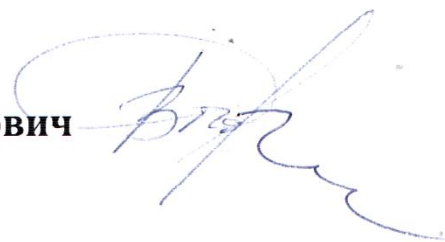


Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Донбасская национальная академия строительства и архитектуры»

На правах рукописи

Выборнов Дмитрий Владимирович



**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ШАХТНЫХ ВОД С ПОМОЩЬЮ
ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК**

05.23.03 - теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха,
газоснабжение и освещение

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:

к.т.н., доцент,

Монах С. И.



Идентичность всех экземпляров заверяю:

Ученый секретарь специализированного

ученого совета Д 01.005.01



З.В. Удовиченко

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1 Исследование вопроса использования теплоты шахтных вод с помощью ТНУ	12
1.1 Исследование теплового потенциала шахтных вод	12
1.2 Анализ существующих математических моделей, описывающих термодинамические процессы в ТНУ	17
1.3 Основные принципы выбора ХА и методики расчета ТНУ	20
1.4 Исследование существующих схем включения ТНУ, использующих теплоту производственных стоков	24
1.5 Выбор методов исследования режимов работы ТНУ и способов оценки термодинамических потоков в ТНУ	34
2 Математическая модель энергетических потоков в ТНУ, использующей теплоту шахтной воды	37
2.1 Предложения по применению цикла с КДС.....	37
2.2 Термодинамическая модель энергетических потоков в ТНУ, использующей теплоту шахтной воды	41
2.2.1 Модель потоков теплоты в традиционной ТНУ	41
2.2.2 Математическая модель потоков эксергии в традиционной ТНУ.....	55
2.2.3 Математическая модель потоков теплоты в схемах ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником.....	62
2.2.4 Математическая модель потоков эксергии в схемах ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником.....	65
2.2.5 Математическая модель потоков теплоты в ТНУ, работающих по циклу с КДС.....	68
2.2.6 Математическая модель потоков эксергии в ТНУ, использующих цикл с КДС.....	72
2.2.7 Математические модели потоков теплоты и эксергии в ТНУ с дополнительными теплообменными поверхностями, работающей по циклу с КДС	74

2.3 Расчетно-аналитические исследования параметров ТНУ	76
3 Экспериментальные исследования.....	83
3.1 Экспериментальная установка и методика измерений	83
3.1.1 Принципиальная схема установки	83
3.1.2 Методика проведения эксперимента	88
3.2 Планирование и обработка результатов эксперимента.....	89
4 Практическая реализация результатов работы	110
4.1 Методологические рекомендации по расчету ТНУ	110
4.2 Разработка методики термодинамического расчета ТНУ, использующей теплоту шахтной воды	112
4.2.1 Выбор хладагента для осуществления цикла ТНУ, использующей теплоту шахтной воды	113
4.2.2 Выбор схемы ТНУ	114
4.2.3 Методика расчета ТНУ	115
4.3 Опытно-промышленная ТНУ для шахтного водоотлива шахты «Северная» г. Дзержинск	120
4.4 Техничко-экономическая оценка эффективности внедрения ТНУ на примере реконструкции котельной в г. Дзержинск ..	124
4.5 Расчет предотвращенного выброса	131
Заключение	137
Список условных обозначений и сокращений.....	139
Словарь терминов	144
Список литературы	147
Приложение А	161
Приложение Б.....	176
Приложение В.....	184
Приложение Г	186
Приложение Д.....	201
Приложение Е.....	207
Приложение Ж.....	208
Приложение З	210

ВВЕДЕНИЕ

В течение последних нескольких лет совершенно очевидным стал вопрос постепенного замещения природных топливно-энергетических ресурсов в силу постоянного удорожания их добычи, обогащения и поставки к потребителю. Рост стоимости природных энергетических ресурсов как в странах СНГ так и дальнего зарубежья является аксиоматичной тенденцией и наблюдается в течение последних нескольких лет. В силу того, что топливные ресурсы являются базой в структуре энергетического сектора хозяйствования, очевиден вывод: для того, чтобы предотвратить резкий рост цен на коммунальные услуги, в частности на выработку теплоты во всех сферах деятельности, необходимо внедрять в эксплуатацию и расширять рамки использования устройств и установок, использующих альтернативную теплоту. Также необходима разработка серии промышленных образцов установок, утилизирующих теплоту альтернативных источников энергии.

Среди возможных устройств утилизации теплоты, безусловно, перспективными и экономически целесообразными являются теплонасосные установки (ТНУ) и отдельные тепловые насосы (ТН) во всевозможных комбинациях с другими установками, использующими как первичные топливно-энергетические ресурсы, так и альтернативные источники теплоты. Преимущество использования ТНУ заключается в том, что они не являются столь дорогостоящими и требовательными в обслуживании, как гелиоколлекторы, а также не столь требовательны к климатическим условиям, как ветроэнергетические установки. Источник низкопотенциальной теплоты можно найти практически в любом месте, в любой ситуации. Также нельзя не заметить, что использование ТНУ для целей холодоснабжения в летний период существенно повысит условия комфортности пребывания в помещениях без вовлечения дополнительных капитальных затрат.

Актуальность работы. На сегодняшний день на большинстве промышленных предприятий имеется такой вид источника низкопотенциальной теплоты как отходы технологического водоснабжения. Применительно к промышленности Донбасса, в частности, к шахтам – это сбросные шахтные воды,

имеющие тепловой потенциал, достаточный для его утилизации и использования в системах теплоснабжения.

В то же время имеет место негативное влияние сбросных технологических стоков, а именно шахтной воды, на экосистему региона, в частности теплоты шахтной воды, которая сбрасывается непосредственно в открытые водоемы. При этом происходит загрязнение водных и земельных ресурсов как взвешенными и растворенными веществами, так и путем искусственного повышения температуры среды, что негативным образом сказывается на экологической обстановке в регионе.

Одна из задач, поставленных в качестве условия для успешного развития теплогенерации, – это рациональное использование низкопотенциальных источников теплоты с помощью теплонасосных установок (ТНУ). С другой стороны, назрела необходимость в решении, позволяющем утилизировать бросовую теплоту вод шахтного водоотлива.

Следующим фактором, определяющим необходимость исследований, является увеличение практики применения тепловых насосов (ТН). Т.к. в силу широкого ассортимента соответствующего оборудования на рынке, довольно затруднительно подобрать ТН, обеспечить наиболее эффективную схему теплоснабжения с его помощью, а также подобрать тип и параметры теплоносителей. Следовательно, есть необходимость в обоснованной методике выбора схемы теплонасосной установки и типа хладагента (ХА) в зависимости от конкретных исходных параметров первичного теплоносителя, в частности сбросных шахтных вод. Из всего вышеизложенного вытекает актуальность темы работы.

Степень разработанности темы. Фундаментальными исследованиями в области применения ТНУ в системах теплоснабжения, а также анализом их эффективности занимались такие известные ученые как Д.Х. Харлампики, Ю.М. Мацевитый, Е.И. Янтовский, Ю.В. Пустовалов, В. Мааке, Г.-Ю. Эккерт.

Современные вопросы эксплуатации ТНУ были рассмотрены в работах таких ученых как В.Б. Скрыпников, П.А. Трубаев, Б.М. Гришко, В.А. Потапова, С.И. Монах, С.А. Горожанкин, А.А. Редько. Применение ТНУ в системах

охлаждения шахтных компрессоров было освещено в работах В.И. Самуси, М.В. Радюка.

Среди зарубежных исследователей выделяются такие ученые как E. Daniel, M. Zogg, E. Kjellsson, D. Sakellari, G. Hellström, J. M. García-Alonso, T. Zakula, Y. J. Hwang, Young Jae Yu, Byrne P, в работах которых рассматривается применение и эксергетический анализ ТНУ для теплоснабжения домов коттеджного типа; в этих работах предлагаются схемы включения ТН в системы теплоснабжения, а также приводятся модели, описывающие теплообмен в грунтовых теплообменниках различного вида.

Проблемным вопросом существующих ТНУ и имеющихся в этой области разработок является неприспособленность используемого теплотехнического оборудования к термодинамическим процессам пароконденсационного цикла при утилизации теплоты шахтных вод.

Связь работы с научными программами, планами, темами.

Диссертационные исследования выполнялись в соответствии с Комплексной государственной программой «Энергетическая стратегия Украины до 2030 года», утвержденной Кабинетом Министров Украины от 01.03.2006 г. №145-р., государственной целевой экономической программой энергоэффективности и развития сферы производства энергоносителей из возобновляемых источников энергии и альтернативных видов топлива на 2010-2016 гг., утвержденной Кабинетом Министров Украины от 01.03.2010 г. №273; приоритетными направлениями развития науки и техники в Украине «Экологически чистая энергетика и энергосберегающие технологии», программой научно-технического развития Донецкой области на период до 2020 г. «Донбасс-2020».

Исследования выполнялись в рамках госбюджетных научно-исследовательских тем по заказу Министерства образования и науки Украины: «Разработка методов и способов повышения энергетической и экологической эффективности источников теплоты для локального и индивидуального теплоснабжения» (государственный регистрационный номер 0106U002951), «Разработка теоретических и технологических основ обеспечения внедрения современных технологий систем функционирования ЖКХ» (государственный

регистрационный номер 0109U003038), «Разработка теоретических моделей технических и технологических решений обеспечения эффективного функционирования инженерных сетей тепло-, водоснабжения и водоотведения» (государственный регистрационный номер 0111U001806), а также в кафедральной научно-исследовательской теме К 3-03-11 «Совершенствование систем теплогазоснабжения, отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха с использованием современных технологий».

Цель работы. Повышение эффективности ТНУ, использующей теплоту шахтных вод для систем теплоснабжения, путем совершенствования теплообменных процессов на основании параметрического и структурного анализа.

Задачи исследования:

- проанализировать тепловой потенциал шахтных вод для использования в ТНУ, выполнить оценку эффективности использования данного низкопотенциального теплоносителя в ТНУ;
- разработать усовершенствованную математическую модель потоков теплоты и эксергии в ТНУ, использующих теплоту шахтного водоотлива;
- на базе математической модели разработать методику расчета термодинамических и конструктивных параметров различных схем ТНУ;
- провести исследования режимов работы ТНУ при варьировании термодинамических параметров теплоносителей, проверить адекватность разработанной математической модели потоков теплоты и эксергии путем анализа полученных экспериментальных данных;
- разработать эффективную опытно-промышленную модель ТНУ, использующей теплоту шахтных вод;
- оценить экономическую и экологическую эффективность работы ТНУ, использующей теплоту сбросных шахтных вод, при работе в бивалентной схеме с пиковым догревателем.

Объект исследования – теплообменные процессы в парокомпрессионных ТНУ, использующих теплоту шахтных вод.

Предмет исследования – термодинамические закономерности теплообменных процессов в парокompрессионных ТНУ, определяющие эффективность утилизации теплоты шахтных вод.

Научная новизна полученных результатов:

- разработана математическая модель потоков теплоты и эксергии для различных схем ТНУ, в том числе работающих по циклу с квазидвухступенчатым сжатием (КДС), позволяющая определять термодинамическую эффективность отдельных процессов и теплонасосной установки в целом, с экспериментальным подтверждением эффективности процессов, протекающих в ТНУ;

- впервые предложена усовершенствованная схема применения парокompрессионной ТНУ с КДС, позволяющая эффективно утилизировать теплоту шахтных вод;

- разработаны рекомендации по выбору ХА, а также определены особенности осуществления цикла применительно к такому источнику низкопотенциальной теплоты как шахтная вода, которые заключаются в использовании цикла с квазидвухступенчатым сжатием для предотвращения перегрева компрессора;

- обоснована эффективность применения ТНУ, использующей теплоту шахтной воды, по бивалентной схеме подключения пикового догревателя, что нашло отражение в патентах на полезную модель №75611 (опубл. 10.12.2012), № 88671 (опубл. 25.03.2014).

Теоретическая и практическая значимость:

Теоретическая значимость заключается в следующем:

- предложена математическая модель потоков теплоты и эксергии в ТНУ, использующей теплоту шахтных вод, позволяющая проводить оценку эффективности отдельных узлов и установки в целом как на стадии проектирования, так и на стадии реконструкции;

- разработана методика расчета тепловой и эксергетической эффективности ТНУ для различных условий эксплуатации;

- материалы диссертационной работы включены в рабочие программы учебных дисциплин «Экологические проблемы и энергосбережение», «Вопросы

теории и инновационных решений при использовании возобновляемых источников энергии», «Надежность систем ТГВ и пути ее повышения».

Практическая значимость результатов исследований:

- предложена схема опытно-промышленной ТНУ с квазидвухступенчатым сжатием хладагента, переохладителем (ПО) и промежуточным теплообменником (ПТО), подключенной по бивалентной схеме теплоснабжения с пиковым догревателем;

- алгоритм разработанной методики расчетов применен при реконструкции котельной №165 в п. Кирово г. Дзержинска Донецкой области с внедрением тепловых насосов по бивалентной схеме теплоснабжения и котельной «21 Шахта» Советского района г. Макеевки, что подтверждено соответствующими справками о внедрении результатов диссертационных исследований.

Методология и методы исследования. В процессе выполнения работы автором был применен системный подход к термодинамическому анализу работы ТНУ и моделированию тепловых потоков как в ТНУ в целом, так и в отдельных узлах. В ходе выполнения расчетно-аналитических и экспериментальных исследований в силу сложности и многофакторности процессов, протекающих в ТНУ, были применены численные методы обработки данных и приняты определенные упрощения, не влияющие на полученный результат исследований. Планирование экспериментальных исследований осуществлялось с применением дробного факторного эксперимента.

Личный вклад соискателя включает постановку цели и задач исследования, разработку математической модели потоков теплоты и эксергии в установке, методику расчета термодинамической, экономической и экологической эффективности применяемого оборудования, разработку принципиальной и конструктивной схемы опытно-промышленной установки, проведение теоретических и экспериментальных исследований, обработку экспериментальных данных и формирование выводов о целесообразных сферах применения ТНУ, использующих теплоту шахтных вод.

Основные положения, выносимые на защиту:

- математическая модель потоков теплоты и эксергии в ТНУ, использующей теплоту шахтных вод;
- специфика осуществления цикла ТНУ применительно к такому источнику низкопотенциальной теплоты, как шахтная вода, особенности которого состоят в использовании квазидвухступенчатого сжатия (КДС) в компрессоре;
- методика расчета и принципы выбора схемы ТНУ, типа ХА, а также схемы включения ТНУ, использующей теплоту шахтных вод для нужд теплоснабжения;
- опытно-промышленная модель ТНУ тепловой мощностью 3,4 МВт, использующей теплоту шахтных вод;
- методика оценки экономической и экологической эффективности утилизации теплоты шахтных вод.

Степень достоверности и апробация результатов диссертационной работы. Достоверность результатов исследований подтверждается использованием основополагающих положений теории теплообмена, современных методов математического моделирования, а также результатов экспериментальных исследований. Достоверность обеспечивается также широкой публикацией работ по данной теме и обсуждением их на конференциях различного уровня.

Основные результаты диссертации докладывались на: IV Международной конференции молодых ученых «Geodesy, architecture & construction» (г. Львов, 2012 г.); X-XIII Международных конференциях молодых ученых, аспирантов и студентов Донбасской национальной академии строительства и архитектуры (г. Макеевка, 2011, 2012, 2013, 2014); III Международной конференции «Науково-технічне та організаційно-економічне сприяння реформам у будівництві та ЖКГ», (г. Макеевка, 2012 г.); Международной научно-практической конференции «Строительство-2013» (г. Ростов-на-Дону, 2013 г.); двадцатой всеукраинской научно-практической конференции «Інноваційний потенціал світової науки - XXI сторіччя» (г. Запорожье, 2013 г.); IV Республиканской научно-практической конференции (г. Бендеры, 2012 г.).

Публикации. Основные научные результаты диссертации опубликованы в 11 печатных работах, общим объемом 3,79 а.л., лично автором – 2,01 а.л., в том числе 8 работ опубликованы в изданиях, входящих в перечень специализированных научных журналов, утвержденный МОН Украины; 1 – в издании, входящем в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, утвержденный ВАК РФ, а также индексируемом в базах данных РИНЦ (Россия), Academic Search Research & Development компании EBSCO Publishing (США), Periodicals Directory (США). Технические решения, полученные автором в процессе работы, закреплены в двух патентах Украины на полезные модели №75611 (опубл. 10.12.2012), № 88671 (опубл. 25.03.2014).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка использованных источников из 138 позиций, словаря терминов, перечня условных обозначений и 8 приложений. Общий объем диссертации составляет 211 страниц машинописного текста и содержит 9 полных страниц с рисунками и таблицами, 14 страниц списка использованных источников, 51 страницу приложений.

РАЗДЕЛ 1

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОПРОСА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ШАХТНЫХ ВОД С ПОМОЩЬЮ ТНУ

В течение последних лет все более актуальным становится изучение возможности использования новых источников теплоты, в свете неуклонно растущих цен на углеводородное топливо.

В качестве одного из таких источников теплоты в Донбассе может и должна рассматриваться вода, откачиваемая шахтным водоотливом, называемая тут и далее «шахтная вода» или «сбросная вода». Извлеченная из недр земли, порой даже с глубин более одного километра, и имеющая постоянную в течение года температуру грунтовая вода просто сбрасывается в шахтные отстойники. Следует отметить, что качество очистки, которое в шахтных очистных сооружениях оставляет желать лучшего, а температура сбросной воды негативно влияет на циклы экосистем. Поэтому отбор теплоты от сбросной воды непосредственно при выходе из шахты положительно скажется на экологической обстановке региона.

1.1 Исследование теплового потенциала шахтных вод

Безусловно, шахтная вода является относительно новым источником тепла и ее свойства, в ракурсе извлечения теплоты недостаточно изучены. Для того чтобы говорить о применении шахтной воды в качестве теплоносителя, нужно знать, какие параметры шахтной воды являются определяющими и в каких пределах эти параметры могут изменяться. Безусловно, первоочередным критерием будет выступать тепловой потенциал, выраженный температурой воды и ее расходом, который позволит оценивать возможную тепловую мощность теплонасосной установки (ТНУ). Также во внимание следует принимать фракционный и химический состав шахтной воды, которые будут влиять на параметры и материал основного оборудования утилизационной установки.

Согласно приведенным данным [1] в настоящее время в Донбассе шахтные и карьерные воды угольной промышленности, железорудных предприятий, а также карьеров по добыче нерудных материалов, сбрасываемые в гидрологическую сеть страны, составляют в сумме более миллиарда м³ в год, в том числе: 788 млн. м³/год – предприятиями угольной промышленности, 150 млн. м³/год – железорудными предприятиями и 70 млн. м³/год – остальными добывающими предприятиями нерудной отрасли, среднегодовая температура которых составляет 22...26°C. Это позволяет сделать вывод о том, что данные воды являются перспективным источником низкопотенциальной теплоты для использования в ТНУ.

Значения показателей химического состава шахтных вод на разных интервалах глубин отдельных шахт Донецко-Макеевского района [2...6] приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Показатели химического состава шахтных вод отдельных шахт Донецко-Макеевского района на разных интервалах глубин

Шахта	Интервалы глубин, м	Минерализация, мг/л	К+Na, мг/л	Ca, мг/л	Mg, мг/л	Cl, мг/л	SO ₄ , мг/л	pH
им. Бажанова	300-500	2221	738	105	79	327	808	7,8
	500-700	3461	1145	65	52	880	769	7,9
	700-900	4896	1760	71	38	1976	618	7,8
	900-1100	6138	1904	181	152	2716	1009	7,7
им. Калинина	250-450	3056	861	78	85	378	1180	8,3
	450-650	3309	1053	58	68	531	1071	8,7
	650-850	4719	1313	94	92	741	1879	8,2
	850-1050	4862	1719	42	53	1688	877	8,2
«Октябрьская»	700-850	4300	1038	133	129	840	1827	7,8
	850-1000	4419	1201	113	104	1342	1345	8,2
	1000-1150	5542	1827	81	86	1858	1253	7,9
им. Скочинского	1000-1100	4138	1076	117	145	935	1456	8
	1100-1200	7586	2750	37	56	3495	673	8
	1200-1300	5648	1720	117	144	1931	1199	8

Из таблицы 1.1 видно, что шахтная вода имеет значительную минерализацию, которая имеет тенденцию увеличиваться с глубиной.

Данные по объему притока и содержанию отдельных компонентов по некоторым шахтам Донбасса [7...12] представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 - Характеристика шахтных вод Донбасса

Шахта	Приток, м ³ /сут	Содержание взвесей, мг/л	Содержание нефтепродуктов, мг/л	pH	Сухой остаток, мг/л	Щелочность, мгэкв/л	Ca, мг/л	Mg, мг/л	Сульфаты, мг/л	Хлориды, мг/л	Карбонаты, мг/л
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
им.С.Тюленина	-	60	-	7,9	270	-	120	100	105,0	27,5	680
«Донецкая»	-	40	-	7,8	250	-	110	90	115,5	27,0	405
им.Карла Маркса	6936	169,6	0,32	8	2109	7,8	90,3	69,1	71,2	13,52	537,3
Шахтерская Глубокая	20310	12	0,1	8,3	2300	4,2	92	90	70,3	60,1	250
	20310	11	0,3	7	2350	3,8	95	87	74,0	59,5	277
«Кураховская»	625	25	0,25	7,8	3350	-	-	-	161,5	48,5	-
	-	18	0,20	7	3310	-	-	-	160,0	47,0	-
17-17 «бис»	5280	4	0,8	7,1	2642	5,86	134	113	91,32	91,18	933,6
«Булавинская»	5760	20	0,025	7,8	1923	7,8	83,7	56,8	70,2	11,4	512,5
«Октябрьский рудник»	20190	12	0,1	8,2	2400	-	192	87	70,3	60,0	280
	5880	280	0,26	7,1	1306	6,3	166	98	70,7	50,8	-
«Щегловская глубокая» t=15С	21223	130	0,1	8,2	2748	4,8	96,2	97,3	71,2	60,8	290
	-	20	-	7,8	3825	8,6	160	117	92,2	91,6	505
им. Максима Горького	17856	38,5	0,2	-	2266	-	-	-	88,0	31,3	-
им. Ю.А. Гагарина	900-1000	15	0,1	8,4	2768	14,4	109,7	85,58	83,8	26,0	-
им. В.И.Ленина	20267	19,4	0,04	8,3	2597	14	-	-	110,0	11,7	840
	17832	28,1	-	8,4	3816	-	240	42	109,0	47,0	620
им. Калинина	4400	20	-	8	2400	10	-	-	89,9	36,1	-
	8645	41	0,05	8,2	2771	-	325	88	122,2	44,7	710
	4560	25	0,2	8,1	2452	9,4	88,2	82,7	90,0	38,3	560
	188	20	-	8,1	2455	11,6	-	-	89,6	37,2	-
им.Скочинского	7104	-	-	8,1	4956	13	82	114	118,3	156,1	732
	7440	10	0,26	8,3	4844	9,3	39	136	109,8	75,5	-
Трудовская	-	9	-	8	3807	5,8	96,2	331	130,5	84,7	-
им. Абакумова	5540	90	-	8,1	2554	17,4	-	-	77,8	78,1	476
им. 60-летия сов. Украины	-	10	0,167	8,1	3908	11	99	116	145,5	57,2	660
ш.у. Зуевское	-	21	0,1	7,9	1900	24,5	57	22	72,1	24,2	-
Миусинская	9400	320	0,3	8	3170	17,8	156	120	81,0	43,0	-
Украина	5600	57	0,3	8	4212	3,87	236	111	183,6	29,7	250
Куйбышевская	282	4,9	-	8,1	4217	7,8	290	74	139,8	53,7	470
Киселева	6504	19	0,2	8,3	2412	-	38,2	76,3	97,9	14,6	48
Углегорская	7488	81	0,36	8,1	858	17,5	15,2	-	80,1	11,2	262
Центральная	11520	58	0,3	8,4	2575	12	64,1	139	119,3	47,0	-

Очевидно, что такой источник низкопотенциальной теплоты, как шахтная вода, отвечает также и требованиям надежности, поскольку работа водоотлива предусмотрена режимом работы шахт и осуществляется непрерывно в течение года. При закрытии шахт, «консервации», водоотлив все равно должен продолжать функционировать для предотвращения подтопления выработок. Внедрение ТНУ в систему существующего шахтного водоотлива сопряжено с минимальными капитальными затратами на обеспечение ТН источником теплоты.

Основываясь на данных работ [2...6, 9...12], можно выделить следующие основные загрязняющие вещества в водах, откачиваемых из шахты: взвешенные частицы, главным образом, угольная и породная пыль, частицы глины, хлористые соединения, свободная серная кислота и сопутствующие соли - сульфаты железа, растворенные и взвешенные фенольные соединения, масла. Также присутствуют значительные включения тяжелых металлов и других микроэлементов – цинка, никеля, марганца, кобальта и др. Высокая минерализация затрудняет использование шахтных вод, поскольку для теплообменных поверхностей наличие сульфатов и хлоридов не должно превышать 50 мг-экв/л, в случае с низкотемпературными теплообменниками – 70 мг-экв/ л [13]. В связи с этим шахтная вода проходит предусмотренную на горном предприятии очистку, которая представлена прудами-осветлителями и, в отдельных случаях, реагентной очисткой. Однако существует ряд современных способов очистки шахтных вод [14...19], применение которых позволит упростить эксплуатацию ТНУ.

Данные о химическом составе и содержании взвесей в шахтной воде, как источнике теплоты для ТНУ, будут влиять на комплекс мероприятий химводоподготовки, а также на выбор материала поверхностей, контактирующих с шахтной водой. Из анализа данных таблицы 1.2 следует, что использование шахтных вод без дополнительной химподготовки, умягчения приведет к заростанию поверхностей теплообмена. Так, средняя карбонатная жесткость шахтных вод Донбасса составляет 15 мг-экв/л. Допустимая жесткость питьевой воды, поступающей на котельную – 7...10 мг-экв/л, а требования, предъявляемые к подпиточной воде, ограничивают жесткость до 1,5 мг-экв/л [13, 20...22]. Однако

теплообмен с отбором теплоты шахтных вод будет протекать при максимальной температуре 20...25°C, что снижает требования к жесткости шахтных вод.

Количество шахтных вод, откачиваемых на поверхность, вполне может обеспечить ТНУ низкопотенциальным теплоносителем (Рис. 1.1)

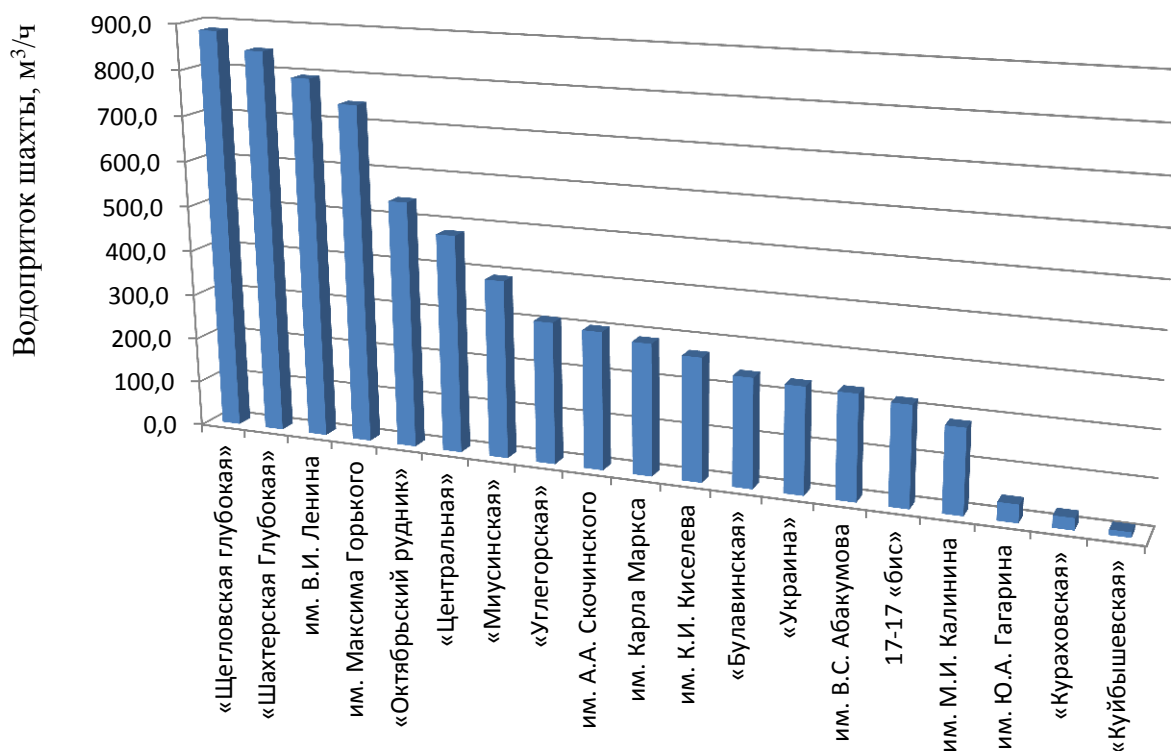


Рис. 1.1 Производительность шахтного водоотлива на шахтах Донбасса

Из рисунка 1.1 видно, что расход шахтной воды составляет, в большинстве случаев (и на относительно крупных шахтах), не менее 200 м³/ч, а среднее значение лежит в интервале 200...300 м³/ч. Температура шахтной воды лежит в интервале 17...29°C в зависимости от глубины извлечения и типа подъема шахтной воды. В большинстве случаев на выходе из шахты, после смешения всех водоотливных стволов температура шахтной воды составляет 15...27°C. Такие качественно-количественные характеристики позволяют рассматривать шахтную воду в качестве греющего теплоносителя.

1.2 Анализ существующих математических моделей, описывающих термодинамические процессы в ТНУ

Существует ряд моделей, описывающие различные процессы в ТНУ. Большинство предложенных решений касаются использования ТНУ в системе теплоснабжения либо только с гелиоустановкой, либо с гелиоустановкой и теплогенерирующей установкой (ТГУ), работающей на углеводородном топливе. В работах [19...26] описывается работа ТН в схеме с гелиоустановкой, составляется тепловой баланс. Для «умного» дома выявляются параметры, которые влияют на работу ТНУ и позволяют выработать стратегию по работе ТНУ в системе теплоснабжения. Также предлагается математическая модель работы грунтового теплообменника, однако недостатком данной работы является то, что в качестве допущений принимается изоэнтропность процесса сжатия.

Большинством работ [26, 28...34] доказано, что ТНУ не целесообразно принимать в качестве единственного источника теплоты в данной климатической зоне, но повышение энергоэффективности схемы теплоснабжения с тепловым насосом имеет место. Ряд работ посвящен моделированию процессов теплообмена при использовании ГТНУ. В работе [26, 35] рассматривается ТНУ в комплексе с гелиоустановкой, морозильной камерой и пиковым догревателем. Теплоснабжение происходит от емкости-накопителя, построена математическая модель тепловых потоков с помощью численных методов, рассмотрена тепловая нагрузка в течение года. В работах [34, 31] также рассматривается ТНУ в схеме теплоснабжения с пиковым догревателем и гелиоустановкой, однако все исследования были проведены для коттеджных домов, т.е. для сравнительно небольшой тепловой нагрузки. В исследованиях [35] с помощью численного анализа исследовано влияние на мощность ТНУ таких факторов, как температура источника теплоты, площадь теплоотдающей поверхности, температура внутреннего воздуха в помещении и т.д. Недостатком приведенных данных является то, что их невозможно применить для ТНУ, использующих теплоту шахтных вод, поскольку в качестве исследуемого источника теплоты выступает

грунт. При этом рассматривается как отдельно теплообмен в грунтовом коллекторе, так и в целом тепловые процессы, протекающие в геотермальном ТН [37]. В работе [39...40] доказана эффективность программного прогнозирования работы ТНУ на примере ГТНУ, работающей на нужды теплоснабжения частного дома. Отдельными авторами [37] замечательно описывается модель работы ТНУ с геотермальным контуром, описывается математическая модель, представляющая баланс теплоты и расход теплоносителей в приемном контуре грунтового теплообменника.

$$Q = G_1 \cdot c_1 (t_1'' - t_1');$$

$$Q = G_2 (h_1'' - h_1');$$

$$Q = F \cdot \alpha_1 (t_{1cp} - t_{w1});$$

$$G_2 r dx = \frac{(t_{w1} - t_s) dF_K}{\frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}} + \frac{d_{нар}}{2\lambda_w} \ln \frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}}};$$

$$G_2 c_2 dt_2 = \frac{(t_{w1} - t_2) dF_{II}}{\frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}} + \frac{d_{нар}}{2\lambda_w} \ln \frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}}};$$

где Q - тепловой поток. Вт;

G_1 - массовый расход промежуточного теплоносителя в испарителе, кг/с;

c_1 - теплоемкость промежуточного теплоносителя, Дж/(кг·К);

G_2 - массовый расход хладагента, кг/с;

$h_1''; h_1'$ - энтальпия хладагента на выходе и входе в испаритель соответственно, Дж/кг;

$F = F_K + F_{II}$ - площадь наружной поверхности труб испарителя, м²;

F_K - площадь поверхности труб участка кипения, м²;

F_{II} - площадь поверхности труб участка перегрева, м²;

α_1 - средний коэффициент теплоотдачи теплоносителя в межтрубном пространстве. Вт/(м² К);

t_{1cp} - средняя температура теплоносителя, °С;

t_{w1} - средняя температура наружной поверхности труб испарителя, °С;

r - теплота парообразования хладагента, Дж/кг;

x - массовое расходное паросодержание;

t_s - температура кипения хладагента, °C;

$d_{\text{нар}}$ - наружный диаметр труб испарителя, м;

α_2 - локальный коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента, Вт/(м²·K);

$d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр труб испарителя, м;

λ_w - теплопроводность материала труб испарителя, Вт/(м K);

c_2 - теплоемкость хладагента, Дж/(кг K);

t_2 - температура хладагента, °C.

Однако данные зависимости затруднительно применить для случая с шахтной водой, поскольку природа первичного теплоносителя будет отличаться.

В исследованиях [41...43] представлено математическое моделирование тепловых потоков испарителя, компрессора, конденсатора ТНУ, однако нет эксергетической оценки установки в целом. Значения были получены в ходе эксперимента над ТНУ, в которой рабочим телом является воздух. Однако доказываемое увеличение производительности ТНУ на 50% после проведения оптимизационных мероприятий.

В работе [44] предлагаются уравнения баланса масс теплоносителей, в т.ч. и ХА. Получены уравнения для коэффициента теплоотдачи при использовании воды в качестве ХА. Также в [45, 46] рассматривается численный алгоритм теплопереноса в теплообменных аппаратах через разделительную стенку, решаются уравнения теплопередачи для теплообменных поверхностей ТНУ. Замечательная модель процессов переноса массы в ТН, работающем по принципу «воздух-вода» представлена в [47]. Рассмотрены уравнения баланса тепломассопереноса в узлах ТНУ с целью увеличения коэффициента преобразования теплоты, а также предлагается матмодель теплообмена двухфазного потока и жидкости через разделительную стенку в ТНУ [48]. В работе [49] проводится анализ мощности ТНУ в зависимости от скорости движения потока и режима работы грунтового теплообменника. Недостатком предложенных решений является то, что не проводились комплексные

исследования для варьируемых тепловых нагрузок и температур для схем ТНУ с различной комплектацией оборудования.

Отдельного внимания заслуживают процессы, протекающие в компрессоре ТНУ, поскольку зачастую именно работа компрессора определяющим образом влияет на величину коэффициента преобразования теплоты, что показано в публикациях [50, 46]. Недостатком предложенных решений является то, что не проводились исследования для различных тепловых нагрузок и различных температур. Также имеют место проблемы с перегревом компрессора в конце сжатия. Вследствие этого происходит перегрев элементов корпуса компрессора, а также, при температуре выше 80°C происходит перегрев масла, которое обслуживает компрессор, что приводит к образованию в нем осадка. Данную проблему возможно решить путем доработки конструкции компрессора или других рекомендаций.

Также существует успешная практика утилизации теплоты стоков[51, 52], однако не разработано математических моделей, описывающих этот процесс.

1.3 Основные принципы выбора ХА и методики расчета ТНУ

На сегодняшний день с применением хладагентов в холодильной технике сложилась довольно сложная ситуация, которая отчасти обусловлена возможностью ряда соединений, используемых в холодильной технике, влиять на состояние атмосферы, и отчасти вызвана конкуренцией на рынке хладагентов, поскольку для огромного сектора холодильного оборудования ежегодно производится около 100 тыс. тонн хладонов.

Идеальный хладагент для применения в ТНУ, использующих теплоту шахтной воды, подобрать довольно сложно, поскольку это вещество должно одновременно обладать рядом свойств:

- при атмосферном давлении его температура кипения должна быть как можно ниже;
- объем паров, образующихся при испарении, должен быть незначительным;

- давление конденсации – не слишком высоким и легко достижимым;
- хладагент должен быть неагрессивным по отношению к конструкционным материалам и маслам;
- как можно менее токсичным;
- невоспламеняемым и взрывобезопасным;
- хладагент должен иметь значительную энтальпию в диапазоне температур шахтной воды (12...25°C);
- вещество должно обладать хорошей теплопроводностью;
- малые плотность и вязкость хладагента обеспечат сокращение гидравлических потерь на трение и местные сопротивления при его транспортировке;
- хладагент должен иметь достаточную взаимную растворимость с маслом для обеспечения его циркуляции.

Характеристики отдельных ХА и принципы их выбора для ориентировочного расчета приведены в приложении А.

При этом в специальной литературе [53...55] для применения в контуре ТНУ в требуемом в данном случае диапазоне температур выделяют такие хладагенты как

- R12 – дихлордифторметан, CFC;
- R502 – смесь R12 (дихлордифторметан, CFC) + R152a (дифторэтан, HFC);
- R500 – смесь R22 (дифторхлорметан, HCFC) + R115 (хлорпентафторэтан, CFC);
- R22 – дифторхлорметан, HCFC;
- неазеатропные смеси.

В то же время с центробежными компрессорами ТНУ наиболее эффективно работают такие хладагенты как

- R115 – хлорпентафторэтан, CFC;
- R12B1 – бромхлордифторметан, галон.

Отдельного внимания заслуживает такой хладагент как R717, аммиак, поскольку он не относится ни к одной из категорий галогенсодержащих

углеводородов (CFC, HCFC, HFC) и в то же время является наиболее распространенным хладагентом как в данный момент, так, возможно, и в будущем, поскольку он не оказывает отрицательного влияния ни на состояние озонового слоя, ни на процесс глобального потепления.

Главные преимущества аммиака состоят в следующем:

- его термодинамические и теплофизические свойства, параметры тепло- и массообмена превосходны и позволяют достичь очень высоких значений КПД установок, применение аммиака позволяет получить достаточно высокие температуры сжатия ($80...85^{\circ}\text{C}$);

- он химически нейтрален по отношению к большинству конструкционных материалов холодильного контура, за исключением меди и сплавов на ее основе, широко используемых при работе на CFC, HCFC и HFC. Этим объясняется то обстоятельство, что установка, предназначенная для работы на галогенсодержащих углеводородах, не может работать на аммиаке;

- аммиак не растворяется в смазочных маслах;

- он не чувствителен к присутствию в контуре влажного воздуха или воды;

- он легко обнаруживается в случае утечек, даже крайне незначительных;

- этот хладагент имеет самую низкую закупочную стоимость;

- холодильные машины на аммиаке весьма конкурентоспособны с точки зрения как начальных капиталовложений, так и затрат на последующее обслуживание.

До настоящего времени аммиак использовался в установках средней и большой мощности, где требуемая холодопроизводительность превышала 100 кВт, однако можно прогнозировать расширение применения этого хладагента за счет вытесняемых галогеносодержащих углеводородов, которые негативным образом влияют на состояние окружающей среды.

К недостаткам аммиака следует отнести:

- в сочетании с воздухом при концентрациях 16...25% аммиак горит, его температура вспышки составляет 651°C ;

- растворение аммиака в воде сопровождается сильной экзотермической реакцией, что чревато ожогами открытых поверхностей тела и слизистой оболочки в среде, насыщенной парами аммиака;

- при концентрации аммиака в воздухе более 25% он оказывает удушающее действие на человека, однако резкий характерный запах обычно дает обнаружить нахождение аммиака в воздухе уже при концентрации 0,005%; смертельная концентрация составляет 30%; но при вдыхании незначительного количества паров аммиака токсическое воздействие в организме человека не накапливается;

- аммиак рекомендуется применять при отрицательных температурах в испарителе, которые шахтная вода не обеспечивает.

Однако, несмотря на указанные недостатки, преимущества в использовании аммиака в качестве ХА для утилизации теплоты шахтных вод в ТНУ очевидны. Меры безопасности, которые необходимо соблюдать при работе с аммиаком в качестве ХА рассмотрены в работах [56...58]. Целесообразным является, к примеру, использовать систему идентификации предаварийных состояний, рассмотренную в работе [59].

Также рациональным является исследование работы ТНУ, в которой в качестве ХА используется изобутан (R600a). Теплофизические свойства данного ХА позволят дать наиболее полную оценку работы ТНУ в самых невыгодных с точки зрения выбора ХА условиях.

Стоит отметить, что проблема со значительным перегревом в конце сжатия решается с помощью применения технологии «Zubadan», широко используемой компанией Mitsubishi Electric. В этом случае для сжатия используется специальный компрессор, который осуществляет квазидвухступенчатое сжатие (КДС) (Рис. 1.2) [60 ... 63].

Принцип работы данной схемы заключается в том, что часть ХА перед окончательным расширением перед испарителем отбирается в обводную линию, где происходит расширение части ХА до среднего давления. Затем, подогревшись в теплообменнике до необходимой температуры, ХА поступает на порт инъекции (штуцер впрыска, Рис 1.2). ХА, поступивший на линию байпасирования частично

вскипает за счет разности давлений ХА в теплообменнике. Температура в процессе сжатия падает до температуры насыщения, что снижает конечную температуру сжатия.

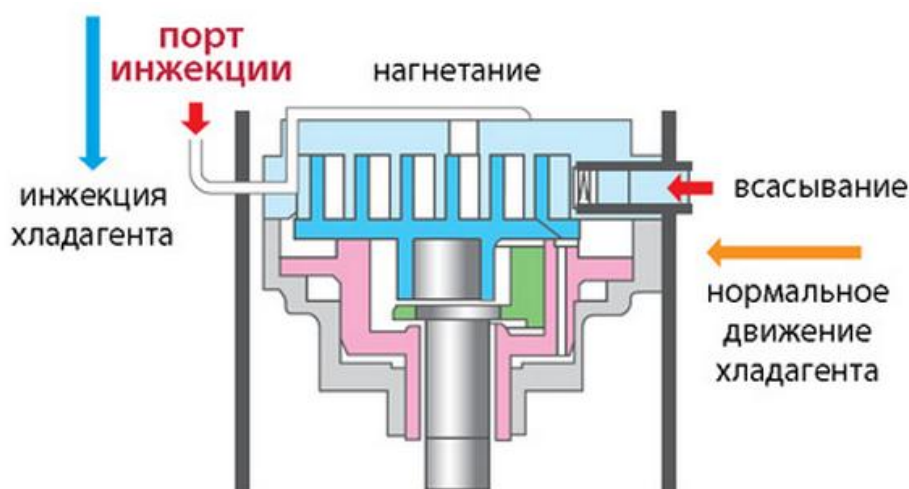


Рис. 1.2 – Направление потоков ХА в головке компрессора с портом инъекции (штуцером впрыска)

Регулирование расхода и температуры ХА на байпасной линии позволяет также варьировать мощность конденсатора, поскольку вся теплота перегрева снимается при теплообмене с высокопотенциальным теплоносителем.

1.4 Исследование существующих схем включения ТНУ, использующих теплоту производственных стоков

На данный момент известно несколько установок, утилизирующих теплоту шахтных и грунтовых вод. В г. Мелитополь имеется специализированное предприятие для выпуска ТН – завод «РЕФМА», но серийное производство не налажено, предприятие выполняет отдельные заказы. Нежинский завод «Прогресс» наладил производство ТН мощностью до 35 кВт. Кроме того, на рынке работает несколько дилерских фирм: Аграф-Пром, ТМК Аквадом, Акваспецстрой, Апогей ГМБХ, Виссман, Эквивес сервис, Синтек, Техномаш. Эти фирмы предлагают ТН следующих европейских производителей: CIAT

(Франция), NIBE, IVT (Швеция), Viessmann (Германия), Nukleon (Чехия), Clivet (Италия) а также ряд азиатских брендов [64...72].

Первая в Украине ТНУ – на шахте «Благodatная» в г. Павлоград (Днепропетровская обл.). Тепловая мощность установки составляет 2 кВт. Теплообмен происходит в трубчатых теплообменниках. Недостатком этой схемы является подверженность теплообменников быстрому зашлаковыванию за счет отложения взвешенных в воде веществ на теплообменной поверхности.

Существует также ряд бизнес-проектов на реконструкцию систем теплоснабжения с применением ТНУ в п. Кирово (Донецкая обл.), г. Шахтерске (Донецкая обл.). В ТНУ, предлагаемую к реализации в п. Кирово шахтная вода поступает из накопительной железобетонной емкости, где происходит частичное осаждение взвешенных в шахтной воде веществ. Это снижает вероятность загрязнения теплообменной поверхности, однако становится актуальной проблема очистки оседающего в накопительной емкости шлама с помощью предусмотренных шламовых насосов, перемещающихся по дну емкости. Необходимо будет задействовать дополнительную транспортно-очистную технику с перспективой утилизации шламовой массы, что повлечет за собой дополнительные эксплуатационные процессы.

Потенциальная возможность использования дешевого тепла шахтных вод, необходимость проведения исследований в этом направлении и разработки современных технологий уже рассматриваются на государственном уровне и в современном обществе. Так, на государственном уровне одним из способов повышения экономической эффективности работы предприятий угольной промышленности предусмотрено внедрение на шахтах тепловых насосов с использованием геотермальной энергии шахтных вод.

Также ККП «Донецкгортеплосеть» анонсировало установку ТН при реконструкции котельной Областной травматологической больницы. Данный проект был отобран Северной экологической финансовой корпорацией НЭФКО, как наиболее перспективный в повышении энергоэффективности в секторе централизованного теплоснабжения городов [72, 73]. Известно, что наиболее весомый вклад по сравнению с жилищно-коммунальным сектором в долю

энергосбережения вносит промышленный сектор, основная концентрация которого приходится как раз на Донецкую область. Это раскрывает широкий потенциал локального применения ТНУ, как основного энергосберегающего оборудования на промышленных предприятиях.

В работах [74...77] предлагаются сведения об источниках низкопотенциальной теплоты, которая может быть использована в ТНУ (табл. 1.7).

Из таблицы 1.7 видно, что шахтные воды представляют собой идеальный источник низкопотенциальной теплоты, поскольку на капитальные затраты по добыче воды и бурению скважин идти не приходится.

Целесообразно было бы также использовать теплоту очищенных канализационных вод, сбрасываемых в окружающую среду. Так в г. Запорожье (Украина) предлагается установить ТНУ мощностью 18 МВт [78]. При должном обосновании, правильном расчете, выборе нужного оборудования такие установки могут дать существенный эффект.

Применение ТН в странах постсоветского пространства можно охарактеризовать как недостаточно распространенное. Например, теплонасос мощностью 40 кВт обогревает вокзал железнодорожной станции Южное Залютино в Харьковской области и спорткомплекс в г. Ахтырка. В г. Судак строится система отопления части города, которая использует геотермальную тепловую энергию. От ТН работает отопление отеля «Ялта» и кемпинга «Поляна сказок». На сегодня реализовано до 10 проектов с использованием ТН, в основном, в частных коттеджах. Более пяти лет с помощью ТН осуществляется теплоснабжение 23-го корпуса Киевского политехнического института.

Для крупных систем теплоснабжения больших городов целесообразно использовать мощные ТНУ (более 30 МВт). Преимущества крупных ТНУ по сравнению с более мелкими в следующем: более высокие технико-экономические показатели отдельных элементов, меньшая занимаемая площадь, более низкие удельные капиталовложения.

В качестве приоритетных направлений могут быть предложены использование ТНУ в крупных городах, где имеют место большие мощности

систем теплоснабжения, а также южные города, где нагрузка на ГВС практически не меняется в течение года [79...83].

Таблица 1.7 Основные источники тепла для тепловых насосов при использовании на объектах в сфере отечественного ЖКХ [84]

Источник тепла	Характеристика источника тепла	Стоимость установки	Использование и требования	Примечания
1	2	3	4	5
Наружный воздух	Большие изменения температуры (-20...+30°C)	Низкая	Повсеместное использование	Необходим дополнительный источник тепла и размораживание испарителя в холодный период года
Вентиляционный воздух	Умеренные изменения температуры (+15...+26°C)	Низкая	Повсеместное использование	Позволяет рекуперировать тепло. Хорошо подходит для больших зданий
Водоемы	Незначительные изменения температуры (+1...+11°C)	Изменяется с удалением от воды	Нужна близость до водоема адекватной глубины и площадь поверхности зеркала воды	Возможно засорение или загрязнение. Необходимо разделение контуров источника тепла и потребителя
Подземные воды	Значительные изменения температуры (+8...+16°C)	От средней до высокой	Нужны подземные воды надлежащего качества. Соответствующие службы могут запретить забор и обратный сброс воды	Существующие скважины позволяют снизить капитальные затраты. Необходимо разделение контуров источника тепла и потребителя
Грунт (вертикальное и горизонтальное использование)	Незначительные изменения температуры для вертикального и значительные для горизонтального исполнения (+2...+11°C)	От средней до высокой	Нужна большая площадь земли для обустройства грунтовых теплообменников	Необходимо иметь участок земли или фундамент зданий для размещения грунтовых теплообменников
Канализационные сточные воды	Значительные изменения температуры (+12...+18°C)	Средняя	Нужна близость канализационных коллекторов или станции очистки стоков	Позволяет утилизировать тепло от сточных вод используя его на теплоснабжение близко стоящих зданий или на собственные нужды

Исследования [85] показали, что возможно утилизировать до 70% теплоты производственных стоков при коэффициенте преобразования теплоты ТНУ в интервале 3,5...5.

