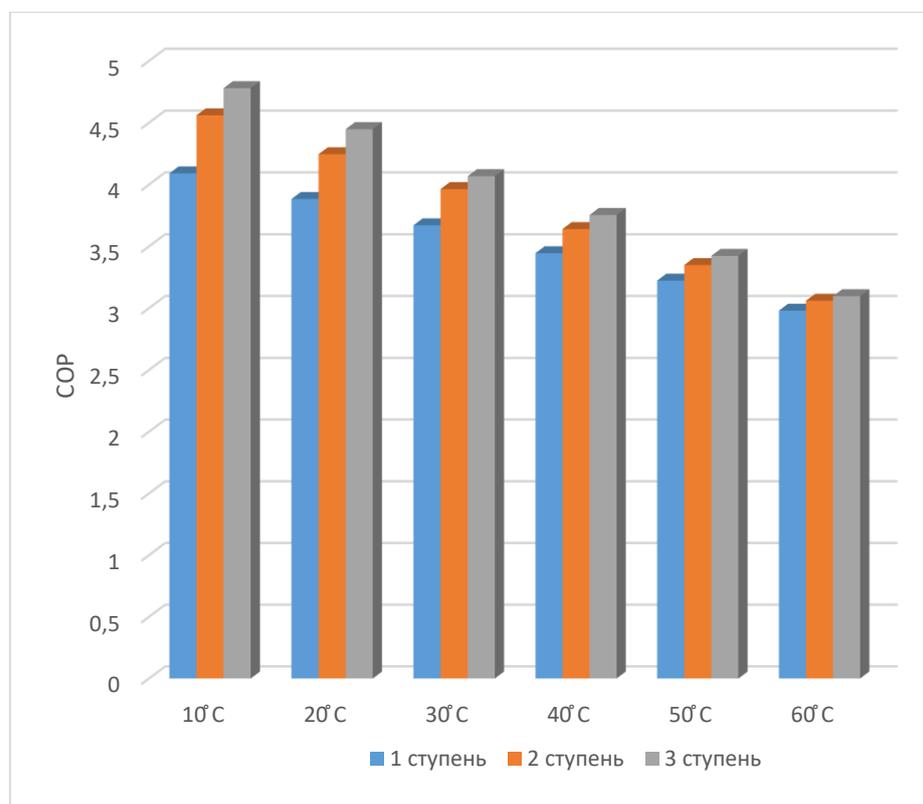


Рисунок 11 – Влияние изменения разницы температур между источниками теплоты.

*Источник:* составлено автором

Так как отклонение экспериментальных данных от расчётных на 5-7% считается удовлетворительным, полученные результаты подтверждают теоретическую зависимость коэффициента преобразования многоступенчатой ТН с промежуточным отбором РТ по ступеням от разности температур потребителя и низкопотенциального источника теплоты.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Разработан научно-обоснованный метод расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки в целях достижения требуемого коэффициента преобразования в расширенном интервале граничных температур между низкопотенциальным и высокопотенциальным источниками теплоты для повышения эффективности работы газотурбинных установок путем утилизации вторичных тепловых энергоресурсов. Разработан подход к расчётам

многоступенчатых теплонасосных установок с использованием промежуточного отбора рабочего тела по ступеням.

2. Исследовано влияние количества ступеней ТНУ на коэффициент преобразования при изменении разницы температур между низкопотенциальным и высокопотенциальным источниками теплоты. Полученные в опытах результаты подтвердили, расчётный максимальный коэффициент преобразования при равномерном распределении подъёма температуры по ступеням ТНУ.

3. Показана эффективность использования многоступенчатых ТНУ в утилизационных схемах с ГТУ (27,7% - трёхступенчатая ТНУ с промежуточным отбором рабочего тела относительно одноступенчатой).

4. Создана экспериментальная установка трёхступенчатого теплового насоса, в которой были реализованы такие новые технические решения, как:

- возможность изменяемого контролируемого частичного отбора рабочего тела по ступеням;

- регулируемая частота вращения компрессорных агрегатов;

- система визуального контроля процесса промежуточного отбора рабочего тела;

- разработана и реализована пассивная саморегулирующаяся система подачи масла в компрессорные агрегаты многоступенчатой ТНУ;

- разработана и реализована автоматизированная система контроля и управления данной экспериментальной установкой на базе программного обеспечения ZetLAB и среды графического программирования ZETView с возможностью записи и контроля всех параметров работы установки в реальном времени.