Авторами предлагается и анализируется ряд схем включения ТН в систему теплоснабжения (Рис. 1.3-1.6)

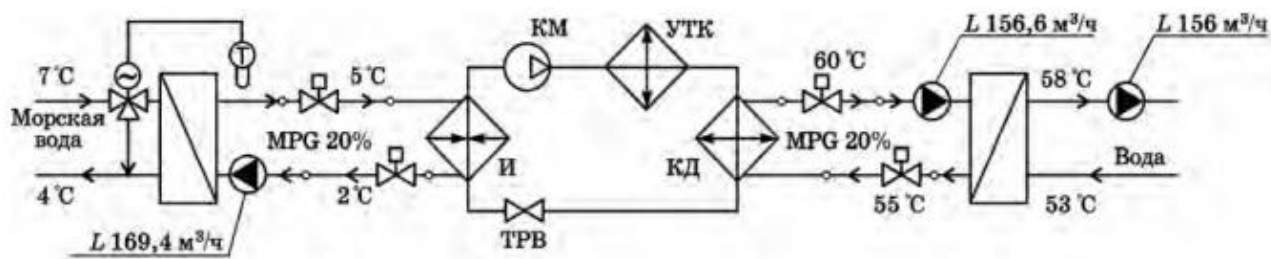


Рис. 1.3 Схема ТН, работающего на охлаждение [86]

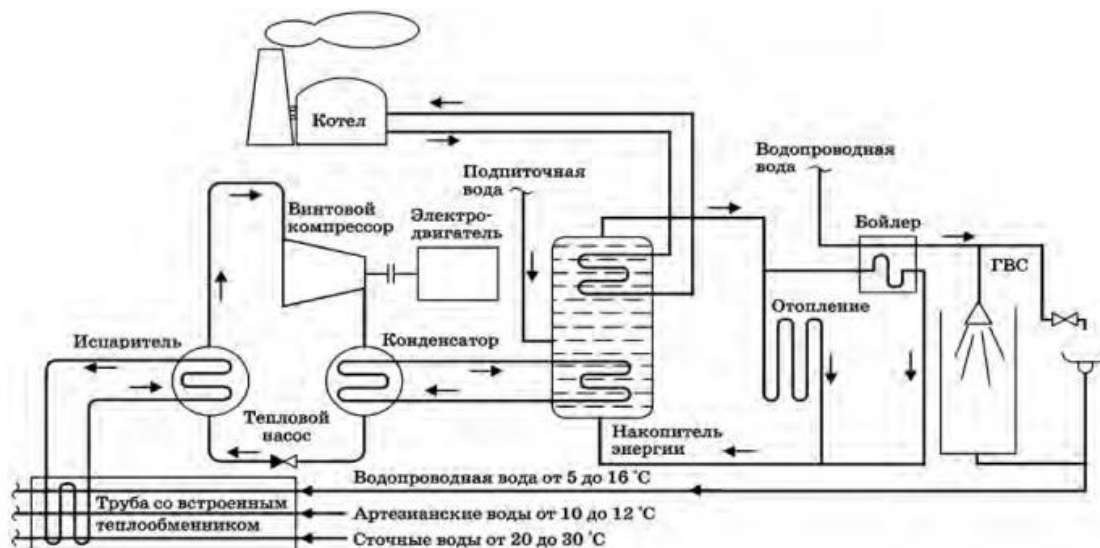


Рис. 1.4 Схема включения ТН в систему теплоснабжения [86]

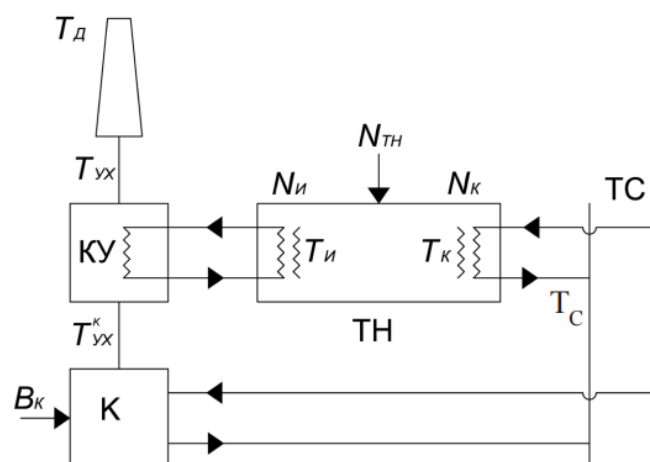


Рис.1.5 Схема включения ТН, утилизирующего бросовую теплоту стоков ТГУ, в систему теплоснабжения [86]

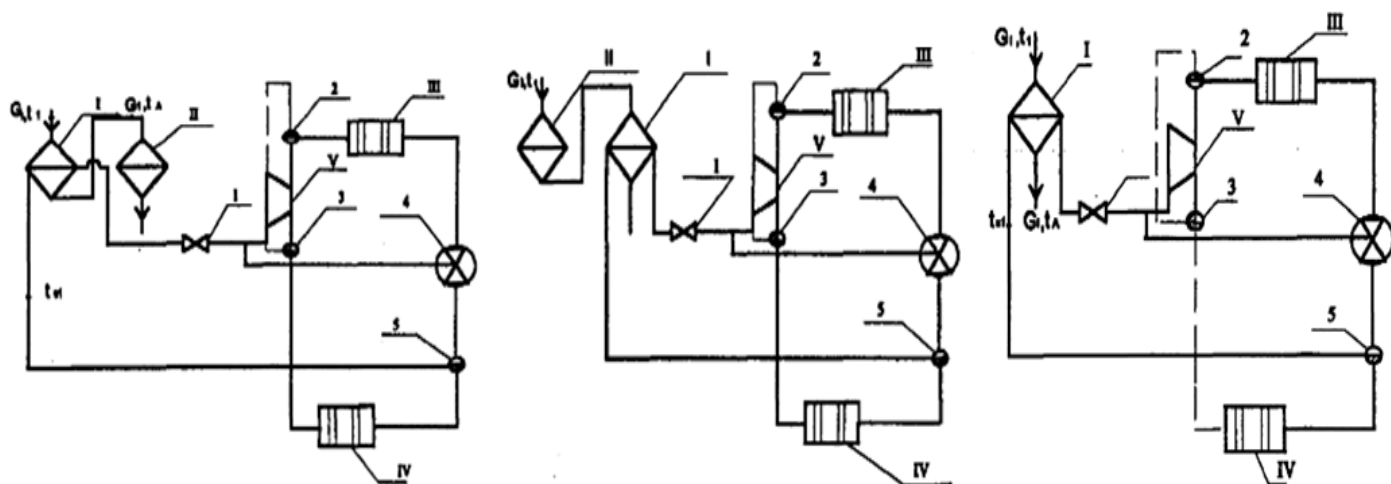


Рис.1.6 Схемы параллельного включения ТН и жидкостной системы отопления [87].

Широкому распространению ТН установок в странах постсоветского пространства препятствует отсутствие государственной поддержки в области энергосбережения, большие капитальные затраты и отсутствие достоверных знаний у потенциальных потребителей низкотемпературного теплоносителя.

При выборе схемы ТНУ необходимо остановиться на известных вариантах [88, 89] с адаптацией их к использованию шахтной воды и проанализировать их работу. Далее будет принято, что традиционная схема ТНУ – схема №1, схема ТНУ с использованием переохладителя – №2, схема ТНУ с использованием промежуточного теплообменника – №3.

Под традиционной ТНУ (схема №1), в данном случае понимается ТНУ, которая состоит из следующих конструктивных элементов: испаритель, компрессор (обычный), конденсатор, дроссель. Т.е. ТНУ не содержит дополнительных поверхностей теплообмена и технических решений по совершенствованию термодинамического цикла (Рис. 1.7).

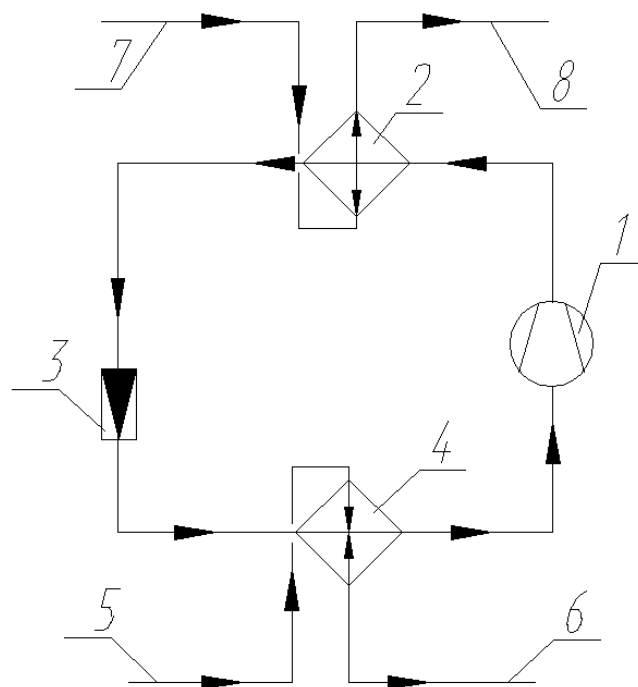


Рис. 1.7 – Схема традиционной ТНУ (№1)

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссель; 4 – испаритель; 5 – вход низкопотенциального теплоносителя в испаритель; 6 – выход низкопотенциального теплоносителя из испарителя; 7 – вход высокопотенциального теплоносителя из хозяйственного водопровода; 8 – выход высокопотенциального теплоносителя к потребителю.

Под термином «высокопотенциальный теплоноситель» понимается вода из хозяйственного водопровода, которая после подогрева в ТНУ используется в качестве теплоносителя в системах ГВС, в низкотемпературных системах отопления, а также, при необходимости может быть направлена в пиковый догреватель (котел на органическом топливе). При этом «высокопотенциальность» теплоносителя характеризует его как теплоноситель, имеющий высокий температурный потенциал на выходе из ТНУ сравнительно с низкопотенциальным теплоносителем – шахтной водой, которая имеет сравнительно низкий температурный потенциал на выходе из ТНУ. Рассмотрим схему с переохладителем, №2 (рис. 1.8).

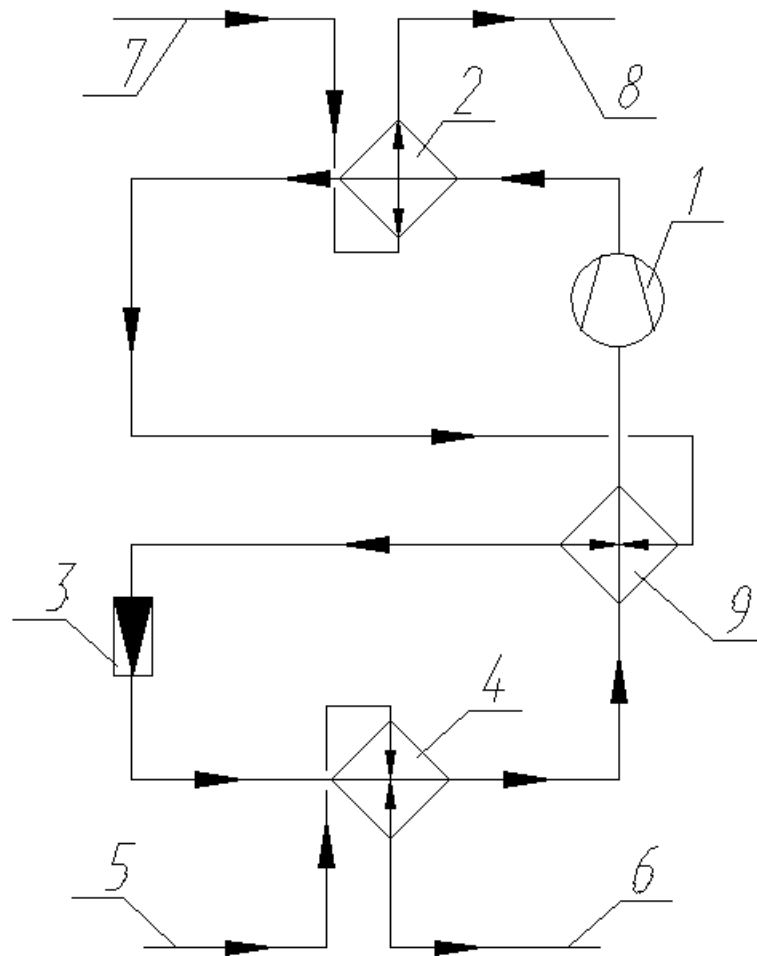


Рис. 1.8 – Схема ТНУ с переохладителем (№2)

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссель; 4 – испаритель; 5 – вход низкопотенциального теплоносителя в испаритель; 6 – выход низкопотенциального теплоносителя из испарителя; 7 – вход высокопотенциального теплоносителя из хозяйственного водопровода; 8 – выход высокопотенциального теплоносителя к потребителю; 9 – промежуточный теплообменник.

Принцип действия схемы №2 заключается в следующем. В целом ТНУ включает три контура теплоносителей высокопотенциальный, низкопотенциальный и ХА. В качестве источника получения теплоты выступает низкопотенциальный теплоноситель (шахтная вода), подводимая к испарителю, охлаждаемая в нем и отводимая в отлив. В качестве высокопотенциального теплоносителя используется вода из хозяйственного водопровода, которая после

нагрева в конденсаторе ТНУ, поступает в систему горячего водоснабжения (ГВС) или в систему отопления, в зависимости от особенностей тепловой схемы предприятия. Передача теплоты от низкопотенциального теплоносителя к высокопотенциальному осуществляется путем циркуляции между ними контура ХА с подводом к нему электрической энергии в компрессоре. Помимо традиционных элементов классической ТНУ в схеме предлагается использование переохладителя. Переохладитель – это теплообменник, в котором происходит переохлаждение ХА с высоким давлением и более высокой температурой насыщения при давлении конденсации после конденсатора за счет отдачи теплоты на подогрев ХА с более низкой температурой насыщения после испарителя. В процессе этого теплообмена парожидкостная смесь после испарителя перегревается за счет теплоты ХА с температурой насыщения при конденсации с целью доиспарения возможных остатков жидкой фазы ХА и исключения ее попадания на всасывающий патрубок компрессора. С другой стороны, более глубокое переохлаждение ХА позволяет осуществлять более эффективное испарение за счет большего температурного напора в испарителе.

Схема №3 (Рис. 1.9) отличается от предыдущей наличием промежуточного теплообменника 10, в котором обеспечивается предварительный подогрев высокопотенциального теплоносителя за счет еще более глубокого переохлаждения жидкой фазы хладагента после конденсатора и переохладителя. Среди очевидных плюсов этой схемы – еще более глубокое переохлаждение ХА, что дает возможность получить более низкую степень сухости парожидкостной смеси после дросселирования, а, следовательно, увеличить охлаждающую способность испарителя.

Предполагается, что схемы №2 и №3 являются наиболее экономически целесообразными при использовании теплоты шахтной воды. Выбор ХА и схемы реализации цикла зависит от исходных данных и в каждом индивидуальном случае требует дополнительного анализа и расчетов.

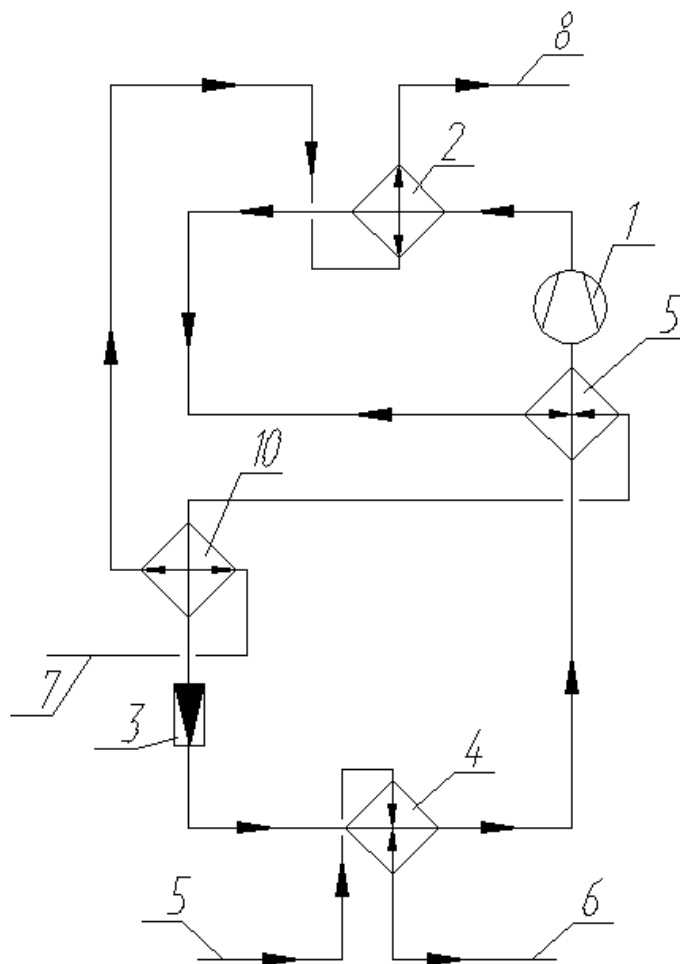


Рис. 1.9 – Схема ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником (№3)

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссель; 4 – испаритель; 5 – вход низкопотенциального теплоносителя в испаритель; 6 – выход низкопотенциального теплоносителя из испарителя; 7 – вход высокопотенциального теплоносителя из хозяйственного водопровода; 8 – выход высокопотенциального теплоносителя к потребителю; 9 – промежуточный теплообменник; 10 – промежуточный теплообменник.

Из приведенного выше анализа следует, что ТНУ, использующую теплоту шахтных вод, целесообразно включать в низкотемпературные схемы теплоснабжения. Для всесторонней оценки необходимо проанализировать все три схемы организации ТНУ в случае использования шахтной воды в качестве низкопотенциального теплоносителя.

1.5 Выбор методов исследования режимов работы ТНУ и способов оценки термодинамических потоков в ТНУ

Большинство авторов [36, 47, 90...95] сходятся во мнении, что оценка потоков эксергии при выборе системы теплоснабжения здания и при оценке работы ТНУ является наиболее эффективной, а также позволяет более полно оценить как работу отдельных узлов схемы, так и эффективность работы какой-либо установки в целом. Поэтому в результате исследования имеющихся математических моделей, описывающих процессы в ТНУ, было принято решение использовать термодинамический метод для оценки работы ТНУ, использующей теплоту шахтной воды. Для четкого понимания эксергетической эффективности каждого из узлов решено выделить контрольную поверхность в схеме ТНУ, составить баланс потоков теплоты и эксергии для каждой возможной схемы и проанализировать потери эксергии в отдельных узлах ТНУ и термодинамическую эффективность установки в целом.

Как справедливо замечено [87, 90], исследование работы ТНУ сопряжено с многочисленными расчетами и сравнением полученных результатов. В качестве параметров, наиболее точно и полно характеризующих ТНУ было решено выбрать эксергетический КПД, коэффициент преобразования теплоты и некоторую величину эффективности, позволяющую оценить соотношение между количеством отданной теплоты в конденсаторе и количеством полученной теплоты в испарителе при одинаковой энергии затрачиваемой на сжатие в цикле. Отдельными авторами [42, 96, 97] приводится доказательство целесообразности оценки ТНУ с помощью коэффициента преобразования теплоты. Недостатком имеющихся методик является то, что рассматривается только эксергетический баланс, следовательно, для более точного и полного анализа необходимо исследовать изменение потоков теплоты совместно с потоками эксергии в рамках выделенной контрольной поверхности. Данный подход позволит оценить изменение основных параметров ТНУ в процессе эксплуатации, и, следовательно,

получить зависимости между исходными данными и конечными характеристиками.

Проведенные аналитические исследования позволили определить задачи исследования.

Выводы по первому разделу

1. Распределение минерализации и химического состава сбросных вод по шахтам не носит систематического характера и требует более глубокого анализа и прогнозирования в каждом конкретно взятом случае. Наиболее важными факторами, влияющими на состав шахтных вод и их тепловой потенциал, являются глубина залегания и способ извлечения шахтных вод на поверхность, минералогический состав горных пород, омываемых шахтными водами и географическое расположение шахты.

2. Температура шахтных вод Донбасса колеблется в пределах 15...27°C, а расход достигает 884 м³/ч, из чего можно сделать вывод, что использование теплоты шахтной воды в качестве низкотемпературного теплоносителя для ТНУ является перспективным направлением и может быть предметом дальнейшего исследования повышения эффективности работы ТНУ.

3. В отечественной практике известно несколько схем утилизации теплоты шахтных вод. Недостатком существующих установок и имеющихся разработок является неприспособленность используемого теплотехнического оборудования к термодинамическим процессам холодильного цикла, также имеют место проблемы с загрязнением теплообменной поверхности взвешенными в шахтных водах частицами.

4. Среди огромного спектра хладагентов, которые могут быть использованы в качестве рабочего тела, наиболее подходящими являются такие хладагенты как R717, смесь щелочных металлов (натрий и калий), водород. Наиболее подходящими следует рассматривать R717 и R600a, как ХА, позволяющие осуществить наиболее эффективный цикл, ограниченный

задаваемыми температурами шахтной воды и теплоносителя в системе теплоснабжения.

5. Для повышения эффективности работы ТНУ может использоваться цикл с КДС при проведении должного технико-экономического обоснования из-за преимущества в предотвращении высокой температуры в конце сжатия.

Задачи исследования состоят в следующем.

- проанализировать тепловой потенциал шахтных вод для использования в ТНУ, сделать вывод об эффективности использования данного вида низкопотенциального теплоносителя в ТНУ;

- разработать усовершенствованную математическую модель потоков теплоты и эксергии в ТНУ, использующих теплоту производственных стоков, в частности шахтной воды;

- на базе математической модели разработать методику расчета термодинамических и конструктивных параметров различных схем ТНУ;

- провести исследования режимов работы ТНУ при изменении варьируемых термодинамических параметров теплоносителей, проверить адекватность разработанной математической модели потоков теплоты и эксергии путем анализа полученных экспериментальных данных;

- разработать эффективную опытно-промышленную модель ТНУ, использующей теплоту шахтных вод;

- оценить экономическую и экологическую эффективности работы ТНУ, использующей теплоту сбросных шахтных вод, при работе в бивалентной схеме с пиковым догревателем.

РАЗДЕЛ 2

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТОКОВ В ТНУ, ИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ТЕПЛОТУ ШАХТНОЙ ВОДЫ

При использовании теплоты шахтной воды в качестве низкопотенциального источника энергии теплонасосной установки, используемой для нужд теплоснабжения, крайне важно правильно оценить энергетический потенциал всех потоков теплоносителей. От этого зависит рациональный подбор узлов ее теплотехнического оборудования и регулирования отпусков теплоты в процессе эксплуатации системы теплоснабжения на базе ТНУ.

Основные теплообменные процессы, от которых зависит эффективность такой теплоснабжающей системы, будут происходить непосредственно в теплонасосной установке, которая включает в себя теплообменные поверхности испарителя и конденсатора, а также (в различных модификациях) переохладителя и промежуточного теплообменника.

2.1 Предложения по применению цикла с КДС

Автором предложено применить цикл квазидвухступенчатого сжатия хладагента в компрессоре ТНУ для повышения тепловой эффективности и оптимизации работы установки. В этом случае необходимо учитывать разделение потока ХА после прохождения теплообменных поверхностей высокого давления. Соединяются эти потоки уже в компрессоре после впрыска жидкой фазы хладагента среднего давления.

При применении и обосновании выбора определенной схемы ТНУ крайне важно иметь четкое представление о степени эффективности каждого узла оборудования и установки в целом. Процессы теплообмена между шахтной водой и хладагентом, а также между хладагентом и высокопотенциальным теплоносителем являются нестационарными в силу

действия таких факторов как: загрязненность шахтной воды механическими и химическими примесями, колебания температуры шахтной воды с амплитудой в несколько градусов при поступлении в теплообменник, колебания температуры наружного воздуха, влияющего на теплопотери в трубопроводах и узлах установки и др. Вследствие всех этих факторов математическое моделирование всех процессов тепло- и массообмена в ТНУ представляет собой сложную теоретическую задачу. Модели отдельных процессов тепло- и массообмена в отдельных узлах теплонасосной установки связать друг с другом методами математической физики не представляется возможным. Математическое моделирование тепловых процессов только в теплообменниках первичного и вторичного контуров, или только в компрессоре не дает возможности судить об эффективности работы установки в целом. Поэтому автором предлагается для оценки эффективности ТНУ использовать термодинамический метод аналитических исследований. Предлагаемая математическая модель потоков теплоты и эксергии в различных схемах ТНУ обеспечивает параметрический и структурный анализ как на стадии исследований, так и на стадии проектирования конкретной установки.

Для исследования схемы ТНУ с компрессором, позволяющим осуществить цикл с КДС, схемы, приведенные на рис. 1.7-1.9, необходимо доработать. Наиболее иллюстративным в контексте применения КДС в качестве ХА является аммиак, R 717. Физические свойства аммиака обуславливают высокую температуру в конце сжатия (160°C) при необходимых температурах испарения и конденсации 15°C и 60°C соответственно. С целью совершенствования цикла и продления срока службы таких дорогостоящих элементов, как компрессор, целесообразно осуществлять цикл квазидвухступенчатого сжатия, в процессе которого часть жидкого ХА после прохождения всех имеющихся теплообменных поверхностей высокого давления (переохладителя, промежуточного теплообменника) перепускается непосредственно на вход специального компрессора, имеющего штуцер для впрыска жидкого ХА. При впрыске рассчитанного количества жидкого ХА

давление в процессе сжатия падает до давления насыщения, а затем завершается работа сжатия над ХА. При этом цикл выглядит следующим образом (Рис. 2.1, Рис 2.2).

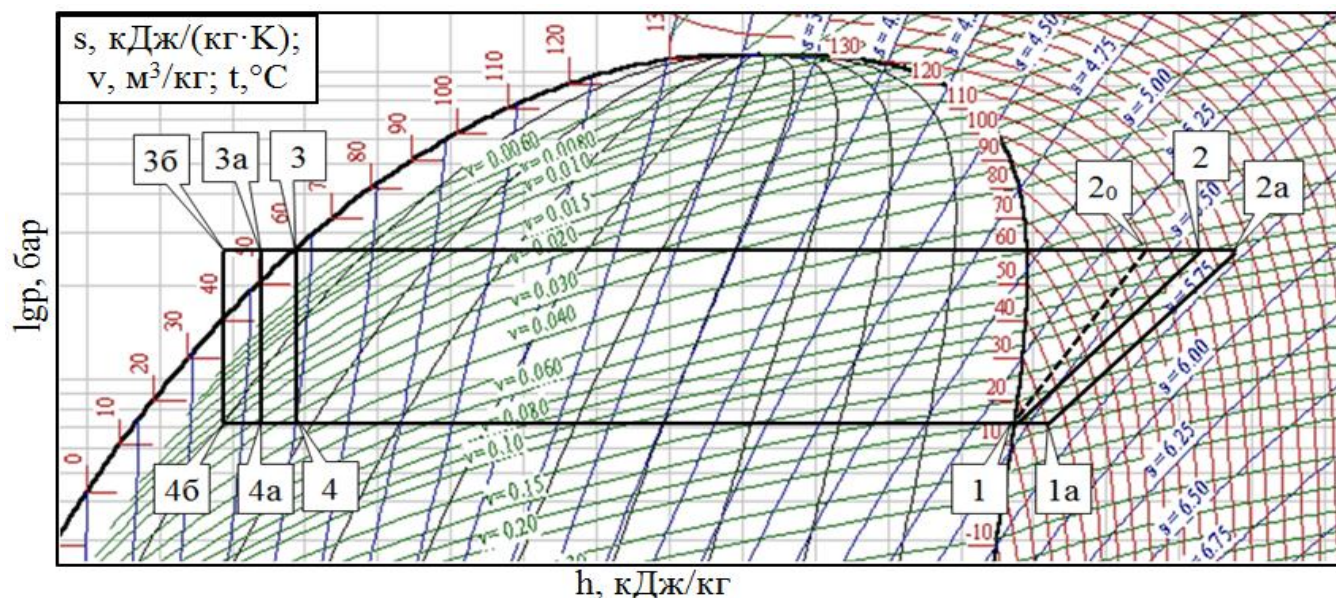


Рис. 2.1 – Цикл ТНУ с ХА аммиаком в h - lgr координатах

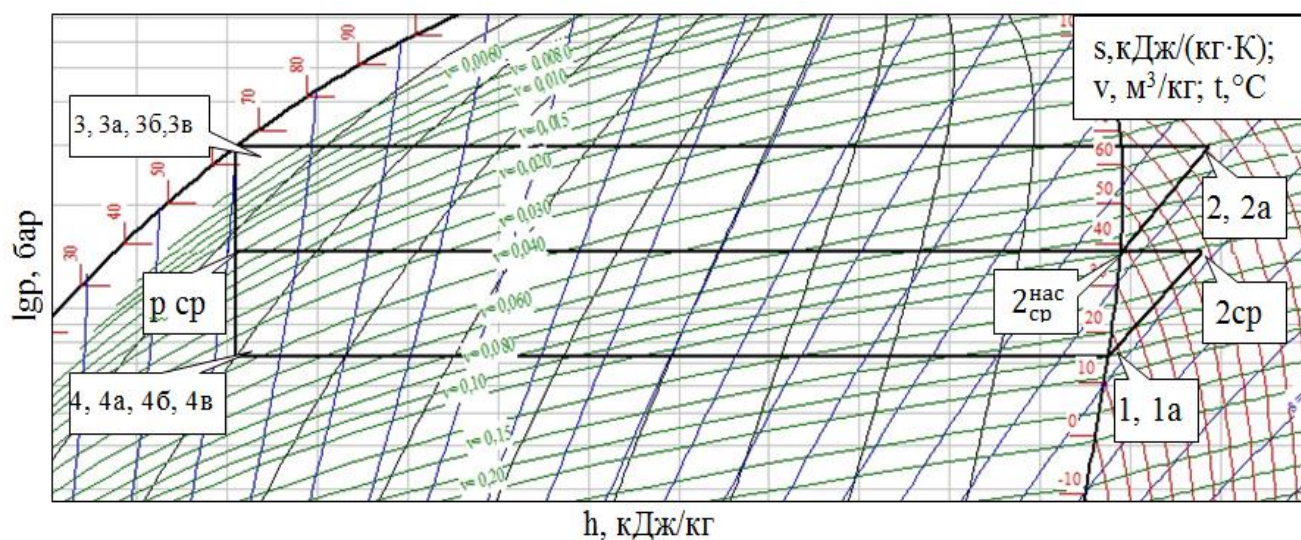


Рис. 2.2 – Цикл с КДС аммиака в h - lgr координатах

На рисунках 2.1, 2.2 приняты следующие обозначения: 1 – начало сжатия, 1а – начало сжатия после перегрева, 2₀ – окончание сжатия при осуществлении изоэнтропного процесса, 2, 2а – окончание политропного сжатия, 3 – окончание охлаждения в конденсаторе, 3а – окончание охлаждения в

переохладителе, 3б – окончание охлаждения в промежуточном теплообменнике, 4, 4а, 4б – окончание дросселирования.

Ниже (Рис. 2.3) приведены все три схемы использования теплоты шахтной воды с помощью ТНУ с использованием в конструкции компрессора, позволяющего осуществить КДС в цикле установки.

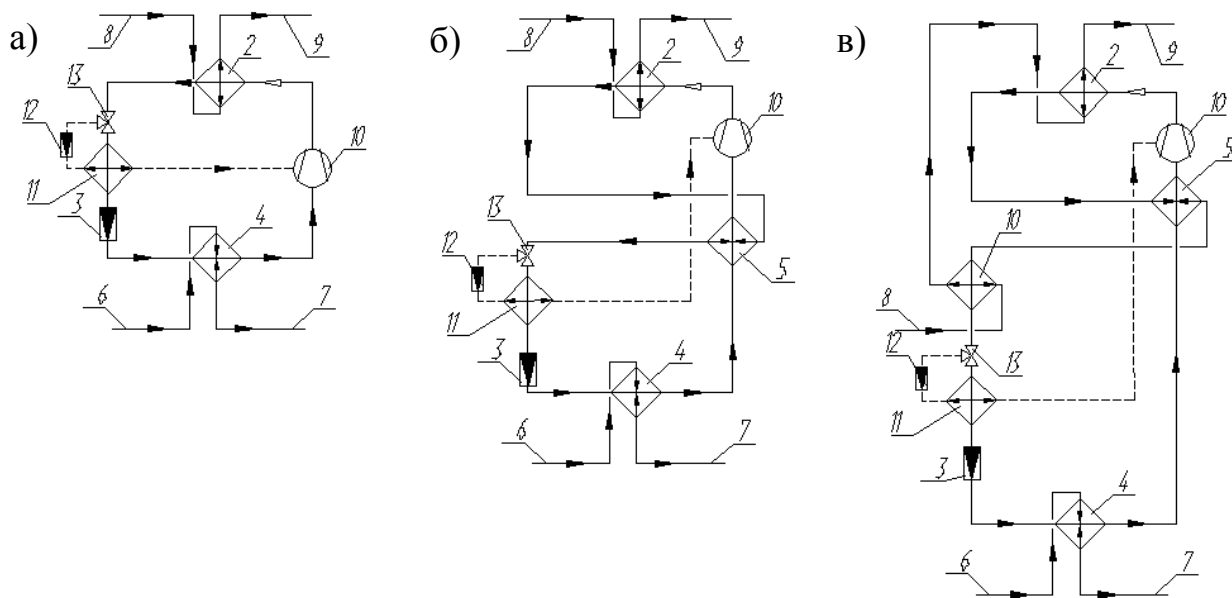


Рис. 2.3 – Схемы ТНУ с компрессором, осуществляющим впрыск жидкого ХА.

а – традиционная ТНУ; б – ТНУ с переохладителем, в – ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником

Элементы схем 2...9 приведены выше (Рис. 1.7...1.9), 10 – компрессор, осуществляющий впрыск жидкого ХА; 11 – теплообменник для подогрева жидкой фракции байпасируемого ХА; 12 – дроссель, регулирующий падение давления в байпасной линии; 13 – трёхходовой вентиль, регулирующий расход ХА на байпасную линию.

Ниже приведены модели потоков теплоты и эксергии в трех проанализированных схемах ТНУ, а также в схеме ТНУ с КДС, утилизирующих теплоту шахтной воды.

Здесь и далее приняты следующие обозначения:

' – параметры, относящиеся к традиционной ТНУ (схема №1);

" – параметры, относящиеся к ТНУ с переохладителем (схема №2);

" – параметры, относящиеся к ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником (схема №3).

Пример модернизации винтового компрессора штуцером впрыска для осуществления цикла с КДС показан на рисунке 2.4.

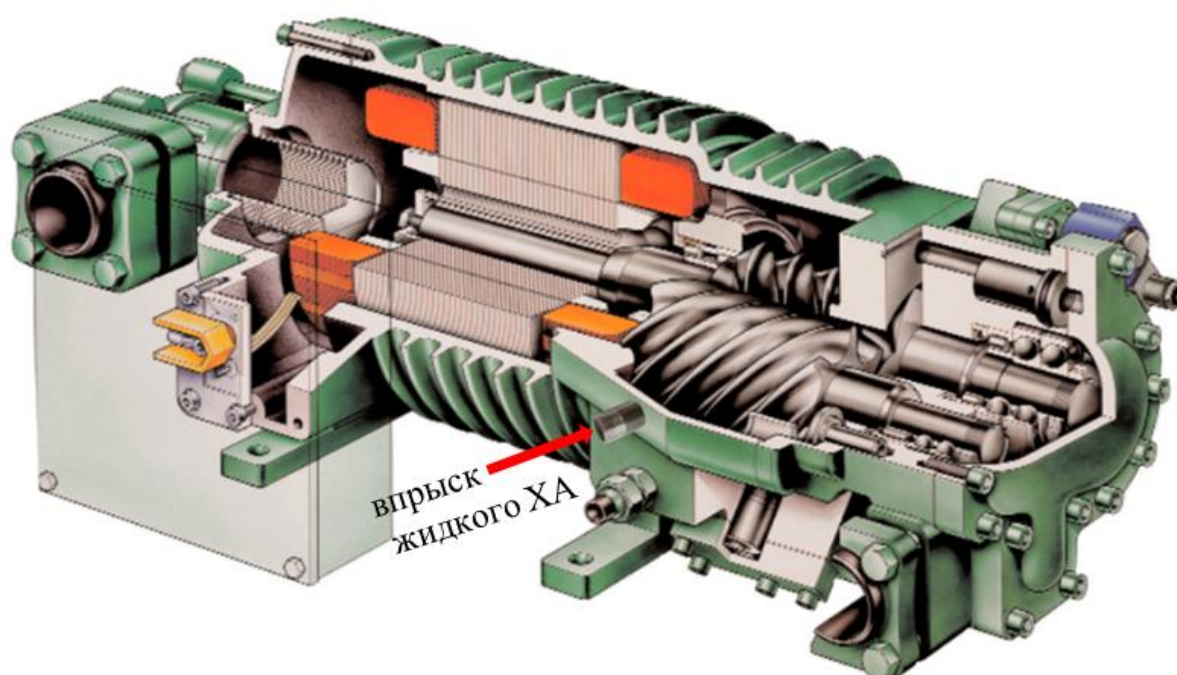


Рис.2.4 Доукомплектование винтового компрессора штуцером впрыска

Из рисунка видно, что доукомплектованию подлежит почти любой компрессор, этот процесс не является трудоемким и сложным.

2.2 Термодинамическая модель энергетических потоков в ТНУ, использующей теплоту шахтной воды

2.2.1 Модель потоков теплоты в традиционной ТНУ

С помощью термодинамического анализа тепловых процессов, протекающих в ТНУ, можно математически описать превращения теплоты в процессе цикла эксплуатации установки, прогнозировать результаты использования данного оборудования, а также определить пути повышения

эффективности использования ТНУ за счет устранения возможных потерь теплоты и обеспечения наиболее эффективных условий эксплуатации установки. С этой целью основные технологические узлы установки условно выделены и ограничены некоторыми контрольными поверхностями, а также определена контрольная поверхность, включающая все теплообменные процессы в установке в целом. Схема потоков теплоты в традиционной теплонасосной установке, использующей теплоту шахтной воды, приведена на рис.2.5.

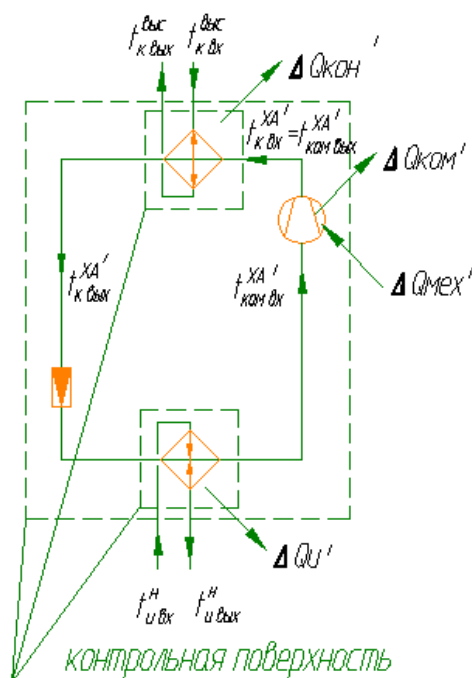


Рис. 2.5 Распределение потоков теплоты в традиционной ТНУ (схема №1)

В данной схеме приняты следующие обозначения.

$t_{и вх}^H$; $t_{и вых}^H$ – температура низкопотенциального теплоносителя (шахтной воды) соответственно на входе и выходе из испарителя, °С;

$t_{к вх}^{выс}$; $t_{к вых}^{выс}$ – температура высокопотенциального теплоносителя соответственно на входе и выходе из конденсатора, °С;

$t_{\text{к вх}}^{\text{ХА}'}; t_{\text{к вых}}^{\text{ХА}'}$ – температура ХА соответственно на входе и выходе из конденсатора, °С;

$t_{\text{ком вх}}^{\text{ХА}'}; t_{\text{ком вых}}^{\text{ХА}'}$ – температура ХА соответственно на входе и выходе из компрессора, °С;

$\Delta Q_{\text{и}}'$ – потери теплоты в испарителе, Вт;

$\Delta Q_{\text{ком}}'$ – потери теплоты в компрессоре, Вт;

$\Delta Q_{\text{кон}}'$ – потери теплоты в конденсаторе, Вт;

$Q_{\text{мех}}'$ – теплота, подводимая в процессе сжатия к ХА за счет совершения механической работы, Вт.

Потери теплоты в узлах ТНУ (компрессор, конденсатор, испаритель) связаны с несовершенством теплообменников и компрессора. Они идут на нагрев теплообменных поверхностей, корпуса, рабочих элементов, вызваны колебаниями давления вследствие гидравлических потерь в контуре ХА и пр.

С помощью достоверного математического аппарата становится возможным количественно описать тепловые потоки в каждом из теплообменников с помощью совместного решения систем уравнений балансов, описывающих теплообменный аппарат в целом, и дифференциальных уравнений, описывающих изменения энтальпий и температур при течении теплоносителей в аппарате [98, 99]. Уравнения изменения энтальпии в процессах имеют большое значение, поскольку позволяют по известным теплофизическим параметрам вычислять свойства вещества. Из термодинамического тождества

$$du = Tds - pdv$$

и уравнения изменения энтальпии

$$h(p, T) = h(p_0, T) + \int_{p_0}^p \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp.$$

Следовательно, тепловой поток теплоносителей, Q_i , Вт, будет определяться по формуле

$$Q = G \cdot \int_{T_{\text{нач}}}^{T_{\text{кон}}} h dT;$$

$$Q_i = G_i \cdot \Delta h_i;$$

где G_i – расход жидкости;

Δh_i – изменение энтальпии в процессе.

В частности, тепловой поток низкопотенциального теплоносителя в испарителе, $Q_{\text{и}}^{\text{н}}$, составит.

$$Q_{\text{и}}^{\text{н}} = c_{\text{н}} \cdot G_{\text{н}} \cdot (t_{\text{и н}}^{\text{вх}} - t_{\text{и н}}^{\text{вых}}),$$

где $c_{\text{н}}$ – усредненная теплоемкость потока шахтной воды, кДж/(кг · град), определяемая по формуле

$$c_{\text{н}} = \frac{c_{\text{н.в.}} \cdot P_{\text{н.в.}} + c_{\text{тв.}} \cdot P_{\text{тв.}}}{P_{\text{н.в.}} + P_{\text{тв.}}};$$

$c_{\text{н.в.}}$; $c_{\text{тв.}}$ – удельные теплоемкости соответственно низкопотенциального теплоносителя (собственно шахтной воды) и твердых взвесей в ней, кДж/кг·град;

$P_{\text{н.в.}}$; $P_{\text{тв.}}$ – массовые доли воды и твердых частиц соответственно;

$G_{\text{н}}$ – массовый расход шахтной воды, кг/с;

$t_{\text{и н}}^{\text{вх}}$ – температура шахтной воды на входе в испаритель ТНУ, °С;

$t_{\text{и н}}^{\text{вых}}$ – температура шахтной воды на выходе из испарителя ТНУ, °С.

Тепловой поток, получаемый потребителем (системой теплоснабжения) в качестве нагрева (или догрева) высокопотенциального теплоносителя (например, воды в системе ГВС), $Q_K^{ВЫС}$, составит

$$Q_K^{ВЫС} = c_{ВЫС} \cdot G_{ВЫС} \cdot (t_{K\ Вых}^{ВЫС} - t_{K\ Вх}^{ВЫС}),$$

где $c_{ВЫС}$ – теплоемкость высокопотенциального теплоносителя, кДж/(кг · град);

$G_{ВЫС}$ – массовый расход высокопотенциального теплоносителя, кг/с;

$t_{K\ Вх}^{ВЫС}$ – температура высокопотенциального теплоносителя на входе в конденсатор ТНУ, °С;

$t_{K\ Вых}^{ВЫС}$ – температура высокопотенциального теплоносителя на выходе из конденсатора ТНУ, °С.

Тепловой поток парожидкостной смеси ХА в процессе осуществления цикла обусловлена массовым расходом ХА, а также граничными величинами количества энергии, которые выражаются через энтальпию и расход

$$Q_i = G_{ХА} \cdot q_{ХА\ i} = G_{ХА} \cdot (h_{нач} - h_{кон}),$$

где $G_{ХА}$ – расход ХА в данной точке цикла, кг/с;

$q_{ХА\ i}$ – удельная тепло- или холодопроизводительность узла ТНУ, Вт/кг;

$h_{нач}$; $h_{кон}$ – соответственно начальное и конечное значение энтальпии хладагента в процессе, кДж/кг.

Массовый расход хладагента $G_{ХА}$, кг/с, определяется по тепловой нагрузке установки (количеству теплоты, получаемой горячим теплоносителем), $Q_{ТНУ}$, и удельной тепловой нагрузке, $q_{ТНУ}$

$$G_{ХА}' = \frac{Q_{ТНУ}'}{q_{ТНУ}'}$$

Тепловая нагрузка ТНУ вычисляется по фактическому расходу шахтной воды и ее температуре [88]

$$Q_{\text{ТНУ}}' = c_{\text{н}}(t_{\text{и вх}}^{\text{н}} - t_{\text{и вых}}^{\text{н}})G_{\text{н}} \frac{q_{\text{ТНУ}}'}{q_{\text{и}}'},$$

где $G_{\text{н}}$ – расход низкопотенциального теплоносителя (шахтной воды), кг/с;

$q_{\text{ТНУ}}'; q_{\text{и}}'$ – удельные тепловые нагрузки ТНУ и испарителя соответственно, Вт/кг.

Тепловой поток ХА после испарителя, $Q_{\text{и}}^{\text{ХА}}'$, характеризует количество тепловой энергии, полученной им при теплообмене с низкопотенциальным теплоносителем. Следует отметить, что в величину этого теплового потока для упрощения включены также тепlopоступления из окружающей среды к ХА в процессе транспортировки по подводящим к компрессору трубопроводам, т.н. «догрев» ХА перед компрессором. В данной, схеме температура «догрева» не превышает температуры насыщения для давления в испарителе.

$$Q_{\text{и}}^{\text{ХА}}' = G_{\text{ХА}}' \cdot q_{\text{и}}' = G_{\text{ХА}}' \cdot (h_1 - h_4),$$

где h_1 – энтальпия ХА перед компрессором, кДж/кг;

h_4 – энтальпия ХА после дросселя, кДж/кг.

Теплота, подведенная к рабочему агенту в компрессоре состоит из теплоты, получаемой при сжатии ХА, $Q_{\text{ком}}$, и теплоты получаемой за счет совершенной над ХА работы сжатия, $Q_{\text{мех}}$

$$Q_{\text{мех}}' = G_{\text{ХА}}' \cdot l_{\text{сж}}' = G_{\text{ХА}}' \cdot (h_{2\text{а}} - h_1);$$

$$Q_{\text{ком}}' = G_{\text{ХА}}' \cdot q_{\text{ком}}' = G_{\text{ХА}}' \cdot (h_{2\text{а}} - h_1) \cdot \tau_{\text{ком ХА}},$$

где $l_{сж}$ – работа сжатия в компрессоре;

h_{2a} – значение энтальпии ХА в конце сжатия в компрессоре, кДж/кг;

$\tau_{ком\ ХА}'$ – термодинамическая функция компрессора, как узла ТНУ, выражаемая формулой

$$\tau_{ком\ ХА}' = 1 - \frac{(273+t_{о.с.})}{T_{ср.ком\ ХА}'};$$

где $t_{о.с.}$ - температура окружающей среды, °С;

$T_{ср.ком\ ХА}'$ – среднелогарифмический температурный напор в компрессоре, К, определяемый по формуле

$$T_{ср.ком\ ХА}' = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}}.$$

Здесь и далее индексы, относящиеся к параметрам ХА в различных точках цикла, следует рассматривать совместно с рис. 2.1-2.2.

Следует отметить, что значение энтальпии в положении точки «2» характеризует состояние ХА в конце сжатия с учетом индикаторного КПД, т.е. поправкой на политропное сжатие вместо адиабатического. Строго адиабатный процесс в компрессорах получить невозможно вследствие сложности полной тепловой изоляции потока ХА от окружающей среды [100]. В теории компрессоров рассматривают изоэнтропный процесс сжатия, но, в данном случае, при сжатии ХА (как и в большинстве других) такой процесс не осуществляется. Рассматривают два типа политропных процессов, осуществляемых в компрессорах (Рис. 2.6): случай, когда значение показателя политропы меньше показателя адиабаты ($n < k$), Рис. 2.6, а; и случай, когда $n > k$, Рис. 2.6, б. Первый сопровождается изменением энтропии и повышением температуры газа. В случае сжатия ХА будет наблюдаться увеличение энтальпии, а также прирост эксергии ХА).

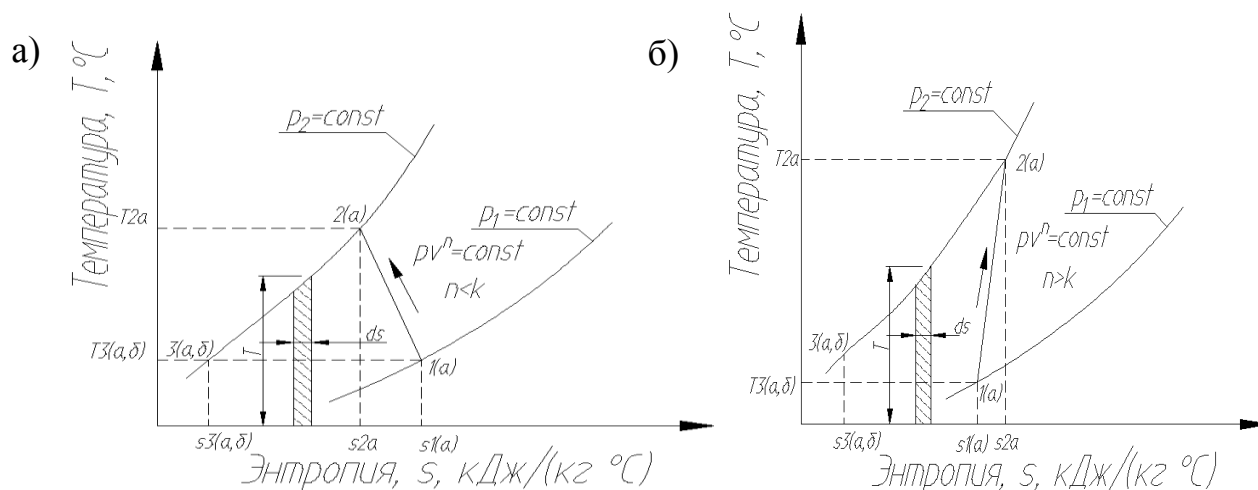


Рис. 2.6 Т-s диаграммы процессов сжатия в компрессоре

а) сжатие в компрессоре при $n < k$; б) сжатие в компрессоре при $n > k$.

На рис. 2.6 линией 1а-2а показан процесс сжатия в компрессоре, а затем идет процесс 2а-3(а, б) изобарного охлаждения ХА в конденсаторе. В действительности процесс охлаждения протекает с небольшим падением давления, в том числе, за счет гидравлических потерь по ходу движения ХА. На рис. 2.6 площадь, ограниченная осью абсцисс и процессом сжатия в компрессоре 1а-2а, является эквивалентом количества теплоты, образующейся в потоке вследствие газового трения и вихреобразования, $Q_{\text{ком}}$. Энергия, подводимая к компрессору, расходуется не только на сам процесс сжатия, но и на проталкивание ХА по контуру ТНУ, и, следовательно, эквивалентна площади всего цикла ТНУ в Т-s координатах. Следует также заметить, что действительный компрессор отличается от идеального тем, что присутствуют:

- обратное расширение газа из «мертвого» пространства (пространство, которое заключает в себе среду, не участвующую в газообмене);
- потери давления при протекании газа сквозь клапаны и каналы корпуса;

- подогрев всасываемого газа от соприкосновения с нагретым корпусом и с клапанами и от смешения с газом, расширившимся из «мертвого» пространства;
- теплообмен между газом и стенками корпуса, поршнем и крышкой при сжатии, нагнетании и обратном расширении;
- колебания давления газа в трубопроводах у патрубков компрессора;
- утечки и перетекания газа сквозь закрытые клапаны, уплотнения и зазоры.

Наличие «мертвого» пространства в целом уменьшает производительность компрессора. В то же время наличие «мертвого» пространства не связано с существенными потерями энергии, так как теоретически энергия, затрачиваемая на сжатие газа в «мертвом» пространстве, возвращается при расширении газа в течение хода всасывания [101].

Степень отклонения действительного процесса в компрессоре от идеального зависит от конструкции и геометрических размеров последнего, от числа оборотов двигателя, свойств и параметров ХА, степени сжатия, качества изготовления компрессора и его изношенности, а также от геометрических размеров трубопроводов компрессора.

Следует отметить, что показатели политропы при сжатии непостоянны, так как в начале сжатия и в конце обратного расширения тепло притекает от стенок корпуса компрессора к газу, а в конце сжатия и в начале обратного расширения – от газа к стенкам. В расчетах показатели политроп обычно принимают постоянными, допуская погрешность в определении затрачиваемой работы, сообщаемой нагнетаемому газу. Полученный таким образом показатель политропы сжатия зачастую меньше показателя адиабаты, так как часть тепла сжатия отводится при охлаждении корпуса компрессора [102, 103].

Для процесса при $n > k$ энергия, затрачиваемая в процессе сжатия и выталкивании 1 кг массы газа выражается площадью в T, S – диаграмме, ограниченной изобарами начального и конечного давления, линией процесса и осью ординат. Описание процессов, осуществляемых реальными газами весьма

затруднительно даже на современном этапе развития математического аппарата. Поэтому в качестве изначального упрощения принимается допущение, что ХА подчиняется законам идеального газа. Как показывают расчеты [101], такое допущение незначительным образом влияет на адекватность действительной физической модели и может быть принято без риска повлиять на достоверность расчётов.

$$Q_{\text{мех}} = - \int_1^2 p dv + p_2 v_2 - p_1 v_1.$$

Из уравнения политропного процесса

$$p v^n = p_1 v_1^n = p_2 v_2^n ; p_2 = p_1 v_1^n / v_2^n .$$

Следовательно

$$Q_{\text{мех}} = - p_1 v_1^n \int_1^2 \frac{dv}{v^n} + p_2 v_2 - p_1 v_1.$$

После интегрирования получим

$$Q_{\text{мех}} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right].$$

Связь между давлением и температурой в политропном процессе сжатия ХА в компрессоре выражается известным соотношением

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}.$$

Следовательно,

$$Q_{\text{мех}} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right].$$

С учетом уравнения состояния для начальных параметров сжатия

$$p_1 v_1 = R T_1.$$

Тогда

$$Q_{\text{мех}} = \frac{n}{n-1} R [T_2 - T_1].$$

Поскольку уравнения политропного и адиабатного процессов полностью идентичны за исключением значения показателя, то для изоэнтропного процесса сжатия в компрессоре справедливы следующие соотношения

$$Q_{\text{мех}}^a = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right];$$

$$\frac{p_{2a}}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$Q_{\text{мех}}^a = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right];$$

$$Q_{\text{мех}}^a = \frac{k}{k-1} R [T_2 - T_1].$$

Последнее с помощью известных соотношений

$$R = c_p - c_v;$$

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

трансформируется в уравнение, характеризующее работу процесса сжатия через начальное и конечное значение энтальпии сжимаемого ХА

$$q_{\text{мех}}^a = c_p [T_2 - T_1] = h_2 - h_1.$$

Приведенные соотношения позволяют определять затраты энергии на проведение компрессорного процесса, но не дают открытого ответа на вопрос о распределении израсходованной энергии на изменение отдельных параметров процесса. Последнее может быть получено при использовании сохранения энергии: энергия, расходуемая в компрессорном процессе, идет на изменение энтальпии и кинетической энергии газа и покрытие потерь в окружающую среду. Это условие можно записать в самом общем виде как уравнение баланса энергии компрессорного процесса

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} + Q_{\text{мех}} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \pm Q_{\text{ком}}$$

или

$$Q_{\text{мех}} = c_p [T_2 - T_1] + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \pm Q_{\text{ком}}.$$

В теории и расчетах компрессорных процессов принято использовать т.н. параметры торможения. Сущность этого понятия состоит в следующем. Если изоэнтропный газовый поток с температурой T^* и скоростью c полностью затормаживается, то его кинетическая энергия превращается в теплоту и температура газа повышается до T^* , так называемой температурой торможения. Очевидно, соотношение баланса энергии

$$c_p T + \frac{c^2}{2} = c_p T^*;$$

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p}.$$

Тогда теплота процесса сжатия через температуры торможения

$$Q_{\text{мех}} = c_p(T_2^* - T_1^*). \quad (2.1)$$

При определении теплоты конденсации, Q_k , в нее входит также теплота первоначального снятия перегрева, т.к. для достижения давления конденсации в компрессоре происходит перегрев паровой фазы ХА

$$Q_k' = G_{\text{ХА}}' \cdot (h_2 - h_3), \quad (2.2)$$

где h_3 – энтальпия ХА на выходе из конденсатора, кДж/кг.

В дросселе ТНУ, а также в трубопроводах перед испарителем при должной теплоизоляции существенного теплообмена не происходит, процесс близок к адиабатическому.

При использовании метода термодинамического анализа применяется понятие «теплота продукта» – получаемая в тепловых установках, которая полезно используется на нужды теплоснабжения. В качестве «продукта» выступает теплота, получаемая высокопотенциальным теплоносителем, выражаемая через тепловой баланс ТНУ

$$Q_{\text{и}}' - Q_{\text{и}}^{\text{ХА}'} - \Delta Q_{\text{и}}' + Q_{\text{мех}}' + Q_{\text{ком}}' - Q_{\text{ком}}^{\text{ХА}'} - \Delta Q_{\text{ком}}' + \\ + Q_{\text{к}}^{\text{ХА}'} + Q_{\text{к}}^{\text{в}} - \Delta Q_{\text{к}}' = 0. \quad (2.3)$$

«Теплота топлива» – это энергетическая характеристика поступлений энергии для получения «продукта».

$$Q_{\text{т}}' = Q_{\text{мех}}' = G_{\text{ХА}}' \cdot l'_{\text{сж}} = G_{\text{ХА}}' \cdot (h_{2\text{а}} - h_1). \quad (2.4)$$

«Теплота продукта» выражается через тепловой поток к высокопотенциальному теплоносителю с температурой $t_{\text{к вых}}^{\text{выс}}$

$$Q_{\text{пр}}' = Q_{\text{к}}^{\text{выс}} = c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}). \quad (2.5)$$

Потери теплоты выражают собой неизбежные потери, связанные с отработанным низкопотенциальным теплоносителем, потери теплоты на перегрев в компрессоре, а также потери теплоты при осуществлении политропного сжатия. При этом потерями теплоты в окружающую среду пренебрегаем.

$$Q'_{\text{пот}} = \sum \Delta Q_i = \Delta Q_{\text{и}} + \Delta Q_{\text{ком}} + \Delta Q_{\text{к}} + \Delta Q_{\text{по}} + \Delta Q_{\text{пто}}. \quad (2.6)$$

где ΔQ_i – потери теплоты в узлах ТНУ, Вт;

Формула (2.6) применима для всех анализируемых последующих схем ТНУ с различной компоновкой оборудования.

Термический КПД ТНУ может быть определен по выражению

$$\eta_{\text{т}}' = \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_{\text{т}}'} \cdot 100\% = \frac{c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}})}{G_{\text{ХА}}' \cdot (h_{2\text{а}} - h_1)} \cdot 100\%. \quad (2.7)$$

Более полно эффективность ТНУ будут характеризовать коэффициент преобразования теплоты и коэффициент преобразования электроэнергии.

$$\mu_{\text{т}}' = \frac{Q_{\text{к}}^{\text{выс}} - \Delta Q_{\text{к}}'}{Q_{\text{мех}}}; \quad (2.8)$$

$$\mu_{\text{эл}}' = \frac{(Q_{\text{к}}^{\text{выс}} - \Delta Q_{\text{к}}') \cdot \eta_{\text{инд}} \cdot \eta_{\text{эл}}}{Q_{\text{мех}}'} = \mu_{\text{т}}' \cdot \eta_{\text{инд}} \cdot \eta_{\text{эл}}, \quad (2.9)$$

где $\eta_{\text{инд}}$; $\eta_{\text{эл}}$ – соответственно индикаторный и электрический КПД компрессора (в расчетах принималось, что потери тепла в окружающую среду при теплообмене в конденсаторе незначительны).

Полученная термодинамическая модель потоков теплоты позволяет определить элементы структурной схемы, в которых возможна более полная утилизация теплоты, а рассчитанные термический КПД и коэффициент использования «теплоты топлива» позволяют выбрать наиболее целесообразную с экономической точки зрения схему и оценить преимущества внедрения энергосберегающих технологий относительно теплогенераторов, которые используют только органическое углеводородное топливо.

2.2.2 Математическая модель потоков эксергии в традиционной ТНУ

Поскольку в ТНУ имеет место большое количество потоков энергии, которые различаются и качественно и количественно, то единой мерой оценки всевозможных вариаций и сочетаний данных тепловых потоков является эксергия, которая представляет собой эквивалент количества работы, которая может быть получена внешним приемником энергии при его обратимом взаимодействии с окружающей средой до установления полного термодинамического равновесия с ней.

Математическая модель потоков эксергии в ТНУ позволит не только оценить эффективность работы всей установки, но и проанализировать теплообмен отдельных потоков теплоносителей в отдельных технологических узлах установки.

Схема эксергетических потоков, поступающих в элементы ТНУ, представлена на рис. 2.7.

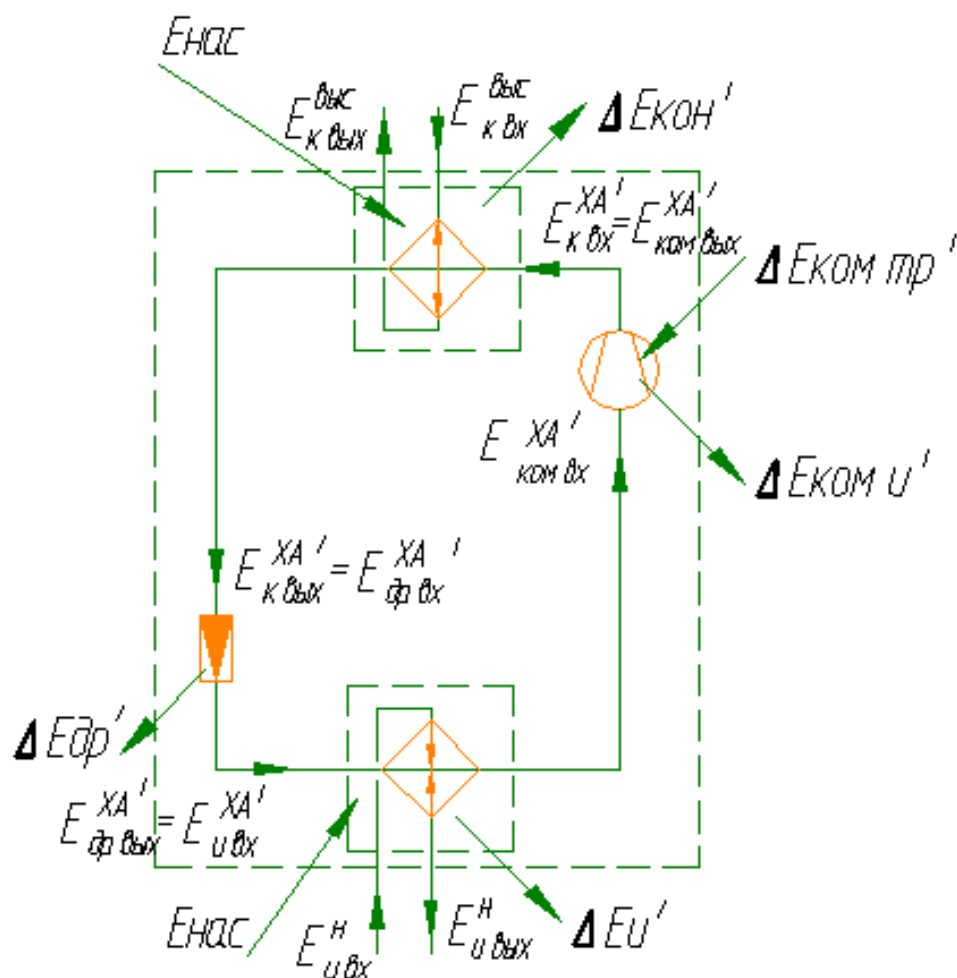


Рис.2.7 Схема эксергетических потоков ТНУ

На данной схеме приняты следующие обозначения:

$E_{и вх}^н$; $E_{и вых}^н$ — эксергия низкопотенциального теплоносителя (шахтной воды) соответственно на входе и выходе из испарителя, кДж/кг;

$E_{к вх}^{выс}$; $E_{к вых}^{выс}$ — эксергия высокопотенциального теплоносителя соответственно на входе и выходе из конденсатора, кДж/кг;

$E_{к вх}^{ха}$; $E_{к вых}^{ха}$ — эксергия ХА соответственно на входе и выходе из конденсатора, кДж/кг;

$E_{ком вх}^{ха}$; $E_{ком вых}^{ха}$ — эксергия ХА соответственно на входе и выходе из компрессора, кДж/кг;

$E_{\text{др вх}}^{\text{ХА}}'; E_{\text{др вых}}^{\text{ХА}}'$ – эксергия ХА соответственно на входе и выходе из дросселя, кДж/кг;

$\Delta E_{\text{и}}'$ – потери эксергии в испарителе, кДж/кг;

$\Delta E_{\text{ком тр}}'$ – потери эксергии в компрессоре на трение, кДж/кг;

$\Delta E_{\text{ком и}}'$ – индикаторные потери эксергии в компрессоре, кДж/кг;

$\Delta E_{\text{кон}}'$ – потери эксергии в конденсаторе, кДж/кг;

$\Delta E_{\text{др}}'$ – потери эксергии в дросселе, кДж/кг.

Полная термическая эксергия низкопотенциального и высокопотенциального теплоносителя определяется из выражения:

$$E_i = G_i \cdot e_i, \quad (2.10)$$

где G_i – расход жидкости, кг/с;

e_i – удельная эксергия потока жидкости при соответствующей температуре, кДж/кг.

Удельная эксергия потока жидкости, кДж/кг, определяется по известной формуле [88]

$$e_i = \tau_i \cdot h_i,$$

где τ_i – термодинамическая функция потока теплоносителя, определяемая по формуле

$$\tau_i = 1 - \frac{(273+t_{\text{о.с.}})}{T_i},$$

где $t_{\text{о.с.}}$ – температура окружающей среды, °С;

T_i – температура теплоносителя в данной точке, °С;

h_i – энтальпия среды в данной точке, кДж/кг.

Следовательно, эксергия низкопотенциального теплоносителя составит

$$E_{\text{и вх}}^{\text{н}} = G_{\text{н}} \cdot e_{\text{и вх}}^{\text{н}} = \tau_{\text{и вх}}^{\text{н}} \cdot h_4, \quad (2.11)$$

где h_4 – энтальпия ХА перед испарителем, кДж/кг;

$\tau_{\text{и вх}}^{\text{н}}$ - термодинамическая функция низкопотенциального теплоносителя на входе в испаритель

$$\tau_{\text{и вх}}^{\text{н}} = 1 - \frac{(273+t_{\text{о.с.}})}{T_{\text{и вх}}^{\text{н}}}, \quad (2.12)$$

где $T_{\text{и вх}}^{\text{н}}$ – температура низкопотенциального теплоносителя на входе в испаритель, К.

Тогда соответственно

$$E_{\text{и вых}}^{\text{н}} = G_{\text{н}} \cdot e_{\text{и вых}}^{\text{н}} = \tau_{\text{и вых}}^{\text{н}} \cdot h_1; \quad (2.13)$$

$$\tau_{\text{и вых}}^{\text{н}} = 1 - \frac{(273+t_{\text{о.с.}})}{T_{\text{и вых}}^{\text{н}}}, \quad (2.14)$$

где h_1 – энтальпия ХА после испарителя, кДж/кг;

$T_{\text{и вых}}^{\text{н}}$ – температура низкопотенциального теплоносителя на выходе из испарителя, К.

Аналогичным образом эксергия высокопотенциального теплоносителя

$$E_{\text{к вх}}^{\text{выс}} = G_{\text{в}} \cdot e_{\text{к вх}}^{\text{выс}} = \tau_{\text{к вх}}^{\text{выс}} \cdot h_{2a} \quad (2.15)$$

где h_{2a} – энтальпия ХА перед испарителем, кДж/кг; а термодинамическая функция низкопотенциального теплоносителя на входе составит

$$\tau_{\text{К Вых}}^{\text{ВЫС}} = 1 - \frac{(273+t_{\text{о.с.}})}{T_{\text{К Вых}}^{\text{ВЫС}}}, \quad (2.16)$$

где $T_{\text{К Вых}}^{\text{ВЫС}}$ – температура высокопотенциального теплоносителя на входе в конденсатор, К.

$$E_{\text{К Вых}}^{\text{ВЫС}} = G_{\text{В}} \cdot e_{\text{К Вых}}^{\text{ВЫС}} = \tau_{\text{К Вых}}^{\text{ВЫС}} \cdot h_3, \quad (2.17)$$

$$\tau_{\text{К Вых}}^{\text{ВЫС}} = 1 - \frac{(273+t_{\text{о.с.}})}{T_{\text{К Вых}}^{\text{ВЫС}}}, \quad (2.18)$$

где h_4 – энтальпия ХА после испарителя, кДж/кг;

$T_{\text{К Вых}}^{\text{ВЫС}}$ – температура высокопотенциального теплоносителя на выходе из ТНУ, К.

Эксергия ХА перед компрессором и после него, выраженная через соответствующие термодинамические функции, составит соответственно

$$E_{\text{КОМ ВХ}}^{\text{ХА}} = G_{\text{ХА}} \cdot e_{\text{КОМ ВХ}}^{\text{ХА}} = \tau_{\text{КОМ ВХ}}^{\text{ХА}} \cdot h_1; \quad (2.19)$$

$$\tau_{\text{КОМ ВХ}}^{\text{ХА}} = 1 - \frac{(273+t_{\text{о.с.}})}{(273+t_1)}; \quad (2.20)$$

$$E_{\text{КОМ ВЫХ}}^{\text{ХА}} = G_{\text{ХА}} \cdot e_{\text{КОМ ВЫХ}}^{\text{ХА}} = \tau_{\text{КОМ ВЫХ}}^{\text{ХА}} \cdot h_{2a}; \quad (2.21)$$

$$\tau_{\text{КОМ ВЫХ}}^{\text{ХА}} = 1 - \frac{(273+t_{\text{о.с.}})}{(273+t_{2a})}. \quad (2.22)$$

Аналогично для остальных узлов ТНУ по ходу ХА:

- конденсатор

$$E_{\text{К ВХ}}^{\text{ХА}} = E_{\text{КОМ ВЫХ}}^{\text{ХА}}; \quad (2.23)$$

$$E_{\text{К ВЫХ}}^{\text{ХА}} = G_{\text{ХА}} \cdot e_{\text{К ВЫХ}}^{\text{ХА}} = \tau_{\text{К ВЫХ}}^{\text{ХА}} \cdot h_3; \quad (2.24)$$

$$\tau_{\text{к вых}}^{\text{XA}}' = 1 - \frac{(273+t_{0.c.})}{(273+t_3)}. \quad (2.25)$$

- дроссель

$$E_{\text{ком вых}}^{\text{XA}}' = E_{\text{др вх}}^{\text{XA}}'; \quad (2.26)$$

$$E_{\text{др вых}}^{\text{XA}}' = G_{\text{XA}} \cdot E_{\text{др вых}}^{\text{XA}}' = \tau_{\text{др вых}}^{\text{XA}}' \cdot h_4; \quad (2.27)$$

$$\tau_{\text{др вых}}^{\text{XA}}' = 1 - \frac{(273+t_{0.c.})}{(273+t_4)}. \quad (2.28)$$

Для разработки математической модели потоков эксергии в установке и последующего формулирования эксергетического КПД необходимо определить понятия «эксергия продукта» и «эксергия топлива». «Эксергия продукта» включает эксэргию, получаемую высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе и промежуточном теплообменнике, если он предусмотрен схемой. «Эксергия топлива» состоит из эксергии, подводимой для осуществления цикла ТНУ в испарителе с шахтной водой и эксергии, подводимой к ХА в процессе сжатия.

Полный эксергетический баланс ТНУ, использующей теплоту шахтной воды будет иметь вид

$$\begin{aligned} & (E_{\text{и вх}}^{\text{H}} - E_{\text{и вых}}^{\text{H}} + E_{\text{и вх}}^{\text{XA}}' - E_{\text{и вых}}^{\text{XA}}' - \Delta E_{\text{и}}') + \\ & + (E_{\text{ком вх}}^{\text{XA}}' - E_{\text{ком вых}}^{\text{XA}}' + \Delta E_{\text{ком тр}}' - \Delta E_{\text{ком и}}') + \\ & + (E_{\text{к вх}}^{\text{XA}}' - E_{\text{к вых}}^{\text{XA}}' + E_{\text{к вх}}^{\text{выс}} - E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - \Delta E_{\text{к}}) + \\ & + (E_{\text{др вх}}^{\text{XA}}' - E_{\text{др вых}}^{\text{XA}}' - \Delta E_{\text{др}}') + E_{\text{нас}} = 0. \end{aligned} \quad (2.29)$$

«Эксергия продукта» запишется через выражение

$$\begin{aligned} & E_{\text{и вх}}^{\text{H}} + E_{\text{к вх}}^{\text{выс}} + \Delta E_{\text{ком тр}}' + E_{\text{нас}} = \\ & = E_{\text{и вых}}^{\text{H}} + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + \Delta E_{\text{и}}' + \Delta E_{\text{ком и}}' + \Delta E_{\text{кон}}' + \Delta E_{\text{др}}'. \end{aligned} \quad (2.30)$$

где E_H – эксергия электроэнергии, подводимой на привод насосного парка, задействованного для перекачки теплоносителей (не включая контур ХА в ТНУ) и обслуживания накопительных резервуаров;

$$E_H = N_{\text{выс}} + N_{\text{ш.в.}} + N_{\text{шл}}; \quad (2.31)$$

где $N_{\text{выс}}$; $N_{\text{ш.в.}}$; $N_{\text{шл}}$ – электрические мощности насосов для перекачки соответственно высокопотенциального теплоносителя, шахтной воды и удаления шлама из накопительных резервуаров, Вт.

Потери эксергии в узлах ТНУ могут быть выражены через уравнения

$$\Delta E_{\text{и}}' = \tau_{\text{и}}^H (h_1 - h_4) - [(h_1 - h_4) - (273 + t_{\text{o.c.}})(s_4 - s_1)]; \quad (2.32)$$

$$\Delta E_{\text{кон}}' = (h_{2a} - h_3) - (273 + t_{\text{o.c.}})(s_{2a} - s_3) - \tau_{\text{кон}}^{\text{выс}}(h_{2a} - h_3); \quad (2.33)$$

$$\Delta E_{\text{др}}' = (273 + t_{\text{o.c.}})(s_4 - s_3); \quad (2.34)$$

$$\Delta E_{\text{ком тр}}' = \frac{(h_{2a} - h_1)}{\eta_{\text{ком}} \cdot \eta_{\text{эл}}} - (h_{2a} - h_1); \quad (2.35)$$

$$\Delta E_{\text{ком и}}' = (273 + t_{\text{o.c.}})(s_{2a} - s_1). \quad (2.36)$$

где $\eta_{\text{ком}}$; $\eta_{\text{эл}}$ – соответственно КПД компрессора и его электродвигателя.

Эксергия теплоносителя в каждой отдельной точке определяется с учетом температуры окружающей среды, которая задается в качестве краевых условий для расчета, поэтому, преимущество эксергетического баланса в том, что он учитывает тепловое взаимодействие теплоносителей с окружающей средой.

При этом «эксергия топлива» будет выражена суммой энергии, использованной в компрессоре, и энергии, использованной двигателями насосного парка, обслуживающего ТНУ

$$E_T' = \Delta E_{\text{ком тр}}' + E_H. \quad (2.37)$$

Следовательно, эксергетический КПД установки составит

$$\eta_{\varepsilon}' = \frac{E_{\text{И Вых}}^{\text{Н}} + E_{\text{К Вых}}^{\text{ВЫС}}}{\Delta E_{\text{КОМ ТР}}' + E_{\text{Н}}}. \quad (2.38)$$

Полученная модель потоков эксергии позволит определять и анализировать потоки энергии в ТНУ, утилизирующей теплоту шахтной воды, а также рассчитать ожидаемый энергетический эффект от внедрения той или иной установки.

2.2.3 Математическая модель потоков теплоты в схемах ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником

Для повышения эффективности работы ТНУ в их схему целесообразно вводить переохладитель (ПО), который представляет собой теплообменник с контурами ХА высокого и низкого давления. Переохлаждение ХА после конденсатора становится возможным за счет перегрева ХА перед компрессором. Процесс позволяет исключить подсос жидкой фазы ХА в компрессор, а также, за счет более глубокого охлаждения рабочего тела увеличить тепловую мощность испарителя, а, следовательно, уменьшить расход ХА. В промежуточном теплообменнике (ПТО) (Рис. 2.8) теплоноситель для системы теплоснабжения подогревается перед подачей в конденсатор за счет более глубокого переохлаждения ХА высокого давления.

Потоки теплоты в схемах ТНУ с переохладителем и ТНУ с промежуточным теплообменником приведены на рис. 2.8.

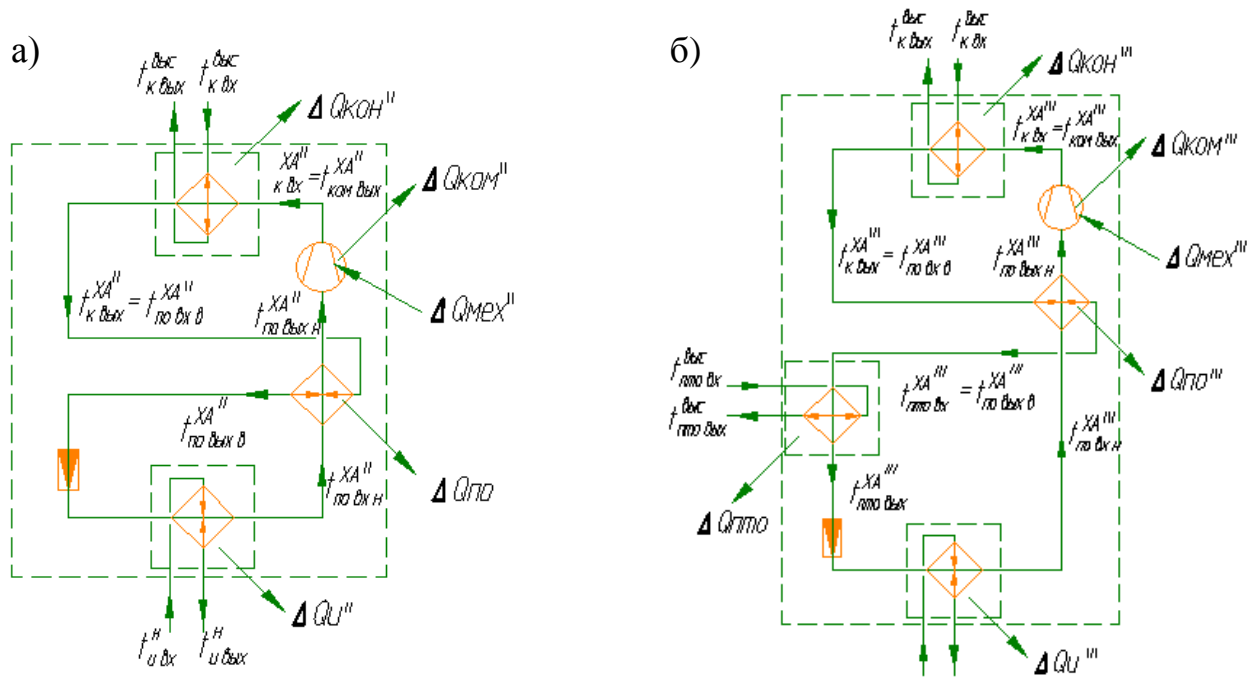


Рис. 2.8 Распределение потоков теплоты

а) в ТНУ с переохладителем; б) в ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником

В данных схемах приняты следующие обозначения:

$t_{\text{по.вх.н}}^{\text{ха}}$; $t_{\text{по.вых.н}}^{\text{ха}}$ – температура ХА соответственно на входе и выходе из переохладителя по «низкой» стороне (низкого давления);

$t_{\text{по.вх.в}}^{\text{ха}}$; $t_{\text{по.вых.в}}^{\text{ха}}$ – температура ХА соответственно на входе и выходе из переохладителя по «высокой» стороне (высокого давления).

$t_{\text{пто.вх}}^{\text{ха}}$; $t_{\text{пто.вых}}^{\text{ха}}$ – температура ХА соответственно на входе и выходе из промежуточного теплообменника, °С;

$t_{\text{пто.вх}}^{\text{выс}}$; $t_{\text{пто.вых}}^{\text{выс}}$ – температура высокопотенциального теплоносителя соответственно на входе и выходе из промежуточного теплообменника, °С.

Тепловые потоки в общих со структурной схемой традиционной ТНУ узлах вычисляются по формулам (2.1-2.3, 2.6)

Тепловой поток к нагреваемому ХА в ПО, вычисляется по формуле

$$Q_{\text{по н}}^{\text{XA}} = G_{\text{XA}} \cdot (h_{1a} - h_1); \quad (2.39)$$

где h_{1a} – энтальпия ХА после переохладителя перед всасывающим патрубком компрессора, кДж/кг.

С другой стороны, тепловой поток, отдаваемый греющим ХА в ПО вычисляется по формуле

$$Q_{\text{по в}}^{\text{XA}} = G_{\text{XA}} \cdot (h_3 - h_{3a}); \quad (2.40)$$

где h_{3a} – энтальпия ХА после переохладителя перед дросселем, кДж/кг.

Поскольку тепловой поток, передаваемый от греющего ХА к нагреваемому (при том условии, что КПД теплообменника не учитывается) лежит в пределах одинакового перепада энтальпий и $(h_3 - h_{3a}) = (h_{1a} - h_1)$, то становится очевидным, что на тепловой баланс установки в целом внесение в конструкцию ПО не влияет.

Полный баланс тепловых потоков в ТНУ с переохладителем будет выглядеть следующим образом

$$Q_{\text{и}} - Q_{\text{и}}^{\text{XA}'} - \Delta Q_{\text{и}}' + Q_{\text{мех}}' + Q_{\text{ком}}' - Q_{\text{ком}}^{\text{XA}'} - \Delta Q_{\text{ком}}' + Q_{\text{к}}^{\text{XA}'} + Q_{\text{к}}^{\text{в}} - \Delta Q_{\text{к}}' + Q_{\text{по н}}^{\text{XA}} - Q_{\text{по в}}^{\text{XA}} - \Delta Q_{\text{по}} = 0; \quad (2.41)$$

«Теплота топлива», «теплота продукта», термический КПД, коэффициенты преобразования теплоты и электроэнергии определяются согласно формулам (2.4, 2.5, 2.7-2.9).

Отличие схемы с ПТО состоит в том, что учитываются потоки теплоты через дополнительную контрольную поверхность:

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{к}}^{\text{выс}} = c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot [(t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}) + (t_{\text{пто вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{пто вх}}^{\text{выс}})]. \quad (2.42)$$

Термический КПД ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником может быть определен по выражению

$$\eta_t''' = \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_t'''} \cdot 100\% = \frac{c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot [(t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}) + (t_{\text{пто вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{пто вх}}^{\text{выс}})]}{G_{\text{ха}}''' \cdot (h_{2a} - h_{1a})} \cdot 100\%. \quad (2.43)$$

2.2.4 Математическая модель потоков эксергии в схемах ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником

Потоки эксергии в схемах ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником показаны на рис. 2. 9.

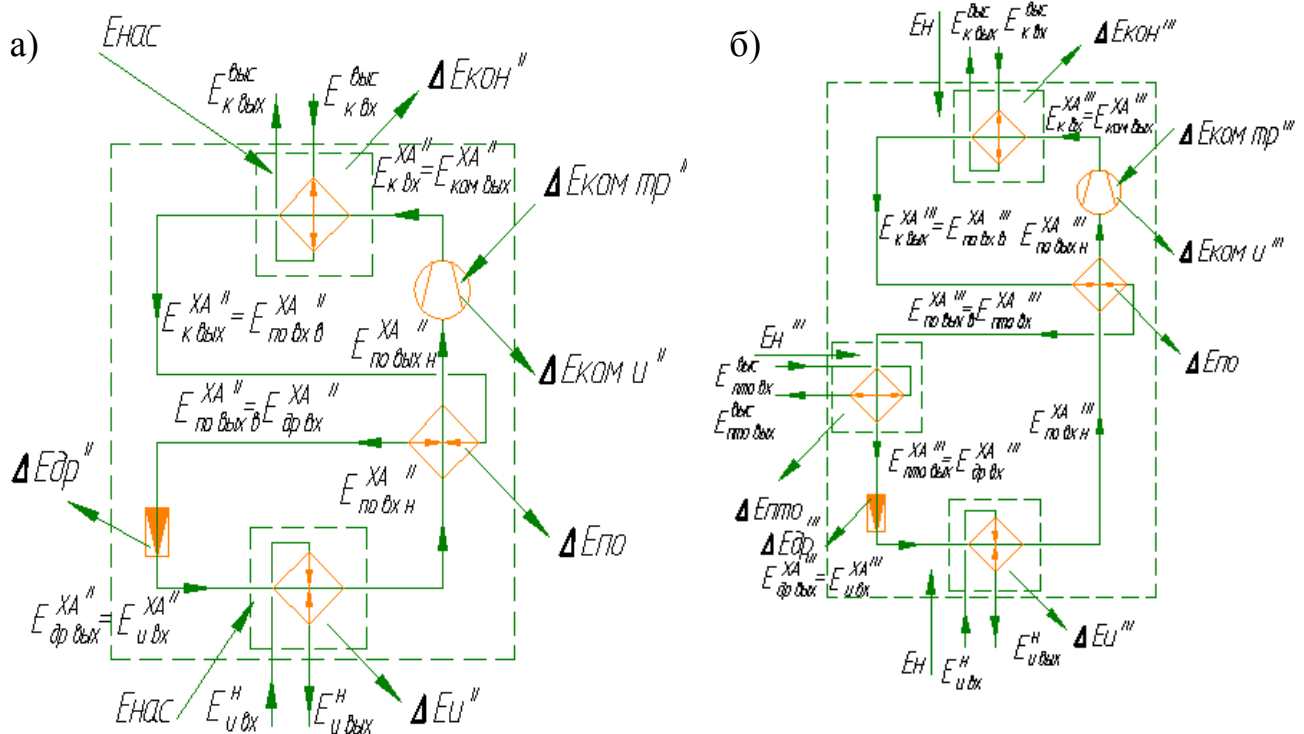


Рис. 2.9 Распределение потоков эксергии

а) в ТНУ с переохладителем; б) в ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником

В схеме распределения потоков эксергии приняты следующие обозначения:

$E_{\text{ПО ВХ Н}}^{\text{ХА}}; E_{\text{ПО ВЫХ Н}}^{\text{ХА}}$ – эксергия ХА соответственно на входе и выходе из переохладителя по «низкой» стороне, кДж/кг;

$E_{\text{ПО ВХ В}}^{\text{ХА}}; E_{\text{ПО ВЫХ В}}^{\text{ХА}}$ – эксергия ХА соответственно на входе и выходе из переохладителя по «высокой» стороне, кДж/кг.

$E_{\text{ПТО ВХ}}^{\text{ХА}}; E_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ХА}}$ – эксергия ХА соответственно на входе и выходе из промежуточного теплообменника, кДж/кг;

$E_{\text{ПТО ВХ}}^{\text{ВЫС}}; E_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ВЫС}}$ – эксергия высокопотенциального теплоносителя соответственно на входе и выходе из промежуточного теплообменника, кДж/кг.

Эксергия ХА, выходящего из переохладителя по «высокой» стороне

$$E_{\text{ПО ВЫХ В}}^{\text{ХА}} = G_{\text{ХА}} \cdot e_{\text{ПО ВЫХ В}}^{\text{ХА}} = \tau_{\text{ПО ВЫХ В}}^{\text{ХА}} \cdot h_{3a}; \quad (2.44)$$

$$\tau_{\text{ПО ВЫХ В}}^{\text{ХА}} = 1 - \frac{(273+t_{o.c.})}{(273+t_{3a})}. \quad (2.45)$$

Эксергия ХА, выходящего из переохладителя по «низкой» стороне

$$E_{\text{ПО ВЫХ Н}}^{\text{ХА}} = G_{\text{ХА}} \cdot e_{\text{ПО ВЫХ Н}}^{\text{ХА}} = \tau_{\text{ПО ВЫХ Н}}^{\text{ХА}} \cdot h_{1a}; \quad (2.46)$$

$$\tau_{\text{ПО НИЗ}}^{\text{ХА,ВЫХ}} = 1 - \frac{(273+t_{o.c.})}{(273+t_{1a})}. \quad (2.47)$$

Потери эксергии в переохладителе

$$\Delta E_{\text{по}} = (273 + t_{o.c.})(s_{1a} - s_1 + s_{3a} - s_3). \quad (2.48)$$

Эксергия ХА, на выходе из промежуточного теплообменника

$$E_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ХА}} = G_{\text{ХА}}''' \cdot e_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ХА}} = \tau_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ХА}} \cdot h_{36}; \quad (2.49)$$

$$\tau_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ХА}} = 1 - \frac{(273+t_{o.c.})}{(273+t_{36})}. \quad (2.50)$$

Эксергия высокопотенциального теплоносителя на входе и выходе из промежуточного теплообменника при условии равенства его расхода расходу через конденсатор

$$E_{\text{ПТО ВХ}}^{\text{ВЫС}} = G_{\text{ВЫС}} \cdot e_{\text{ПТО ВХ}}^{\text{ВЫС}} = \tau_{\text{ПТО ВХ}}^{\text{ВЫС}} \cdot h_{3a}; \quad (2.51)$$

$$\tau_{\text{ПТО}}^{\text{ВЫС,ВХ}} = 1 - \frac{(273+t_{\text{о.с.}})}{(273+t_{3a})}. \quad (2.52)$$

$$E_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ВЫС}} = G_{\text{ВЫС}} \cdot e_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ВЫС}} = \tau_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ВЫС}} \cdot h_{3б} \quad (2.53)$$

$$\tau_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ВЫС}} = 1 - \frac{(273+t_{\text{о.с.}})}{(273+t_{3б})}. \quad (2.54)$$

Потери эксергии в промежуточном теплообменнике

$$\Delta E_{\text{ПТО}} = (h_{3a} - h_{3б}) - (273 + t_{\text{о.с.}})(s_{3б} - s_{3a}) - (h_{3a} - h_{3б})\tau_{\text{ПТО}}^{\text{ХА}}. \quad (2.55)$$

Эксергетические балансы в ТНУ с учетом использования в схеме переохладителя, переохладителя и промежуточного теплообменника описываются соответственно уравнениями (2.56 – 2.57).

$$\begin{aligned} & (E_{\text{И ВХ}}^{\text{Н}} - E_{\text{И ВЫХ}}^{\text{Н}} + E_{\text{И ВХ}}^{\text{ХА}} - E_{\text{И ВЫХ}}^{\text{ХА}} - \Delta E_{\text{И}}) + \\ & + (E_{\text{КОМ ВХ}}^{\text{ХА}} - E_{\text{КОМ ВЫХ}}^{\text{ХА}} + \Delta E_{\text{КОМ ТР}} - \Delta E_{\text{КОМ И}}) + \\ & + (E_{\text{К ВХ}}^{\text{ХА}} - E_{\text{К ВЫХ}}^{\text{ХА}} + E_{\text{К ВХ}}^{\text{ВЫС}} - E_{\text{К ВЫХ}}^{\text{ВЫС}} - \Delta E_{\text{К}}) + \\ & + (E_{\text{ПО ВХ В}}^{\text{ХА}} - E_{\text{ПО ВЫХ В}}^{\text{ХА}} + E_{\text{ПО ВХ Н}}^{\text{ХА}} - E_{\text{ПО ВЫХ Н}}^{\text{ХА}} - \Delta E_{\text{ПО}}) + \\ & + (E_{\text{ДР ВХ}}^{\text{ХА}} - E_{\text{ДР ВЫХ}}^{\text{ХА}} - \Delta E_{\text{ДР}}) + E_{\text{НАС}} = 0.. \end{aligned} \quad (2.56)$$

$$\begin{aligned} & (E_{\text{И ВХ}}^{\text{Н}} - E_{\text{И ВЫХ}}^{\text{Н}} + E_{\text{И ВХ}}^{\text{ХА}'''} - E_{\text{И ВЫХ}}^{\text{ХА}'''} - \Delta E_{\text{И}}''') + \\ & + (E_{\text{КОМ ВХ}}^{\text{ХА}'''} - E_{\text{КОМ ВЫХ}}^{\text{ХА}'''} + \Delta E_{\text{КОМ ТР}}''' - \Delta E_{\text{КОМ И}}''') + \\ & + (E_{\text{К ВХ}}^{\text{ХА}'''} - E_{\text{К ВЫХ}}^{\text{ХА}'''} + E_{\text{К ВХ}}^{\text{ВЫС}} - E_{\text{К ВЫХ}}^{\text{ВЫС}} - \Delta E_{\text{К}}) + \\ & + (E_{\text{ПО ВХ В}}^{\text{ХА}'''} - E_{\text{ПО ВЫХ В}}^{\text{ХА}'''} + E_{\text{ПО ВХ Н}}^{\text{ХА}'''} - E_{\text{ПО ВЫХ Н}}^{\text{ХА}'''} - \Delta E_{\text{ПО}}) + \\ & + (E_{\text{ДР ВХ}}^{\text{ХА}''} - E_{\text{ДР ВЫХ}}^{\text{ХА}'''} - \Delta E_{\text{ДР}}''') + \\ & + (E_{\text{ПТО ВХ}}^{\text{ВЫС}} - E_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ВЫС}} + E_{\text{ПТО ВХ}}^{\text{ХА}} - E_{\text{ПТО ВЫХ}}^{\text{ХА}} - \Delta E_{\text{ПТО}}) + E_{\text{НАС}}''' = 0. \end{aligned} \quad (2.57)$$

«Эксергия топлива», «эксергия продукта», потери эксергии в узлах установки и эксергетический КПД определяются аналогично традиционной схеме ТНУ по уравнениям (2.30-2.38).

Наличие в контуре ТНУ одного переохладителя не оказывает существенных изменений в тепловом и эксергетическом балансе, поскольку процессы трансформации теплоты протекают в пределах одного замкнутого контура и практически не выходят за пределы установки.

В итоге можно сделать вывод, что внесение дополнительных теплообменных поверхностей снижает общий эксергетический КПД за счет дополнительных потерь в процессе теплообмена, однако переохлаждение ХА позволяет увеличить мощность испарителя при прочих равных условиях. Целесообразность внесения в схему ТНУ дополнительных теплообменников должна быть в каждом конкретном случае обоснована технико-экономическим расчетом.

2.2.5 Математическая модель потоков теплоты в ТНУ, работающих по циклу с КДС

При необходимости получения высокого температурного потенциала нагреваемого в конденсаторе теплоносителя целесообразно применять компрессоры, которые работают с КДС. Это позволяет снизить перегрев в конце сжатия, а, следовательно, избежать выделения углерода в обслуживающем компрессор масле.

Цикл с КДС сжатием отличается от традиционного цикла ТНУ тем, что перед дросселированием часть ХА среднего давления перепускается на специальный впрыскной штуцер компрессора (Рис. 2.4). Добавление ХА с более низкой температурой дает резкое снижение как давления (до давления насыщения), так и температуры. Принципиальная схема потоков теплоты в традиционной ТНУ, осуществляющей цикл с КДС, приведена на рис. 2.10.

часть ХА, которая отбирается после конденсатора, отдельно дросселируется, догревается до температуры насыщения при давлении всасывания цикла ТНУ и подается на впрыск в компрессор.

Расход ХА на линию байпасирования, $G_{\text{ХА}}^{\text{б}}$, кг/с, может быть вычислен из выражения

$$G_{\text{ХА}}^{\text{б}} (h_{3\text{в}} - h_{2\text{ср}}^{\text{нас}}) = (G_{\text{ХА}} - G_{\text{ХА}}^{\text{б}}) (h_{2\text{ср}} - h_{2\text{ср}}^{\text{нас}});$$

$$G_{\text{ХА}}^{\text{б}} = \frac{G_{\text{ХА}} (h_{2\text{ср}} - h_{2\text{ср}}^{\text{нас}})}{h_{3\text{в}} - 2h_{2\text{ср}}^{\text{нас}} + h_{2\text{ср}}}.$$

Поток теплоты, $Q_{\text{КОМ ВХ}}^{\text{ХА}}$, характеризует расход энергии на установление термодинамического равновесия.

$$Q_{\text{КОМ ВХ}}^{\text{ХА}} = G_{\text{ХА}}^{\text{б}} \cdot (h_{2\text{ср}} - h_{2\text{ср}}^{\text{нас}});$$

где $G_{\text{ХА}}^{\text{и}}$ - расход ХА через компрессор без учета расхода линии впрыска, непосредственно на испаритель, кг/с;

$h_{2\text{ср}}$ - энтальпия ХА в конце первой ступени сжатия, кДж/кг;

$h_{2\text{ср}}^{\text{нас}}$ - энтальпия ХА в начале второй ступени сжатия, на линии насыщения, кДж/кг.

Давление всасывания ХА линии перепуска в компрессор вычисляется по формуле

$$p_{\text{КОМ ВХ СР}} = \sqrt{p_{\text{и}} \cdot p_{\text{к}}}$$

где $p_{\text{и}}$ – давление насыщения при температуре испарения, Па;

$p_{\text{к}}$ – давление насыщения при температуре конденсации, Па.

Баланс тепловых потоков для ТНУ, работающей по циклу с КДС, будет выглядеть следующим образом

$$\begin{aligned} Q_{\text{и}} - Q_{\text{и}}^{\text{XA}'} - \Delta Q_{\text{и}}' + Q_{\text{мех}}' + Q_{\text{ком}}' - Q_{\text{ком}}^{\text{XA}'} - \\ - \Delta Q_{\text{ком}}' - Q_{\text{ком вх}}^{\text{XA}'} + Q_{\text{к}}^{\text{XA}'} + Q_{\text{к}}^{\text{в}} - \Delta Q_{\text{к}}' = 0; \end{aligned} \quad (2.58)$$

«Теплота продукта» будет выражаться следующей зависимостью

$$\begin{aligned} Q_{\text{и}} + Q_{\text{мех}}' + Q_{\text{ком}}' + Q_{\text{к}}^{\text{XA}'} + Q_{\text{к}}^{\text{в}} = \\ = Q_{\text{и}}^{\text{XA}'} + \Delta Q_{\text{и}}' + Q_{\text{ком}}^{\text{XA}'} + \Delta Q_{\text{ком}}' + Q_{\text{ком вх}}^{\text{XA}'} + \Delta Q_{\text{к}}' + \Delta Q_{\text{ТА}}' \end{aligned} \quad (2.59)$$

При этом «теплота топлива» может быть определена из выражения

$$Q_{\text{т}}' = Q_{\text{мех}}' = G_{\text{ХА}}' \cdot l'_{\text{сж}} = G_{\text{ХА}}' \cdot \left((h_{2\text{а}} - h_{2\text{сп}}^{\text{нас}}) + (h_{2\text{сп}} - h_{1\text{а}}) \right); \quad (2.60)$$

Термический КПД ТНУ может быть определен по выражению

$$\eta_{\text{т}}' = \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_{\text{т}}'} \cdot 100\% = \frac{c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}})}{G_{\text{ХА}}' \cdot \left((h_{2\text{а}} - h_{2\text{сп}}^{\text{нас}}) + (h_{2\text{сп}} - h_{1\text{а}}) \right)} \cdot 100\%. \quad (2.61)$$

Тепловые потоки для остальных узлов ТНУ рассчитываются по ранее полученным формулам (2.5, 2.6; 2.8, 2,9).