5. Экспериментальные исследования, проведенные на созданной установке, подтвердили выводы, полученные при расчетно-теоретическом анализе использования многоступенчатых ТН в утилизационных схемах с ГТУ, что позволяет повысить эффективность использования первичного топлива при выработке электрической и тепловой энергии до 15% с учетом потерь.

**Перспективы дальнейшей разработки темы.** Основным направлением дальнейших исследований ТНУ является: совершенствование моделирования тепловых процессов в двухфазных средах и совершенствование конструкции теплообменных аппаратов многоступенчатых тепловых насосов с промежуточным отбором рабочего тела, а также разработка рациональной системы управления ТНУ. Планируется разработать более эффективную экспериментальную установку при поддержке промышленного партнера, а также создать промышленный образец.

## ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

### Научные статьи, индексируемые в международной базе данных Scopus:

1. State of Gas in a Piston Compressor at the Start of Compression / I. K. Shatalov, Y. A. Antinov, ..., **K. V. Shkarin** [et al.] // Chemical and Petroleum Engineering. – 2019. – Vol. 54, No. 11-12. – P. 835-841. – DOI 10.1007/s10556-019-00559;

2. Thermodynamic modeling of a heat pump unit as part of a cogeneration turbine operating in ventilation mode / K. Souri, Y. A. Antipov, **K. V. Shkarin** // IOP

Conference Series: Materials Science and Engineering : International Scientific and Practical Conference Engineering Systems - 2019, Moscow, 04–05 апреля 2019 года. Vol. 675. – Moscow: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012048. – DOI 10.1088/1757-899X/675/1/012048;

3. Heat Transfer from the Walls of a Compressor Cylinder to the Gas in the Course of Gas Intake into a Reciprocating Compressor / Y. A. Antipov, P. P. Oshchepkov, ..., **K. V. Shkarin** [et al.] // Chemical and Petroleum Engineering. – 2021. – Vol. 56, No. 11-12. – P. 998-1003. – DOI 10.1007/s10556-021-00874-4.

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

4. Экономическая эффективность использования электростанции на базе дизеля совместно с воздушным тепловым насосом / М. Ю. Фролов, И. И. Шаталова, **К. В. Шкарин**, Д. А. Соколов // Тракторы и сельхозмашины. – 2023. – Т. 90, № 3. – С. 285-291. – DOI 10.17816/0321-4443-313323.

**Научные статьи, опубликованные в Перечне РУДН:**

5. Обеспечение работоспособности акустических расходомеров вне пределов оптимальных значений расхода жидкости / М. В. Лапин, А. О. Гринин, **К. В. Шкарин**, К. Сури // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2019. – Т. 20, № 2. – С. 147-154. – DOI 10.22363/2312-8143-2019;

6. Влияние температур низкопотенциального источника и потребителя теплоты на эффективность теплового насоса / Ю. А. Антипов, **К. В. Шкарин**, И. И. Шаталова [и др.] // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2019. – Т. 20, № 1. – С. 14-19. – DOI 10.22363/2312-8143-2019-20-1-14-19;

7. Моделирование эффективного решения утилизации вторичных энергоресурсов ПГУ на примере ПГУ-420Т / Ю. А. Антипов, И. К. Шаталов, **К. В. Шкарин** [и др.] // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2020. – Т. 21, № 1. – С. 27-35. – DOI 10.22363/2312-8143-2020-21-1-27-35;

8. Особенности моделирования высокоэффективной многоступенчатой парокompрессионной теплонасосной установки / Ю. А. Антипов, И. И. Шаталова, **К. В. Шкарин** [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.