Из полученных уравнений видно, что использование цикла с КДС с термодинамической точки зрения несколько снижает эффективность цикла за счет энергии, идущей на искусственное уменьшение давления и температуры в процессе сжатия. Однако, количество перепускаемого ХА очень мало (около 6% по массе), что снижает долю потерь теплоты на КДС на фоне увеличения срока службы компрессора.

$t_3^{\text{пер}}$ - температура перепускаемого ХА, °С, которая соответствует промежуточному давлению $p_{\text{ком вх ср}}'$.

Эксергетический баланс запишется

$$\begin{aligned}
 & (E_{\text{и вх}}^{\text{н}} - E_{\text{и вых}}^{\text{н}} + E_{\text{и вх}}^{\text{ХА}'} - E_{\text{и вых}}^{\text{ХА}'} - \Delta E_{\text{и}}') + \\
 & + (E_{\text{ком вх}}^{\text{ХА}'} - E_{\text{ком вых}}^{\text{ХА}'} + \Delta E'_{\text{ком тр}} - E_{\text{ком вх}}^{\text{ХА}'} - \Delta E_{\text{ком и}}') + \\
 & + (E_{\text{к вх}}^{\text{ХА}'} - E_{\text{к вых}}^{\text{ХА}'} + E_{\text{к вх}}^{\text{выс}} - E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - \Delta E_{\text{к}}) + \\
 & + (E_{\text{др вх}}^{\text{ХА}'} - E_{\text{др вых}}^{\text{ХА}'} - \Delta E_{\text{др}}') + E_{\text{нас кдс}} = 0.
 \end{aligned} \tag{2.64}$$

«Эксергия продукта» запишется через выражение

$$\begin{aligned}
 & E_{\text{и вх}}^{\text{н}} + E_{\text{к вх}}^{\text{выс}} + \Delta E'_{\text{ком тр}} + E_{\text{нас кдс}} = \\
 & = E_{\text{и вых}}^{\text{н}} + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + E_{\text{ком вх}}^{\text{ХА}'} + \Delta E_{\text{и}}' + \Delta E_{\text{ком и}}' + \Delta E_{\text{кон}}' + \Delta E_{\text{др}}'.
 \end{aligned} \tag{2.65}$$

«Эксергия топлива» вычисляется аналогично выражению (2.37)

При этом эксергетический КПД установки составит

$$\eta_{\text{э кдс}}' = \frac{E_{\text{и вых}}^{\text{н}} + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + E_{\text{ком вх}}^{\text{ХА}'}'}{E_{\text{ком тр}}' + E_{\text{нас кдс}}}. \tag{2.66}$$

Использование цикла с КДС при осуществлении цикла ТНУ целесообразно в случаях с большой температурой перегрева в конце сжатия. КДС дает возможность понизить температуру в конце сжатия приблизительно на 25...35°С. Величина снижения температуры зависит от вида ХА, температур насыщения в испарителе и конденсаторе, наличия дополнительных теплообменных поверхностей, типа и КПД компрессора, температуры окружающей среды и т.д. В этом случае вероятно незначительное уменьшение эксергетического КПД ТНУ, однако при этом увеличивается срок службы основного оборудования, что повлечет за собой сокращение затрат на амортизационные расходы и капитальный ремонт установки.

2.3 Расчетно-аналитические исследования параметров ТНУ

По результатам математического моделирования потоков теплоты и потоков эксергии в различных схемах ТНУ были выделены следующие определяющие характеристики

- «теплота топлива»;
- «теплота продукта»;
- коэффициент преобразования теплоты;
- «эксергия топлива»;
- «эксергия продукта»;
- потери эксергии;
- эксергетический КПД.

Для оценки зависимости данных характеристик от температур испарения и конденсации были проведены численные исследования с использованием полученных зависимостей. Исходные данные для расчетов представлены в таблице 2.1, а результаты приведены в приложении Б.

Таблица 2.1 – Параметры ХА в испарителе и конденсаторе в процессе расчетно-аналитических исследований

Средняя температура ХА в конденсаторе $t_k, ^\circ\text{C}$	Средняя температура ХА (R600a, R717) в испарителе $t_{и}, ^\circ\text{C}$	
35	10	20
45		
55		
65		

Аналогичные исследования были проведены для цикла с КДС с целью анализа изменения основных характеристик. Результаты исследований приведены в графической форме на рис. 2.14-2.17.

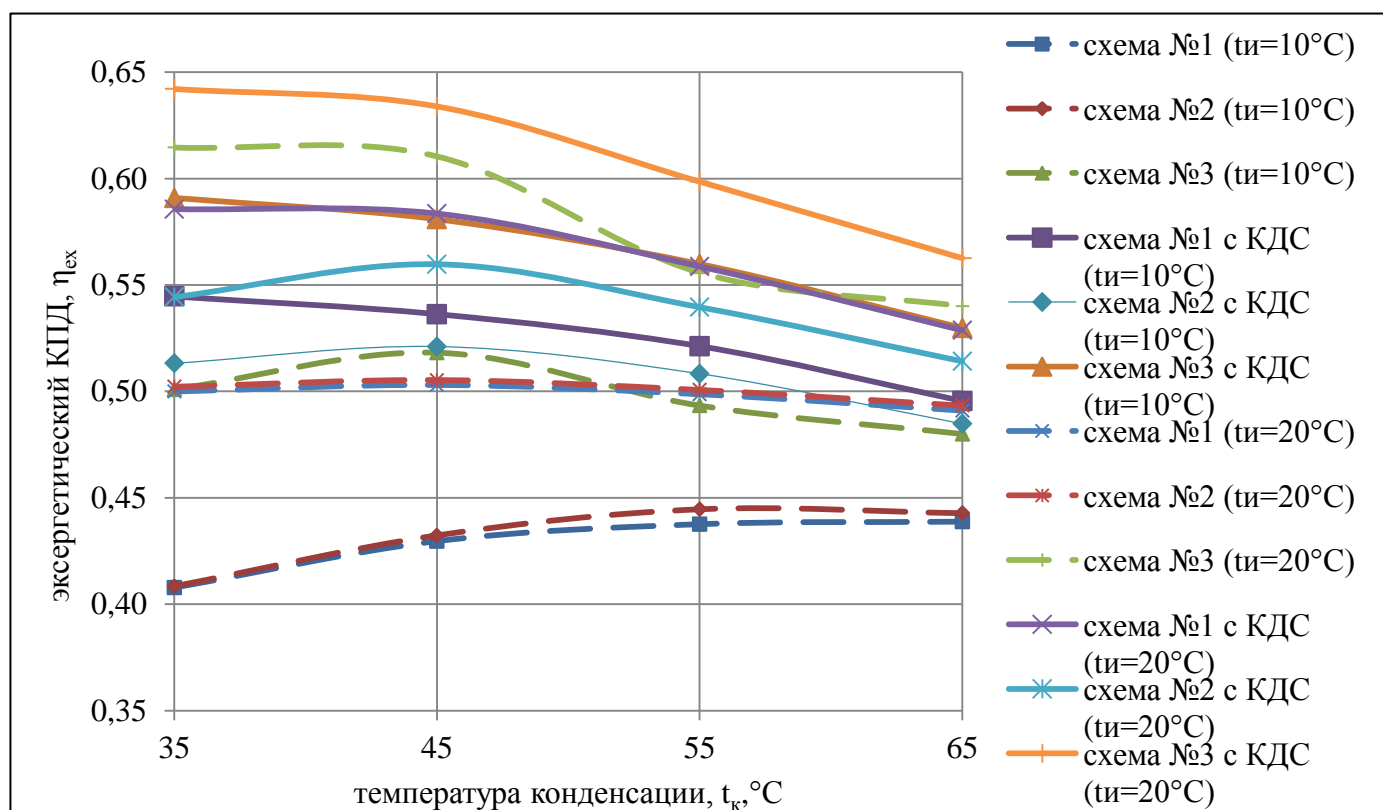


Рис. 2.14. Зависимость эксергетического КПД от температуры в конденсаторе

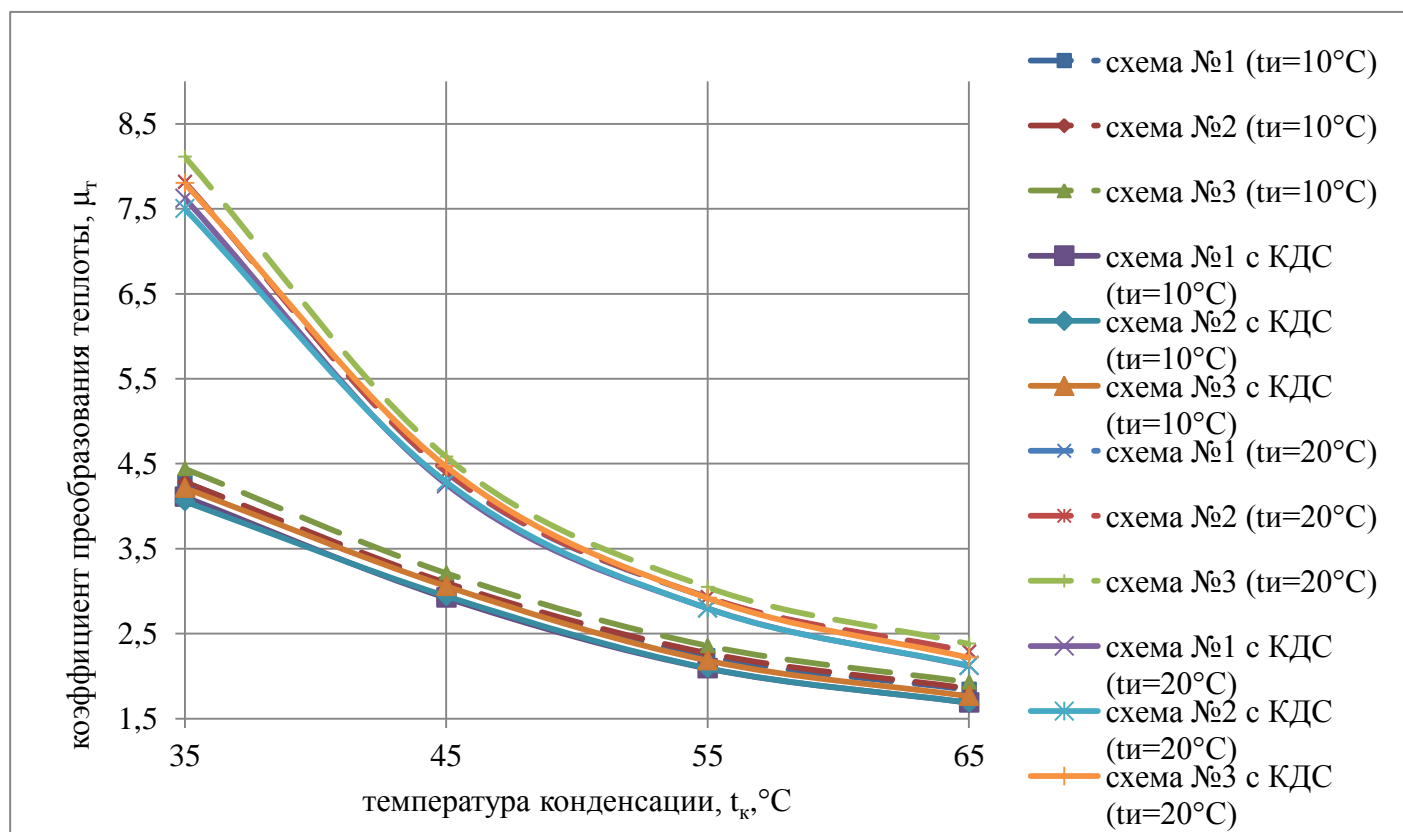


Рис. 15. Зависимость коэффициента преобразования теплоты от температуры в конденсаторе

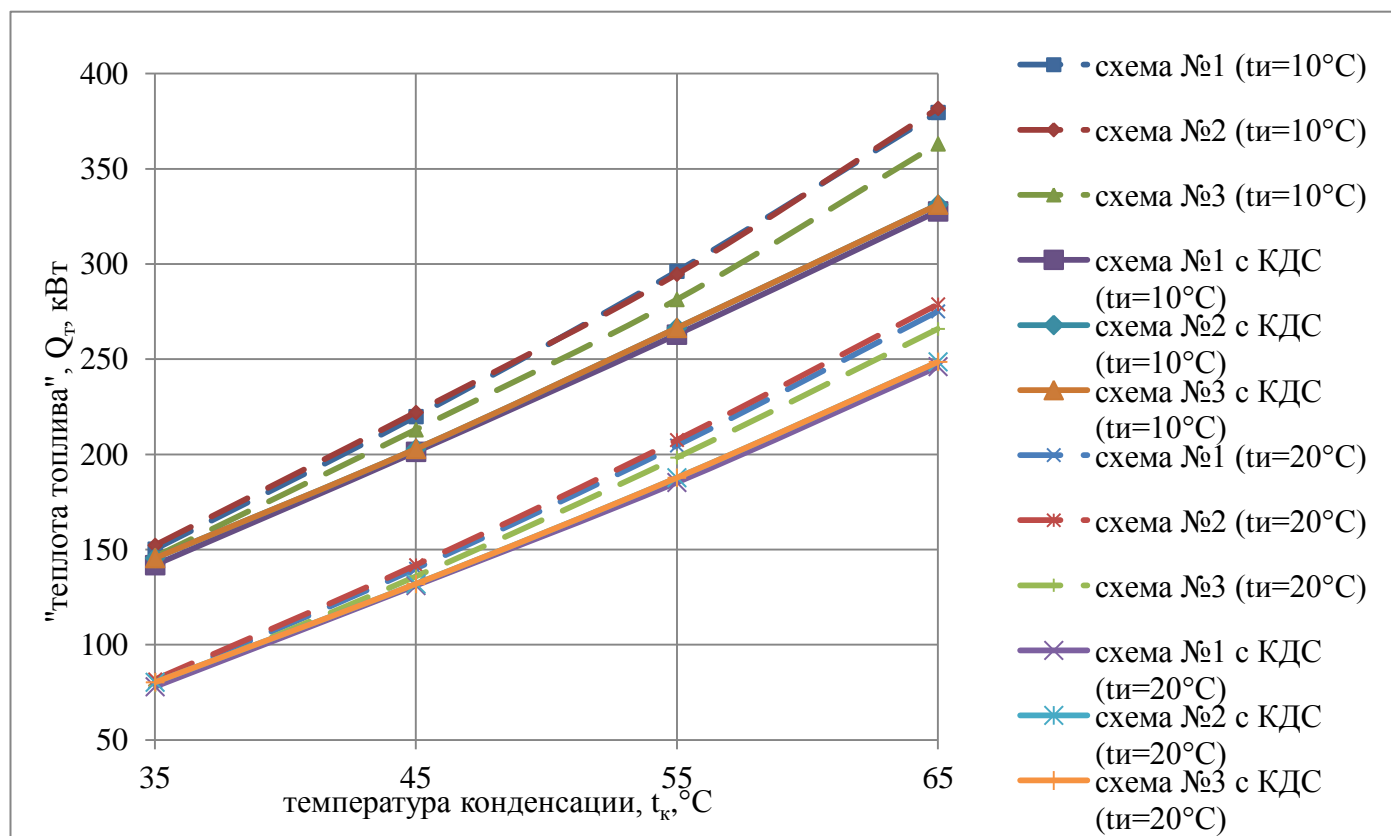


Рис. 2.17. Зависимость теплоты топлива от температуры в конденсаторе

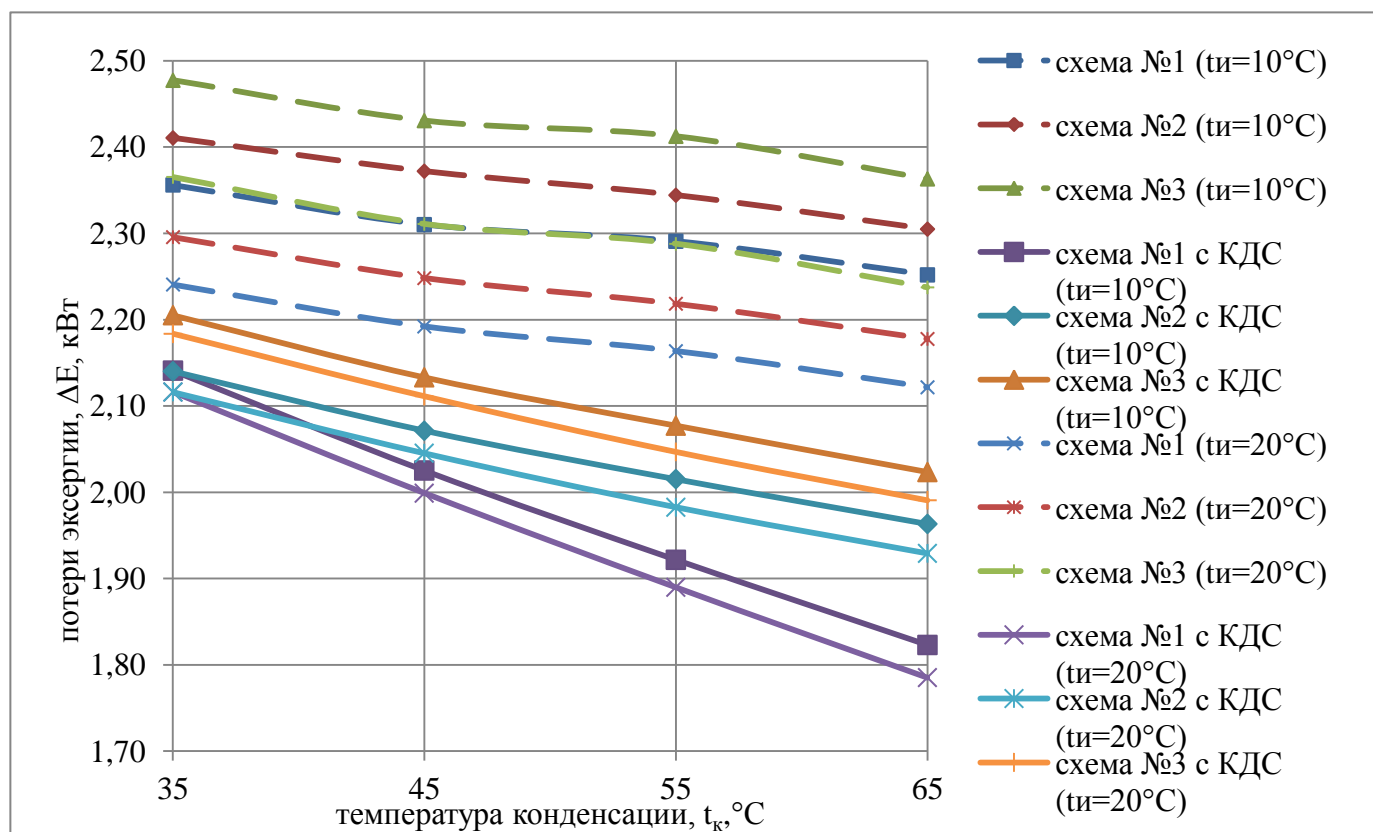


Рис. 2.18. Зависимость потерь эксергии от температуры в конденсаторе

При проведении расчетно-аналитических исследований в качестве условий было принято, что:

- охлаждение высокопотенциального теплоносителя в СО составляет 15°C;
- температурные напоры между теплоносителями в ТА (испаритель, конденсатор, ПТО) 5°C;
- охлаждение шахтной воды в испарителе и нагрев высокопотенциального теплоносителя в конденсаторе осуществляется на 10 °C.
- нагрев высокопотенциального теплоносителя в ПТО осуществляется на 10°C.
- гидравлическими потерями давления при прохождении ХА испарителя и конденсатора пренебрегают.
- при прохождении испарителя и конденсатора считается, что температура ХА не изменяется и равна средней температуре по ходу движения.

Результаты аналогичных исследований для R600a приведены в табличной форме в приложении Б.

Проанализировав графики (Рис. 2.14-2.17), можно сделать следующие выводы:

- при постоянной «теплоте продукта» требуется меньшая «теплота топлива» при совершенствовании схемы ТНУ от традиционной до схемы ТНУ с ПО и ПТО;
- коэффициент преобразования теплоты увеличивается по мере совершенствования схемы ТНУ;
- эксергетический КПД увеличивается при использовании схемы ТНУ с ПТО.
- при увеличении требуемой температуры высокопотенциального теплоносителя коэффициент преобразования теплоты уменьшается, но как видно из графиков, лежит в целесообразных для ТНУ пределах [90, 99, 104...107];

- наиболее перспективным с точки зрения энергоэффективности является осуществление цикла с минимальным перепадом температур конденсации и испарения, поскольку в этом случае коэффициент преобразования теплоты будет максимальным;

- для всех разработанных схем, для всех циклов и со всеми исследуемыми ХА эксергетический КПД лежит в пределах от 35% до 64%;

- в случае осуществления цикла с КДС эксергетический КПД снижается на 8 %, однако срок службы компрессора – основного узла ТНУ – существенно увеличивается, поскольку температура перегрева снижается более чем на 30%;

- при увеличении температуры шахтной воды на 10°C коэффициент преобразования теплоты в среднем увеличивается на 40%, эксергетический КПД – в среднем на 16%, а «теплота топлива» - снижается в среднем на 33%. Потери эксергии также снижаются за счет уменьшения температурного напора между испарителем и конденсатором.

- вид ХА необходимо выбирать из условий экологической безопасности, а также, чтобы диапазон изменения энтальпий ХА в процессе испарения и конденсации был максимальным.

- предложенная в работе математическая модель (2.1-2.38) может быть применима как для традиционных циклов ТНУ, так и для циклов с КДС, что наглядно иллюстрируется графиками зависимостей основных тепловых и эксергетических характеристик эквидистантны. С целью систематизации полученных моделей потоков теплоты и эксергии для исследуемых установок эти модели приведены в табличной форме (приложение В). Такая систематизация облегчит создание методики оценки эффективности и расчета параметров конкретной ТНУ на этапе проектирования.

На основании проведенных расчетно-аналитических исследований можно сделать вывод, что наибольшими являются потери эксергии в компрессоре и конденсаторе из-за необратимости процессов сжатия и теплообмена с высокопотенциальным теплоносителем. В связи с этим

предлагается внести в цикл ТНУ, использующей теплоту шахтной воды, следующие изменения:

1. Для уменьшения эксергетических потерь в конденсаторе со стороны высокопотенциального теплоносителя предлагается использовать ТНУ для систем отопления и горячего водоснабжения в теплый и переходный период года. В наиболее холодный период, использовать ТНУ для целей теплоснабжения по бивалентной схеме, а именно, подавать теплоноситель после выхода из конденсатора ТНУ в ТГУ для дальнейшего догрева согласно температурному графику. Уменьшению потерь в конденсаторе также может способствовать развитие поверхности теплообмена при сокращении температурного перепада [88].

2. Для уменьшения эксергетических потерь при сжатии ХА в компрессоре в работе предлагается охлаждать фреон, а именно, использовать КДС для установок, работающих на аммиаке в качестве ХА, в частности.

Выводы по 2 разделу

1. Разработанная математическая модель потоков теплоты и эксергии в теплонасосной установке позволяет проводить параметрический и структурный анализ различных схем ТНУ.

2. Использование схемы ТНУ с переохладителем позволяет увеличить термический КПД, коэффициент преобразования теплоты и электроэнергии на 12%, эксергетический КПД на 6%. Необходимая «теплота топлива» при этом уменьшится на 10%.

3. Использование схемы с переохладителем и промежуточным теплообменником позволяет увеличить термический КПД, коэффициент преобразования теплоты и электроэнергии на 30%. Необходимая «теплота топлива» при этом снижается на 23%. Внесение дополнительных теплообменных поверхностей положительно отражается на эксергетических показателях установки.

4. Использование дополнительных поверхностей нагрева приводит к незначительному увеличению потерь эксергии (до 30%), однако этот факт компенсируется значительным ростом эксергетического КПД по сравнению с традиционными схемами. Наиболее эффективной является схема с переохладителем и промежуточным теплообменником. В случаях, требующих высокой температуры теплоносителя систем теплоснабжения (до 65°C) целесообразно применять цикл с КДС.

5. При осуществлении цикла с КДС при снижении температуры в конце сжатия в среднем на 30% эксергетический КПД увеличивается на 17%. При этом срок службы компрессора – основного узла ТНУ – существенно увеличивается.

6. При увеличении температуры шахтной воды на 10°C коэффициент преобразования теплоты в среднем увеличивается на 40%, эксергетический КПД – в среднем на 16%, а «теплота топлива» - снижается в среднем на 33%. Потери эксергии также снижаются за счет уменьшения температурного напора между испарителем и конденсатором.

7. Вид ХА необходимо выбирать из условий экологической безопасности, а также, чтобы диапазон изменения энтальпий ХА в процессе испарения и конденсации был максимальным.

Необходимы исследования режимов работы ТНУ при варьировании значимых параметров теплоносителей и окружающей среды для проверки адекватности полученных математических моделей потоков теплоты и эксергии.

РАЗДЕЛ 3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

3.1 Экспериментальная установка и методика измерений

3.1.1 Принципиальная схема установки

Поскольку объектом исследования являются термодинамические процессы в ТНУ, использующих теплоту низкопотенциальных стоков, то в качестве объекта для получения экспериментальных данных была выбрана геотермальная ТНУ – Thermia Diplomat Optimum G3 установленной тепловой мощностью 17,2 кВт (рис. 3.1).



Рис. 3.1 – ТН Thermia Diplomat Optimum G3

ТН установлен в частном доме, расположенном в Донецкой области, г. Славянск, пос. Андреевка. Общая тепловая нагрузка составляет

$\Sigma Q_i = 11875 \text{ Вт}$. В качестве пикового и резервного источника теплоты предусмотрен электродкотел ЭОУ-3/21 тепловой мощностью до 21 кВт.

Источником теплоты для ТН в данном случае служит геотермальный коллектор, состоящий из ПВХ труб уложенных горизонтальным образом на прилегающем участке. В качестве низкопотенциального теплоносителя использовалась вода дистиллированная. В качестве ХА использовался R 407с. В качестве высокопотенциального теплоносителя была использована вода системы отопления и ГВС, рассчитанные на указанные выше мощности. Принципиальная бивалентная схема теплоснабжения коттеджа приведена на рис. 3.2.

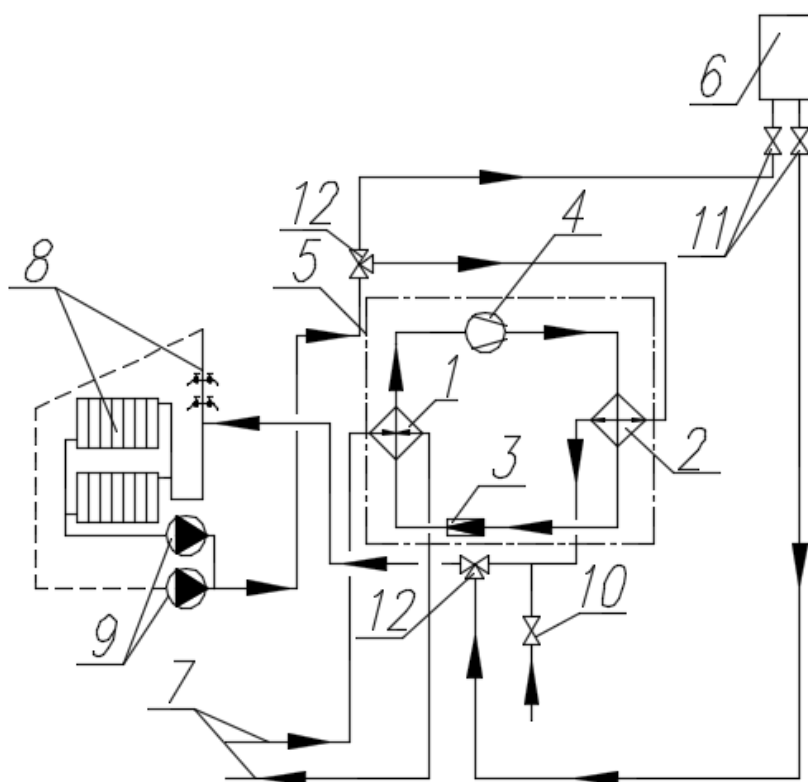


Рис. 3.2 – Принципиальная схема экспериментальной установки

1 – испаритель; 2 – конденсатор; 3 – дроссель; 4 – компрессор; 5 – контрольная поверхность ТНУ; 6 – пиковый (резервный) теплогенератор (электродкотел); 7 – подключение к низкопотенциальному источнику теплоты; 8 – потребители теплоты (система отопления и ГВС); 9 – циркуляционные

насосы системы отопления и ГВС; 10 – вентиль наполнения (подпитки) контура высокопотенциального теплоносителя; 11, 12 – отключающая и регулировочная арматура.

Низкопотенциальный теплоноситель, в роли которого выступает вода из горизонтального коллектора, поступает по линиям 7 в испаритель 1. Нагретый за счет подвода теплоты ХА, сжимается в компрессоре 4 и поступает в конденсатор 2, где, отдав теплоту высокопотенциальному теплоносителю, сжимается в дросселе 3. Высокопотенциальный теплоноситель, запитанный через линию 10, после нагрева в конденсаторе поступает на нужды системы теплоснабжения. Качество догрева при необходимости регулируется при помощи пикового догревателя 6.

Для проведения эксперимента в схему теплоснабжения были внесены некоторые дополнения (рис. 3.3). На линии подачи низкопотенциального теплоносителя в испаритель был смонтирован электроподогреватель 13, позволяющий искусственно регулировать температуру на входе в испаритель. В характерных точках, а именно на входе и выходе теплоносителей из ТНУ были установлены штуцеры, позволяющие измерять температуру с помощью термометров «Росма».

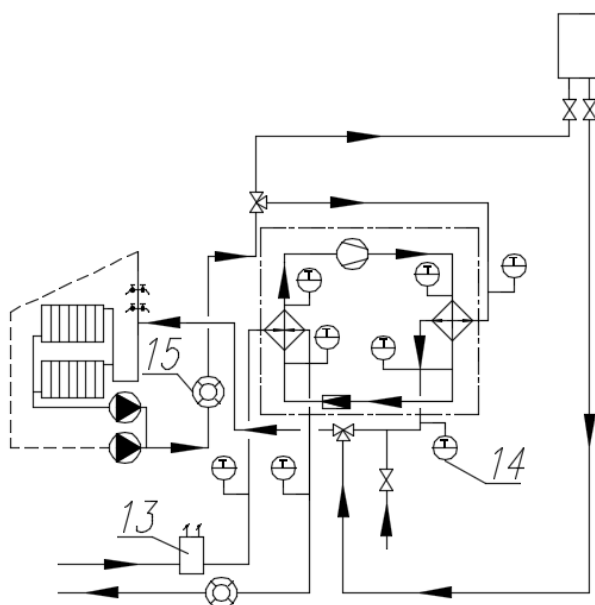


Рис. 3.3 – Изменения в принципиальной схеме теплоснабжения от ТНУ (13 – дополнительный подогреватель; 14 – термометры; 15 – счетчики воды)

Установка термометров показана на рис. 3.4.



Рис. 3.4 – ТНУ с термометрами на входе и выходе трубопровода первичного теплоносителя

Измеряемые величины и приборы, которые были использованы, приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Измеряемые величины и приборы для их измерения

№ п/п	Измеряемый параметр	Прибор для его измерения	Примечание
Низкопотенциальный теплоноситель			
1	Температура на входе	Термометр «Росма».	Класс точности 1,5
2	Температура на выходе	Термометр «Росма».	Класс точности 1,5
3	Расход	Счетчик воды ЛК-15Г.	Максимально допускаемая погрешность составляет 5%. Класс точности 2
Высокопотенциальный теплоноситель			
1	Температура на входе	Термометр «Росма».	Класс точности 1,5
2	Температура на выходе	Термометр «Росма».	Класс точности 1,5
3	Расход	Счетчик воды ЛК-15Г.	Максимально допускаемая погрешность составляет 5%. Класс точности 2
ХА			
1	Температура на входе	Термометр ТБТ-63.	Класс точности 2,5
2	Температура на выходе	Термометр ТБТ-63.	Класс точности 2,5

Расход ХА принимался исходя из учета массы заправленного рабочего тела.

Показания термометров на подающей и обратной линии высокопотенциального теплоносителя приведены на рис. 3.5

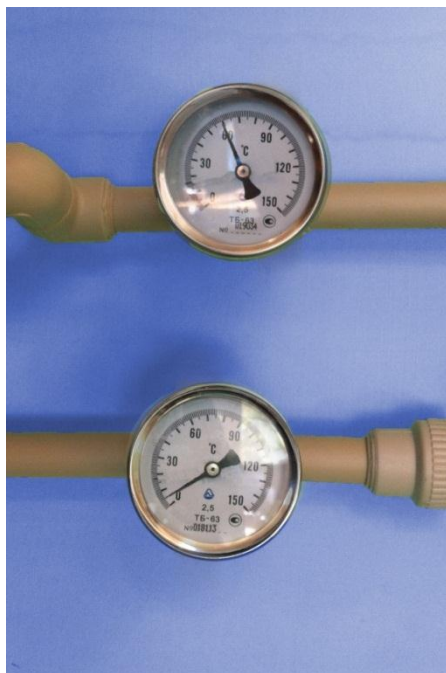


Рис. 3.5 – Температура высокопотенциального теплоносителя

Установка накладных термометров на трубопроводах, транспортирующих ХА, показана на рис. 3.6.



Рис. 3.6 – Установка накладных термометров

3.1.2 Методика проведения эксперимента

Для исследования режимов работы ТН использовалась установка Thermia Diplomat Optimum G3, использующая теплоту грунта. Тепловая нагрузка представлена системой отопления и горячего водоснабжения и составляет 17,2 кВт.

Для измерения температур теплоносителей были установлены термометры «Росма» накладного исполнения. Расход греющего и нагреваемого теплоносителей измерялся с помощью счетчиков воды ЛК-15Г. Для обеспечения переменной температуры в первичном контуре ТНУ в системе в качестве догревателя был смонтирован электродкотел «Эпо-2,5».

Исследования проводились в течение отопительного периода. Все трубопроводы и теплообменные поверхности ТНУ были дополнительно теплоизолированы для уменьшения необратимых потерь теплоты в окружающую среду.

С помощью догревателя последовательно обеспечивался установившийся режим работы ТНУ при заданной в процессе планирования эксперимента температуре испарения. Снимались показания с термометров, установленных на первичном контуре, контуре ХА, а также на подающей линии системы теплоснабжения. Значения расходов теплоносителей фиксировались по счетчикам воды. Показания снимались трижды с интервалом в 10 минут с целью исключить грубые погрешности при проведении экспериментальных исследований и получить более точные данные. Данная процедура проводилась необходимое количество раз при последовательном изменении факторов варьирования, выделенных при планировании эксперимента.

Полученные данные о материальных потоках теплоносителей и их тепловых потенциалах в дальнейшем обрабатываются для получения значений эксергетического КПД, коэффициента преобразования теплоты и эффективности ТНУ.

3.2 Планирование и обработка результатов эксперимента

При исследовании работы ТНУ был выделен ряд факторов, которые в разной степени влияют на эксергетический КПД установки ($\eta_{\text{э}}$), на коэффициент преобразования теплоты (μ_m), и на экономическую эффективность (γ) от внедрения установки. Это такие факторы как

- температура низкопотенциального теплоносителя, $t^{\text{Н}}$;
- расход низкопотенциального теплоносителя, $G_{\text{Н}}$;
- необходимая температура в контуре высокопотенциального теплоносителя (системы теплоснабжения), $t^{\text{Выс}}$;
- расход высокопотенциального теплоносителя, $G_{\text{В}}$;
- вид применяемого ХА;
- вид и марка ТНУ;
- наличие дополнительных переохлаждающих и перегревающих поверхностей в контуре ХА;
- тип применяемого компрессора;
- вид цикла, осуществляемого ТНУ;
- потери давления в контуре ХА;
- наличие в низкопотенциальном теплоносителе коррозионно активных химических соединений, а также взвесей, загрязняющих поверхность теплообмена;
- частота регенераций поверхностей теплообмена и вид очистки;
- рН низкопотенциального теплоносителя;
- температура окружающей среды помещения, в которой находится ТНУ и качество теплоизоляции основных теплообменных узлов и т.д.

Для получения зависимости функции эксергетического КПД в первом приближении были выбраны факторы: температуры в конденсаторе и испарителе, обусловленные температурами высокопотенциального и низкопотенциального теплоносителей при осуществлении обычного цикла ТНУ

без включения дополнительных теплообменных поверхностей; температура высокопотенциального теплоносителя на входе, температура окружающей среды (поскольку их годовые колебания наиболее ощутимы при определении эксергетического КПД); потери давления в контуре ХА (поскольку существенное падение давления ХА в процессе осуществления цикла может привести к его смещению в зону более низких температур).

При проведении эксперимента не учитывался химический состав первичного теплоносителя, степень загрязнения взвешиваемыми, частота необходимых регенераций, хотя эти факторы также являются одними из определяющих при проектировании реальной установки. Однако, поскольку при работе установки в нормальном режиме имеем дело с чистыми теплообменными поверхностями, принято решение учитывать агрессивность и загрязненность низкопотенциального теплоносителя с помощью введения дополнительных коэффициентов, что может стать материалом дальнейших исследований в этой области.

Полученная зависимость эксергетического КПД от обозначенных выше параметров как до эксплуатации установки, так и в процессе ремонта или реконструкции существующих установок, позволит оценивать полноту передачи энергии низкопотенциального теплоносителя и электропривода компрессора высокопотенциальному теплоносителю. Это позволит давать термодинамическую оценку оборудованию или искать наиболее приемлемые решения для различных конкретных случаев.

Перед разработкой плана эксперимента в табл. 3.3 были определены уровни варьирования факторов, влияющих на $\eta_{\text{э}}$, выявленных на основе априорной информации, таким образом, выходным параметром является КПД (Y_1), а входные параметры управляемы и в ходе исследования изменялись от нижней до верхней границы варьирования, уровни варьирования приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3 - Уровни варьирования факторов, влияющих на КПД

Фактор	Нижний уровень фактора	Верхний уровень фактора
1	2	3
Температура в испарителе, °C	10	25
Температура в конденсаторе, °C	40	65
Потери давления в контуре ХА, Па	10	60
Температура высокопотенциального теплоносителя на входе в ТНУ, °C	5	15
Температура окружающей среды, °C	8	25

Вышеперечисленные факторы (температура в испарителе, конденсаторе, температура высокопотенциального теплоносителя на входе в ТНУ, температура окружающей среды, а также потери давления в контуре ХА) можно охарактеризовать как количественные, которые в свою очередь задаются численными значениями, определяющими возможные области изменения рассматриваемого параметра.

При построении имитационной модели экспериментальной установки необходимо осуществить переход от действительного (натурального) значения факторов к кодированному (стандартизированному), по формуле [116-118]:

$$x_i = \frac{x_j - x_{j0}}{\Delta x_j} \quad (3.1)$$

где x_i – нормированное значение фактора;

x_j – натуральное значение фактора;

x_{j0} – основной уровень фактора;

Δx_j – интервал варьирования фактора.

В результате нормирования уровни варьирования входных параметров из табл.3.3. можно переписать в виде табл. 3.4:

Таблица 3.4 - Уровни варьирования факторов эксперимента регрессионного анализа

Входные параметры факторов	Уровни факторов			Интервал варьирования
	Нижний -1	Основной (нулевой)	Верхний +1	
x_1 – температура в испарителе, °С	10	17,5	25	7,5
x_2 – температура в конденсаторе, °С	40	52,5	65	12,5
x_3 – потери давления в контуре ХА, Па	10	35	60	25
x_4 -температура высокопотенциального теплоносителя на входе в ТНУ, °С	5	10	15	5
x_5 -температура окружающей среды, °С	8	16,5	25	8,5

Будем предполагать, что эффекты взаимодействия факторов в исследуемом объекте маловероятны и пренебрежимо малы, поэтому можно воспользоваться $\frac{1}{4}$ репликой полного факторного эксперимента (ПФЭ) [119, 120], то есть дробным факторным экспериментом (ДФЭ) типа 2^3 . Поскольку прямая оценка разрешающей способности дробной реплики затруднена, поэтому дробные реплики зададим с помощью генерирующих соотношений, и план дробного факторного эксперимента типа 2^3 , может быть представлен $\frac{1}{4}$ репликой, которая задается одним из следующих генерирующих соотношений $x_4 = x_1x_2$, $x_5 = x_1x_2x_3$.

Матрица планирования и результаты планирования эксперимента с тремя параллельными опытами приведены в таблице 3.5. Для каждой строки матрицы планирования по результатам трех параллельных опытов было найдено среднее арифметическое значение параметра оптимизации $\overline{y_{ср}}$.

Пример учета двух входных факторов (температур в испарителе и конденсаторе) при планировании эксперимента показан на рисунке 3.7. При трех векторах такая область представляет собой параллелепипед. При большем числе факторов она ограничивается гиперплоскостями в k -мерном пространстве.

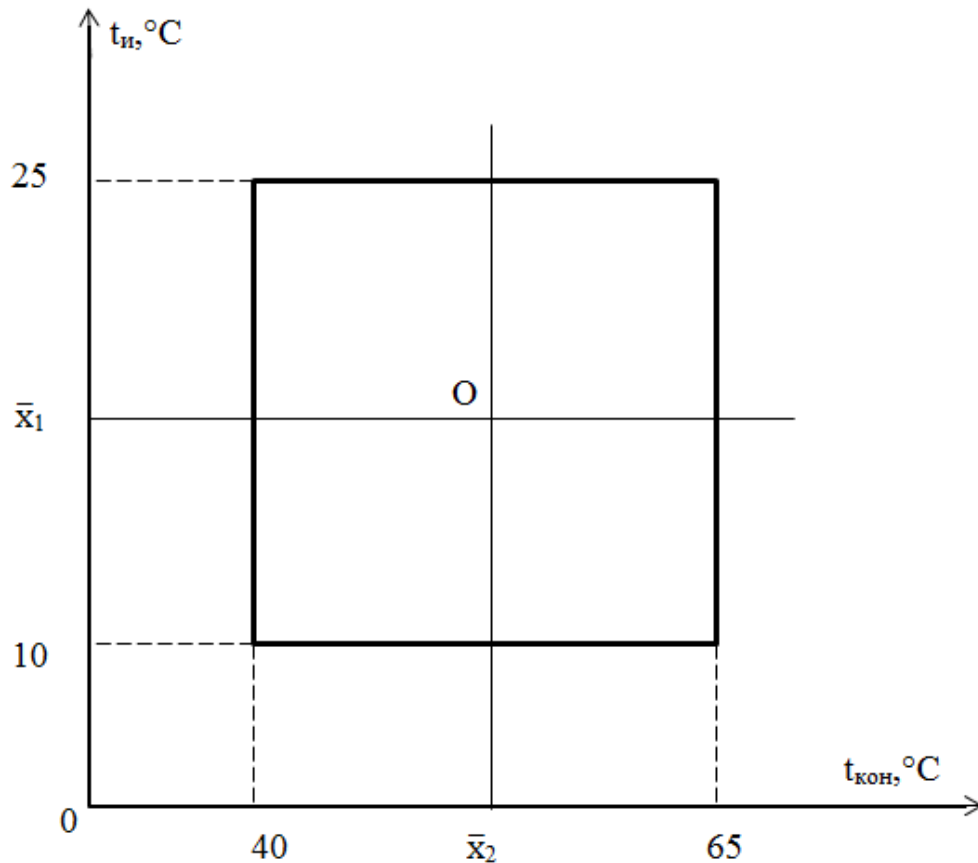


Рис. 3.7 Ограничение области экспериментирования для двух выделенных факторов.

Проверим гипотезу о воспроизводимости опытов при помощи критерия Кохрена, расчетное значение которого вычислим по формуле

$$G_p = \frac{\max S_j^2}{\sum_{j=1}^N S_j^2}, \quad (3.2)$$

где S_j^2 - оценка дисперсии для каждой j - й точки факторного пространства, определяется по формуле

$$S_j^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{j=1}^m (y_j - \overline{y_{j, \text{cp}}}), \quad (3.3)$$

где m - количество параллельных опытов, y_j - значение выходного параметра в j -й строке, $\overline{y_{j, \text{cp}}}$ - среднее значение параметра в j -й строке.

Таблица 3.5 – Матрица дробного планирования и результаты эксперимента для эксергетического КПД

Факторы (кодированные значения)							Переменная состояния (отклик)					Построчная дисперсия S_j^2
							Опыт 1	Опыт 2	Опыт 3	Среднее	Модель	
№ п/п	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	y1	y1	y1	\bar{y}_{cp}	$\hat{y}_{mod, КПД}$	
1	1	1	1	1	1	1	0,282	0,346	0,223	0,284	0,259	0,00383308
2	1	-1	1	1	-1	-1	0,330	0,273	0,233	0,279	0,317	0,002352089
3	1	1	-1	1	-1	-1	0,522	0,534	0,401	0,485	0,447	0,005424806
4	1	-1	-1	1	1	1	0,064	0,052	0,198	0,104	0,130	0,006581623
5	1	1	1	-1	1	-1	0,602	0,625	0,564	0,597	0,622	0,000957508
6	1	-1	1	-1	-1	1	0,122	0,135	0,134	0,131	0,092	0,0000525
7	1	1	-1	-1	-1	1	0,178	0,155	0,213	0,182	0,221	0,000872671
8	1	-1	-1	-1	1	-1	0,497	0,557	0,501	0,518	0,493	0,00113025

В нашем случае сумма построчных выборочных дисперсий составит $\sum_{j=1}^N S_j^2 = 0,021204495$ и критическое значение критерия $G_p = 0,31039$. Определяя по таблице распределения Кохрена при уровне значимости $\alpha = 0,05$ критическое значение критерия Кохрена, получим $G_{кр} = 0,5157$. Так как $G_p < G_{кр}$, то гипотеза об однородности дисперсий принимается, таким образом, нет необходимости проводить эксперимент повторно.

Имитационную модель будем искать в виде полинома первого порядка вида [118]

$$Y(x_1, x_2, \dots, x_n) = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{\substack{i,j=1 \\ i \neq j}}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{\substack{i,j,u=1 \\ i \neq j \neq u}}^k b_{iju} x_i x_j x_u + \dots, \quad (3.4)$$

где b_0 – свободный член, b_i – коэффициент при линейных членах, отражающий влияние i -го фактора на функцию отклика, b_{ij} – эффекты парного

взаимодействия факторов, b_{iju} – эффекты тройного взаимодействия факторов, k – число входных параметров.

Коэффициенты уравнения регрессии b_i определяются скалярным произведением столбца y_i на соответствующий столбец x_j , отнесенный к опытам в матрице планирования N :

$$\begin{aligned} b_0 &= \frac{1}{N} \sum_{m=1}^N y_i; \\ b_i &= \frac{1}{N} \sum_{m=1}^N x_{ij} y_i; \\ b_{i,j} &= \frac{1}{N} \sum_{m=1}^N x_i x_j y_i; \\ b_{i,j,u} &= \frac{1}{N} \sum_{m=1}^N x_i x_j x_u y_i, \end{aligned} \quad (3.5)$$

где y_i – значение параметра оптимизации в i -том опыте, N – число опытов в матрице, i, j – индексы при обозначении переменных.

Определяя коэффициенты уравнения регрессии по формулам (3.5), получим данные таблицы 3.6.

Таблица 3.6 – Численные значения коэффициентов регрессии для эксергетического КПД

b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{123}
0,322489	0,06458	0,00006697	-0,03443	0,053308	-0,14726

Проверим значимость полученных коэффициентов регрессии. Предварительно определим дисперсию воспроизводимости (отклика), по формуле:

$$S_{\text{восп}}^2 = \frac{S_{\Sigma}^2}{N} = \frac{0,021204495}{8} = 0,002650562. \quad (3.6)$$

Дисперсия коэффициентов уравнения регрессии

$$S_b^2 = \frac{S_{\text{восп}}^2}{N_m} = \frac{0,002650562}{24} = 0,00011044, S_b = \sqrt{S_b^2} = 0,010509048. \quad (3.7)$$

Найдем значение доверительного интервала для коэффициентов регрессии по формуле

$$\Delta b_j = t_{\alpha, m} \cdot S_b, \quad (3.8)$$

где $t_{\alpha, m}$ - теоретическое значение критерия Стьюдента.

Используя таблицу распределения Стьюдента при уровне значимости $\alpha = 0,05$, находя теоретическое значение критерия Стьюдента, получим $t_{0,05,8} = 2,31$, откуда $\Delta b_j = 0,024233864$. Из сопоставления доверительного интервала Δb_j с абсолютными значениями коэффициентов модели следует, что $|b_2| = 0,00006697 < 0,024233864$, значит, коэффициент b_2 является незначимым и так как все коэффициенты уравнения оценивались независимо, то исключение коэффициента b_2 из уравнения не приводит к изменению других оценок и их дисперсий, поэтому его можно исключить из уравнения, остальные коэффициенты являются значимыми. Таким образом, окончательное уравнение регрессии можно записать в виде

$$\begin{aligned} \hat{y}_{\text{мод, КПД}} = & 0,322489 + 0,06458x_1 - 0,03443x_3 + \\ & + 0,053308x_{12} - 0,14726x_{123} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Проверим адекватность полученного уравнения регрессии (3.9) экспериментальным данным при помощи критерия Фишера, предварительно определив дисперсию адекватности по формуле:

$$S_{ад}^2 = \frac{m \sum_{j=1}^N (\bar{y}_j - \hat{y}_{\cdot \text{мод}})}{N-l}; \quad (3.10)$$

где l - число значимых коэффициентов в уравнении регрессии, получим

$$S_{ад}^2 = 0,0128.$$

Найдем экспериментальное значение критерия Фишера по формуле

$$F_{эксп} = \frac{S_{ад}^2}{S_{воспр}^2} = 4,8299. \quad (3.11)$$

Используя таблицу распределения Фишера при уровне значимости $\alpha = 0,01$ найдем критическое значение критерия Фишера $F_{крит} = 8,64$. И так как $F_{эксп} < F_{крит}$, то гипотезу об адекватности полученной модели необходимо принять.

Для записи имитационной модели в реальных физических величинах произведем обратный переход от стандартизированного масштаба к натуральному, получив, таким образом, окончательный вид имитационной модели:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{\cdot \text{мод, КПД}}(x_1, x_2, x_3) = & 0,322489 + 0,06458 \frac{x_1 - 17,5}{7,5} - \\ & - 0,03443 \frac{x_3 - 35}{25} + 0,053308 \frac{x_1 - 17,5}{7,5} \frac{x_3 - 35}{25} \\ & - 0,14726 \frac{x_1 - 17,5}{7,5} \frac{x_2 - 52,5}{52,5} \frac{x_3 - 35}{25}; \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned} y_{\eta_{ex}} = & 2,7628 - 0,1367 \cdot x_1 - 0,04843 \cdot x_2 - \\ & - 0,05910 \cdot x_3 + 2,7677 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_2 - \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned}
& -6,2831 \cdot 10^{-5} \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 + 3,2986 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 \cdot x_3 + 1,0995 \cdot 10^{-3} \cdot x_2 \cdot x_3; \\
& y_{\eta_{ex}} = 2,7628 - 0,1367 t_u - 0,04843 \cdot t_k - 0,05910 \cdot \Delta p + \\
& + 2,7677 \cdot 10^{-3} \cdot t_u \cdot t_k - 6,2831 \cdot 10^{-5} \cdot t_u \cdot t_k \cdot \Delta p + \\
& - 3,2986 \cdot 10^{-3} \cdot t_k \cdot \Delta p + 1,0995 \cdot 10^{-3} \cdot t_k \cdot \Delta p.
\end{aligned} \tag{3.14}$$

Из анализа уравнения (3.14) можно сделать вывод, что наиболее значимым фактором, влияющим на эксергетический КПД, является температура в испарителе.

Перейдем теперь к построению имитационной модели для коэффициента преобразования теплоты (μ). Перед разработкой плана эксперимента на основе априорной информации было установлено, что на коэффициент преобразования теплоты, обозначим его тут и далее y_2 , определяющее влияние оказывают факторы, приведенные в табл. 3.7.

Таблица 3.7 - Уровни варьирования факторов, влияющих на коэффициент преобразования теплоты

Фактор	Нижний уровень фактора	Верхний уровень фактора
1	2	3
Температура в испарителе, °C	10	25
Температура в конденсаторе, °C	40	65
Потери давления в контуре ХА, Па	10	60

Кодированные значения факторов приведены в табл. 3.8.

Было установлено, что при помощи планирования первого порядка, к которому мы прибегли при построении имитационной модели для функции эксергетического КПД, не удастся получить адекватное математическое описание коэффициента преобразования теплоты.

Таблица 3.8 - Уровни варьирования факторов эксперимента регрессионного анализа

Входные параметры факторов	Уровни факторов			Интервал варьирования
	Нижний -1	Основной (нулевой)	Верхний +1	
x_1 – температура в испарителе, °С	10	17,5	25	7,5
x_2 – температура в конденсаторе, °С	40	52,5	65	12,5
x_3 – потери давления в контуре ХА, Па	10	35	60	25

Следовательно, возникает необходимость в переходе к центральному композиционному планированию (ЦКП), что влечет за собой проведение дополнительных опытов в «звездных точках» и опыт в центре плана, ядром которого будет полный факторный эксперимент. Составим условия проведения ортогонального центрального композиционного плана (ОЦКП), которые приведем в табл. 3.9.

Таблица 3.9 - Условия проведения ортогонального центрального композиционного плана

Характеристика плана	Стандартный масштаб x_i	Натуральный масштаб		
		x_1 – температура в испарителе, °С	x_2 – температура в конденсаторе, °С	x_3 – потери давления в контуре ХА, Па
Нулевой уровень	0	17,5	52,5	35
Верхний уровень	+1	25	65	60
Нижний уровень	-1	10	40	10
Звездные точки	+1,215	26,62	67,68	65,375
	-1,215	8,38	37,32	4,625

В этом случае число опытов ортогонального центрального композиционного плана определяется по формуле [121]

$$N = 2^n + 2n + 1, \quad (3.15)$$

где 2^n - число опытов в ядре плана (в нашем случае ядром плана является полный факторный эксперимент), $2n$ - число опытов в «звездных» точках, один опыт в центре плана, что представляет из себя точку факторного пространства с координатами $(0,0,...,0)$.

Для того, чтобы обеспечить ортогональность плана, квадратичную модель будем записывать в виде промежуточной модели вида:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^N b_i x_i + \sum_{i=1}^N b_{ii} (x_i^2 - \beta) + \sum b_{il} x_i x_l + \dots, \quad (3.16)$$

где $\beta = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2 - \frac{2^{N-p} + 2\alpha^2}{N}$ - величина, вводимая для обеспечения ортогональности плана, α - величина «звездного» плеча.

Матрица планирования эксперимента с тремя параллельными опытами представлена в таблице 3.10

Снова проверим гипотезу о воспроизводимости опытов при помощи критерия Кохрена, в нашем случае сумма построчных выборочных дисперсий составит $\sum_{j=1}^N S_j^2 = 2,975941$ и экспериментальное значение критерия: $G_p = 0,22944$. Определяя по таблице распределения Кохрена при уровне значимости $\alpha = 0,05$ критическое значение критерия Кохрена $G_{кр} = 0,3346$. Так как $G_p < G_{кр}$, то гипотеза об однородности дисперсий принимается.

Таблица 3.10 - Матрица ортогонального центрального композиционного планирования и результаты эксперимента для коэффициента преобразования теплоты

		Факторы (кодированные значения)										Переменная состояния (отклик)				
		x0	x1	x2	x3	$x_1^2 - \beta$	$x_2^2 - \beta$	$x_3^2 - \beta$	x1x2	x1x3	x2x3	Опыт 1	Опыт 2	Опыт 3	Среднее	Модель
Ядро плана (ПФЭ)	1	1	-1	-1	-1	0,27	0,27	0,27	1	1	1	3,6609	4,1049	3,6915	3,819	3,276138
	2	1	1	-1	-1	0,27	0,27	0,27	-1	-1	1	5,0625	5,0595	5,2305	5,118	5,394955
	3	1	-1	1	-1	0,27	0,27	0,27	-1	1	-1	1,8	1,9914	1,977	1,923	2,090117
	4	1	1	1	-1	0,27	0,27	0,27	1	-1	-1	2,8197	2,826	2,808	2,818	2,708525
	5	1	-1	-1	1	0,27	0,27	0,27	1	-1	-1	2,814	2,811	2,856	2,827	2,661137
	6	1	1	-1	1	0,27	0,27	0,27	-1	1	-1	7,788	7,794	7,755	7,779	5,858946
	7	1	-1	1	1	0,27	0,27	0,27	-1	-1	1	1,3845	1,3674	1,3557	1,369	1,475117
	8	1	1	1	1	0,27	0,27	0,27	1	1	1	2,169	2,1882	2,151	2,169	2,093525
Звездные точки	9	1	-1,215	0	0	0,75	-0,73	-0,73	0	0	0	1,6128	1,8135	1,7721	1,733	1,870464
	10	1	1,215	0	0	0,75	-0,73	-0,73	0	0	0	2,5845	2,853	2,8395	2,759	2,792544
	11	1	0	-1,215	0	-0,73	0,75	-0,73	0	0	0	3,09	3,438	3,393	3,307	2,986621
	12	1	0	1,215	0	-0,73	0,75	-0,73	0	0	0	1,392	1,542	1,59	1,508	1,641418
	13	1	0	0	-1,215	-0,73	-0,73	0,75	0	0	0	2,037	2,271	2,25	2,186	2,041951
	14	1	0	0	1,215	-0,73	-0,73	0,75	0	0	0	1,98	2,34	2,328	2,216	2,656027
Центр плана	15	1	0	0	0	-0,73	-0,73	-0,73	0	0	0	1,9263	2,133	2,157	2,072	3,02964

Имитационную модель будем искать в виде полинома второго порядка вида (3.16), коэффициенты уравнения регрессии которой (b_i), определяются по формулам:

$$\begin{aligned} b_0 &= \frac{1}{N} \sum_{m=1}^N \bar{y}_i; \\ b_i &= \frac{1}{N} \sum_{m=1}^N x_{ij} \bar{y}_i; \\ b_{i,j} &= \frac{1}{N} \sum_{m=1}^N x_i x_j \bar{y}_i; \\ b_{i,i} &= \frac{1}{N} \sum_{m=1}^N (x_{ij}^2 - \beta) \bar{y}_i. \end{aligned} \quad (3.17)$$

Определяя коэффициенты уравнения регрессии по формулам (3.17), получим данные табл. 3.11.

Таблица 3.11 – Коэффициенты регрессии для коэффициента преобразования теплоты

b_0	b_1	b_2	b_3	b_{11}	b_{22}	b_{33}	b_{12}	b_{13}	b_{23}
10,82887	3,180182	-4,126	-1,025	0,893154	1,000141	0,863955	-2,14952	-0,34688	0,498875

Проверим значимость коэффициентов регрессии. Предварительно определим дисперсию воспроизводимости (отклика), по формуле:

$$S_{\text{восп}}^2 = \frac{S_{\bar{y}}^2}{N} = \frac{2,97594}{15} = 0,1984.$$

Дисперсия коэффициентов уравнения регрессии:

$$S_b = \sqrt{S_b^2} = 0,44542.$$

Значение доверительного интервала для коэффициентов регрессии будет равно $\Delta b_j = t_{\alpha, m} \cdot S_b = 0,90865$, теоретическое значение критерия Стьюдента по таблице распределения Стьюдента при уровне значимости $\alpha = 0,05$ составит $t_{0,05,30} = 2,04$. Из сопоставления доверительного интервала Δb_j с абсолютными

значениями коэффициентов модели следует, что $|b_{11}| < \Delta b_i, |b_{33}| < \Delta b_i, |b_{13}| < \Delta b_i, |b_{23}| < \Delta b_i$ значит, эти коэффициенты являются незначимыми и их можно исключить из уравнения, остальные коэффициенты значимы. Таким образом, окончательное уравнение регрессии можно записать в виде:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{\text{мод},\mu} = & 10,82887 + 3,180182 \frac{x_1 - 17,5}{7,5} - 4,12623 \frac{x_2 - 52,5}{12,5} - \\ & -1,025 \frac{x_3 - 35}{25} + 1,000141 \left(\left(\frac{x_2 - 52,5}{12,5} \right)^2 - 0,73 \right) - \\ & -2,14952 \frac{x_1 - 17,5}{7,5} \frac{x_2 - 52,5}{12,5} \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned} y_{\eta_{ex}} = & 18,0189 + 1,6278 \cdot x_1 + 0,6009 \cdot x_3 - 0,041 \cdot x_3 - \\ & -0,02293 \cdot x_1 \cdot x_2 + 6,4006 \cdot 10^{-3} \cdot x_2^2; \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} y_{\eta_{ex}} = & 18,0189 + 1,6278 \cdot t_u - 0,6009 \cdot t_k - 0,041 \cdot \Delta p - \\ & -0,02293 \cdot t_u \cdot t_k + 6,4006 \cdot 10^{-3} \cdot t_k^2. \end{aligned} \quad (3.20)$$

Проверим адекватность полученного уравнения регрессии экспериментальным данным с помощью критерия Фишера, нетрудно убедиться в том, что

$$F_{\text{эсп}} = \frac{S_{\text{ад}}^2}{S_{\text{восп}}^2} = 6,03.$$

Используя таблицу распределения Фишера при уровне значимости $\alpha = 0,01$, найдем критическое значение критерия Фишера $F_{\text{крит}} = 6,35$. И так как $F_{\text{эсп}} < F_{\text{крит}}$, следовательно, гипотеза об адекватности полученной модели принимается. Проводя анализ уравнений (3.18... 3.20) можно сделать вывод о том, что для увеличения коэффициента преобразования теплоты при определяющей температуре в испарителе температура в конденсаторе должна

быть максимальной. Также увеличение коэффициента преобразования теплоты достигается развитием площадей теплообмена в испарителе и конденсаторе.

Теперь перейдем к оценке эффективности работы установки. На основе априорной информации, было установлено, что на эффективность, тут и далее обозначим ее как Y_3 , оказывают влияние те же факторы, что и на коэффициент преобразования теплоты, для которого будет построен ортогональный композиционный план, условия проведения которого представлены в таблице 3.7. Матрица планирования эксперимента с тремя параллельными опытами приведена в таблице 3.12.

Проверяя гипотезу о воспроизводимости опытов при помощи критерия Кохрена, нетрудно убедиться в том, что гипотеза об однородности дисперсий принимается, а именно выполнено условие $G_p < G_{кр}$ ($G_p = 0,013524$, $G_{кр} = 0,3346$ при уровне значимости $\alpha = 0,05$).

Имитационную модель, как и для Y_2 , будем искать в виде полинома второго порядка вида (3.16), коэффициенты уравнения регрессии b_i определяются по формулам (3.17) и равны данным в табл. 3.13.

Таблица 3.13 – Коэффициенты регрессии для эффективности ТНУ

b_0	b_1	b_2	b_3	b_{11}	b_{22}	b_{33}	b_{12}	b_{13}	b_{23}
12,16159	-0,36181	-0,02965	-0,13076	-0,19678	-0,23289	-0,23703	-0,08678	0,04039	-0,0212

Проверяя значимость коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента при уровне значимости $\alpha = 0,05$ убеждаемся в том, что коэффициенты b_2 , b_{12} , b_{13} , b_{23} являются незначимыми и их можно исключить из уравнения, остальные коэффициенты значимы.

Таблица 3.12 - Матрица ортогонального центрального композиционного планирования и результаты эксперимента для эффективности от внедрения ТНУ

		Факторы (кодированные значения)										Переменная состояния (отклик)				
		x0	x1	x2	x3	$x_1^2 - \beta$	$x_2^2 - \beta$	$x_3^2 - \beta$	x1x2	x1x3	x2x3	Опыт 1	Опыт 2	Опыт 3	Среднее	Модель
Ядро плана (ПФЭ)	1	1	-1	-1	-1	0,27	0,27	0,27	1	1	1	0,11842	0,12278	0,11941	0,120205	0,124742
	2	1	1	-1	-1	0,27	0,27	0,27	-1	-1	1	0,11016	0,10993	0,121	0,113696	0,117505
	3	1	-1	1	-1	0,27	0,27	0,27	-1	1	-1	0,11728	0,12976	0,12881	0,125283	0,124742
	4	1	1	1	-1	0,27	0,27	0,27	1	-1	-1	0,10677	0,107	0,10639	0,106718	0,117505
	5	1	-1	-1	1	0,27	0,27	0,27	1	-1	-1	0,11676	0,11663	0,1181	0,117161	0,122126
	6	1	1	-1	1	0,27	0,27	0,27	-1	1	-1	0,1085	0,10862	0,10729	0,108133	0,11489
	7	1	-1	1	1	0,27	0,27	0,27	-1	-1	1	0,11561	0,11504	0,11465	0,1151	0,122126
	8	1	1	1	1	0,27	0,27	0,27	1	1	1	0,1051	0,10574	0,1045	0,105113	0,11489
Звездные точки	9	1	-1,215	0	0	0,75	-0,73	-0,73	0	0	0	0,12922	0,13649	0,14291	0,136207	0,127967
	10	1	1,215	0	0	0,75	-0,73	-0,73	0	0	0	0,119	0,13293	0,13155	0,127825	0,119175
	11	1	0	-1,215	0	-0,73	0,75	-0,73	0	0	0	0,12252	0,12945	0,13546	0,129144	0,123036
	12	1	0	1,215	0	-0,73	0,75	-0,73	0	0	0	0,12449	0,13153	0,13766	0,131229	0,123036
	13	1	0	0	-1,215	-0,73	-0,73	0,75	0	0	0	0,123	0,12996	0,136	0,129656	0,124564
	14	1	0	0	1,215	-0,73	-0,73	0,75	0	0	0	0,12361	0,1306	0,13668	0,130297	0,121386
Центр плана	15	1	0	0	0	-0,73	-0,73	-0,73	0	0	0	0,12423	0,13125	0,12994	0,128472	0,126483

Таким образом, окончательное уравнение регрессии можно переписать в виде:

$$\begin{aligned} \hat{y}_{\text{мод,эф}} = & 12,16159 - 0,36181 \frac{x_1 - 17,5}{7,5} - 0,13076 \frac{x_3 - 35}{25} - \\ & - 0,19678 \left(\left(\frac{x_1 - 17,5}{7,5} \right)^2 - 0,73 \right) - 0,23289 \left(\left(\frac{x_2 - 52,5}{12,5} \right)^2 - 0,73 \right) - \\ & - 0,23703 \left(\left(\frac{x_3 - 35}{25} \right)^2 - 0,7 \right); \end{aligned} \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} y_{\eta_{ex}} = & 8,0304 + 0,0742 \cdot x_1 + 0,1565 \cdot x_2 + 0,0213 \cdot x_3 - \\ & - 3,4987 \cdot 10^{-3} \cdot x_1^2 - 1,4906 \cdot 10^{-3} \cdot x_2^2 - 3,792 \cdot 10^{-4} \cdot x_3^2; \end{aligned} \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned} y_{\eta_{ex}} = & 8,0304 + 0,0742 \cdot t_u + 0,1565 \cdot t_k + 0,0213 \cdot \Delta p - \\ & - 3,4987 \cdot 10^{-3} \cdot t_u^2 - 1,4906 \cdot 10^{-3} \cdot t_k^2 - 3,792 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p^2; \end{aligned} \quad (3.23)$$

Проверяя адекватность полученного уравнения регрессии экспериментальным данным при помощи критерия Фишера, нетрудно убедиться в том, что модель также является адекватной. При анализе уравнения становится очевидным, что значение функции будет уменьшаться с увеличением потерь давления и температуры в испарителе, что и должно быть ожидаемо при работе реальной установки.

Адекватность полученных имитационных моделей подтверждается сравнением данных, рассчитанных аналитически, с данными, полученными в ходе экспериментальных исследований. В силу того, что ТНУ, осуществляющая цикл с КДС, очень дорогостоящая и сооружение ее для эксперимента затруднительно, а промышленные образцы данных ТНУ отсутствуют, приведен сравнительный анализ полученных математических зависимостей для традиционной схемы ТНУ. Поскольку адекватность данной схемы подтверждается экспериментальными данными (Рис. 3.8 ... 3.10), можно говорить о справедливости данных зависимостей для всех схем, всех ХА и, в том числе для цикла с КДС.

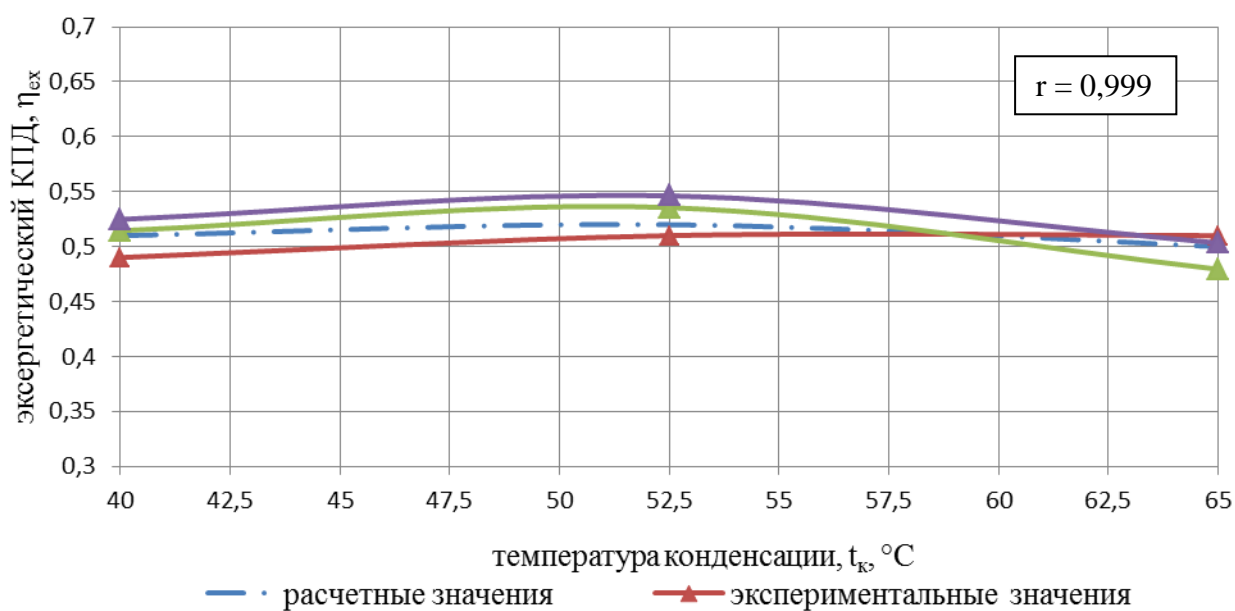


Рис. 3.8. Сравнение расчетных и опытных значений эксергетического КПД

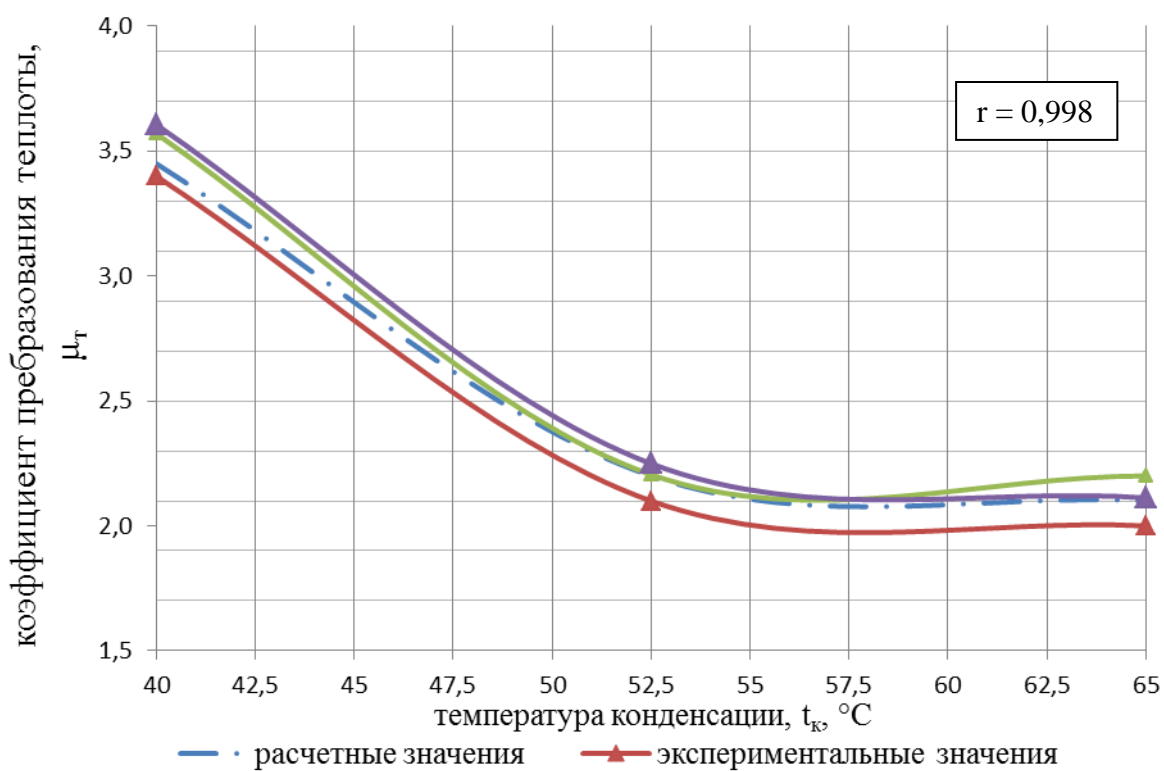


Рис. 3.9. Сравнение расчетных и опытных значений коэффициента преобразования теплоты

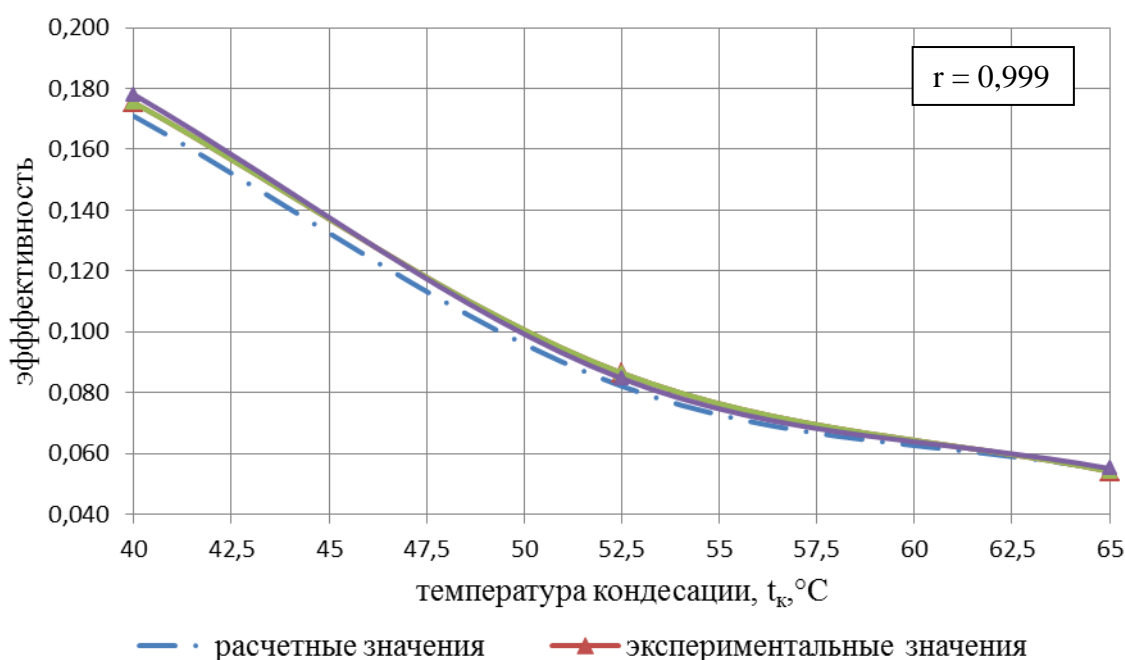


Рис. 3.10. Сравнение расчетных и опытных значений эффективности

Зависимости, представленные на рис. 3.8-3.10 аппроксимируются следующими уравнениями

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{1}{19,941 - 69,352 \cdot \ln(t_k) + 15,146 \cdot \ln(t_k)^3}; \quad (3.24)$$

$$\mu = \frac{1}{12,926 + 4,902 \cdot \ln(t_k) - 0,0971 \cdot \ln(t_k)^3}; \quad (3.25)$$

$$\gamma = \frac{1}{69,874 - 35,329 \cdot \ln(t_k) + 1,317 \cdot \ln(t_k)^3}. \quad (3.26)$$

По результатам проведенных теоретических и экспериментальных исследований можно сделать следующий вывод: получены зависимости таких важных факторов ТНУ, как эксергетический КПД, коэффициент преобразования теплоты и эффективность от основных определяющих параметров работы ТНУ (температуры в испарителе, конденсаторе и потерь давления). Полученные математические зависимости, описывающие работу установки, проверены на реальной действующей модели установки;

полученные в результате опытов данные говорят об адекватности математической модели, т.к. расхождение составляет не более 5%.

Выводы по 3 разделу

1. Для уменьшения эксергетических потерь в ТНУ необходимо стремиться к более высокой температуре в испарителе и минимальным потерям давления ХА при циркуляции по контуру ТНУ, что достигается при помощи теплоизоляции подающих трубопроводов шахтной (или другой технической) воды, расчетно-аналитического выбора оборудования ТНУ с обоснованным диапазоном компрессора по давлению.

2. Значения расчетных и экспериментальных значений эксергетического КПД, коэффициента преобразования и эффективности ТНУ имеют отклонение не более 5%.

3. Для увеличения коэффициента преобразования теплоты необходимо развивать площади теплообмена в испарителе и конденсаторе, а также использовать дополнительные поверхности теплообмена.

4. Изменение основных показателей ТНУ происходит синхронно. Максимальные значения приходятся на циклы с минимальной затраченной работой. Увеличение показателей происходит с уменьшением температуры высокопотенциального теплоносителя и увеличением температуры низкопотенциального.

5. Необходимо выполнить технико-экономическое обоснование эксплуатации ТНУ, использующей теплоту шахтной воды для построения алгоритма технико-экономической оценки подобных установок.

РАЗДЕЛ 4

ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ

4.1 Методологические рекомендации по расчету ТНУ

По результатам проведенных численных и практических экспериментов была составлена блок-схема алгоритма выбора оборудования ТНУ (Рис. 4.1).

На начальном этапе, после принятия решения об использовании ТНУ для утилизации теплоты низкопотенциальных стоков, необходимо произвести сбор данных, необходимых для анализа теплового потенциала и свойств как низкопотенциального теплоносителя, так и высокопотенциального теплоносителя:

- температура и расход низкопотенциального теплоносителя;
- наличие механических примесей в низкопотенциальном теплоносителе;
- химический состав, pH среды источника теплоты;
- возможные сферы применения теплоты высокопотенциального теплоносителя (СО, ГВС, низкотемпературные системы «теплый пол»);
- требуемый расход и температура высокопотенциального теплоносителя.

Затем выбирается в диапазоне требуемых температур несколько наиболее целесообразных ХА (в схеме на рис. 4.1 два ХА). Для этих ХА производится расчет по приведенной методике с использованием формул для всех трех схем подключения ТНУ, расчет завершается вычислением ТЭП. По результатам экономических показателей (размеру капиталовложений, сроку окупаемости) делается вывод о большей целесообразности той или иной схемы ТНУ. При жесткой экономической политике хозяйствования, ограничениях в размере капиталовложений или сроке окупаемости не исключается вывод о целесообразности использования ТГУ на традиционном топливе.

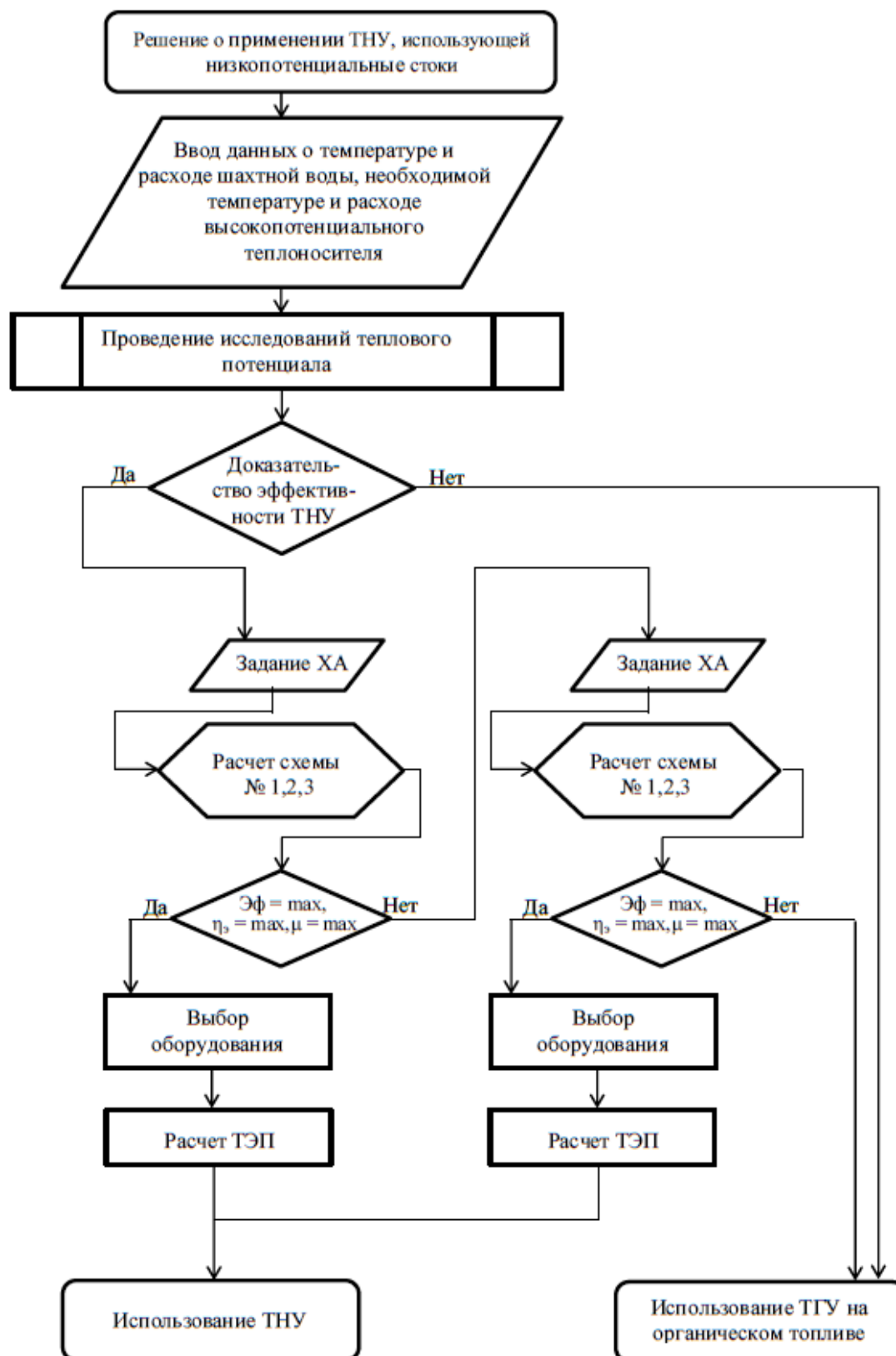


Рис. 4.1 – Алгоритм подбора оборудования для использования теплоты низкопотенциальных стоков с помощью ТНУ

Для количественной оценки экономии первичных энергоносителей была введена такая безразмерная величина как эффективность, Эф , представляющая собой отношение полученной в ТНУ теплоты к теплоте 1 кг условного топлива.

$$\text{Эф} = \frac{q_k + q_{\text{по}} + q_{\text{пто}}}{29300} \cdot k; \quad (4.1)$$

где k – коэффициент, учитывающий соотношение мощностей конденсатора и испарителя,

$$k = \frac{q_k}{q_{\text{и}}}; \quad (4.2)$$

Величина эффективности позволяет оценить, насколько целесообразна будет установка с экономической точки зрения по сравнению с ТГУ, использующими первичные энергоносители, а также может быть использована при расчете технико-экономических показателей проектов.

На основании данного алгоритма разработана программа, позволяющая оценить эффективность циклов ТНУ, в том числе с КДС.

4.2 Разработка методики термодинамического расчета ТНУ, использующей теплоту шахтной воды

Методика термодинамического расчета ТНУ разработана на базе проведенного математического моделирования потоков теплоты и эксергии в различных возможных схемах ТНУ, использующих теплоту промышленных стоков. В основу методики положен полученный в работе математический аппарат, систематизация которого приведена в приложении В.

4.2.1 Выбор хладагента для осуществления цикла ТНУ, использующей теплоту шахтной воды

В результате анализа, проведенного в разделе 1 диссертационной работы, как наиболее эффективные и целесообразные были выбраны хладагенты R600a и R717. Хладагент R600a (метил-бутан или изобутан) полностью экологически безопасен, не относится к запрещенным фреонам, влияющим на ухудшение экологической обстановки планеты. Кроме того, особенности расположения его пограничной кривой в h - $\lg p$ – координатах (рис. 2.28) позволяют сделать вывод о наиболее эффективном сжатии в компрессоре с наименьшим перегревом в конце сжатия, что положительно скажется на эксплуатации компрессора, а также на эксергетическом КПД цикла. Хладагент R717 (аммиак) также относится к экологически безопасным фреонам, однако имеет один существенный недостаток – высокую токсичность. Так, предельно допустимые концентрации аммиака составляют $\text{ПДК}_{\text{рз}} = 20 \text{ мг/м}^3$; $\text{ПДК}_{\text{сс}} = 0,20 \text{ мг/м}^3$. Следовательно, при обосновании схемы с использованием R717 необходимо предусматривать дополнительные требования к организации рабочих мест и технике безопасности персонала. Однако, использование аммиака выглядит целесообразным, поскольку диапазон энтальпии между пограничными кривыми R717 в несколько раз больше, чем у остальных фреонов (например, октофторциклобутана), что позволит более эффективно утилизировать теплоту шахтной воды (рис.4.2).

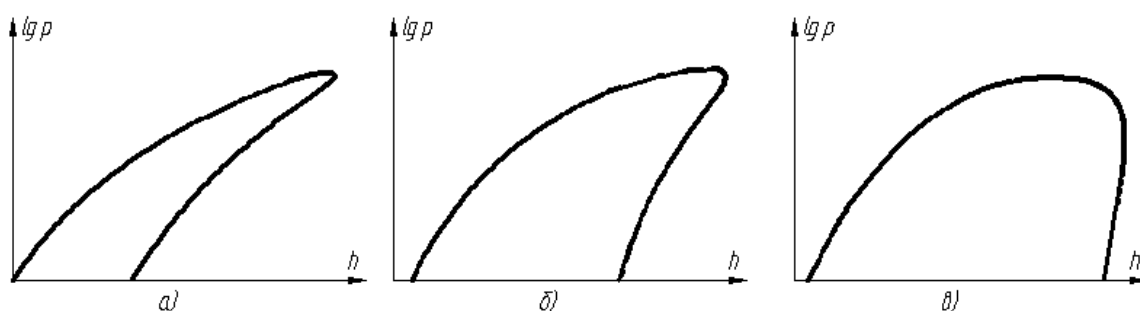


Рис. 4.2 – Расположение пограничной кривой в h - $\lg p$ – координатах для различных хладагентов.

а) RC318 (октофторциклобутан); б) R600a (изобутан); в) R717 (аммиак).

4.2.2 Выбор схемы ТНУ

При выборе схемы ТНУ целесообразно остановиться на известных вариантах [88] с адаптацией их к использованию шахтной воды, предложенной в настоящей работе. Для использования теплоты шахтной воды наиболее целесообразно рассматривать схемы с переохладителем (№2) и схему с промежуточным теплообменником (№3).

Первой стадией расчета является выбор исходных данных, приведенных в приложении Г. Определяющими параметрами являются температура и расход низкопотенциального теплоносителя (шахтной воды), а также желаемая температура высокопотенциального теплоносителя, что, в свою очередь, в основном, зависит от его назначения. По температуре низкопотенциального теплоносителя с учетом температурного напора ($5...10^{\circ}\text{C}$) вычисляется температура испарения ХА, а также температура перегрева в переохладителе ($5...10^{\circ}\text{C}$). Затем по желаемой температуре высокопотенциального теплоносителя с учетом температурного напора в теплообменнике ($5...10^{\circ}\text{C}$) определяется температура конденсации ХА. Температуры конденсации и испарения хладагента являются определяющими для вычисления давления испарения, конденсации и, следовательно, степени сжатия ХА. Точка конца сжатия смещается в сторону от адиабатического процесса из-за влияния электрического и индикаторного КПД процесса сжатия. Точка конца процесса в переохладителе ХА высокого давления определяется разностью энтальпий процесса перегрева перед компрессором. В схеме №3 окончание переохлаждения определяется желаемой температурой предварительного подогрева высокотемпературного теплоносителя с учетом температурного напора в теплообменнике ($5...10^{\circ}\text{C}$). Процесс дросселирования можно считать изоэнтальпийным.

Разработана программа расчета основных параметров ТНУ, которая позволяет определить основные показатели цикла для оценки эффективности циклов.

В расчетах целесообразно рассматривать следующие показатели [88]:

Удельная холодопроизводительность (холодильная мощность испарителя)

$$q_{\text{и}} = h_{1a} - h_4,$$

где h_{1a} ; h_4 – энтальпии ХА на выходе и на входе в испаритель соответственно, кДж/кг.

Удельная теплопроизводительность (тепловая мощность конденсатора)

$$q_{\text{к}} = h_2 - h_3,$$

где h_2 ; h_3 – энтальпии ХА на входе и на выходе из конденсатора соответственно, кДж/кг.

Удельная теплота, отводимая в переохладителе

$$q_{\text{по}} = h_3 - h_{3a},$$

где h_3 ; h_{3a} – энтальпии ХА на входе и на выходе из переохладителя соответственно, кДж/кг.

Удельная теплота, отводимая в промежуточном теплообменнике

$$q_{\text{пто}} = h_{3a} - h_{3б},$$

где h_{3a} ; $h_{3б}$ – энтальпии ХА на входе и на выходе из промежуточного теплообменника соответственно, кДж/кг.

Тепловая мощность ТНУ

$$q_{\text{THY}} = q_{\text{к}}$$

Тепловая мощность нагрева в компрессоре

$$q_{\text{ком}} = (h_{2\text{а}} - h_{1\text{а}}) \cdot \tau_{\text{ком ХА}},$$

где $\tau_{\text{ком ХА}}$ – термодинамическая функция компрессора.

Работа сжатия

$$l_{\text{сж}} = h_{2\text{а}} - h_{1\text{а}},$$

где $h_{2\text{а}}$; $h_{1\text{а}}$ – энтальпии ХА на выходе и на входе в компрессор соответственно.

Холодильный коэффициент

$$\mu_{\text{х}} = q_{\text{и}} / l_{\text{сж}}.$$

Коэффициент преобразования теплоты

$$\mu_{\text{т}} = q_{\text{THY}} / l_{\text{сж}}.$$

Коэффициент преобразования электроэнергии

$$\mu_{\text{эл}} = \mu_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{инд}} \cdot \eta_{\text{эл}},$$

где $\eta_{\text{инд}}$; $\eta_{\text{эл}}$ – индикаторный и электрический КПД компрессора соответственно.

Коэффициент сжатия

$$\mu_T = P_K / P_{\text{и}}.$$

Удельная энергия, потребляемая электродвигателем

$$w = l_{\text{сж}} / \eta_{\text{инд}} \cdot \eta_{\text{эл}}.$$

Удельный расход первичной энергии

$$\text{ПЭ} = \frac{1}{\mu_T \cdot \eta_{\text{инд}} \cdot \eta_{\text{эл}} \cdot \eta_{\text{ТЭЦ}} \cdot \eta_{\text{си-м тепл}}}.$$

где $\eta_{\text{ТЭЦ}} \cdot \eta_{\text{си-м тепл}}$ – КПД источника теплоснабжения, использующего первичные источники теплоты, и системы теплоснабжения соответственно.

Средние температуры узлов ТНУ вычисляются с использованием формулы среднелогарифмического температурного напора

$$T_{\text{ср.}i} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{273+t_2}{273+t_1}}$$

$t_1 ; t_2$ - пограничные температуры в i -том процессе, °С.

Термодинамические функции отдельных узлов ТНУ вычисляются по формуле

$$\tau_i = 1 - \frac{(273+t_{\text{о.с.}})}{T_{\text{ср.}i}},$$

где $t_{\text{о.с.}}$ - температура окружающей среды, °С;

$T_{\text{ср.}i}$ - среднелогарифмический температурный напор в i -том узле.

Эксергетические характеристики ТНУ, использующей теплоту шахтной воды, в соответствии с вышеизложенными формулами будут выглядеть следующим образом.

Эксергия, отданная низкопотенциальным теплоносителем

$$e_H = \tau_H^H \cdot q_H.$$

Эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем

$$e_B = \tau_K \cdot q_K.$$

Эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в промежуточном теплообменнике

$$e_{B\text{ ПТО}} = \tau_{\text{ПТО}}^B \cdot q_{\text{ПТО}}.$$

Эксергия потребляемой электроэнергии

$$e_{\text{э}} = w,$$

где w – работа, совершаемая электродвигателем, Вт.

Потери эксергии в узлах ТНУ вычисляются по формулам (2.32 - 2.36, 2.48, 2.55, 2.70)

Правильность расчетов проверяется вычислением суммы эксергетических потерь в ТН, $\sum \Delta E_i$, и сравнением ее с разностью эксергии на входе и выходе в ТНУ

$$\delta = \frac{[(e_H + e_{\text{э}}) - (e_B + e_{B\text{ ПТО}})] - \sum \Delta E_i}{\sum \Delta E_i} \cdot 100\%. \quad (4.3)$$

Погрешность в расчетах должна составлять 2...3%, что подтверждает адекватность разработанной математической модели. Появление погрешности связано с неточностью при определении энтропии по диаграмме для различных ХА. Детальный расчет циклов ТНУ, использующей теплоту шахтной воды, и примеры теоретических циклов ТНУ в h - lgr - координатах представлены в приложении Д.

4.3 Опытнo-промышленная ТНУ для шахтного водоотлива шахты «Северная» г. Дзержинск

Наиболее подходящими по теплопроизводительности по специальному заказу выпускают тепловые насосы фирмы Японии, США, Швеции, Норвегии, Франции. Учитывая факт приобретения Японией квот на выбросы углекислого газа, предусмотрена установка каскадных тепловых насосов фирмы «Mayekava».

Каскадный аммиачный тепловой насос состоит из двух компрессоров высокой ступени типа N160GHS с электродвигателем DNSL-400LN-02A мощностью 485 кВт и низкой ступени типа N8M с электродвигателем DNSL-355LN-04A мощностью 485 кВт, маслоохладителей высокой и низкой ступеней, рекуператора тепла (испарителя), теплообменников горячей воды (конденсаторов), маслоотделителя, отделителя жидкого аммиака, маслонасоса, регулятора температуры масла, панели управления и частотного преобразователя. Предусматривается, что один тепловой насос ведущий, другой ведомый и они оснащены соответствующей автоматикой. Принципиальная тепловая схема приведена на рис. 4.3.

Общая теплопроизводительность тепловых насосов составляет 3,4 МВт. В качестве рабочего вещества принят - аммиак (NH_3), так как при использовании аммиака можно получить более высокую температуру нагреваемого теплоносителя - 85°C.

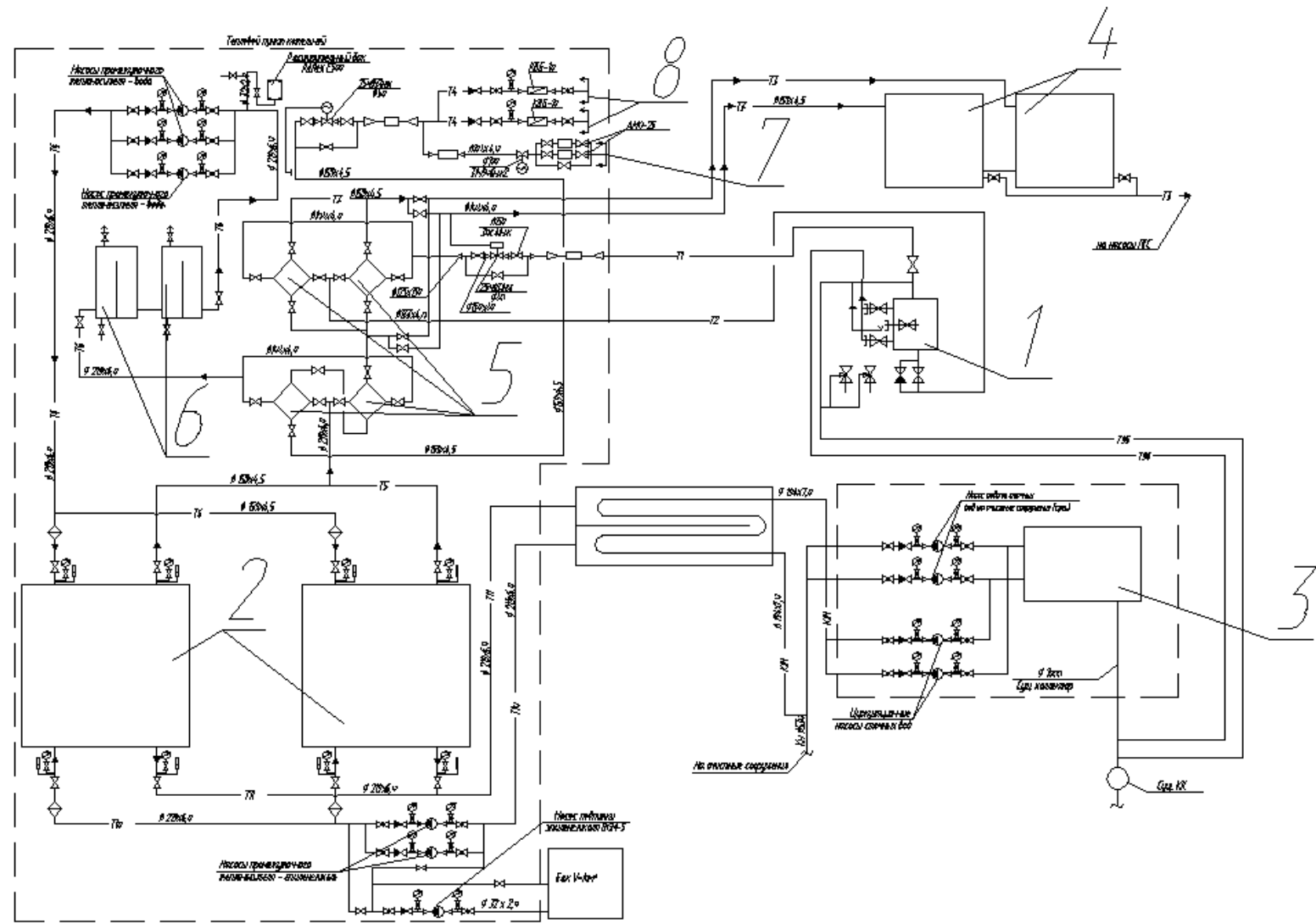


Рис. 4.3 Принципиальная тепловая схема теплоснабжения с помощью ТН по бивалентной схеме

1 – пиковый догреватель; 2 – ТНУ; 3 – приемная емкость сточных вод; 4 – баки-аккумуляторы ГВС; 5 – теплообменники; 6 – буферные емкости; 7 – существующий ввод ХВС; 8 – рециркуляционный трубопровод ГВС

Для подачи шахтной воды из резервуаров на тепловые насосы устанавливаются три насоса фирмы «Willo» типа NL 65/250-22-2-12-50 производительностью $85,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ напором $60,7 \cdot 10^4 \text{ Па}$ с электродвигателем мощностью 22 кВт (2 рабочих, 1 резервный). Насосы устанавливаются под заливом на отметке -3,000. Для подачи теплоносителя от тепловых насосов на котельную устанавливаются два насоса фирмы «Willo» типа BL 80/200-30/2 производительностью $179 \text{ м}^3/\text{ч}$ напором $44,7 \cdot 10^4 \text{ Па}$ с электродвигателем мощностью 30 кВт (1 рабочий, 1 резервный). Насосы устанавливаются на отметке 0,000.