**Патенты:**

9. Патент № 2705696 С2 Российская Федерация, МПК F25B 30/02, F25B 1/10. Многоступенчатая теплонасосная установка : № 2017102563 : заявл. 26.01.2017 : опубл. 11.11.2019 / Ю. А. Антипов, И. К. Шаталов, ..., **К. В. Шкарин** [и др.] ; заявитель федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Российский университет дружбы народов" (РУДН);

10. Патент на полезную модель № 200296 U1 Российская Федерация, МПК F28C 3/06, F28F 13/08. Натрубный теплообменник : № 2020110511 : заявл. 13.03.2020 : опубл. 15.10.2020 / Е. В. Собенников, А. Н. Карачев, **К. В. Шкарин**;

11. Патент № 2754571 С1 Российская Федерация, МПК F02G 1/043, F02G 1/055, H02K 33/16. Охладитель свободнопоршневого двигателя Стирлинга с линейным генератором : № 2020134425 : заявл. 20.10.2020 : опубл. 03.09.2021 / Ю.

А. Антипов, С. В. Смирнов, **К. В. Шкарин**, Х. Халифе ; заявитель Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Российский университет дружбы народов";

12. Патент № 2798044 С1 Российская Федерация, МПК F04В 39/02, F25В 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.

#### **Публикации в прочих изданиях:**

13. Расширение возможностей акустического расходомера с помощью ЭВМ / **К. В. Шкарин**, М. В. Лапин, А. О. Гринин // Труды научно-практической конференции с международным участием "Инженерные системы - 2018", Москва, 03–05 мая 2018 года / Российский университет дружбы народов ; Под общей редакцией М.И. Харуна. – Москва: Российский университет дружбы народов (РУДН), 2018. – С. 145-150;

14. Расширение диапазона измерения расхода жидкости в акустических расходомерах / **К. В. Шкарин**, М. В. Лапин, А. О. Гринин, [et al.]// Труды научно-практической конференции с международным участием "Инженерные системы - 2019", Москва, 03–05 апреля 2019 года / Под общей редакцией М. Ю. Мальковой. – Москва: Российский университет дружбы народов (РУДН), 2019. – С. 94-101

15. Автономная теплоэнергосберегающая установка удаленного объекта / И. К. Шаталов, Ю. А. Антипов, **К. В. Шкарин** [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;

16. Моделирование эффективного решения утилизации вторичных энергоресурсов ПГУ на примере ПГУ-420Т ТЭЦ-16 / Ю. А. Антипов, И. К. Шаталов, **К. В. Шкарин** [и др.] // Моделирование систем и процессов. – 2020. – Т. 13, № 3. – С. 10-15. – DOI 10.12737/2219-0767-2020-13-3-10-15.

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ПУТЁМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ**

**Шкарин Кирилл Владимирович (РОССИЯ)**

Диссертационное исследование посвящено проблеме повышения эффективности работы газотурбинных установок путем утилизации вторичных тепловых энергоресурсов с использованием многоступенчатых тепловых насосных установок с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням. Целью работы являлась разработка метода расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки в целях достижения требуемого коэффициента преобразования в расширенном интервале граничных температур между низкопотенциальными и высокопотенциальными источниками теплоты. В работе представлен расчетно-экспериментальный метод определения параметров основных элементов тепловой насосной установки. Определены оптимальные расходы рабочего тела для каждой ступени с последующей экспериментальной верификацией на разработанном испытательном стенде. Показано повышение эффективности использования

первичного топлива при выработке электрической и тепловой энергии до 15% на основе выводов, полученных при расчетно-теоретическом анализе использования многоступенчатых теплонасосных установок в утилизационных схемах с ГТУ.

## IMPROVING THE EFFICIENCY OF GAS TURBINE UNITS THROUGH THE USE OF SECONDARY ENERGY RESOURCES.

Shkarin Kirill Vladimirovich (RUSSIA)

The dissertation research is devoted to the problem of improving the efficiency of gas turbine unit's (GTU) through utilization of secondary thermal energy resources with the use of multistage heat pumps with intermediate selection of the working fluid by stages. The aim of the work was to develop a calculation methodology for a multistage heat pump unit in order to achieve the required coefficient of performance in the extended range of boundary temperatures between low-potential and high-potential heat sources. The research presents a calculation-experimental method of determining the parameters of the main elements of the heat pump unit. The optimal flow rates of the working fluid for each stage were determined with experimental verification carried out on a developed test bench. Defined the improving of efficiency of primary fuel at generation of electric and thermal energy up to 15% on the basis of the conclusions, obtained during the calculation-theoretical analysis of the use of multistage heat pumps in utilization schemes with GTU.