С целью удаления шлама из резервуаров установлены погружные шламовые насосы типа DW 100.110.3H фирмы «Grundfos» производительностью $15 \text{ м}^3/\text{ч}$ напором $67 \cdot 10^4 \text{ Па}$ с электродвигателем мощностью 12 кВт. Насосы устанавливаются по одному в каждом резервуаре и имеют возможность передвигаться по дну резервуаров. Для аварийного опорожнения контуров тепловых насосов от аммиака предусматривается аммиачный дренажный ресивер 075РД, устанавливаемый с наружной стороны здания под навесом, и рассчитанный на приём аммиака от одного теплового насоса. Подпитка контуров тепловых насосов предусмотрена от баллонов с аммиаком. На отопительный сезон достаточно одного баллона аммиака. Для подачи безмаслянного сжатого воздуха на регуляторы температуры масла предусматривается компрессор спиральный безмаслянный типа SF 4-8 фирмы «AtlasCopco» с расходом 400 л/мин давлением 0,8 МПа, мощностью 3,7 кВт. Трубопроводы теплонасосной установки приняты из стальных электросварных труб по ГОСТ 10704-91.

В котельной предусматривается замена существующих, отслуживших нормативный срок эксплуатации, четырех котлов КВГМ-1,6 на два котла КСВа-1,25 общей установленной мощностью 4,9 МВт, работающими на природном газе низкого давления от системы дегазации. Теплоноситель внутреннего контура котельной – вода с параметрами 95/70°C.

Теплопроизводительность котельной 15,765 МВт принята с учётом расчета тепловой схемы и из условия обеспечения теплом потребителей на случай выхода из строя тепловых насосов, либо их компонентов. В котельной предусматривается замена существующих насосов на новые высокоэффективные фирмы «Willo» и установка подпиточных насосов наружного контура и контура тепловых насосов. С целью обеспечения каскадного включения котлов взамен сетевых насосов устанавливаются на каждый котел циркуляционные и рециркуляционные насосы.

Предусмотрена замена существующей ВПУ на Na-катионитовые фильтры Ø700 мм. Также предусмотрена замена существующих баков исходной и химочищенной воды и установка дополнительного бака химочищенной воды на контур «Тепловые насосы- подогреватели I ступени».

В связи с неравномерной откачкой вод из шахты и с целью сглаживания неравномерности в подаче воды вблизи от осветлительных и очистных сооружений предусматривается устройство бака-накопителя. В данном случае используется выведенная из эксплуатации емкость для хранения воды на нужды пожаротушения объемом 600 м³. С целью сокращения потерь тепла предусмотрена теплоизоляция перекрытия резервуара. Так как, в шахтной воде содержится большое количество взвешенных веществ, то забор воды насосами подающими воду на тепловые насосы производится на высоте 1м от дна резервуара. Для периодического удаления шлама из резервуара установлены погружные шламовые насосы. Из резервуара вода подаётся на тепловые насосы, где она охлаждается на 10...15°С и затем охлаждённая отводится по существующему трубопроводу в шламоотстойник.

После нагрева в тепловых насосах вода подаётся на котельную по подземному трубопроводу, прокладываемому бесканально. Трубопровод от водоотливной системы к резервуару с шахтной водой также принят с бесканальной прокладкой. Трубопровод принят из стальных электросварных предварительно изолированных труб в ППУ изоляции с оболочкой из полиэтиленовой трубы Ø273x7 –длиной - 750 м. Дымовая труба, ГРУ и

наружный газопровод сохраняются. Газоходы приняты из листовой стали $\delta = 4$ мм по ГОСТ 19903-74.

Антикоррозионная защита труб принята масляно-битумная в 2 слоя по грунту ГФ-010. Антикоррозионная защита газоходов принята в 2 слоя изнутри и снаружи эмалью КО-811. Теплоизоляция газоходов и баков запаса воды принята матами минераловатными $\delta = 100$ мм с покровным слоем из асбестоцементной штукатурки. Теплоизоляция трубопроводов котельной принята для труб матами минераловатными прошивными на стеклохолсте $\delta = 60$ мм. В качестве покровного слоя для труб принят рулонный стеклопластик типа РСТ.

4.4 Технико-экономическая оценка эффективности внедрения ТНУ на примере реконструкции котельной в г. Дзержинск

В данной работе производится анализ экономической эффективности работы ТНУ, использующей в качестве первичного теплоносителя теплоту шахтных вод, а также других низкопотенциальных стоков, работающих в системе отопления по бивалентной схеме с пиковым догревателем. Целью данного анализа будет определение экономической эффективности реального проекта реконструкции котельной с установкой ТНУ, использующей теплоту шахтной воды, которая была подобрана с использованием расчетов и алгоритмов, предложенных выше. В качестве пикового догревателя предложена котельная на газообразном топливе. В результате получены экономические характеристики данного проекта и выведены приблизительные удельные показатели, которые станут возможным использовать для последующих экономических оценок и проектирования в этой сфере. Также доказана экологическая эффективность конкретной установки путем расчета предотвращенного выброса. В данном случае производится технико-экономическая оценка ТГУ в комплекте с ТНУ «Mayekawa» и теплогенераторами отечественного производства в комплекте с горелками Riello, работающими на газообразном топливе (табл. 4.2).

Таблица 4.2 - Техничко-экономические показатели проекта

№ п/п	Наименование показателей	Единица измерения	Показатели	
			до реконструкции	после рекон- струкции
	Котельная			
1	Подключенная тепловая нагрузка на котельную	МВт	4,1	4,9
2	Установленная мощность котлов	МВт	6,4	5,0
3	Марки и КПД котлов		КВГМ-1,6-4шт кпд-85%	КСВа-1,25- 4шт кпд-92%
	Годовая потребность в тепле	ГДж/год	31 530	37 640
4	Расход тепла на догрев (с ТНУ)	ГДж/год		1 638
5	Годовой расход природного газа	нм ³ /год т у.т.	1 111 580 1 255	54 397 61,4
6	Экономия природного газа	нм ³ /год т у.т.		1 167 560 1 330,8
7	Годовой расход газа (без ТНУ)	нм ³ /год т у.т.		1234 440 1393
8	Годовой расход электроэнергии	тыс.кВт-ч	251,52	158,62
9	Экономия электроэнергии	тыс.кВт-ч		92,9
10	Численность персонала	Чел/сут		7
11	Расход питьевой воды	м ³ /сутки		20
Теплонасосная установка				
1	Установленная тепловая мощность тепловых насосов	МВт		3,4
2	Выработка тепловой энергии	ГДж/год	-	36 010
3	Установленная электрическая мощность	кВт		1829
4	Годовой расход электроэнергии	тыс. кВт-ч		2815,33
5	Количество подаваемых шахтных вод	м ³ /сутки		4000
6	Расчётный расход питьевой воды	м ³ /сутки		2,0
7	Годовой расход электроэнергии	т у.т.		1013,52
8	Численность персонала	Чел/сут		9
9	Резервуары шламовой воды V=700м ³			
10	Общая площадь застройки	м ²		582
Инженерные сети				
1	Протяженность сети шахтных вод	м		428
2	Протяженность тепловой сети от теплонасосной установки до котельной	м		723
3	Протяженность тепловых сетей заменяемых и вновь прокладываемых к потребителям	м		866
4	Протяженность сети электроснабжения (котельной 2-й ввод)	м		345
5	Протяженность сети электроснабжения теплонасосной установки (6кВ)	м		275
6	Ожидаемая экономия топливно-энергетических ресурсов	т у.т./год		297,55
7	Дисконтированный период окупаемости	лет		11

Проектом предусматривается реконструкция котельной квартала 165 г. Дзержинска с внедрением тепловых насосов и вспомогательного оборудования для нужд теплоснабжения. В качестве потребителей котельной выступают 22 жилых дома, 1 детский сад, 1 школа, дом культуры. В качестве источника низкопотенциальной теплоты используются шахтные воды шахты «Северная» с температурой воды 22...26°C. Расход шахтных вод, подаваемых на ТНУ, составляет 120 м³/час. Расстояние от котельной до помещения здания на территории шахты «Северная», где планируется разместить теплонасосный комплекс – 750 м, поэтому эти два объекта планируется соединить трубопроводами из труб ППУ и обеспечить пиковым источником догрева теплоносителя. Для этого проектом предусмотрена установка в котельной котлов КСВа-1,25 в количестве 3 шт. Также проектом предусматривается установка ТНУ общей тепловой мощностью 3,4 МВт.

Прибыль, получаемая от реализации проекта состоит в основном из средств, высвобождаемых при экономии энергоресурсов в процессе эксплуатации ТНУ, использующей теплоту шахтной воды.

Затраты на проект определяются следующими пунктами:

- капитальные затраты при строительстве ТНУ (помещение теплопункта, необходимые накопительные резервуары, линии трубопроводов, изоляция, основное и вспомогательное оборудование и пр.);
- затраты на электроэнергию, потребляемую двигателями электрооборудования ТНУ и сопряженных с ней сетей;
- заработная плата обслуживающему персоналу с необходимыми отчислениями в социальные фонды;
- затраты на плановые и капитальные ремонты в процессе эксплуатации оборудования;
- амортизационные отчисления;
- затраты на эксплуатацию ТГУ в случае необходимости покрытия пиковой нагрузки.

Экономические характеристики инвестиционного проекта с ТНУ сведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3 - Показатели рентабельности инвестиционного проекта

Показатель	Единицы измерений	Значение
Чистый дисконтированный доход	тыс. руб.	9483,732
Индекс рентабельности инвестиций	-	1,20
Дисконтированный период окупаемости	лет	11,0
Внутренняя норма доходности	%	20,71

Чистый дисконтированный доход представляет собой разницу между суммой дисконтированных денежных поступлений, получаемых в результате реализации инвестиционного проекта, и суммой затрат необходимых для реализации этого проекта. В предлагаемом инвестиционном проекте этот показатель составляет 9483,73 тыс. руб. и показывает величину дохода получаемого сверх вложенного капитала.

Индекс рентабельности инвестиций это показатель, позволяющий определить, в какой мере возрастает ценность фирмы (богатство инвестора) в расчете на 1 ед. инвестиций. Данный показатель характеризует уровень доходов на единицу затрат, т.е. эффективность вложений, а его экономический смысл заключается в следующем: чем больше значение этого показателя, тем выше отдача каждой денежной единицы, инвестированной в данный проект. В предлагаемом инвестиционном проекте этот показатель составляет 1,2 и показывает, что каждый вложенный рубль приносит 1,2 руб.

Дисконтированный период окупаемости - это время, требуемое для покрытия начальных инвестиций за счет чистого денежного потока, генерируемого инвестиционным проектом. В предлагаемом инвестиционном проекте время, требуемое для покрытия начальных инвестиций с учетом дисконтирования, составляет 11 лет. В расчетах была использована ставка дисконтирования равная 18% в год, и имеющая следующую структуру: 2% -

размер дохода который предполагается получить по завершении реализации инвестиционного проекта, 14% - учет инфляционных процессов, 2% - компенсация за риск который может возникнуть при реализации инвестиционного проекта.

Внутренняя норма рентабельности это такое значение показателя дисконта, при котором приведенное значение потоков денежных средств за счет инвестиций равно первоначальной сумме инвестиций. В предлагаемом инвестиционном проекте этот показатель составляет 20,71% и показывает (по сравнению с 18%) запас прочности проекта.

Основные финансовые показатели рассматриваемого проекта и движение денежных средств проиллюстрированы рисунками 4.4...4.5.

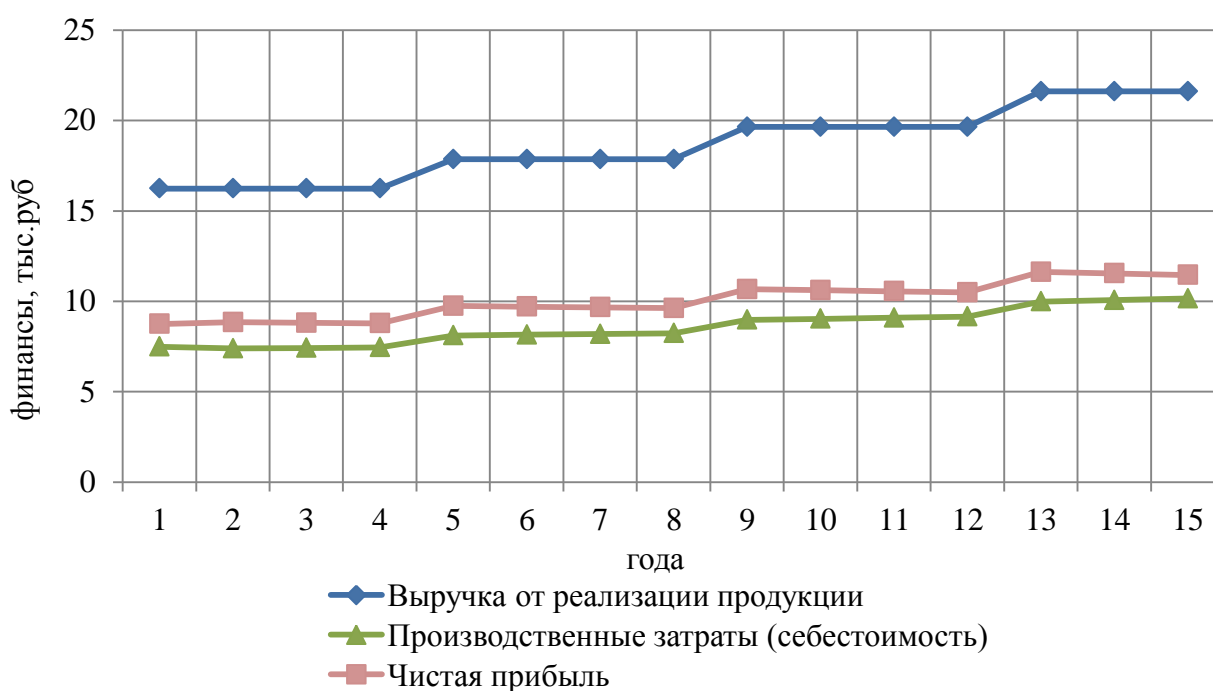


Рис. 4.4 – Основные финансовые показатели

Кроме прочего, доказана значимость таких составляющих в оценке инвестиционного проекта, как экономия от увеличения времени эксплуатации оборудования, от уменьшения затрат на ремонт оборудования, в результате улучшения экологического состояния окружающей среды, а также социальный эффект [123...136].

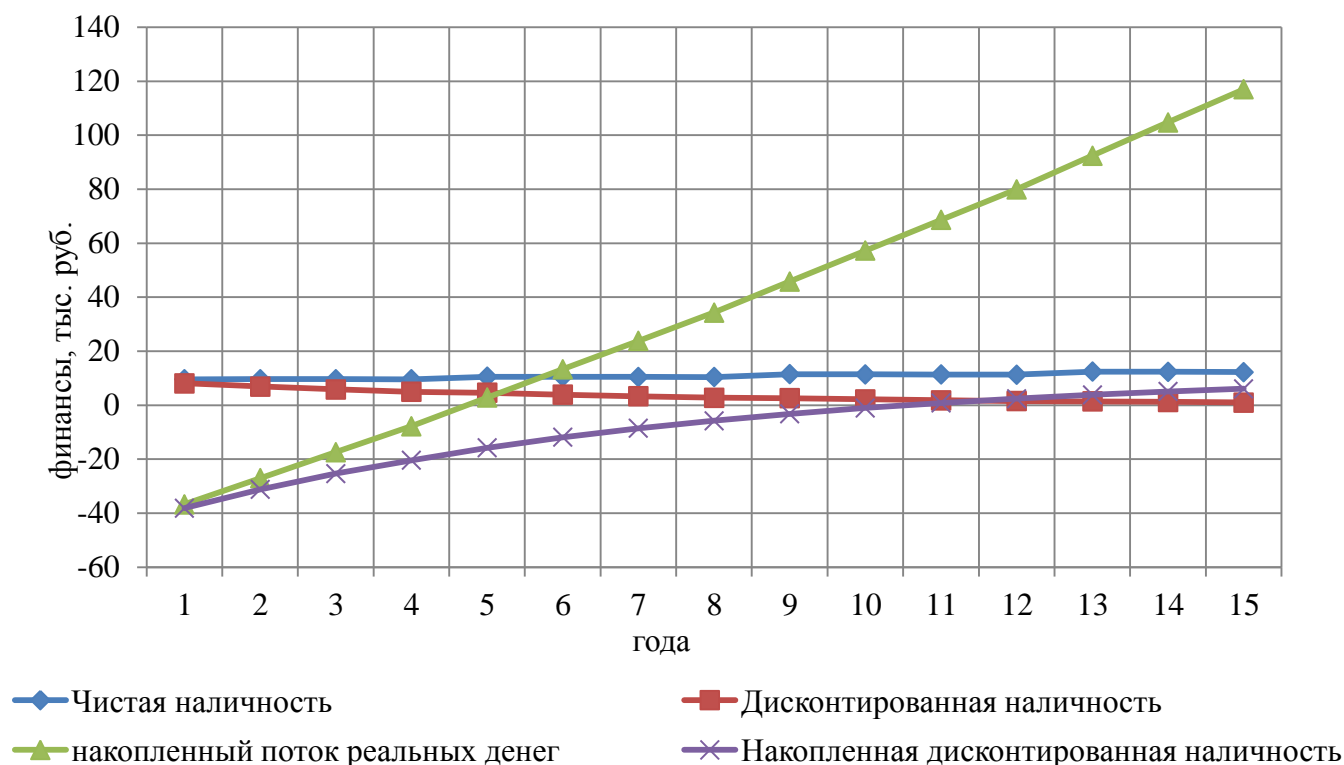


Рис. 4.5 – Движение денежных средств

Экономия от увеличения времени эксплуатации оборудования может быть определена по формуле

$$\Delta E_1 = \sum_{i=1}^n C_i \cdot K_p \cdot \Delta T_i \quad (4.1)$$

где C_i - среднегодовая стоимость оборудования i -го вида, руб;

K_p - коэффициент рентабельности основных фондов;

ΔT_i - увеличение срока эксплуатации оборудования в результате использования цикла с КДС, %;

n - количество видов оборудования, которое подвергается вредному воздействию в процессе эксплуатации.

В данном случае будет два основных направления экономии: за счет применения цикла с КДС, а также за счет снижения нагрузки на теплогенераторы, использующие первичные энергоресурсы. В результате

расчетов экономия от увеличения времени эксплуатации компрессора и теплогенераторов составит 454,86 тыс. руб.

Экономия от уменьшения затрат на ремонт оборудования может быть определена по формуле

$$\Delta E_2 = \sum_{i=1}^n ПЗ_i \cdot \Delta Tр_i + М \quad (4.2)$$

где $ПЗ_i$ - среднечасовая производительность i -го вида оборудования, руб.;

$\Delta Tр_i$ - увеличение количества часов простоя оборудования i -го вида, год;

$М$ - средняя стоимость материалов, необходимых для ремонта оборудования за предусмотренный период, руб.;

n - количество видов оборудования.

В результате снижения нагрузки на котельную существенно снижается износ основного котельного оборудования, что позволит сэкономить до 20 тыс. руб. в год.

Уменьшение затрат в результате улучшения экологического состояния окружающей среды определяется как

$$\Delta E_3 = \sum_{i=1}^n \Delta КЦ_i \cdot (ЗТ_i + КЧ + ЗТП_i + СОПФ + Ш_i) \quad (4.3)$$

где $\Delta КЦ_i$ - снижение концентрации i -го вида вредных веществ, мг/м³;

$ЗТ_i$ - уменьшение убытка на одного человека в результате улучшения здоровья, руб.;

$КЧ$ - контингент, который попадает под экологическое влияние, чел.;

$ЗТП_i$ - уменьшение убытков, принесенным основным фондам на единицу стоимости, мг/м³;

СОПФ - среднегодовая стоимость основных производственных фондов, которые подвергаются экономическому влиянию, руб.;

Π_i - штрафные санкции на единицу концентрации i -го вещества, руб.

Социальный эффект [136] от внедрения ТНУ, использующих теплоту шахтных вод, в том числе с использованием цикла с КДС, выражается в:

- сокращении государственных пособий по безработице;
- улучшении физического состояния рабочих;
- уменьшении заболеваний;
- увеличении продолжительности жизни;

Социальный эффект в сфере материального производства выражается в:

- приросте выпуска продукции;
- увеличении прибыли;
- экономии фондов предприятия.

4.5 Расчет предотвращенного выброса

Для оценки экологического эффекта производится расчет предотвращенного выброса вредных веществ в приземный слой атмосферы на котельной шахты «Северная» г. Дзержинска за счет установки тепловых насосов, использующих теплоту шахтной воды общей тепловой мощностью 3,4 МВт. Котельная предназначена для теплоснабжения на нужды шахты. Производится оценочный расчет для двух случаев эксплуатации ТГУ на органическом топливе: с использованием твердого топлива – угля марки ГР с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 25,95$ МДж/кг, с использованием газообразного топлива. Согласно европейским нормам CORINAIR расчет ведется с использованием показателей эмиссии. Вероятность использования твердого топлива наиболее высока в случаях эксплуатации котельных на действующих шахтах Донбасса. При реконструкции наоборот, чаще встречаются проекты с

использованием котлов, работающих на газообразном топливе. В этом случае для сравнения приведен второй вариант расчета.

Эквивалентный расход угля $B_{\text{уг}}$, кг/с, рассчитывается по формуле

$$B_{\text{уг}} = \frac{W}{Q_{\text{H}}^r}$$

где W – номинальная мощность, МВт;

Q_{H}^r – низшая рабочая теплота сгорания газа или угля, МДж/кг.

$$B_{\text{уг}} = \frac{3,4}{25,95} = 0,131 \text{ кг/с} = 1947 \text{ т/год.}$$

$$B_{\text{з}} = \frac{3,4}{33,66} = 0,101 \text{ м}^3/\text{с} = 1501091 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Определение коэффициентов эмиссии для твердого топлива выполняется согласно [137, 138].

Коэффициент эмиссии твердых частиц составит

$$K_{\text{ТВ}} = \frac{10^6}{Q_{\text{H}}^r} \alpha_{\text{вын}} \frac{A^r}{100 - \Gamma_{\text{вын}}} (1 - \eta_{\text{зу}}) + k_{\text{ТВ } s}$$

где Q_{H}^r – низшая рабочая теплота сгорания угля, МДж/кг;

A^r – массовое содержание золы в топливе, %;

$\alpha_{\text{вын}}$ – доля золы, которая выходит из котлоагрегата в виде летучих соединений; принимается 0,95;

$\Gamma_{\text{вын}}$ – массовое содержание горючих веществ в выбросах в виде суспендированных твердых частиц, %.

$\eta_{\text{зу}}$ – эффективность очистки дымовых газов от суспендированных твердых частиц, 0;

$k_{\text{ТВ } s}$ – показатель эмиссии твердых продуктов взаимодействия сорбентов и оксидов серы и суспендированных твердых частиц сорбента, 0;

$$K_{TB} = \frac{10^6}{25,95} 0,95 \frac{11}{100 - 0,05} (1 - 0) + 0 = 4029 \text{ г/ГДж}.$$

Коэффициент эмиссии диоксида серы составит

$$K_{SO_2} = \frac{10^6 \cdot 2 \cdot S^r}{Q_{yг}^r \cdot 100} (1 - \eta_I)(1 - \eta_{II} \cdot \beta)$$

где $Q_{yг}^r$ – низшая рабочая теплота сгорания угля, МДж/кг;

S^r – содержание серы в топливе, %;

η_I – эффективность связывания серы золой или сорбентом в установке, 0;

η_{II} – эффективность очистки дымовых газов от оксидов серы, 0;

β – коэффициент работы сероочистной установки, 0.

$$K_{SO_2} = \frac{10^6 \cdot 2 \cdot 3}{25,95 \cdot 100} (1 - 0)(1 - 0) = 2312 \text{ г/ГДж}.$$

Коэффициент эмиссии оксидов азота составит

$$K_{NO_x} = (k_{NO_x})_0 \cdot f_n \cdot (1 - \eta_I)(1 - \eta_{II} \cdot \beta)$$

где $(k_{NO_x})_0$ – показатель эмиссии оксидов азота без учета мероприятий по снижению выбросов, г/ГДж;

f_n – степень уменьшения выброса NO_x во время работы на низкой нагрузке, принимается 1;

η_I – эффективность первичных мероприятий по снижению выбросов, 0;

η_{II} – эффективность вторичных мероприятий по снижению выбросов, 0.

β – коэффициент работы азотоочистной установки, 0.

$$k_{NO_x} = 160 \cdot 1 \cdot (1 - 0)(1 - 0) = 160 \text{ г/ГДж}.$$

Коэффициент эмиссии для оксида углерода принимается $k_{CO} = 1900$ г/ГДж;

Для парниковых газов коэффициенты эмиссии составят соответственно

$$k_{CO_2} = 25180 \text{ г/ГДж}; \quad k_{N_2O} = 1,4 \text{ г/ГДж}; \quad k_{CH_4} = 1 \text{ г/ГДж}.$$

Расчет количества выбросов производится по формуле

$$M_i = 10^{-6} \cdot K_i \cdot B \cdot Q^r$$

Масса выбросов тяжелых металлов определяется по формуле

$$M_i = m_i \cdot B$$

где m_i – концентрация тяжелых металлов, мг/кг.

Результаты расчетов приведены в табл. 4.4... 4.6.

Таблица 4.4 – Вредные выбросы при сжигании угля

Вредное вещество	Обозначение	Коэффициент эмиссии, г/ГДж	Вредный выброс, г/с
Твердые частицы	-	4029	13,70
Диоксид серы	SO ₂	2312	7,86
Оксиды азота	NO _x	160	0,544
Оксид углерода	CO	1900	6,46
Оксид диазота	N ₂ O	1,4	0,00476
Метан	CH ₄	1	0,00340
Диоксид углерода	CO ₂	25180	85,60

Таблица 4.5 – Выбросы тяжелых металлов при сжигании угля

Тяжелый металл	Обозначение	Концентрация, мг/кг	Вредный выброс, г/с
Мышьяк	As	20	0,002620
Оксид хрома	CrO ₃	90	0,011790
Медь	Cu	29	0,003799
Ртуть	Hg	0,28	0,0000367
Никель	Ni	26	0,003406
Свинец	Pb	20	0,002620
Цинк	Zn	40	0,005240

Результаты расчета вредных выбросов для газообразного топлива согласно методике [137] приведены в табл. 4.7

Таблица 4.6 – Вредные выбросы при сжигании газообразного топлива

Вредное вещество	Обозначение	Коэффициент эмиссии, г/ГДж	Вредный выброс, г/с
Оксиды азота	NO _x	70	0,2380
Оксид углерода	CO	250	0,8499
Диоксид углерода	CO ₂	15300	52,01
Оксид диазота	N ₂ O	0,1	0,000340
Метан	CH ₄	1	0,00340
Ртуть	Hg	10 ⁻⁴	3,40·10 ⁻⁷

Выводы.

1. Предложен алгоритм экономической оценки эффективности ТНУ, использующей теплоту шахтной воды и программа для расчета эффективности циклов ТНУ, в том числе с КДС, что внедрено в работу ДП «Донецкий Промстройинипроект» (Приложение Е).

2. Разработана методика расчета ТНУ, использующей теплоту шахтных вод, позволяющая учесть энергетический потенциал источника теплоты,

подобрать тип ХА, вариант схемы установки и обосновать необходимость применения цикла с КДС.

3. Разработана и внедрена опытно-промышленная схема ТНУ для вод шахтного водоотлива шахт «Северная» г. Дзержинска. Установка работает по бивалентной схеме, т.е. с пиковым догревателем.

4. Чистый дисконтированный доход от внедрения ТНУ, использующей теплоту шахтной воды в г. Дзержинске составил 9483,73 руб. при дисконтированном периоде окупаемости 11 лет, что говорит о прибыльности и целесообразности внедрения в производство данной технологии (приложение Ж).

5. Экономия при использовании цикла с КДС по сравнению с традиционным циклом ТНУ будет составлять 94,6 тыс. руб. за счет увеличения срока службы компрессоров. Общая экономия при использовании в качестве источника теплоты шахтной воды в г. Дзержинске составит 454,86 тыс. руб. в год.

6. По результатам расчётов предотвращенного выброса, можно сказать, что внедрение ТНУ сократит количество вредных выбросов загрязняющих веществ, парниковых газов и тяжелых металлов почти на 70%, что самым положительным образом скажется на экологической обстановке в регионе. Методика расчета ТНУ, использующей теплоту шахтных вод внедрена в учебный процесс и научно-исследовательскую работу Донбасской национальной академии строительства и архитектуры (Приложение З).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе решена прикладная научно-техническая задача по повышению эффективности парокомпрессионной ТНУ, использующей теплоту шахтных вод. Решение достигается предложенными, на основе расчетно-аналитических и экспериментальных исследований, - способом осуществления цикла ТНУ с квазидвухступенчатым сжатием и схемами установок, которые учитывают особенности утилизации теплоты вод шахтного водоотлива.

1. В результате проведенных исследований шахтных вод Донбасса доказано, что использование теплоты шахтной воды в качестве низкотемпературного теплоносителя для ТНУ является перспективным направлением, так как их температура колеблется в пределах 15...27°C, а расход достигает 884 м³/ч.

2. Усовершенствована математическая модель потоков теплоты и эксергии в ТНУ, использующей теплоту шахтной воды, в том числе при осуществлении цикла с КДС для различных схем ТНУ. Использование схемы с переохладителем и промежуточным теплообменником позволяет значительно увеличить термический КПД, коэффициент преобразования теплоты на 16%, эксергетический КПД на 35%. Необходимая «теплота топлива» при этом уменьшается на 23%.

3. Наиболее эффективной является схема с переохладителем и промежуточным теплообменником. При исследовании режимов работы ТНУ в системах теплоснабжения, требующих высокой температуры высокопотенциального теплоносителя (до 65°C), доказана целесообразность применения цикла с КДС. В случае осуществления такого цикла температура перегрева в конце сжатия снижается в среднем на 30%, что позволяет продлить службы компрессора – основного узла ТНУ.

4. Разработана методика расчета ТНУ, использующей теплоту шахтных вод, позволяющая учесть энергетический потенциал источника теплоты, подобрать тип ХА, вариант схемы установки и обосновать необходимость применения цикла с КДС.

5. Разработана и внедрена опытно-промышленная схема ТНУ для вод шахтного водоотлива шахт «Северная» г. Дзержинска. Установка работает по бивалентной схеме, т.е. с пиковым догревателем.

6. Предложен алгоритм экономической оценки эффективности ТНУ, использующей теплоту шахтной воды и программа для расчета эффективности циклов ТНУ, в том числе с КДС. Чистый дисконтированный доход от внедрения ТНУ, использующей теплоту шахтной воды, в г. Дзержинске составил 9483,73 руб. при дисконтированном периоде окупаемости 11 лет, что говорит о прибыльности и целесообразности внедрения в производство данной технологии. Экономия при использовании цикла с КДС по сравнению с традиционным циклом ТНУ будет составлять 94,6 тыс. руб. за счет увеличения срока службы компрессоров. Общая экономия денежных средств при использовании в качестве источника теплоты шахтной воды в г. Дзержинске составит 454,86 тыс. руб. в год.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

$q_{\text{и}}$ – удельная тепловая мощность испарителя, Вт/кг;

$q_{\text{ТНУ}}$ – удельная тепловая мощность ТНУ, Вт/кг;

τ_i^j – термодинамическая функция узлов ТНУ;

h_i – удельная энтальпия ХА в i -той точке цикла ТНУ, кДж/кг;

s_i – удельная энтропия ХА в i -той точке цикла ТНУ, кДж/(кг·°С);

$l_{\text{сж}}$ – удельная работа сжатия, кДж/кг;

C_p – изобарная теплоемкость, кДж/(кг·°С);

N – мощность электроприборов, Вт;

η – коэффициент полезного действия;

$\mu_{\text{т}}$ – коэффициент преобразования теплоты;

b_i – коэффициенты уравнения регрессии;

y – переменная в уравнениях регрессии;

$\overline{y_{\text{ср}}}$ – среднее арифметическое значение параметра оптимизации;

s_j^2 – оценка дисперсии для j -той точки факторного пространства;

F_i – критерий Фишера;

k_i – коэффициент эмиссии вредных выбросов;

n – низкопотенциальный теплоноситель (шахтные воды, сбросные промышленные стоки);

v – высокопотенциальный теплоноситель (вода системы теплоснабжения или гликоль промежуточного контура;

$k, \text{кон}$ – параметры в конденсаторе;

i – параметры в испарителе;

ком – параметры в компрессоре;

e, e_x – эксергетические параметры;

о.с. – параметры окружающей среды;

$'$ – параметры, относящиеся к традиционной схеме ТНУ;

$''$ – параметры, относящиеся к схеме ТНУ с ПО;

$'''$ – параметры, относящиеся к схеме ТНУ с ПО и ПТО;

$t_{\text{и вх}}^{\text{н}}; t_{\text{и вых}}^{\text{н}}$ – температура низкопотенциального теплоносителя (шахтной воды) соответственно на входе и выходе из испарителя, °С;

$t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}; t_{\text{к вых}}^{\text{выс}}$ – температура высокопотенциального теплоносителя соответственно на входе и выходе из конденсатора, °С;

$t_{\text{к вх}}^{\text{ха}}; t_{\text{к вых}}^{\text{ха}}$ – температура ХА соответственно на входе и выходе из конденсатора, °С;

$t_{\text{ком вх}}^{\text{ха}}; t_{\text{ком вых}}^{\text{ха}}$ – температура ХА соответственно на входе и выходе из компрессора, °С;

$\Delta Q_{\text{и}}'$ – потери теплоты в испарителе, Вт;

$\Delta Q_{\text{ком}}'$ – потери теплоты в компрессоре, Вт;

$\Delta Q_{\text{кон}}'$ – потери теплоты в конденсаторе, Вт;

$Q_{\text{мех}}'$ – теплота, подводимая в процессе сжатия к ХА за счет совершения механической работы, Вт;

$c_{\text{н.в.}}; c_{\text{тв.}}$ – удельные теплоемкости соответственно низкопотенциального теплоносителя (собственно шахтной воды) и твердых взвесей в ней, кДж/кг·град;

$P_{\text{н.в.}}; P_{\text{тв.}}$ – массовые доли воды и твердых частиц соответственно;

$G_{\text{н}}$ – массовый расход шахтной воды, кг/с;

$t_{\text{и н}}^{\text{вх}}$ – температура шахтной воды на входе в испаритель ТНУ, °С;

$t_{\text{и н}}^{\text{вых}}$ – температура шахтной воды на выходе из испарителя ТНУ, °С;

$G_{\text{выс}}$ – массовый расход высокопотенциального теплоносителя, кг/с;

$t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}$ – температура высокопотенциального теплоносителя на входе в конденсатор ТНУ, °С;

$t_{\text{к вых}}^{\text{выс}}$ – температура высокопотенциального теплоносителя на выходе из конденсатора ТНУ, °С;

$q_{\text{ха } i}$ – удельная тепло- или холодопроизводительность узла ТНУ, Вт/кг;

$h_{\text{нач}}; h_{\text{кон}}$ – соответственно начальное и конечное значение энтальпии хладагента в процессе, кДж/кг;

$q_{\text{тн у}}'; q_{\text{и}}'$ – удельные тепловые нагрузки ТНУ и испарителя соответственно, Вт/кг;

$l_{\text{сж}}$ – работа сжатия в компрессоре;

h_{2a} – значение энтальпии ХА в конце сжатия в компрессоре, кДж;

$\tau_{\text{ком ХА}}'$ – термодинамическая функция компрессора;

где $t_{\text{о.с.}}$ - температура окружающей среды, °С;

$T_{\text{ср.ком}}^{\text{ХА}}'$ – среднелогарифмический температурный напор в компрессоре;

$E_{\text{и вх}}^{\text{н}}; E_{\text{и вых}}^{\text{н}}$ – эксергия низкопотенциального теплоносителя (шахтной воды) соответственно на входе и выходе из испарителя, кДж;

$E_{\text{к вх}}^{\text{выс}}; E_{\text{к вых}}^{\text{выс}}$ – эксергия высокопотенциального теплоносителя соответственно на входе и выходе из конденсатора, кДж;

$E_{\text{к вх}}^{\text{ХА}}; E_{\text{к вых}}^{\text{ХА}}$ – эксергия ХА соответственно на входе и выходе из конденсатора, кДж;

$E_{\text{ком вх}}^{\text{ХА}}'; E_{\text{ком вых}}^{\text{ХА}}'$ – эксергия ХА соответственно на входе и выходе из компрессора, кДж;

$E_{\text{др вх}}^{\text{ХА}}'; E_{\text{др вых}}^{\text{ХА}}'$ – эксергия ХА соответственно на входе и выходе из дросселя, кДж;

$\Delta E_{\text{и}}'$ – потери эксергии в испарителе, кДж;

$\Delta E_{\text{комтр}}'$ – потери эксергии в компрессоре на трение, кДж;

$\Delta E_{\text{ком и}}'$ – индикаторные потери эксергии в компрессоре, кДж;

$\Delta E_{\text{кон}}'$ – потери эксергии в конденсаторе, кДж;

$\Delta E_{\text{др}}'$ – потери эксергии в дросселе, кДж;

G_i - расход жидкости, кг/с;

e_i - удельная эксергия потока жидкости при соответствующей температуре, кДж/кг

h_{2a} – энтальпия ХА перед испарителем, кДж;

$T_{\text{к вх}}^{\text{выс}}$ – температура высокопотенциального теплоносителя на входе в конденсатор, К;

h_4 – энтальпия ХА после испарителя, кДж;

$T_{\text{к вых}}^{\text{выс}}$ – температура высокопотенциального теплоносителя на выходе из ТНУ, К;

$N_{\text{выс}}; N_{\text{ш.в.}}; N_{\text{шл}}$ – электрические мощности насосов для перекачки соответственно высокопотенциального теплоносителя, шахтной воды и удаления шлама из накопительных резервуаров, Вт;

$\eta_{\text{ком}}; \eta_{\text{эл}}$ – соответственно КПД компрессора и его электродвигателя;

$t_{\text{по вх н}}^{\text{ХА}}; t_{\text{по вых н}}^{\text{ХА}}$ – температура ХА соответственно на входе и выходе из переохладителя по «низкой» стороне;

$t_{\text{по вх в}}^{\text{ХА}}; t_{\text{по вых в}}^{\text{ХА}}$ – температура ХА соответственно на входе и выходе из переохладителя по «высокой» стороне;

$t_{\text{пто вх}}^{\text{ХА}}; t_{\text{пто вых}}^{\text{ХА}}$ – температура ХА соответственно на входе и выходе из промежуточного теплообменника, °С;

$t_{\text{пто вх}}^{\text{выс}}; t_{\text{пто вых}}^{\text{выс}}$ – температура высокопотенциального теплоносителя соответственно на входе и выходе из промежуточного теплообменника, °С;

$E_{\text{по вх н}}^{\text{ХА}}; E_{\text{по вых н}}^{\text{ХА}}$ – эксергия ХА соответственно на входе и выходе из переохладителя по «низкой» стороне, кДж;

$E_{\text{по вх в}}^{\text{ХА}}; E_{\text{по вых в}}^{\text{ХА}}$ – эксергия ХА соответственно на входе и выходе из переохладителя по «высокой» стороне, кДж.

$E_{\text{пто вх}}^{\text{ХА}}; E_{\text{пто вых}}^{\text{ХА}}$ – эксергия ХА соответственно на входе и выходе из промежуточного теплообменника, кДж;

$E_{\text{пто вх}}^{\text{выс}}; E_{\text{пто вых}}^{\text{выс}}$ – эксергия высокопотенциального теплоносителя соответственно на входе и выходе из промежуточного теплообменника, кДж;

$p_{\text{ком вх ср}}'$ – «среднее» давление цикла ТНУ, давление всасывания ХА линии перепуска в компрессор, Па;

$t_{\text{ком вх ср}}^{\text{ХА}}'$ – температура всасывания ХА среднего давления в компрессор, °С;

$t_{\text{ТА вх}}^{\text{ХА}}'$ – температура не байпасируемого ХА на входе в теплообменный аппарат (ТА), °С;

$t_{\text{ТА вых}}^{\text{ХА}}'$ – температура не байпасируемого ХА на выходе из теплообменного аппарата (ТА), °С;

$\Delta Q_{\text{ТА}}'$ – теплотери в ТА, Вт;

$G_{\text{ХА}}^{\text{и}}$ - расход ХА через компрессор без учета расхода линии впрыска, непосредственно на испаритель, кг/с;

$h_{2\text{ср}}$ - энтальпия ХА в конце первой ступени сжатия, кДж/кг;

$h_{2\text{нас}}^{\text{ср}}$ - энтальпия ХА в начале второй ступени сжатия, на линии насыщения, кДж/кг;

$G_{\text{ХА}}^{\text{и} \prime}$ - расход ХА без учета перепускаемой части, кг/с;

$\tau_3^{\text{пер}}$ - термодинамическая функция перепускаемого ХА;

$t_3^{\text{пер}}$ - температура перепускаемого ХА, °С, которая соответствует промежуточному давлению $p_{\text{ком вх ср}}^{\prime}$.

СЛОВАРЬ ТЕРМИНОВ

ТНУ – теплонасосная установка.

Геотермальная теплонасосная установка – ТНУ, использующая в качестве первичного теплоносителя теплоту грунтовых вод.

Квазидвухступенчатое сжатие (КДС) – процесс сжатия при осуществлении цикла ТНУ при котором в рабочее пространство компрессора производится впрыск жидкой фазы ХА высокого давления, в результате чего происходит диссипация энергии и температура смеси снижается до температуры насыщения при среднем давлении цикла КДС. В результате такого сжатия существенно понижается перегрев ХА в конце сжатия.

TEWI – Total Equivalent Warming Impact - суммарное эквивалентное воздействие на потепление. При расчете величины коэффициента особое влияние на него оказывают допущения о сроке эксплуатации теплового насоса, возможных утечках в процессе его эксплуатации, а также о количестве углекислого газа попавшего в атмосферу при производстве электроэнергии для его работы.

GWP, Global Warming Potential – потенциал глобального потепления – количество тепла, которое задерживается атмосфере из за влияния парникового газа, в сравнении с теплом, задерживаемым таким же количеством CO₂, который является «эталонным» газом с коэффициентом GWP=1.

ODP, Ozone Depletion potential – потенциал разрушения озонового слоя, означает ожидаемое влияние на разрушение озонового слоя для конкретного хладагента по сравнению с влиянием от хладагента R11 (трихлорфторметан).

CFC – хлорфторуглероды, оказывают вредное воздействие на окружающую среду, подлежат выведению из производства.

HCFC – гидрофторхлоруглероды, оказывают вредное воздействие на окружающую среду, подлежат выведению из производства.

HFC – гидрофторуглероды, не влияют на озоновый слой, но по-прежнему оказывают влияние на глобальное потепление, т.к. имеют высокий коэффициент

GWP. Из-за влияния на озоновый слой, HFC будут постепенно заменять хладагенты CFC и HCFC в широкой гамме оборудования.

АТНУ – абсорбционная теплонасосная установка.

АБТНУ – абсорбционная бромисто-литиевая установка.

Высокопотенциальный теплоноситель – теплоноситель контура теплоснабжения.

Низкопотенциальный теплоноситель – шахтная вода, сходные по свойствам производственные стоки.

ТГУ – теплогенерирующая установка.

ХА – хладагент, рабочее тело, используемое в ТНУ и холодильных машинах.

КДС – квазидвухступенчатое сжатие.

ПО – переохладитель. Элемент цикла ТНУ, вносимый в схему с целью перегрева ХА после испарителя для более качественного сжатия.

ПТО – промежуточный теплообменник. Элемент цикла ТНУ, вносимый в схему с целью предварительно подогреть высокопотенциальный теплоноситель перед его подачей в конденсатор. Также наличие ПТО в схеме увеличивает мощность испарителя, т.к. способствует более глубокому охлаждению ХА.

Среднее давление цикла (применительно к циклу с КДС) – давление, при котором осуществляется впрыск.

ТН – тепловой насос.

Шахтная вода (шахтные воды) – грунтовые воды, скапливающиеся в шахтных выработках, которые подлежат последующей откачке на поверхность для предотвращения затопления горных выработок.

Азеотропная смесь – жидкие смеси, характеризующиеся равенством составов равновесных жидкой и паровой фаз. Применительно к ХА таким смесям присвоена серия 500 также с произвольным номером каждого хладагента внутри этой серии.

Неазеотропная (зеотропная) смесь – смесь ХА, характеризующаяся отсутствием равенства составов равновесных жидкой и паровой фаз. Этим

хладагентам присвоена серия 400 с произвольным номером для каждого хладагента внутри этой серии.

Традиционная схема – схема организации цикла ТНУ без дополнительных теплообменных поверхностей, включающая только испаритель и конденсатор. Обозначается (').

«Теплота топлива» – энергетическая характеристика поступлений энергии в рабочий контур для получения «продукта».

«Продукт» – количество получаемого высокопотенциального теплоносителя заданной (определенной) температуры в результате совершения определенного количества работы в рабочем контуре.

«Теплота продукта» - энергетическая характеристика поступления теплоты к высокопотенциальному теплоносителю в ТНУ, использующей теплоту шахтных вод.

Эффективность – величина, оценивающая количество теплоты, получаемое в ТНУ в кг у.т.

Бивалентная схема включения ТНУ – такая организация работы ТНУ, где в качестве теплогенерирующей присутствует еще одна установка, зачастую работающая на ПЭР.

ПЭР – первичные энергетические ресурсы (газообразное топливо, твердое и жидкое топливо – углеводородные виды топлива).

ТГ – теплогенератор.

ТГУ – теплогенерирующая установка.

ППУ – пенополиуретан (теплоизоляционный материал, применяемый, в частности, для изготовления предварительно изолированных труб, используемых в последствии для прокладки теплотрасс).

Термический КПД – мера совершенства работы ТНУ, позволяющая оценить полноту использования «топлива», подведенного в рабочий контур, для получения «продукта».

Эксергетический КПД – мера совершенства работы ТНУ, оценивающая полезное использование подведенной в рабочий контур эксергии.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Снежкин Ю.Ф. Опыт ИТТФ НАН Украины по проектированию теплонасосных станций большой мощности и проблемы их внедрения [Текст] / Ю.Ф. Снежкин, Н.М. Уланов // Тепловые насосы – 2013. - № 3 (12) / 2013. – С.24-26.
2. Малютина М. А. Прогноз качества шахтных вод шахты «Трудовская» и экологические последствия их сброса в поверхностные водотоки / М.А. Малютина, А. Грива, В.В. Черняева [Текст] // Матеріали ІІ Всеукраїнської молодіжної конференції-школи «Сучасні проблеми геологічних наук» 12-15 квітня 2010 р.
3. Чабанная М. В. Оценка качественного состава шахтных вод (на примере шахты им. В.М. Бажанова) / М.В. Чабанная, Ю.А. Проскурня [Текст] // Сборник статей IV Всеукраинской научно-практической конференции студентов и молодых ученых «Географическое образование и национальное самосознание: актуальные проблемы их формирования». - Донецк: ДИСО. – 2011. - С.232.
4. Тарасова Е. А. Химический состав шахтных вод Донецко-Макеевского района Донбасса и новые методы его прогнозирования / Е.А. Тарасова, Ю.А. Проскурня [Текст] // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: «Гірничо—геологічна». - Донецьк, ДонНТУ. - 2007 г.- №112. - Том 1.
5. Беляева О.В. Обоснование технологий очистки шахтной воды в подземных условиях на АП «Шахта им.А.Ф.Засядько» [Текст] / О.В. Беляева Автореф. магистерск. работы. – Донецк. – ДонНТУ, - 2006 г.
6. Полякова О.П. Изучение возможностей повышения эффективности очистки шахтных вод [Текст] / О.П. Полякова Автореф. магистерск. работы. – Донецк. – ДонНТУ, - 2009 г.
7. Проект ликвидации шахты им. С. Тюленина (скорректированный). Том 1. Пояснительная записка. Книга № 2. Оценка воздействия на окружающую среду. – Луганск : ГОАО «Луганскгипрошахт», 1995.

8. Проект ликвидации шахты «Донецкая». Том 1. Пояснительная записка. Книга № 2. Оценка воздействия на окружающую среду. – Луганск : ГОАО «Луганскгипрошахт», 1998 г.

9. Дворов И.М. Освоение внутриземного тепла / И.М. Дворов, В.И. Дворов. – М. : Наука, 1984. – 160 с.

10. Ахмедов Р.Б. Аккумулирование тепловой энергии в подземных водоносных горизонтах / Р.Б. Ахмедов, Л.И. Зайчик, А.Д. Передерий // Теплоэнергетика. - 1988. - № 11. – С. 57 – 60.

11. Доброхотов А.В. Аккумулирование тепловой энергии в водоносных пластах / А.В. Доброхотов // Теплоэнергетика. – 1982. - №8. – С. 72–73.

12. Алексеев В.С. Системы теплоснабжения в подземных водоносных горизонтах / В.С. Алексеев, Г.М. Коммунар, Э.М. Хохлатов и др. // Водоснабжение и санитарная техника. – 1987. – № 6. – С. 19-21.

13. Лифшиц О. В. Справочник по водоподготовке котельных установок / О.В. Лившиц. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергия, 1976. – 288 с.

14. Долина Л. Ф. Сточные воды предприятий горной промышленности и методы их очистки: справочное пособие / Л.Ф. Долина. – Днепропетровск : Молодежная экологическая лига Приднепровья, 2000. – 61 с.

15. Дмитриева А.Ю. Обеспечение экологических нормативов жесткости и санитарной безопасности воды артезианских скважин / А.Ю. Дмитриева, А.С. Сироткин // Вестник Казанского технологического университета. – 2010. – № 7. – С. 197-204.

16. Казимиров Е.К. Использование электрохимического способа водоподготовки на водоемких энергообъектах / Е.К. Казимиров, О. Е. Казимиров // «Водоочистка». – 2014. – № 5. – С. 21-30.

17. Долина Л.Ф. Проектирование и расчет сооружений и установок для механической очистки производственных сточных вод: учебное пособие / Л. Ф. Долина. – Днепропетровск : Континент, 2004. – 93 с.

18. Horova A. I. Physical modeling of precipitation process of the suspended materials in physical model of sedimentation tank for mine water treatment / A.I.

Horova, V.Y. Kolesnyk, D.V. Kulikova // Scientific Bulletin of National Mining University. – 2012. – № 3. – Pages 92-98.

19. Долина Л. Ф. Современная техника и технологии для очистки сточных вод от солей тяжелых металлов : монография / Л.Ф. Долина. – Днепропетровск : Континент, 2008. – 254 с.

20. ГОСТ 2874-82 Вода питьевая. Гигиенические требования и контроль за качеством. – М. : ИПК Издательство стандартов, 1982. – 6 с.

21. ГОСТ Р 51232-98 Вода питьевая. Общие требования к организации и методам контроля качества. – М. : Госстандарт России, 1998. – 16 с.

22. РД 34.37.504-83 Нормы качества подпиточной и сетевой воды тепловых сетей. – М. : Союзтехэнерго, 1984. – 6 с.

23. Yildiz I. Dynamic Modeling of Microclimate and Environmental Control Strategies in a Greenhouse Coupled with a Heat Pump System / I. Yildiz, D.P. Stombaugh, // Acta Horticulturae. – 2006. – № 718. – Pages 331-340.

24. Fisher Daniel E. Modeling ground source heat pump systems in a building energy simulation program (Energyplus) / Daniel E. Fisher, Simon J. Rees // Building Simulation. – 2005. – Pages 311-318.

25. Zogg Martin. History of Heat Pumps Swiss Contributions and International Milestones / Martin Zogg // 9th International IEA Heat Pump Conference, 2008, Zürich, Switzerland. – P. 1-13.

26. Winteler Christian. Heat pump, solar energy and ice storage systems - modelling and seasonal performance / Christian Winteler, Ralf Dott, Thomas Afjei, Bernd Hafner / 11th IEA Heat Pump Conference 2014, May 12-16 2014, Montréal (Québec) Canada. – P.1-13.

27. Елистратов С.Л. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов: автореф. дис. доктора техн. наук : 01.04.14 / Елистратов Сергей Львович. – Новосибирск, 2010. – 40 с.

28. Третьякова П.А. Современные подходы к модернизации централизованного теплоснабжения на основе внедрения теплонасосных установок / П.А. Третьякова // Омский научный вестник. – 2014. – № 2 (130). – С. 178-182.

29. Шеремет Е.О. Применение тепловых насосов в системах централизованного теплоснабжения в целях повышения экономичности и энергоэффективности тепловых сетей / Е.О. Шеремет, А.С. Семиненко // Материалы конференции «Современные наукоемкие технологии» – 2013. – № 8. – С. 54-57.
30. Kjellsson E. Analyses of ground-source heat pumps combined with solar collectors in dwellings / E. Kjellsson, G. Hellström, B. Perers – 2009.
31. Sakellari D., Lundqvist P.. Modelling the performance of a domestic low-temperature heating system based on a heat pump / D. Sakellari, P. Lundqvist // 2002.
32. Кривов Л.А. Тепловой насос: эффективно и экономно / Л.А. Кривов, В.В. Суров // Жилищное и коммунальное хозяйство. – 1988. – №5. – С.32-34.
33. Карп И.Н. Децентрализованное теплоснабжение зданий и сооружений / И.Н. Карп, Н.М. Мхитарян // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – № 1. – С. 5-12.
34. Пути совершенствования систем теплоснабжения / Н.Д. Андрийчук, В.И. Соколов, А.А. Коваленко, К.М. Дядичев. – Луганск: Изд-во Восточно-украинского национального университета им. В. Даля, 2003. – 244 с.
35. Филатов С. О. Метод расчета и анализ совместной работы контура циркуляции грунтовых теплообменников и теплового насоса / С.О. Филатов, В.И. Володин // Труды БГТУ. – 2013. – № 3. – С. 161-165.
36. Molinari M. Exergy Analysis in Buildings: A complementary approach to energy analysis / KTH The Royal Institute of Technology, School of Architecture and the Built Environment. – 2009 [ISBN-978-91-7415-519-8].
37. Li D. H. W., Yang L., Lam J. C. Zero energy buildings and sustainable development implications—a review //Energy. – 2013. – Т. 54. – С. 1-10.
38. Филатов С. О. Влияние параметров источника теплоты грунта и потребителя на характеристики теплонасосной системы теплоснабжения / С. О. Филатов, В.И. Володин // Труды БГТУ. – 2014. – № 3. – С. 110-116.
39. Редько А.Ф. Рациональный выбор оборудования систем теплоснабжения / А.Ф. Редько // Проблемы машиностроения. – 2003. – Вып. 2. – С. 531-533.

40. Ключниченко Е.Е. Современные проблемы и задачи формирования энергоэффективных городов / Е.Е. Ключниченко // Коммунальное хозяйство городов. – 2003. – № 49. – С. 8-14.

41. García-Alonso J.M.. Energy simulation and feasibility of a Ground-Source Heat Pump coupled with a Phase Change Material energy storage system for heat supply / J.M. García-Alonso, F. Aguilar, E. Montero // Renewable Energy & Power Quality Journal. – 2013. – № 11.

42. Zakula T. Heat pump simulation model and optimal variable-speed control for a wide range of cooling conditions: Master's degree dis. / T. Zakula. – Massachusetts Institute of Technology, 2010. – 178 p.

43. Young Jae Yu. Demand-side-management with heat pumps for single family houses /Jae Yu Young // Proceedings of BS2013: 13th Conference of International Building Performance Simulation Association. – Chambéry, France. – 2013. – Pages 1608-1615.

44. Chamoun M. Dynamic model of an industrial heat pump using water as refrigerant / M. Chamoun, R. Rulliere, P. Haberschilla, J.F. Berailb // International journal of refrigeration. – 2012. – № 4 (35). – Pages 1080-1091.

45. Xuan S. Generic Dynamic Model for Heat Exchangers / S. Xuan, V. Aute, R. Rademacher // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. – 2006.

46. Hwang Y. J. Experimental and Theoretical Studies on the Transient Characteristics During Speed Up of Inverter Heat Pump / Y. J. Hwang, H. Y. Kim // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. – 1998. – Pages 184-194.

47. Meggers F. Low exergy building systems implementation / F. Meggers // Energy. – 2012. – № 1 (41). – Pages 48-55.

48. Janssen M. J. P. Theoretical and experimental investigation of a dynamic model for small refrigerating systems / M. J. P. Janssen, L. J. M. Kuipers, J. A. de Witt // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. – 1988. – Pages 245-256.

49. Федянин В. Я. Использование грунтовых теплообменников в системах теплоснабжения / В.Я. Федянин, М.К. Карпов // Ползуновский вестник. – 2006. – № 4. – С. 98-103.
50. Byrne P. Modelling and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling / P. Byrne, J. Miriel, Y. Lénat // Building Simulation. – 2012. – № 3 (5). – Pages 219-232.
51. Mikkonen L. Heat recovery from wastewater: Assessing the potential in Northern areas / L. Mikkonen // Water research at the University of Oulu. – 2013. – Pages 161-164.
52. Wanner O. Effect of heat recovery from raw wastewater on nitrification and nitrogen removal in activated sludge plants / O. Wanner // Water research. – 2005. – № 19 (39). – Pages 4725-4734.
53. Мааке В. Учебник по холодильной технике / В. Мааке, Г.-Ю. Эккерт, Ж.-Л. Кошпен. – М. : ОАО «Типография «Новости», 1998. – 1142 с.
54. Янтовский Е.И. Промышленные тепловые насосы / Е.И. Янтовский, Л.А. Левин. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 128 с.
55. Мартыновский В.С. Тепловые насосы / В.С. Мартыновский. – М. – Л.: Гос. энергетическое изд-во, 1955. – 192 с.
56. Онищенко Н.П. Безопасные методы работы при монтаже наладке эксплуатации и ремонте аммиачных холодильных установок / Н.П. Онищенко. – М.: Лёгкая и пищевая промышленность, 1984. – 280 с.
57. Галимова Л.В. Анализ состояния аммиачных холодильных установок пищевых предприятий / Л.В. Галимова и др. // Вестник Астраханского ГТУ. Экология. – 1998. – С. 27-47.
58. Кузьмин А.Ю. Расчет категории взрывоопасности аммиачной холодильной установки / А.Ю. Кузьмин, С.А. Путилин, И.И. Сорваков // Научные труды Астраханского ГТУ. – 2001. – № 1 (1). – С. 281-282.
59. Шуршев В.Ф. Система идентификации предаварийных ситуаций на аммиачной холодильной установке / В.Ф. Шуршев, А.В. Абзалов // Прикаспийский журнал: управление и высокие технологии. – 2008. – № 1. – С. 56-59.

60. Технология Zubadan: мультизональные VRF-системы City Multi G4 // Тепловые насосы. Дайджест. – 2012. – № 1 (4). – С. 27-30.
61. Опыт компании Mitsubishi Electric по внедрению тепловых насосов на юге России // Тепловые насосы. Дайджест. – 2012. – № 2 (5). – С. 31-33.
62. Технология Zubadan Inverter: полупромышленная серия Mr. Slim // Тепловые насосы. Дайджест. – №4 (13). – С. 33-38.
63. Тепловые насосы ZUBADAN: Сравнение с другими вариантами отопления [Текст] // Тепловые насосы – 2013. – № 2 (11). – С.24-25.
64. Выборнов Д.В. Шахтний водовідлив – джерело теплової енергії / Д.В. Выборнов [Текст] // Вестник Донбасской национальной академии строительства и архитектуры, «Инженерные системы и техногенная безопасность. – 2011. – № 2011-5 (91). – С. 98-105.
65. Современное состояние и перспективы использования тепловых насосов для автономных систем теплоснабжения жилых и общественных зданий / М.М. Атаев, Л.Я. Вэскер, А.В. Разумовский, В.М. Шильдкрет. – М.: ЦНТИ по гражданскому строительству и архитектуре, 1988. – 48 с.
66. Harlburt S. Ground water heat pumps – the second wave / S. Harlburt // Water Wheel Journal. – 1988. – № 2 (42). – Pages 34-40.
67. Gilmore V.E. Neo-geo Realpump / V.E. Gilmore // Pop Science. – 1988. – № 6 (232). – Pages 88-90.
68. Усаковский В.М. Возобновляющиеся источники энергии / В.М. Усаковский. – М.: Россельхозиздат, 1986. – 96 с.
69. Милова Л. Геотермальные тепловые насосы. Обзор рынка / Л. Милова // Тепловые насосы – 2013. - № 10. – С. 23-28.
70. Буравлев Е.П. Устойчивое развитие энергетики / Е.П. Буравлев, В.С. Стогний // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2002. – № 2. – С. 3-8.
71. Теплонасосные гелиосистемы отопления и горячего водоснабжения зданий / М.С. Плешка, П.М. Вырлан, Ф.И. Стратан, С.Г. Булкин. – Кишинев: «Штиница», 1990. – 121 с.

72. Шпильрайн Э.Э. Всемирный конгресс Международного общества по солнечной энергии в Денвере (США) / Э.Э. Шпильрайн, О.С. Попель // Теплоэнергетика. – 1992. – №4. – С. 6-10.
73. В Донецке за 895 тысяч евро реконструируют больничную котельную // Тепловые насосы. Дайджест. – 2013. – №5 (14). – С. 12-13.
74. Коробков В.А. Преобразование энергии океана / В.А. Коробков. – Л.: Судостроение, 1986. – 80 с.
75. Upronor выводит на российский рынок новые «зеленые» технологии // Тепловые насосы. Дайджест. – 2013. – №10. – С. 14-15.
76. Ingersoll I.G. Energy efficiencies of Heat Pumps in Residential Buildings / I.G. Ingersoll, D.K. Arasteh // Energy and Buildings. – 1983. – №5. – Pages 253-262.
77. Wood G.W. A Stirling- Rankine Fuel-Fired Heat Pump / G.W. Wood, R. Unger, N.W. Lane // Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, 2000. – 7 p.
78. Кооперация при проектировании // Тепловые насосы. – 2014. – № 1 (16). – С.15.
79. Султангузин И.А. Высокотемпературные тепловые насосы большой мощности для теплоснабжения / И. А. Султангузин, А.А. Потапова // Тепловые насосы. – 2011. – № 2. – С. 16-22.
80. Промышленные теплообменные процессы и установки / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Л. Данилов и др. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 328 с.
81. Проценко В.П. Теплонасосные установки с электрическим приводом для горячего водоснабжения / В.П. Проценко, В.А. Радченко // Электрические станции. – 1987. - №7. – С. 37-41.
82. Некрасова О.А. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) / О.А Некрасова, Ю.В. Синяк // Теплоэнергетика. – 1986. – №11. – С. 30-34.
83. Янтовский Е.И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е.И. Янтовский, Ю.В Пустовалов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 144 с.

84. Шомова Т.П. Разработка энергосберегающих технологий для газоперерабатывающего комплекса на основе тепловых насосов и АБХМ / Т. П. Шомова, П.А. Шомов // Тепловые насосы. – 2013. – № 3 (12). – С. 31-33.

85. Meggers F. Exergy optimized wastewater heat recovery: minimizing losses and maximizing performance / Proceedings of the Eighth International Conference for Enhanced Building Operations, Berlin, Germany – 2008.

86. Долинский А. А. Тепловые насосы в системе теплоснабжения зданий / А.А Долинский, Б. Х. Драганов // Промышленная теплотехника. – 2008. – Т. 30, № 6. – С. 71-83.

87. Смирнова Е. Г. Теплотехнический анализ совместной работы существующих систем отопления и тепловых насосов / Е.Г. Смирнова, Л.М. Тростенецкий // Промышленная теплотехника. – 1998. – Т. 20, № 3. – С. 38-41.

88. Трубаев П. А. Тепловые насосы: учебное пособие / П.А. Трубаев, Б.М. Гришко. – Белгород. : Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2009. – 142 с.

89. Янтовский Е.И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е.И. Янтовский, Ю.В. Пустовалов Ю.В. – М.: Энергоиздат, 1982. – 144 с.

90. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В.М. Бродянский. – М. : Энергия, 1973. – 296 с.

91. Губарь В.Ф. Эффективность комплексных теплонасосных установок Стирлинга с возобновляемыми источниками теплоты для локальных систем теплоснабжения / В.Ф. Губарь, С.А. Горожанкин // Коммунальное хозяйство городов. – 2003. – № 49. – С. 21-25.

92. Денисова А.Е. Модель комплексной альтернативной системы теплоснабжения / А.Е. Денисова, А.С. Мазуренко, Ю.К. Тодорцев // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – №5. – С. 8-12.

93. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М. : Энергия, 1977. – 320 с.

94. Mia Ala-Juusela, Low-exergy in the built environment - insights from the costexergy action. – 2004. – 354 с.

95. Jansen S. C. Exergy in the built environment. The added value of exergy in the assessment and development of energy systems for the built environment. – TU Delft, Delft University of Technology, 2013.

96. Ильин Р.А. Новый подход к оценке эффективности тепловых насосов / Р.А. Ильин, А.К. Ильин // Вестник Астраханского государственного технического университета. Морская техника и технология. – 2010. – №. 2. – С. 83-87.

97. Ильин Р.А. Некоторые особенности обратных термодинамических циклов тепловых насосов / Р.А. Ильин [Текст] // Вестник Астраханского государственного технического университета. – 2006. – №. 6. – С. 120-125.

98. Дмитроченкова Э.И. Підвищення енергетичної ефективності систем децентралізованого теплопостачання з використанням когенераційних технологій: автореф. дис. кандидата техн. наук : 05.23.03 / Дмитроченкова Элла Игоревна. – Макеевка, 2012. – 20 с.

99. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок / Л.С. Попырин. – М. : Энергия, 1978. – 416 с.

100. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учебник для теплоэнергетических специальностей вузов / В.М. Черкасский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

101. Чудаков Е.А. Машиностроение. Энциклопедический справочник [Текст]. Раздел 4. Т. 12. Конструирование машин / Е.А. Чудаков. – М. : Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1948. – 429 с.

102. Быков А.В. Холодильные машины и тепловые насосы / А.В. Быков, И.М. Калнынь, А.С. Крузе. – М. : Агропромиздат, 1988. – 288 с.

103. Холодильные машины. Справочник / А.И. Азаров, В.П. Алексеев, А.В. Быков и др.; под ред. А.В. Быкова. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 224 с.

104. Мартынов А.В. Использование ВЭР на предприятиях химической промышленности на базе ТНУ / А.В. Мартынов, Ю.В. Яворский // Химическая промышленность. – 2000. – №4. – С. 3

105. Попель О.С. Тепловые насосы - эффективный путь энергосбережения / О.С. Попель // Проблемы энергосбережения. – 1999. – № 1.
106. Девянин Д.Н. Тепловые насосы. Разработка и испытание на ТЭЦ – 28 / Д.Н. Девянин, С.И. Пищиков, Ю.Н. Соколов // Новости теплоснабжения. – 2000. – № 1.
107. Казаков В.Г. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учебное пособие / В.Г. Казаков, П.В. Луканин, О.С. Смирнова. – СПб. : Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров, 2013. – 63 с.
108. Везиришвили О.Ш. Эффективность применения теплонасосных установок для отопления и кондиционирования децентрализованных потребителей / О.Ш. Везиришвили // Теплоэнергетика. – 1986. - №8. – С. 49-52.
109. Некрасова О.А. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) / О.А. Некрасова, Ю.В. Синяк // Теплоэнергетика. – 1986. – № 11. – С. 30-34.
110. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: справ. пособие / Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, В.П. Титов и др.; под ред. Л.Д. Богуславского и В.И. Ливчака. – М. : Стройиздат, 1990 – 624 с.
111. Гомелаури В.И. Эффективность внедрения теплонасосных установок / В.И. Гомелаури, О.Ш. Везиришвили // Теплоэнергетика. – 1986. – №11. – С. 28-30.
112. Гомелаури В.И. Опыт разработки и применения теплонасосных установок. / В.И. Гомелаури, О.Ш. Везиришвили // Теплоэнергетика. – 1978. – № 4. – С. 22-25.
113. Везиришвили О.Ш. Выбор оптимальной мощности теплонасосных установок и области их эффективного применения / О.Ш. Везиришвили, В.И. Гомелаури // Теплоэнергетика. – 1982. – №4. – С. 47-50.
114. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент. Справочник / Е.В. Аметистов, В.А. Григорьев, Б.Т. Емцев и др.; под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 512 с.

115. Рекомендации по экспериментальному проектированию систем теплоснабжения с использованием серийно выпускаемых холодильных машин, работающих в режиме тепловых насосов. – М. : ЦНИИЭП инженерного оборудования, 1986. – 40 с.

116. Новицкий П.В. Оценка погрешностей результатов измерений / П.В. Новицкий, И.А. Зограф. – Л. : Энергоатомиздат, 1985. – 248 с.

117. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс: пер. с англ. / Б. Банди. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.

118. Лавров В.В. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента / В.В. Лавров, Н.А., Спирин. – Екатеринбург, ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2004. – 257 с.

119. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А.А. Спиридонов. – М. : Машиностроение, 1981. – 184 с.

120. Сидняев Н.И. Введение в теорию планирования эксперимента: учебное пособие / Н.И. Сидняев, Н.Т. Вилисова. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана», 2011. – 463 с.

121. Абомелик Т.П. Методология планирования эксперимента: сборник лабораторных работ / Т.П. Абомелик. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. – 36 с.

122. Пустовалов Ю.В. Экономическая эффективность парокомпрессионных теплонасосных станций / Ю.В. Пустовалов // Теплоэнергетика. – 1981. – №2. – С. 69-72.

123. Табунщиков Ю.А. Основные принципы оценки экономической эффективности средств энергосбережения зданий / Ю.А. Табунщиков, И.Н. Ковалев, Е.О. Гегуева // Энергосбережение. – 2004. – № 5. – С. 26-32.

124. ПЛ АВОК-7-2005. Положение об экономическом стимулировании проектирования и строительства энергоэффективных зданий и выпуска для них энергосберегающей продукции [Текст]. – М. : АВОК-ПРЕСС, 2005.

125. Бланк И.А. Управление формированием капитала / И.А. Бланк. – К. : Ника-Центр, 2000. – 512 с.

126. Идрисов А.Б. Стратегическое планирование и анализ эффективности инвестиций / А.Б. Идрисов, С.В. Картышев, А.В. Постников. – М. : Филинь, 1997. – 272 с.

127. Ковалев В.В. Методы оценки инвестиционных проектов / Ковалев В.В. – М. : Финансы и статистика, 2000. – 144 с.

128. Бузова И.А. Коммерческая оценка инвестиций: учебник для вузов / И.А., Бузова, Г.А. Маховикова, В.В. Терехова; под. ред. В.Е. Есипова. – СПб. : Питер, 2004. – 432 с.

129. Крылов Э.И. Анализ эффективности инвестиционной и инновационной деятельности предприятия / Э.И. Крылов, В.М. Власова, И.В. Журавкова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Финансы и статистика, 2003. – 608 с.

130. Савчук А.В. Анализ эффективности инвестиционных проектов и экономических условий их реализации / А.В. Савчук. – Одесса : Изд-во ИПРЭИ, 2000. – 176 с.

131. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов // В.В Косов, В.Н. Лившиц, А.Г. Шахназаров. – 2-е изд., перераб и доп. – М.: Экономика, 2000. – 421 с.

132. Пономаренко В.С. Реальне інвестування суб'єктів господарювання: учебное пособие / В.С. Пономаренко, Е.Н. Ястремская. – Х. : Изд-во ХДЕУ, 2000. – 168 с.

133. Верещак В.С. Обоснование экологических инвестиций / В.С. Верещак // Бизнес-информ. – 1999. – № 9-10 – С. 116-118.

134. Стоян А.В. Экономический механизм стимулирования экологизации / А.В. Стоян // Бизнес-информ. – 1998. – № 3. – С. 7-8.

135. Захарченко Д.А. Оценка экологического эффекта на прединвестиционной стадии проекта / Д.А. Захарченко // Экономика: проблемы теории и практики: сборник научных трудов. – 2004. – № 191. – С. 737-743.

136. Захарченко Д.А. Методи оцінки соціальної значимості інвестиційного проекту металургійних підприємств: автореф. дис. канд. эк. наук : 08.00.04 / Захарченко Дмитрий Александрович. – Донецк, 2008. – 20 с.

137. ГKD 34.02.305-2002. Выбросы загрязняющих веществ в атмосферу от энергетических установок. Методика определения [текст] / Научно-технологический центр «РЕАКТИВЭЛЕКТРОН» Национальной академии наук Украины (НТЦ НАН Украины). – К. : КВІЦ, 2002. – 44 с.

138. Экология: учебник для технических вузов / Л.И. Цветкова, М.И. Алексеев и др.; под ред. Л.И. Цветковой. – М. : Изд-во АСВ, 1999. – 488 с.

Таблица А.1 – Характеристики ТНУ ведущих мировых производителей [69]

Производитель	Моделный ряд	Теплопроизводительность при B0/W35, кВт	Коэффициент мощности при B0/W35	Электроподключение, В	Температура источника, °С	Хладагент	Накопит. емкость, л	Дополнительный электроТЭН, кВт	Максимальная температура нагрева контура отопления, °С	Возможность работать на охлаждение	Присоединительные размеры		Габаритные размеры (ДхШхГ), мм	Вес, кг
											источник нагрева	контур отопления		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
BUDERUS (Германия)	Loga-term WPS	22;33;43;52;60	До 4,4	400	От -5 °С, До +20 °С	R407c	нет	нет	65	С дополнительным модулем охлаждения	Ø40(22,33); Ø50(43,52,60)	Ø32(22,33); Ø40(43,52,60)	700/950x750x1620	330; 351; 495; 527; 553
	Loga-term WPS ...K	6;7;9;11;17	До 4,4	400	От -5 °С, До +20 °С	R407c	163 (ГВС)	9 кВт	65	С дополнительным модулем охлаждения	Ø22/ Ø35 (14;17)	Ø22/ Ø28 (14;17)	600x640x1500	213; 217; 229; 263; 149; 153; 155; 166; 181; 197

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
HELIO THERM (Германия)	Basic com- fort	6,64;7,99; 10,25;12, 96;16,39	4,4	230/4 40	-	R410a	-	-	60	-	-	-	-	-
	Web con- trol	6,55;7,75; 9,35; 12,30; 15,67; 19,65;24, 99;33,57	5,3- 5,4	400	-	R410a	-	-	60	Опцио- нально	-	-	1380x460/55 0x520x/620	125
	Indus- trial	49,54; 61,94;80, 12	4,2	400	-	R410a	-	-	60	-	-	-	1700x704x900	-
NIBE (Швеция)	Fighter 1145	4,8;8,3; 11,5	4,4- 4,8	230	н.д.	R407c	нет	Сту- пен- чатый 7 кВт	65	С дополни- тельным модулем охлаждения	н.д.	н.д.	1030x600x625	170; 190; 200
		6,4;8,2;1 0,0;11,6; 15,4;16,8	4,5-5	400	н.д.	R407c	нет	Сту- пен- чатый 9 кВт	65	С дополни- тельным модулем охлаждения	н.д.	н.д.	1030x600x625	175; 195; 200; 208; 221; 229
	Fighter 1245	4,8;8,3; 11,5	4,6	230	н.д.	R407c	180	Сту- пен- чатый 7 кВт	65	С дополни- тельным модулем охлаждения	н.д.	н.д.	1745x600x625	280; 300; 310
		6,4;8,2; 10;11,6	4,8-5	400	н.д.	R407c	180	Сту- пен- чатый 9 кВт	65	С дополни- тельным модулем охлаждения	н.д.	н.д.	1745x600x625	285; 300; 305; 310

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
NIBE (Швеция)	Fighter 1145	23,2; 31,3; 40,0; 57,8	4,55- 4,89	400	н.д.	R407c, R410a	нет	нет	65	С дополни- тельным модулем охлаждения	н.д.	н.д.	1625x600x628	315; 338; 356; 350
REHAU (Германия)	Geo B	17;19; 22;26; 30;37	4,1- 4,3	400	От -5 °C, До +20 °C	R407c	нет	нет	55	Пассивное охлаждение	1¼"; 1½"	1¼"; 1½"	1274x755x555 /705	159; 168; 280; 300; 310; 300
	Geo BC	17;19; 22;26; 30;37	4,1- 4,3	400	От -5 °C, До +20 °C	R407c	нет	нет	55	Активное охлаждение	1¼"; 1½"	1¼"; 1½"	1274x755x555 /705	159; 168; 280; 300; 310; 300
	Geo C	5;7;8; 10;12;15	4,1- 4,3	400	От -5 °C, До +20 °C	R407c	нет	нет	55	Пассивное охлаждение	1"	1"	1274x755x555	132; 134; 147; 149; 151; 158
	Geo CC	5;7;8;10; 12;15	4,1- 4,3	400	От -5 °C, До +20 °C	R407c	нет	нет	55	Активное охлаждение	1"	1"	1274x755x555	132; 134; 147; 149; 151; 158

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
STIEBEL ELTRON (Германия)	WPC...	5,9;7,4; 10,0;12,8	4,4- 4,5	400	От -5 °C, До +20 °C	R410a	200	нет	60	есть	Ø22	Ø28	2100x600x650	275; 285; 295; 305
	WPC...S	5,8;7,8; 9,9	4,4- 4,5	230	От -5 °C, До +20 °C	R410a	200	6,2	60	есть	Ø22	Ø28	2100x600x650	275; 285; 295
	WPC... cool	5,8;7,8; 9,9;13,4	4,4- 4,5	400	От -5 °C, До +20 °C	R410a	200	8,8	60	есть	Ø22	Ø28	2100x600x650	275; 285; 295
	WPF...E	5,9;7,4; 10,0; 12,8; 16,9	4,4- 4,6	400	От -5 °C, До +20 °C	R410a	нет	8,8	60	есть	Ø28	Ø22; Ø28	1319x598x658	152; 157; 169; 171; 181
	WPF... cool	5,9;7,4; 10,0; 12,8; 16,9	4,3- 4,5	400	От -5 °C, До +20 °C	R410a	нет	8,8	60	есть	Ø28	Ø22; Ø28	1319x598x658	160; 165; 177; 182; 192
	WPF...S	5,8;7,8; 9,9	4,2- 4,4	230	От -5 °C, До +20 °C	R410a	нет	6,2	60	есть	1¼"	1¼"	960x510x680	107,5; 113,5; 120,5

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
STIEBEL ELTRON (Германия)	WPC ...	5,9;7,4; 10,0;12,8 ; 16,9	4,4- 4,5	400	От -5 °C, До +20 °C	R410a	нет	8,8	60	есть	1¼"	1¼"	960x510x680	107, 5; 113, 5; 120, 5; 128, 5; 131
	WPF ...M (S)	7,8;9,9; 13,4;16,3	4,4- 4,7	230;4 00	От -5 °C, До +20 °C	R410a	нет	нет	60	есть	1¼"	1¼"	971x510x640	107; 112; 120; 125
	WPF ...Sel (S)	15,6; 17,7; 19,8; 23,3; 26,8; 29,7;32,6	4,4- 4,7	230;4 00	От -5 °C, До +20 °C	R410a	нет	нет	60	есть	1¼"	1¼"	970x1240x64 0	205; 215; 224; 232; 240; 245; 250
	WPF ...G	21,9; 29,7; 45,7; 55,8;69	4,8- 4,9	400	От -5 °C, До +20 °C	R410a	нет	нет	60	есть	2"	2"	1154x1242x8 60	345; 367; 415; 539; 655
	WPF ...HT	27,4	4,9	400	От -5 °C, До +20 °C	R410a	нет	нет	60	есть	2"	2"	1154x1242x8 60	367

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
VAILLANT (Германия)	Geo- THERM	5,9;8;10, 4;13,8; 17,3	4,4	400	От -10 °C, До +20 °C	R407c	нет	6	62	нет	1¼"; Ø28	1¼"; Ø28	1200x600x650	141; 148; 152; 172; 179
	Geo- THERM plus	5,9;8; 10,4	4,4	400	От -10 °C, До +20 °C	R407c	175	6	62	нет	1¼"; Ø28	1¼"; Ø28	1200x600x650	141; 148; 152
	Geo- THERM plus (co- oling)	5,9;8;12	4,4	400	От -10 °C, До +20 °C	R407c	нет	6	62	есть	1¼"; Ø28	1¼"; Ø28	1200x600x650	141; 148; 152
	Geo- THERM pro VWS	22;28; 38;44	4,4	400	От -10 °C, До +20 °C	R407c	нет	2/4/6	62	нет	1½"	1½"	1200x760x1100	326; 340; 364; 387

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
VEISSMANN (Германия)	Vito- cal 200-G	Рас- сольно- водяное исполне ние 6,1;7,7;9, 7, водово- дяное исполне ние 7,7;9,7;1 2,8	До 4,5	230	От +2 °С, До 24 °С	R410a	нет	9	60	есть	штекер DN 20	штекер DN 20	844x600x1155	120; 130; 135
	Vito- cal 222-G	5,9;7,7;10	4,2- 4,3	400	От +2 °С, До 24 °С	R410a	170	нет	60	есть	штекер DN 20	штекер DN 20	680x600x1829	250; 250; 256
	Vito- cal 300-G	Рас- сольно- водяное исполне ние 5,9- 85,6; водово- дяное исполне ние 7,9- 117,8	До 4,8	400	От +2 °С, До 24 °С	R407c	нет	03.06. 2009	60	есть	1¼"	1"	от 844/1085х х600/780х х1155/1287	138; 143; 152; 158; 165; 168

Окончание таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
WOLF (Германия)	BWS ...K	5,8;9,1;1 1,9;13,9	4,7	400	От -5 °C, До +25 °C	R407c	нет	6;9	65	нет	н.д.	н.д.	1920х695х600	195; 198; 204; 207
	BWS ...Z	5,8;8,6;1 0,3	4,6- 4,7	400	От -5 °C, До +25 °C	R407c	200	6	65	нет	н.д.	н.д.	1920х695х600	290; 295; 298

Таблица А.2 – Соответствие некоторых хладагентов разных фирм между собой на примере торговой марки MackFri®

Наименование хладагента	Обозначение хладагента	Аналоги фирм DuPont, Atofina, Solvay и др.	Заменяет
1	2	3	4
R401a	MackFri®-01a	SUVA MP39	R12
R401b	MackFri®-01b	SUVA MP66	R12, R500
R401c	MackFri®-01c	SUVA MP52	R12
R406a	MackFri®-06a	Autofrost, GHG R-12, GHG X3, R-406a	R12, R500
R409a	MackFri®-09a	SUVA 409a, FX56, Genetron 409a, Forane FX56	R12
R409b	MackFri®-09b	Forane FX57	R12
R414a	MackFri®-14a	GHG X4	R12, R500
R415a	MackFri®-R01a	New	R12, R500
R415b	MackFri®-R01b	New	R12
R22	MackFri®-R22	Freon-22, Genetron-22	
R404a	MackFri®-04a	SUVA HP62, FX70, Genetron 404a, Forane 404a, Solkane 404a	R22, R502
R407c	MackFri®-07c	Klea 66, SUVA 9000, Genetron 407c, Forane 407c, Solkane 407c	R22, HFC's
R410a	MackFri®-10a	SUVA 9100, AZ 20, Forane 410a, Solkane 410	R22, HFC's
R502	MackFri®-502	Freon-502	R502 (Only for countries of class "5")
R402a	MackFri®-02a	SUVA HP80	R502
R402b	MackFri®-02b	SUVA HP81	R502
R407a	MackFri®-07a	Klea 60	R502, HFC's
R407b	MackFri®-07b	Klea 61	R502, HFC's
R408a	MackFri®-08a	SUVA 9100, FX 10, Genetron 408a, Forane FX10	R502
R507	MackFri®-507	SUVA 507, AZ 50, Forane 507, Solkane507	R502, HFC's
R141b	MackFri®-141b	Solkane-141b, Genetron-141b	R11, R113
R123	MackFri®-123	SUVA-123, Genetron-123	R11, R113, in blends

1	2	3	4
New	MackFri®-523a	New	R11, R113, R141b, R123
New	MackFri®-523b	New	R11, R113, R141b, R123
New	MackFri®-523c	New	R11, R113, R141b, R123
New	MackFri®-523d	New	R11, R113, R141b, R123
R142b	MackFri®-142b	Freon-142b, Genetron-142b	R12, in blends
R143a	MackFri®-143a	Genetron-143a	in blends
R152a	MackFri®-152a	Freon-152a, Genetron-152a	R12, in blends
R227ea	MackFri®-200	FM-200, FE-227ea	R11, Halon 1301, in blends
R595	MackFri®-ZCI A	NAF S III	Halon 1301
R32	MackFri®-32	Freon-32	in blends
R124	MackFri®-124	SUVA-124, Genetron-124, FE-241	R12, R114, in blends
R125	MackFri®-125	FE-25, Halocarbon-125	Halon 1301, in blends
R134a	MackFri®-134a	FORANE®, 134a, HFC- 134a, SUVA-134a, Genetron-134a, Dymel-134a, Solkane-134a, Halocarbon- 134a	R12, in blends
R227ea	MackFri®- 200Pharma	Solkane-227ea	R12 as propellant, in blends
R236fa	MackFri®-36fa	FE-36ea	Halon 1301
R23	MackFri®-23	Halocarbon-23, FE-13, GLC- 23, Solcane-23	R13
R600a	MackFri®-600a	Isobutane	R12
R601	MackFri®-601	Pentane	R113, R11

1	2	3	4
R601a	MackFri®-601a	Isopentane	R113, R11
R601b	MackFri®-601b	Neopentane	R113, R11
R601c	MackFri®-601c	Cyclopentane	R113, R11
R411a	MackFri®-11a		R502
R417a	MackFri®-17a	Isceon-59, NU22	R22
R245fa	MackFri®-245fa	Genetron-245fa	R11, R113, R141b, R123, in blends

Таблица А.3 – Хладагенты других производителей

Номер	Торговая марка	Фирма-производитель	Состав смеси	Содержание, %	Заменяемый хлад-агент
1	2	3	4	5	6
R403A	ISCEON 69S	RHODIA	R22-R218-R290	75-20-5	R502
R403B	ISCEON 69L	RHODIA	R22-R218-R290	56-39-5	R502
R405A	G2015	GREENCOOL	R22-R142b-R152a-RC318	45-5.5-7-42.5	R12, R500
R407D	KLEA 407D	ICI	R32-R125-R134a	15-15-70	R12, R500
R407E	KLEA 407E	ICI	R32-R125-R134a	25-15-60	R22
R411B	G2018B	GREENCOOL	R22-R152a-R1270	94-3-3	R502
R411C	G2018C	GREENCOOL	R22-R152a-R1270	95.5-1.5-3	R502
R412A	ARCTON TP5R	ICI	R22-R142	70-25-5	R12, R500
R413A	ISCEON 49	RHODIA	R134a-R218-R600	88-9-3	R12
pR-415A		MONCTON	R22-R23-R152a	80-5-15	R502
pR-415B		MONCTON	R22-R23-R152a	90-5-5	R502
pR-416A	FR-12	ICI	R124-R134a-R600	39.5-59-1.5	R12, R500
pR-416A	DI24	AUSIMONT	R124-R134a-R600	39.5-59-1.5	R12, R500

1	2	3	4	5	6
R508A	KLEA 5R3	ICI	R23-R116	39-61	R13, R503
R508B	SUVA 95	DUPONT	R23-R116	46-54	R13, R503
R509A	ARCTON TP5R2	ICI	R22-R218	44-56	R502
C10M1A	АСТРОН 12	АСТОР (Россия)	R22-R21-R142b	62-3-28	R12
C1	Хладагент- C1	ИНТЕРТЕК (Россия)	R152a-R600	70-30	R12

Таблица А.4 – Выбор хладагента по основным показателям [53]

Характеристики			Тип хладагента		
			R410a	R600a	R717
1	2	3	4	5	6
Термодинамические свойства	Температура кипения, °C	Чтобы в контуре существовало избыточное давление, температура испарения должна быть максимально выше температуры кипения.	10	10	10
	Критическая температура, °C	Температура конденсации всегда должна быть ниже критической температуры хладагента.	72	135	132
	Давление холодильного цикла, бар	Давление конденсации не должно быть выше 20 - 25 бар Давление испарения не должно быть слишком низким. Степень сжатия должна быть ограничена, чтобы обеспечить высокий КПД компрессора.	$P_{и}=10$ $P_{к}=35$	$P_{и}=2$ $P_{к}=10$	$P_{и}=5$ $P_{к}=30$
	Подогрев паров при сжатии, °C	Зависит: от степени сжатия; от отношения теплоемкостей $\gamma=C_p/C_v$. В общем случае перегрев паров меняется в процессе сжатия.	80	75	140

1	2	3	4	5	6
Термодинамические свойства	Удельная теплопроизводительность теплового насоса	Эта величина должна быть как можно выше. Она зависит от давления всасывания.	273	275	1220
Безопасность эксплуатации	Токсичность	Классификация СДЯВ по токсичности	Не токсичен (при концентрации и менее 400 мг/кг)	При повышенной концентрации и вытесняет кислород, грозит удушьем	Сильная, группа 3, подгруппа А, класс опасности 4
	Воспламеняемость	Характеризуется нижним (наиболее важным) и верхним значениями пределов концентраций воспламеняемости на воздухе. Хладагенты должны быть невоспламеняемыми.	Нет	1,8...8,4 % об.	15...27% об. (при 651°C)
	Воздействие на окружающую среду: озоновый слой; парниковый эффект	ODP	0	0	0
		GWP	1725	0,001	0
Технические показатели	Воздействие на металлы	Металлические детали холодильного контура	Незначительное	Не взаимодействует	Корродирует медь, цинк, олово и их сплавы, но практически нейтрален по отношению к железу, чугуну, стали

1	2	3	4	5	6
Технические показатели	Воздействие на пластмассы и полимеры	Материалы прокладок	Незначительное	Не взаимодействует	Наиболее стойки к жидкому амиаку пластические материалы: фторопласт, пластикат, полиэтилен высокого давления (ПЭВД), резины на основе бутадиен-нитрильных каучуков
	Электропроводность	Особенно в жидкой фазе	-	-	диэлектрик
	Воздействие на масла	Физические свойства: полная смешиваемость, или смешиваемость в зависимости от температуры и концентрации, или смешиваемость нулевая. химическая совместимость	Несовместим с минеральным маслом	Хорошо растворяется в минеральном масле	Плохо взаимодействует
	Поведение в присутствии и влаги	Образование гидратов. Гидролиз молекул хладагента	Низкая растворимость в воде (0,045% при 25°C)	Низкая растворимость в воде (0,03 г/л при 20°C)	Хорошо растворяется
	Термическая стабильность	Сохранение целостности молекул при более высоких, чем в термодинамическом цикле, температурах особенно важно для тепловых насосов. Стабильность должна обеспечиваться в присутствии материалов, имеющих в холодильном контуре (металлы, полимеры, пластмассы, масла и т.д.)	Температурное скольжение 0,15 К, при утечках сохраняет свои свойства, есть возможность дозаправки	Стабилен	Стабилен

1	2	3	4	5	6
Технические показатели	Эффективность теплообмена	В зависимости от теплопроводности и вязкости хладагента, особенно в жидкой фазе	$\lambda=0,087$ Вт/(м · К); $C_p= 1,692$ кДж/кг	Имеет самую высокую теплопроводность $\lambda=90,8$ Вт/(м · К); $c_p= 2,418$ кДж/кг	Имеет самую высокую теплоемкость $\lambda=0,472$ Вт/(м · К); $c_p=4,731$ кДж/кг
	Склонность к утечкам, поверхностное натяжение при 20°C, кН/м	Связана с поверхностным натяжением хладагента и поверхностным натяжением масел в присутствии хладагента	Нет данных	10,5	26,4
	Обнаружение факта и места утечек	Для некоторых хладагентов легко обнаруживается по запаху, однако для фторхлоруглеродов найти место утечки достаточно сложно	Необходимо использовать специальные течеискатели	Газ без цвета и запаха, что затрудняет его обнаружение	Незамедлительное по характерному запаху
Экономические показатели	Цена, грн/л	Зависит от типа хладагента.	86,4	5,2	2,0
	Влияние выбранного хладагента на стоимость установки в целом	Компрессоры, трубопроводы, теплообменники. Зависит от удельной теплопроизводительности и эффективности действия теплообменников	Высокое эксплуатационное давление, коммуникационные линии, теплообменники, компрессоры должны иметь меньшие размеры, требует полиэфирного масла	Необходимость развитой площади теплообмена испарителя из-за характерного положения пограничной кривой	Увеличение капзатрат за счет высокой температуры перегрева, но более эффективный теплообмен

Таблица Б.1 – Численные значения основных показателей ТНУ (R600a)

Характеристики	Обозначение	Размерность	R600a, традиционный цикл					
			$t_{и}=10^{\circ}\text{C}$			$t_{и}=20^{\circ}\text{C}$		
			1	2	3	1	2	3
Теплота топлива	$Q_{\text{т}}$	кВт	39,6	38,9	36,1	23,2	21,8	20,3
			56,4	55,5	50,9	38,4	36,8	33,9
			74,3	72,9	66,1	54,2	54,9	50,1
			93,7	91,5	81,8	70,9	68,5	61,6
Теплота продукта	$Q_{\text{пр}}$	кВт	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
Коэффициент преобразования теплоты	$\mu_{\text{т}}$	-	4,8	5,0	5,4	7,4	8,0	8,5
			3,4	3,6	3,8	4,8	5,1	5,5
			2,4	2,5	2,7	3,1	3,2	3,5
			1,9	2,0	2,2	2,4	2,5	2,8
Эксергетический КПД	$\eta_{\text{е}}$	%	0,40	0,42	0,61	0,48	0,51	0,74
			0,42	0,43	0,59	0,48	0,51	0,69
			0,42	0,43	0,57	0,48	0,49	0,63
			0,41	0,42	0,55	0,46	0,48	0,62
Потери эксергии	ΔE	кДж	0,61	0,65	0,68	0,61	0,64	0,67
			0,58	0,61	0,64	0,57	0,60	0,64
			0,55	0,58	0,62	0,54	0,57	0,61
			0,52	0,55	0,58	0,51	0,54	0,57

Таблица Б.2 – Численные значения основных показателей ТНУ (R600a) для цикла с КДС

Характеристики	Обозначение	Размерность	R600a, цикл к КДС					
			$t_{и}=10^{\circ}\text{C}$			$t_{и}=20^{\circ}\text{C}$		
			1	2	3	1	2	3
Теплота топлива	$Q_{\text{т}}$	кВт	39,7	40,4	40,4	15,7	22,1	22,1
			55,6	56,9	56,9	37,4	37,4	37,4
			74,9	75,1	75,1	53,0	53,9	53,9
			82,9	84,1	84,1	70,1	70,1	70,1
Теплота продукта	$Q_{\text{пр}}$	кВт	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
Коэффициент преобразования теплоты	$\mu_{\text{т}}$	-	4,8	4,8	5,2	7,6	7,8	8,3
			3,4	3,4	3,7	4,9	5,0	5,4
			2,4	2,5	2,7	3,2	3,2	3,5
			2,1	2,1	2,3	2,4	2,5	2,7
Эксергетический КПД	$\eta_{\text{е}}$	%	0,39	0,35	0,52	0,62	0,42	0,62
			0,41	0,37	0,52	0,49	0,44	0,60
			0,40	0,38	0,51	0,48	0,44	0,58
			0,42	0,39	0,51	0,46	0,44	0,56
Потери эксергии	ΔE	кДж	0,61	0,62	0,65	0,59	0,62	0,65
			0,57	0,58	0,62	0,56	0,58	0,61
			0,54	0,55	0,59	0,53	0,55	0,58
			0,50	0,51	0,54	0,50	0,51	0,54

Таблица Б.3 – Численные значения основных показателей ТНУ (R717)

Характеристики	Обозначение	Размерность	R717, традиционный цикл					
			$t_{и}=10^{\circ}\text{C}$			$t_{и}=20^{\circ}\text{C}$		
			1	2	3	1	2	3
Теплота топлива	$Q_{\text{т}}$	кВт	150,2	152,3	146,2	80,6	81,8	78,5
			220,0	222,2	213,1	140,1	141,9	135,9
			296,2	294,7	281,4	204,7	207,6	198,4
			379,7	381,8	363,2	275,2	278,9	266,0
Теплота продукта	$Q_{\text{пр}}$	кВт	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
Коэффициент преобразования теплоты	$\mu_{\text{т}}$	-	4,3	4,3	4,4	7,8	7,8	8,1
			3,1	3,1	3,2	4,4	4,4	4,6
			2,2	2,3	2,4	2,9	2,9	3,0
			1,8	1,9	1,9	2,3	2,3	2,4
Эксергетический КПД	$\eta_{\text{е}}$	%	0,41	0,41	0,50	0,50	0,50	0,61
			0,43	0,43	0,52	0,50	0,51	0,61
			0,44	0,44	0,49	0,50	0,50	0,56
			0,44	0,44	0,48	0,49	0,49	0,54
Потери эксергии	ΔE	кДж	2,36	2,41	2,48	2,24	2,30	2,37
			2,31	2,37	2,43	2,19	2,25	2,31
			2,29	2,34	2,41	2,16	2,22	2,29
			2,25	2,31	2,36	2,12	2,18	2,24

Таблица Б.4 – Численные значения основных показателей ТНУ (R717) для цикла с КДС

Характеристики	Обозначение	Размерность	R717, цикл к КДС					
			$t_{и}=10^{\circ}\text{C}$			$t_{и}=20^{\circ}\text{C}$		
			1	2	3	1	2	3
Теплота топлива	$Q_{\text{т}}$	кВт	141,9	145,5	145,5	78,0	80,3	80,3
			201,4	202,9	202,9	131,1	132,0	132,0
			263,0	266,4	266,4	185,3	187,7	187,7
			327,7	331,2	331,2	246,1	248,6	248,6
Теплота продукта	$Q_{\text{пр}}$	кВт	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
			13,3	13,3	13,3	13,3	13,3	13,3
Коэффициент преобразования теплоты	$\mu_{\text{т}}$	-	4,1	4,1	4,2	7,6	7,5	7,8
			2,9	2,9	3,1	4,3	4,3	4,5
			2,1	2,1	2,2	2,8	2,8	2,9
			1,7	1,7	1,8	2,1	2,1	2,2
Эксергетический КПД	$\eta_{\text{е}}$	%	0,54	0,51	0,59	0,59	0,54	0,64
			0,54	0,52	0,58	0,58	0,56	0,63
			0,52	0,51	0,56	0,56	0,54	0,60
			0,50	0,48	0,53	0,53	0,51	0,56
Потери эксергии	ΔE	кДж	2,14	2,14	2,21	2,12	2,12	2,18
			2,03	2,07	2,13	2,00	2,05	2,11
			1,92	2,02	2,08	1,89	1,98	2,05
			1,82	1,96	2,02	1,79	1,93	1,99

Таблица Б.5 – Сводная таблица для расчета основных тепловых показателей ТНУ

Характеристики	Обозначение	Размерность	Схема		
			традиционная схема	схема с переохладителем	схема с переохладителем и промежуточным теплообменником
Теплота топлива	Q_T	Вт	$G_{XA}' \cdot (h_{2a} - h_1)$	$G_{XA}'' \cdot (h_{2a} - h_{1a})$	$G_{XA}''' \cdot (h_{2a} - h_{1a})$
Теплота продукта	$Q_{пр}$	Вт	$c_{выс} \cdot G_{выс} \cdot (t_{к\ вых}^{выс} - t_{к\ вх}^{выс})$	$c_{выс} \cdot G_{выс} \cdot (t_{к\ вых}^{выс} - t_{к\ вх}^{выс})$	$c_{выс} \cdot G_{выс} \times$ $\times [(t_{к\ вых}^{выс} - t_{к\ вх}^{выс}) +$ $+ (t_{пто\ вых}^{выс} - t_{пто\ вх}^{выс})]$
Термический КПД	η_T	%	$\frac{c_{выс} \cdot G_{выс} \cdot (t_{к\ вых}^{выс} - t_{к\ вх}^{выс})}{G_{XA}' \cdot (h_{2a} - h_1)} \times$ $\times 100\%$	$\frac{c_{выс} \cdot G_{выс} \cdot (t_{к\ вых}^{выс} - t_{к\ вх}^{выс})}{G_{XA}'' \cdot (h_{2a} - h_{1a})} \times$ $\times 100\%$	$(c_{выс} \cdot G_{выс} \times$ $\times [(t_{к\ вых}^{выс} - t_{к\ вх}^{выс}) +$ $+ (t_{пто\ вых}^{выс} - t_{пто\ вх}^{выс})]) /$ $/ (G_{XA}''' \times (h_{2a} - h_{1a})) \times$ $\times 100\%$
Коэффициент преобразования теплоты	μ_T	доли	$\frac{Q_K^{выс} - \Delta Q_K}{Q_{мех}}$		
Коэффициент преобразования электроэнергии	$\mu_{эл}$	доли	$\mu_T \cdot \eta_{инд} \cdot \eta_{эл} \cdot 100\%$		

Таблица Б.6 – Сводная таблица для расчета основных эксергетических показателей ТНУ

Характеристики	Обозначение	Размерность	Схема		
			традиционная схема	схема с переохладителем	схема с переохладителем и промежуточным теплообменником
Эксергия топлива	E_T	Вт	$\Delta E_{\text{ком тр}} + E_H$	$\Delta E_{\text{ком тр}} + E_H$	$\Delta E_{\text{ком тр}} + E_H$
Эксергия продукта	$E_{\text{пр}}$	Вт	$E_{\text{и вых}}^H + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} +$ $+\Delta E_{\text{и}} + \Delta E_{\text{ком и}} +$ $+\Delta E_{\text{кон}} + \Delta E_{\text{др}}$	$E_{\text{и вых}}^H + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} +$ $+\Delta E_{\text{и}} + \Delta E_{\text{ком и}} +$ $+\Delta E_{\text{кон}} + \Delta E_{\text{по}} + \Delta E_{\text{др}}$	$E_{\text{и вых}}^H + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} +$ $+\Delta E_{\text{пто вых}}^{\text{выс}} + \Delta E_{\text{и}} +$ $+\Delta E_{\text{ком и}} + \Delta E_{\text{кон}} +$ $+\Delta E_{\text{по}} + \Delta E_{\text{пто}} + \Delta E_{\text{др}}$
Потери эксергии	ΔE_i	Вт	$\Delta E_{\text{и}}' + \Delta E_{\text{кон}}' +$ $+\Delta E_{\text{др}}' + \Delta E_{\text{ком тр}}' + \Delta E_{\text{ком и}}'$	$\Delta E_{\text{и}}'' + \Delta E_{\text{кон}}'' +$ $+\Delta E_{\text{др}}'' + \Delta E_{\text{ком тр}}'' +$ $+\Delta E_{\text{ком и}}'' + \Delta E_{\text{по}}''$	$\Delta E_{\text{и}}''' + \Delta E_{\text{кон}}''' +$ $+\Delta E_{\text{др}}''' + \Delta E_{\text{ком тр}}''' +$ $+\Delta E_{\text{ком и}}''' + \Delta E_{\text{по}}''' + \Delta E_{\text{пто}}'''$
Эксергетический КПД	$\eta_{\text{э}}$	%	$\eta_{\text{э}}' = \frac{E_{\text{к}}^{\text{выс}}}{E_{\text{и}}^H + E_{\text{ком тр}}' + E_H} \cdot 100\%$	$\eta_{\text{э}}'' = \frac{E_{\text{и вых}}^H + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}}}{E_{\text{ком тр}}'' + E_H} \cdot 100\%$	$\eta_{\text{э}}''' = \frac{E_{\text{и вых}}^H + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}}}{\Delta E_{\text{ком тр}}''' + E_H} \cdot 100\%$

Таблица Б.11 – Сводная таблица для расчета основных тепловых показателей ТНУ, работающих по циклу с КДС

Характеристики	Обозначение	Размерность	Схема		
			традиционная схема	схема с переохладителем	схема с переохладителем и промежуточным теплообменником
Теплота топлива	$Q_{\text{Т}}$	Вт	$G_{\text{ХА}} \cdot \left(\left(h_{2\text{а}} - h_{2\text{нас}\text{ср}} \right) + \left(h_{2\text{ср}} - h_{1\text{а}} \right) \right);$		
Теплота продукта	$Q_{\text{пр}}$	Вт	$c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{К Вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{К Вх}}^{\text{выс}})$	$\times [(t_{\text{К Вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{К Вх}}^{\text{выс}}) + (t_{\text{ПТО Вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{ПТО Вх}}^{\text{выс}})]$	
Термический КПД	$\eta_{\text{Т}}$	%	$\frac{c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{К Вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{К Вх}}^{\text{выс}})}{G_{\text{ХА}} \cdot \left(\left(h_{2\text{а}} - h_{2\text{нас}\text{ср}} \right) + \left(h_{2\text{ср}} - h_{1\text{а}} \right) \right)} \cdot 100\%$	$\frac{c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot [(t_{\text{К Вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{К Вх}}^{\text{выс}}) + (t_{\text{ПТО Вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{ПТО Вх}}^{\text{выс}})] \cdot 100\% /}{/G_{\text{ХА}}''' \cdot (h_{2\text{а}} - h_{1\text{а}})}$	
Коэффициент преобразования теплоты	$\mu_{\text{Т}}$	доли	$\frac{Q_{\text{К}}^{\text{выс}} - \Delta Q_{\text{К}}'}{Q_{\text{мех}}}$		
Коэффициент преобразования электроэнергии	$\mu_{\text{эл}}$	доли	$\mu_{\text{эл}} = \mu_{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{инд}} \cdot \eta_{\text{эл}}$		

Таблица Б.12 – Сводная таблица для расчета основных эксергетических показателей ТНУ, работающих по циклу с КДС

Характеристики	Обозначение	Размерность	Схема		
			традиционная схема	схема с переохладителем	схема с переохладителем и промежуточным теплообменником
Эксергия топлива	E_T	Вт	$\Delta E_{\text{ком тр}} + E_H$		
Эксергия продукта	$E_{\text{пр}}$	Вт	$E_{\text{и вых}}^H + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + \Delta E_{\text{и}}' + \Delta E_{\text{ком и}}' + \Delta E_{\text{кон}}' + \Delta E_{\text{др}}' + E_{\text{ком вх}}^{\text{ха}}$	$E_{\text{и вых}}^H + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + E_{\text{ком вх}}^{\text{ха}} + \Delta E_{\text{и}} + \Delta E_{\text{ком и}} + \Delta E_{\text{та}} + \Delta E_{\text{кон}} + \Delta E_{\text{по}} + \Delta E_{\text{др}}$	$E_{\text{и вых}}^H + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + E_{\text{ком вх}}^{\text{ха}} + E_{\text{пто вых}}^{\text{выс}} + \Delta E_{\text{и}} + \Delta E_{\text{ком и}} + \Delta E_{\text{кон}} + \Delta E_{\text{та}}''' + \Delta E_{\text{по}} + \Delta E_{\text{пто}} + \Delta E_{\text{др}}''$
Потери эксергии	ΔE_i	Вт	$\Delta E_{\text{и}}' + \Delta E_{\text{кон}}' + \Delta E_{\text{др}}' + \Delta E_{\text{ком тр}}' + \Delta E_{\text{ком и}}'$	$\Delta E_{\text{и}}'' + \Delta E_{\text{кон}}'' + E_{\text{др}}'' + \Delta E_{\text{ком тр}}'' + \Delta E_{\text{ком и}}'' + \Delta E_{\text{по}}''$	$\Delta E_{\text{и}}''' + \Delta E_{\text{кон}}''' + E_{\text{др}}''' + \Delta E_{\text{ком тр}}''' + E_{\text{ком и}}''' + \Delta E_{\text{по}}''' + \Delta E_{\text{пто}}'''$
Эксергетический КПД	$\eta_{\text{э}}$	%	$\frac{E_{\text{и вых}}^H + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + E_{\text{ком вх}}^{\text{ха}}}{E_{\text{ком тр}}' + E_{\text{нас кдс}}}$	$\frac{E_{\text{и вх}}^H + E_{\text{к вх}}^{\text{выс}} + E_{\text{нас}}}{\Delta E_{\text{ком тр}} + E_{\text{нас}}}$	$\frac{E_{\text{и вых}}^H + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}}}{\Delta E_{\text{ком тр}}''' + E_H'''}$

Таблица В.1 Зависимости для обычного цикла

Характеристика	1 схема	2 схема	3 схема
Тепловые характеристики			
Теплота топлива	$Q_{\text{т}}' = G_{\text{ХА}}' \cdot (h_{2\text{а}} - h_1).$		
Теплота продукта	$Q_{\text{пр}}' = c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}})$	$Q_{\text{пр}} = c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot [(t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}) + (t_{\text{пто вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{пто вх}}^{\text{выс}})]$	
Потери теплоты	$Q_{\text{пот}}' = \sum \Delta Q_i = \Delta Q_{\text{и}} + \Delta Q_{\text{ком}} + \Delta Q_{\text{к}} + \Delta Q_{\text{по}} + \Delta Q_{\text{пто}}.$		
Термический КПД	$\eta_{\text{т}}' = \frac{c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}})}{G_{\text{ХА}}' \cdot (h_{2\text{а}} - h_1)} \cdot 100\%$	$\eta_{\text{т}}''' = \frac{c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot [(t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}) + (t_{\text{пто вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{пто вх}}^{\text{выс}})]}{G_{\text{ХА}}''' \cdot (h_{2\text{а}} - h_{1\text{а}})} \cdot 100\%.$	
Коэффициент преобразования теплоты	$\mu_{\text{т}}' = \frac{c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}) - \Delta Q_{\text{к}}'}{G_{\text{ХА}}' \cdot (h_{2(\text{а})} - h_1)}$		
Коэффициент преобразования электроэнергии	$\mu_{\text{эл}}' = \frac{(c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}) - \Delta Q_{\text{к}}') \cdot \eta_{\text{инд}} \cdot \eta_{\text{эл}}}{G_{\text{ХА}}' \cdot (h_{2(\text{а})} - h_1)}$		
Эксергетические характеристики			
Эксергия продукта	$E_{\text{пр}}' = E_{\text{и вых}}^{\text{н}} + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + \Delta E_{\text{и}}' + \Delta E_{\text{ком и}}' + \Delta E_{\text{кон}}' + \Delta E_{\text{др}}'.$ $E_{\text{и вых}}^{\text{н}} = \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с.}})}{T_{\text{и вых}}^{\text{н}}}\right) \cdot h_1;$ $E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} = \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с.}})}{T_{\text{к вых}}^{\text{выс}}}\right) \cdot h_3;$ $\Delta E_{\text{и}}' = \tau_{\text{и}}^{\text{н}}(h_1 - h_4) - [(h_1 - h_4) - (273 + t_{\text{о.с.}})(s_4 - s_1)];$ $\Delta E_{\text{кон}}' = (h_{2\text{а}} - h_3) - (273 + t_{\text{о.с.}})(s_{2\text{а}} - s_3) - \tau_{\text{кон}}^{\text{выс}}(h_{2\text{а}} - h_3);$ $\Delta E_{\text{др}}' = (273 + t_{\text{о.с.}})(s_4 - s_3);$ $\Delta E_{\text{ком и}}' = (273 + t_{\text{о.с.}})(s_{2\text{а}} - s_1).$	$E_{\text{пр}}'' = E_{\text{и вых}}^{\text{н}} + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + \Delta E_{\text{и}}' +$ $+ \Delta E_{\text{ком и}}' + \Delta E_{\text{кон}}' + \Delta E_{\text{др}}' + \Delta E_{\text{по}};$ $\Delta E_{\text{по}} = (273 + t_{\text{о.с.}})(s_{1\text{а}} - s_1 + s_{3\text{а}} - s_3).$	$E_{\text{пр}}''' = E_{\text{и вых}}^{\text{н}} + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + \Delta E_{\text{и}}' +$ $+ \Delta E_{\text{ком и}}' + \Delta E_{\text{кон}}' + \Delta E_{\text{др}}' + \Delta E_{\text{по}} + \Delta E_{\text{пто}};$ $\Delta E_{\text{пто}} = (h_{3\text{а}} - h_{3\text{б}}) - (273 + t_{\text{о.с.}})(s_{3\text{б}} - s_{3\text{а}}) -$ $-(h_{3\text{а}} - h_{3\text{б}}) \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с.}})}{\left(273 + \frac{(t_{3\text{а}} + t_{3\text{б}})}{2}\right)}\right).$
Эксергия топлива	$E_{\text{т}}' = \Delta E_{\text{ком тр}}' + E_{\text{н}};$ $E_{\text{н}} = N_{\text{выс}} + N_{\text{ш.в.}} + N_{\text{шл}};$ $\Delta E_{\text{ком тр}}' = \frac{(h_{2\text{а}} - h_1)}{\eta_{\text{ком}} \cdot \eta_{\text{эл}}} - (h_{2\text{а}} - h_1).$		
Эксергетический КПД	$\eta_{\text{э}}' = \frac{E_{\text{и вых}}^{\text{н}} + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}}}{\Delta E_{\text{ком тр}}' + E_{\text{н}}};$ $E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} = \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с.}})}{T_{\text{к вых}}^{\text{выс}}}\right) \cdot h_3;$ $E_{\text{и вых}}^{\text{н}} = \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с.}})}{T_{\text{и вых}}^{\text{н}}}\right) \cdot h_1;$ $E_{\text{н}} = N_{\text{выс}} + N_{\text{ш.в.}} + N_{\text{шл}};$ $\Delta E_{\text{ком тр}}' = \frac{(h_{2\text{а}} - h_1)}{\eta_{\text{ком}} \cdot \eta_{\text{эл}}} - (h_{2\text{а}} - h_1).$		

Таблица В.2 Зависимости для цикла с КДС

Характеристика	1 схема	2 схема	3 схема
Тепловые характеристики			
Теплота топлива	$Q_{\text{т}}' = G_{\text{ХА}}' \cdot \left(\left(h_{2\text{а}} - h_{2\text{ср}}^{\text{нас}} \right) + \left(h_{2\text{ср}} - h_{1\text{а}} \right) \right).$		
Теплота продукта	$Q_{\text{пр}}' = c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}})$	$Q_{\text{пр}} = c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot [(t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}) + (t_{\text{пто вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{пто вх}}^{\text{выс}})]$	
Потери теплоты	$Q_{\text{пот}}' = \sum \Delta Q_i = \Delta Q_{\text{и}} + \Delta Q_{\text{ком}} + \Delta Q_{\text{к}} + \Delta Q_{\text{по}} + \Delta Q_{\text{пто}}.$		
Термический КПД	$\eta_{\text{т}}' = \frac{c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}})}{G_{\text{ХА}}' \cdot \left(\left(h_{2\text{а}} - h_{2\text{ср}}^{\text{нас}} \right) + \left(h_{2\text{ср}} - h_{1\text{а}} \right) \right)} \cdot 100\%$	$\eta_{\text{т}}''' = \frac{c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot [(t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}) + (t_{\text{пто вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{пто вх}}^{\text{выс}})]}{G_{\text{ХА}}' \cdot \left(\left(h_{2\text{а}} - h_{2\text{ср}}^{\text{нас}} \right) + \left(h_{2\text{ср}} - h_{1\text{а}} \right) \right)} \cdot 100\%.$	
Коэффициент преобразования теплоты	$\mu_{\text{т}}' = \frac{c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}) - \Delta Q_{\text{к}}'}{G_{\text{ХА}}' \cdot \left(\left(h_{2\text{а}} - h_{2\text{ср}}^{\text{нас}} \right) + \left(h_{2\text{ср}} - h_{1\text{а}} \right) \right)}$		
Коэффициент преобразования электроэнергии	$\mu_{\text{эл}}' = \frac{(c_{\text{выс}} \cdot G_{\text{выс}} \cdot (t_{\text{к вых}}^{\text{выс}} - t_{\text{к вх}}^{\text{выс}}) - \Delta Q_{\text{к}}') \cdot \eta_{\text{инд}} \cdot \eta_{\text{эл}}}{G_{\text{ХА}}' \cdot \left(\left(h_{2\text{а}} - h_{2\text{ср}}^{\text{нас}} \right) + \left(h_{2\text{ср}} - h_{1\text{а}} \right) \right)}$		
Эксергетические характеристики			
Эксергия продукта	$E_{\text{пр}}' = E_{\text{и вых}}^{\text{н}} + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + E_{\text{ком вх}}^{\text{ХА}}' + \Delta E_{\text{и}}' + \Delta E_{\text{ком и}}' + \Delta E_{\text{кон}}' + \Delta E_{\text{др}}'.$ $E_{\text{ком вх}}^{\text{ХА}} = \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с}})}{T_{\text{ком вх}}^{\text{ХА}}} \right) \cdot h_{2\text{ср}}^{\text{нас}};$ $E_{\text{и вых}}^{\text{н}} = \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с}})}{T_{\text{и вых}}^{\text{н}}} \right) \cdot h_1;$ $E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} = \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с}})}{T_{\text{к вых}}^{\text{выс}}} \right) \cdot h_3;$ $\Delta E_{\text{и}}' = \tau_{\text{и}}^{\text{н}}(h_1 - h_4) - [(h_1 - h_4) - (273 + t_{\text{о.с}})(s_4 - s_1)];$ $\Delta E_{\text{кон}}' = (h_{2\text{а}} - h_3) - (273 + t_{\text{о.с}})(s_{2\text{а}} - s_3) - \tau_{\text{кон}}^{\text{выс}}(h_{2\text{а}} - h_3);$ $\Delta E_{\text{др}}' = (273 + t_{\text{о.с}})(s_4 - s_3);$ $\Delta E_{\text{ком и}}' = (273 + t_{\text{о.с}})(s_{2\text{а}} - s_1).$	$E_{\text{пр}}'' = E_{\text{и вых}}^{\text{н}} + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + \Delta E_{\text{и}}' + \Delta E_{\text{ком и}}' + \Delta E_{\text{кон}}' + \Delta E_{\text{др}}' + \Delta E_{\text{по}};$ $\Delta E_{\text{по}} = (273 + t_{\text{о.с}})(s_{1\text{а}} - s_1 + s_{3\text{а}} - s_3).$	$E_{\text{пр}}''' = E_{\text{и вых}}^{\text{н}} + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + \Delta E_{\text{и}}' + \Delta E_{\text{ком и}}' + \Delta E_{\text{кон}}' + \Delta E_{\text{др}}' + \Delta E_{\text{по}} + \Delta E_{\text{пто}};$ $\Delta E_{\text{пто}} = (h_{3\text{а}} - h_{3\text{б}}) - (273 + t_{\text{о.с}})(s_{3\text{б}} - s_{3\text{а}}) - (h_{3\text{а}} - h_{3\text{б}}) \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с}})}{\left(273 + \frac{(t_{3\text{а}} + t_{3\text{б}})}{2} \right)} \right).$
Эксергия топлива	$E_{\text{т}}' = \Delta E_{\text{ком тр}}' + E_{\text{н}};$ $E_{\text{н}} = N_{\text{выс}} + N_{\text{ш.в.}} + N_{\text{шл}};$ $\Delta E_{\text{ком тр}}' = \frac{(h_{2\text{а}} - h_1)}{\eta_{\text{ком}} \cdot \eta_{\text{эл}}} - (h_{2\text{а}} - h_1).$		
Эксергетический КПД	$\eta_{\text{э кдс}}' = \frac{E_{\text{и вых}}^{\text{н}} + E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} + E_{\text{ком вх}}^{\text{ХА}}'}{E_{\text{ком тр}}' + E_{\text{нас кдс}}};$ $E_{\text{ком вх}}^{\text{ХА}}' = \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с}})}{(273 + t_3^{\text{пер}})} \right) \cdot h_{3\text{ в}} \quad ; \quad E_{\text{к вых}}^{\text{выс}} = \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с}})}{T_{\text{к вых}}^{\text{выс}}} \right) \cdot h_3;$ $E_{\text{и вых}}^{\text{н}} = \left(1 - \frac{(273 + t_{\text{о.с}})}{T_{\text{и вых}}^{\text{н}}} \right) \cdot h_1;$ $E_{\text{н}} = N_{\text{выс}} + N_{\text{ш.в.}} + N_{\text{шл}}; \quad \Delta E_{\text{ком тр}}' = \frac{(h_{2\text{а}} - h_1)}{\eta_{\text{ком}} \cdot \eta_{\text{эл}}} - (h_{2\text{а}} - h_1).$		

Приложение Г. Параметры точек циклов ХА при проведении аналитических исследований

Таблица Г.1 – Параметры R600a в точках процесса для традиционной схемы

	t _и =10°C					t _и =20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/(кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/(кг*град)
<i>I</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
2	35	308	4,686	604,375	2,327	35	308	4,686	604,375	2,327
3	35	308	4,686	282,681	1,283	35	308	4,686	282,681	1,283
4	10	283	2,219	282,681	1,294	20	293	3,042	282,681	1,286
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
2	45	318	6,102	616,876	2,334	45	318	6,102	616,876	2,334
3	45	318	6,102	307,860	1,362	45	318	6,102	307,860	1,362
4	10	283	2,219	307,860	1,381	10	283	3,042	307,860	1,373
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
2	55	328	7,814	628,497	2,340	55	328	7,814	628,497	2,340
3	55	328	7,814	333,975	1,442	55	328	7,814	333,975	1,442
4	10	283	2,219	333,975	1,474	20	293	3,042	333,975	1,462
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
2	65	338	9,857	639,250	2,343	65	338	9,857	639,250	2,343
3	65	338	9,857	361,150	1,522	65	338	9,857	361,150	1,522
4	10	283	2,219	361,150	1,570	20	293	3,042	361,150	1,554

Таблица Г.2 – Параметры R600a в точках процесса для схемы с
переохладителем

	ti=10°C					ti=20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1a	15,178	288,178	2,219	577,88	2,335	25	298	3,042	591,519	2,340
2	35	308	4,686	604,375	2,3266	35	308	4,686	604,375	2,3266
2a	40,634	313,634	4,686	613,605	2,356	40,054	313,054	4,686	612,519	2,353
3	35	308	4,686	282,681	1,283	35	308	4,686	282,681	1,283
3a	31,54	304,54	4,686	274,146	1,255	31,539	304,539	4,686	274,143	1,255
4a	10	283	2,219	274,146	1,263	20	293	3,042	274,143	1,259
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	10	283	3,042	582,748	2,3103
1a	15,178	288,178	2,219	577,88	2,335	25	298	3,042	591,519	2,340
2	45	318	6,102	616,876	2,3335	45	318	6,102	616,876	2,3335
2a	50,077	323,077	6,102	626,411	2,358	49,551	322,551	6,102	625,384	2,360
3	45	318	6,102	307,86	1,362	45	318	6,102	307,86	1,362
3a	41,573	314,573	6,102	299,159	1,335	41,573	314,573	6,102	299,159	1,335
4a	10	283	2,219	299,159	1,352	10	283	3,042	299,159	1,343
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1a	15,178	288,178	2,219	577,88	2,335	25	298	3,042	591,519	2,340
2	55	328	7,814	628,497	2,3395	55	328	7,814	628,497	2,3395
2a	59,211	332,211	7,814	638,334	2,370	58,735	331,735	7,814	639,364	2,366
3	55	328	7,814	333,975	1,442	55	328	7,814	333,975	1,442
3a	51,77	324,77	7,814	325,433	1,417	51,77	324,77	7,814	325,433	1,416
4a	10	283	2,219	325,433	1,445	20	293	3,042	325,433	1,433
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
2	15,178	288,178	2,219	577,88	2,335	25	298	3,042	591,519	2,340
2a	65	338	9,857	639,25	2,343	65	338	9,857	639,25	2,343
3	68,137	341,137	9,857	649,388	2,373	67,71	340,71	9,857	648,476	2,373
3a	65	338	9,857	361,15	1,522	65	338	9,857	361,15	1,522
4a	61,902	334,902	9,857	352,607	1,497	61,902	334,902	9,857	352,607	1,497

Таблица Г.3 – Параметры R600a в точках процесса для схемы с переохладителем промежуточным теплообменником

	t _и =10°C					t _и =20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)
<i>I</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1a	15,178	288,178	2,219	577,88	2,335	25	298	3,042	591,519	2,34
2	35	308	4,686	604,375	2,3266	35	308	4,686	604,375	2,3266
2a	40,634	313,634	4,686	613,605	2,3563	40,054	313,054	4,686	612,519	2,3528
3	35	308	4,686	282,681	1,283	35	308	4,686	282,681	1,283
3a	31,54	304,54	4,686	274,146	1,255	31,539	304,539	4,686	274,143	1,255
36	21,54	294,54	4,686	249,950	1,174	21,539	294,539	4,686	249,950	1,173
46	10	283	2,219	249,950	1,177	20	293	3,042	249,950	1,174
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1a	15,178	288,178	2,219	577,88	2,335	25	298	3,042	591,519	2,34
2	45	318	6,102	616,876	2,3335	45	318	6,102	616,876	2,3335
2a	50,077	323,077	6,102	626,411	2,358	49,551	322,551	6,102	625,384	2,36
3	45	318	6,102	307,86	1,362	45	318	6,102	307,86	1,362
3a	41,573	314,573	6,102	299,159	1,335	41,573	314,573	6,102	299,159	1,335
36	31,573	304,573	6,102	274,130	1,254	31,573	304,573	6,102	274,130	1,254
46	10	283	2,219	274,130	1,263	10	283	3,042	274,130	1,263
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1a	15,178	288,178	2,219	577,88	2,335	25	298	3,042	591,519	2,34
2	55	328	7,814	628,497	2,3395	55	328	7,814	628,497	2,3395
2a	59,211	332,211	7,814	638,334	2,37	58,735	331,735	7,814	639,364	2,3664
3	55	328	7,814	333,975	1,442	55	328	7,814	333,975	1,442
3a	51,77	324,77	7,814	325,433	1,417	51,77	324,77	7,814	325,433	1,416
36	41,77	314,77	7,814	299,620	1,335	41,77	314,77	7,814	299,620	1,335
46	10	283	2,219	299,620	1,353	20	293	3,042	299,620	1,353
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103

Продолжение таблицы Г.3

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1a	15,178	288,178	2,219	577,88	2,335	25	298	3,042	591,519	2,34
2	65	338	9,857	639,25	2,343	65	338	9,857	639,25	2,343
2a	68,137	341,137	9,857	649,388	2,373	67,71	340,71	9,857	648,476	2,373
3	65	338	9,857	361,15	1,522	65	338	9,857	361,15	1,522
3a	61,902	334,902	9,857	352,607	1,497	61,902	334,902	9,857	352,607	1,497
36	51,902	324,902	9,857	325,810	1,416	51,902	324,902	9,857	325,810	1,416
46	10	283	2,219	325,810	1,446	20	293	3,042	325,810	1,435

Таблица Г.4 – Параметры R600a в точках процесса для традиционной схемы (цикл с КДС)

	ti=10°C					ti=20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
2 ср нас	21,920	294,9	3,224629	585,32	2,312	27,264	300,3	3,775555	592,76	2,316
2	35,066	308,066	4,686	603,170	2,322	34,972	307,972	4,686	599,250	2,31
2 ср	22,742	295,742	3,224629	586,810	2,317	27,343	300,343	3,775555	591,130	2,311
3	35	308	4,686	282,681	1,283	35	308	4,686	282,681	1,283
4	10	283	2,219	282,681	1,294	20	293	3,042	282,681	1,286
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
2 ср нас	26,400	299,4	3,67972	591,46	2,315	31,978	305,0	4,308397	598,89	2,319
2	45,115	318,115	6,102	614,64	2,329	45,058	318,058	6,102	615,62	2,329
2 ср	27,437	300,437	3,67972	593,320	2,321	32,184	305,184	4,308397	599,380	2,321
3	45	318	6,102	307,860	1,362	45	318	6,102	307,860	1,362
4	10	283	2,219	307,860	1,381	20	293	3,042	307,860	1,373
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103

Продолжение таблицы Г.4

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
2 ср нас	30,699	303,7	4,164044	597,22	2,318	36,449	309,4	4,875468	605,02	2,324
2	55,116	328,116	7,814	627,35	2,336	55,022	328,022	7,814	627,49	2,336
2 ср	31,689	304,689	4,164044	599,080	2,325	36,512	309,512	4,875468	605,160	2,324
3	55	328	7,814	333,975	1,442	55	328	7,814	333,975	1,442
4	10	283	2,219	333,975	1,474	20	293	3,042	333,975	1,462
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
2 ср нас	34,951	308,0	4,676824	603,024	2,322	40,851	313,9	5,475856	610,64	2,327
2	63,392	336,392	9,857	631,763	2,323	65,106	338,106	9,857	638,29	2,342
2 ср	34,952	307,952	4,676824	604,130	2,326	40,937	313,937	5,475856	611,130	2,329
3	65	338	9,857	361,150	1,522	65	338	9,857	361,150	1,522
4	10	283	2,219	361,150	1,571	20	293	3,042	361,150	1,554

Таблица Г.5 – Параметры R600a в точках процесса для схемы с
переохладителем (цикл с КДС)

	t _и =10°C					t _и =20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1а	15	288	2,219	577,584	2,3599	25	298	4,686	591,519	2,340
2 ср нас	21,920	294,9	3,224629	585,320	2,312	27,264	300,3	3,775555	592,760	2,316
2 ср	27,742	300,742	3,224629	595,68	2,346	32,489	305,48 9	3,775555	602,06	2,347
2а	35,103	308,103	4,686	603,310	2,323	35,037	308,03 7	4,686	603,170	2,323
3	35	308	4,686	282,681	1,283	35	308	4,686	282,681	1,283
3а	31,54	304,54	4,686	274,146	1,255	31,539	304,53 9	3,775555	274,143	1,255

Продолжение таблицы Г.5

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
4а	10	283	2,219	274,146	1,263	20	293	3,042	274,143	1,259
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1а	15	288	2,219	577,584	2,3599	25	298	6,102	591,519	2,340
2 ср нас	26,400	299,4	3,67972	591,460	2,315	31,978	305,0	4,308397	598,890	2,319
2 ср	32,182	305,182	3,67972	601,87	2,35	37,031	310,03 1	4,308397	608,35	2,35
2а	45,115	318,115	6,102	615,640	2,329	45,041	318,04 1	6,102	615,490	2,329
3	45	318	6,102	307,86	1,362	45	318	6,102	307,86	1,362
3а	41,573	314,573	6,102	299,159	1,335	41,573	314,57 3	4,308397	299,159	1,335
4а	10	283	2,219	299,159	1,352	20	293	3,042	299,159	1,343
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1а	15	288	2,219	577,584	2,3599	25	298	7,814	591,519	2,340
2 ср нас	30,699	303,7	4,164044	597,220	2,318	36,449	309,4	4,875468	605,020	2,324
2 ср	36,33	309,33	4,164044	607,64	2,353	41,58	314,58	4,875468	614,71	2,355
2а	55	328	7,814	627,350	2,336	55,008	328,00 8	7,814	627,490	2,336
3	55	328	7,814	333,975	1,442	55	328	7,814	333,975	1,442
3а	51,77	324,77	7,814	325,433	1,417	51,77	324,77	4,875468	325,433	1,416
4а	10	283	2,219	325,433	1,445	20	293	3,042	325,433	1,433
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1а	15	288	2,219	577,584	2,3599	25	298	9,857	591,519	2,340
2 ср нас	34,951	308,0	4,676824	603,024	2,322	40,851	313,9	5,475856	610,640	2,327
2 ср	40,542	313,542	4,676824	613,44	2,356	45,556	318,55 6	5,475856	619,94	2,356
2а	63,043	336,043	9,857	631,763	2,323	65,056	338,06	9,857	638,290	2,342
3	65	338	9,857	361,150	1,522	65	338	9,857	361,150	1,522
3а	61,902	334,902	9,857	352,607	1,497	61,902	334,90	5,475856	352,607	1,497
4а	10	283	2,219	352,607	1,540	20	293	3,042	352,607	1,525

Таблица Г.6 – Параметры R600a в точках процесса для схемы с
переохладителем промежуточным теплообменником (для цикла с КДС)

	ti=10°C					ti=20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1a	15	288	2,219	577,584	2,3599	25	298	3,042	591,519	2,34
2 ср нас	21,9	294,9	3,224629	585,32	2,312	27,3	300,3	3,775555	592,76	2,316
2 ср	27,742	300,742	3,224629	595,68	2,346	32,489	305,489	3,775555	602,06	2,347
2a	35,103	308,103	4,686	603,31	2,323	35,037	308,037	4,686	603,17	2,323
3	35	308	4,686	282,681	1,283	35	308	4,686	282,681	1,283
3a	31,54	304,54	4,686	274,146	1,255	31,539	304,539	3,775555	274,143	1,255
3б	21,54	279,45	5,359	249,950	1,174	21,539	279,45	5,359	249,950	1,173
4б	25	298	3,532	249,950	1,177	20	298	3,532	249,950	1,174
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1a	15	288	2,219	577,584	2,3599	25	298	3,042	591,519	2,34
2 ср нас	26,4	299,4	3,67972	591,46	2,315	32,0	305,0	4,308397	598,89	2,319
2 ср	32,182	305,182	3,67972	601,87	2,350	37,031	310,031	4,308397	608,35	2,350
2a	45,115	318,115	6,102	615,64	2,329	45,041	318,041	6,102	615,49	2,329
3	45	318	6,102	307,86	1,362	45	318	6,102	307,86	1,362
3a	41,573	314,573	6,102	299,159	1,335	41,573	314,573	4,308397	299,159	1,335
3б	31,573	279,336	5,359	274,130	1,254	31,573	279,336	5,359	274,130	1,254
4б	10	283	2,219	274,130	1,263	20	283	2,219	274,130	1,263
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1a	15	288	2,219	577,584	2,3599	25	298	3,042	591,519	2,34
2 ср нас	30,7	303,7	4,164044	597,22	2,318	36,4	309,4	4,875468	605,02	2,324
2 ср	36,33	309,33	4,164044	607,64	2,353	41,58	314,58	4,875468	614,71	2,355
2a	55	328	7,814	627,35	2,336	55,008	328,008	7,814	627,49	2,336

Продолжение таблицы Г.6

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
3	55	328	7,814	333,975	1,442	55	328	7,814	333,975	1,442
3a	51,77	324,77	7,814	325,433	1,417	51,77	324,77	4,875468	325,433	1,416
3б	41,77	304,705	9,857	299,620	1,335	41,77	304,705	9,857	299,620	1,335
4б	25	298	3,532	299,620	1,353	20	298	3,532	299,620	1,353
1	10	283	2,219	569,157	2,3048	20	293	3,042	582,748	2,3103
1a	15	288	2,219	577,584	2,3599	25	298	3,042	591,519	2,34
2 ср нас	35,0	308,0	4,676824	603,024	2,322	40,9	313,9	5,475856	610,64	2,327
2 ср	40,542	313,542	4,676824	613,44	2,356	45,556	318,556	5,475856	619,94	2,356
2a	63,043	336,043	9,857	631,763	2,323	65,056	338,056	9,857	638,29	2,342
3	65	338	9,857	361,15	1,522	65	338	9,857	361,15	1,522
3a	61,902	334,902	9,857	352,607	1,497	61,902	334,902	5,475856	352,607	1,497
3б	51,902	304,706	9,857	325,810	1,416	51,902	304,706	9,857	325,810	1,416
4б	10	283	2,219	325,810	1,446	20	283	2,219	325,810	1,435

Таблица Г.7 – Параметры R717 в точках процесса для традиционной
схемы

	ти=10°C					ти=20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1	10	283	6,15	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,740	5,3709
2	35	308	13,504	1604,501	5,5632	35	308	13,504	1554,220	5,4147
3	35	308	13,504	362,580	1,5530	35	308	13,504	362,580	1,5530
4	10	283	6,15	362,580	1,5740	20	293	8,574	362,580	1,5640
1	10	283	6,150	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,740	5,3709
2	45	318	17,82	1657,475	5,5859	45	318	17,82	1604,073	5,4389
3	45	318	17,82	410,494	1,705	45	318	17,82	410,494	1,705
4	10	283	6,150	410,494	1,745	20	293	8,574	410,494	1,728
1	10	283	6,15	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,740	5,3709

Продолжение таблицы Г.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	55	328	23,1	1709,940	5,6057	55	328	23,1	1653,447	5,4600
3	55	328	23,1	459,450	1,8520	55	328	23,1	459,450	1,8520
4	10	283	6,15	459,450	1,9160	20	293	8,574	459,450	1,8940
1	10	283	6,15	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,740	5,3709
2	65	338	29,476	1761,836	5,6231	65	338	29,476	1702,289	5,4786
3	65	338	29,476	509,827	2,0010	65	338	29,476	509,827	2,0010
4	10	283	6,15	509,827	2,0960	20	293	8,574	509,827	2,0650

Таблица Г.8 – Параметры R717 в точках процесса для схемы с
переохладителем

	t _и =10°C					t _и =20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	10	283	6,15	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1a	14,95	287,95	6,15	1484,443	5,540	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,421
2	35	308	13,504	1604,501	5,5632	35	308	13,504	1554,22	5,4147
2a	71,291	344,291	13,504	1621,777	5,612	62,441	335,441	13,504	1570,925	5,465
3	35	308	13,504	362,58	1,553	35	308	13,504	362,58	1,553
3a	32,036	305,036	13,504	348,653	1,510	32,036	305,036	13,504	348,653	1,509
4a	10	283	6,15	348,653	1,527	20	293	8,574	348,653	1,515
1	10	283	6,15	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1a	14,95	287,95	6,15	1486,57	5,540	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,421
2	45	318	17,82	1657,475	5,5859	45	318	17,82	1604,073	5,4389
2a	107,47	380,47	17,82	1678,070	5,641	87,172	360,172	17,82	1622,081	5,489
3	45	318	17,82	410,494	1,705	45	318	17,82	410,494	1,705
3a	41,509	314,509	17,82	393,660	1,653	41,855	314,855	17,82	395,327	1,658
4a	10	283	6,15	393,660	1,686	20	293	8,574	395,327	1,675
1	10	283	6,15	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1a	14,95	287,95	6,15	1486,57	5,540	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,421

Продолжение таблицы Г.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	55	328	23,1	1709,94	5,6057	55	328	23,1	1653,447	5,46
2a	131,723	404,723	23,1	1728,800	5,654	111,603	384,603	23,1	1672,746	5,511
3	55	328	23,1	459,45	1,852	55	328	23,1	459,45	1,852
3a	51,674	324,674	23,1	443,000	1,805	52,148	325,148	23,1	445,362	1,812
4a	10	283	6,15	443,000	1,860	20	293	8,574	445,362	1,846
1	10	283	6,15	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
2	14,95	287,95	6,15	1486,57	5,540	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,421
2a	65	338	29,476	1761,836	5,6231	65	338	29,476	1702,289	5,4786
3	157,109	430,109	29,476	1783,030	5,673	135,671	408,671	29,476	1722,865	5,529
3a	65	338	29,476	509,827	2,001	65	338	29,476	509,827	2,001
4a	62,62	335,62	29,476	497,683	1,967	62,171	335,171	29,476	495,403	1,960

Таблица Г.9 – Параметры R717 в точках процесса для схемы с
переохладителем промежуточным теплообменником

	ti=10°C					ti=20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	10	283	6,15	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1a	14,95	287,95	6,15	1484,443	5,54	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,4207
2	35	308	13,504	1604,501	5,5632	35	308	13,504	1554,22	5,4147
2a	71,291	344,291	13,504	1621,777	5,6124	62,441	335,441	13,504	1570,925	5,4649
3	35	308	13,504	362,58	1,553	35	308	13,504	362,58	1,553
3a	32,036	305,036	13,504	348,653	1,51	32,036	305,036	13,504	348,653	1,509
36	22,036	295,036	13,504	301,679	1,356	22,036	295,036	13,504	301,679	1,356
46	10	283	6,15	301,679	1,362	20	293	8,574	301,679	1,357
1	10	283	6,15	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1a	14,95	287,95	6,15	1486,57	5,54	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,4207
2	45	318	17,82	1657,475	5,5859	45	318	17,82	1604,073	5,4389
2a	107,47	380,47	17,82	1678,07	5,641	87,172	360,172	17,82	1622,081	5,4893

Продолжение таблицы Г.9

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
3	45	318	17,82	410,494	1,705	45	318	17,82	410,494	1,705
3a	41,509	314,509	17,82	393,66	1,653	41,855	314,855	17,82	395,327	1,658
36	31,509	304,509	17,82	346,960	1,504	31,855	304,855	17,82	346,960	1,507
46	10	283	6,15	346,960	1,521	20	293	8,574	346,960	1,513
1	10	283	6,15	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1a	14,95	287,95	6,15	1486,57	5,54	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,4207
2	55	328	23,1	1709,94	5,6057	55	328	23,1	1653,447	5,46
2a	131,723	404,723	23,1	1728,8	5,654	111,603	384,603	23,1	1672,746	5,5106
3	55	328	23,1	459,45	1,852	55	328	23,1	459,45	1,852
3a	51,674	324,674	23,1	443	1,805	52,148	325,148	23,1	445,362	1,812
36	41,674	314,674	23,1	393,660	1,653	42,148	315,148	23,1	396,736	1,662
46	10	283	6,15	393,660	1,686	20	293	8,574	396,736	1,679
1	10	283	6,15	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1a	14,95	287,95	6,15	1486,57	5,54	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,4207
2	65	338	29,476	1761,836	5,6231	65	338	29,476	1702,289	5,4786
2a	157,109	430,109	29,476	1783,03	5,6728	135,671	408,671	29,476	1722,865	5,5293
3	65	338	29,476	509,827	2,001	65	338	29,476	509,827	2,001
3a	62,62	335,62	29,476	497,683	1,967	62,171	335,171	29,476	495,403	1,96
36	52,62	325,62	29,476	447,040	1,817	52,171	325,171	29,476	447,040	1,812
46	10	283	6,15	447,040	1,875	20	293	8,574	447,040	1,846

Таблица Г.10 – Параметры R717 в точках процесса для традиционной схемы (цикл с КДС)

	t _и =10°C					t _и =20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1	10	283	6,15	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,740	5,3709
2 ср нас	21,940	294,9	9,113155	1480,28	5,35	27,294	300,3	10,76026	1483,21	5,288
2	53,408	326,408	13,504	1545,11	5,389	45,308	318,308	13,504	1519,97	5,307

Продолжение таблицы Г.10

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
2 ср	42,295	315,295	9,113155	1538,640	5,540	38,377	311,377	10,76026	1517,140	5,399
3	35	308	13,504	362,580	1,5530	35	308	13,504	362,580	1,5530
4	10	283	6,15	362,580	1,5740	20	293	8,574	362,580	1,5640
1	10	283	6,15	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,740	5,3709
2 ср нас	26,752	299,8	10,46867	1483,52	5,297	32,310	305,3	12,36077	1487,45	5,243
2	70,068	343,068	17,82	1572,120	5,3470	61,914	334,914	17,82	1546,840	5,2710
2 ср	55,155	328,155	10,46867	1565,640	5,559	50,528	323,528	12,36077	1542,590	5,418
3	45	318	17,82	410,494	1,705	45	318	17,82	410,494	1,705
4	10	283	6,15	410,494	1,745	20	293	8,574	410,494	1,728
1	10	283	6,15	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,740	5,3709
2 ср нас	30,891	303,9	11,9191	1486,04	5,253	36,574	309,6	14,07336	1488,87	5,193
2	86,687	359,687	23,1	1599,150	5,3120	77,713	350,713	23,1	1570,870	5,2320
2 ср	66,848	339,848	11,9191	1590,670	5,579	61,894	334,894	14,07336	1566,630	5,435
3	55	328	23,1	459,450	1,8520	55	328	23,1	459,450	1,8520
4	10	283	6,15	459,450	1,9160	20	293	8,574	459,450	1,8940
1	10	283	6,15	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,740	5,3709
2 ср нас	34,887	307,9	13,46393	1487,601	5,2070	41,103	314,1	15,8974	1490,280	5,1440
2	102,541	375,541	29,476	1623,866	5,2766	93,981	366,981	29,476	1596,320	5,2030
2 ср	78,971	351,971	13,46393	1616,830	5,6000	73,946	346,946	15,8974	1592,080	5,4520
3	65	338	29,476	509,827	2,0010	65	338	29,476	509,827	2,0010
4	10	283	6,15	509,827	2,0960	20	293	8,574	509,827	2,0650

Таблица Г.11 – Параметры R717 в точках процесса для схемы с
переохладителем (цикл с КДС)

	t _и =10°C					t _и =20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1	10	283	6,15	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1а	14,95	287,95	13,504	1484,443	5,540	24,999	297,999	13,504	1493,475	5,421
2 ср нас	21,940	294,9	9,113155	1480,280	5,350	27,294	300,3	10,76026	1483,210	5,288
2 ср	48,803	321,803	9,113155	1555,92	5,593	43,653	316,653	10,76026	1532,7	5,450
2а	53,58	326,58	13,504	1545,110	5,386	45,649	318,649	13,504	1521,390	5,313
3	35	308	13,504	387,9	1,553	35	308	13,504	387,9	1,553
3а	32,036	305,036	13,504	348,653	1,510	32,036	305,036	13,504	348,653	1,509
4а	10	283	6,15	348,653	1,527	25	298	8,574	348,653	1,515
1	10	283	6,150	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1а	14,95	287,95	17,82	1484,443	5,540	24,999	297,999	17,82	1493,475	5,421
2 ср нас	26,752	299,8	10,469	1483,520	5,297	32,310	305,3	12,361	1487,450	5,243
2 ср	60,634	333,634	10,469	1580,77	5,608	56,101	329,101	12,361	1558,85	5,468
2а	70,183	343,183	17,820	1572,290	5,346	61,428	334,428	17,820	1546,130	5,273
3	45	318	17,820	387,9	1,705	45	318	17,820	387,9	1,705
3а	41,509	314,509	17,82	393,660	1,653	41,855	314,855	17,820	395,327	1,658
4а	10	283	6,15	393,660	1,686	20	293	8,574	395,327	1,675
1	10	283	6,150	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1а	14,95	287,95	23,1	1484,443	5,540	24,999	297,999	23,1	1493,475	5,421
2 ср нас	30,891	303,9	11,919	1486,040	5,253	36,574	309,6	14,073	1488,870	5,193
2 ср	72,815	345,815	11,919	1606,93	5,628	67,85	340,85	14,073	1583,6	5,485
2а	87,051	360,051	23,100	1599,860	5,312	77,713	350,713	23,100	1570,870	5,232

Продолжение таблицы Г.11

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
3	55	328	23,100	387,9	1,852	55	328	23,100	387,9	1,852
3а	51,674	324,674	23,1	443,000	1,805	52,148	325,148	23,100	445,362	1,812
4а	10	283	6,15	443,000	1,860	20	298	8,574	445,362	1,846
1	10	283	6,150	1470,525	5,489	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1а	14,95	287,95	29,476	1484,443	5,540	24,999	297,999	29,476	1493,475	5,421
2 ср нас	34,887	307,9	13,464	1487,601	5,207	41,103	314,1	15,897	1490,280	5,144
2 ср	85,257	358,257	13,464	1633,71	5,648	80,08	353,08	15,897	1609,76	5,505
2а	102,541	375,541	29,476	1623,866	5,277	93,609	366,609	29,476	1595,620	5,203
3	65	338	29,476	387,9	2,001	65	338	29,476	387,9	2,001
3а	62,62	335,62	29,476	497,683	1,967	62,171	335,171	29,476	495,403	1,960
4а	10	283	6,150	497,683	2,053	20	293	8,574	495,403	2,017

Таблица Г.12 – Параметры R717 в точках процесса для схемы с
переохладителем промежуточным теплообменником (для цикла с КДС)

	ti=10°C					ti=20°C				
	t		p	h	s	t		p	h	s
	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)	С	К	бар	кДж/кг	кДж/ (кг*град)
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1	10	283	6,15	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1а	14,95	287,95	6,15	1484,443	5,54	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,4207
2 ср нас	21,9	294,9	9,113155	1480,28	5,350	27,3	300,3	10,76026	1483,21	5,288
2 ср	48,803	321,803	9,113155	1555,92	5,593	43,653	316,653	10,76026	1532,7	5,450
2а	53,58	326,58	13,504	1545,11	5,386	45,649	318,649	13,504	1521,39	5,313
3	35	308	13,504	387,9	1,553	35	308	13,504	387,9	1,553
3а	32,036	305,036	13,504	348,653	1,510	32,036	305,036	13,504	348,653	1,509
3б	22,036	295,036	13,504	301,679	1,356	22,036	295,036	13,504	301,679	1,356
4б	10	283	6,15	301,679	1,362	20	293	8,574	301,679	1,357
1	10	283	6,15	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,74	5,3709

Продолжение таблицы Г.12

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1а	14,95	287,95	6,15	1484,443	5,54	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,4207
2 ср нас	26,8	299,8	10,46867	1483,52	5,297	32,3	305,3	12,36077	1487,45	5,243
2 ср	60,634	333,634	10,46867	1580,77	5,608	56,101	329,101	12,36077	1558,85	5,468
2а	70,183	343,183	17,82	1572,29	5,346	61,428	334,428	17,82	1546,13	5,273
3	45	318	17,82	387,9	1,705	45	318	17,82	387,9	1,705
3а	41,509	314,509	17,82	393,66	1,653	41,855	314,855	17,82	395,327	1,658
3б	31,509	304,509	17,82	346,960	1,504	31,855	304,855	17,82	346,960	1,507
4б	10	283	6,15	346,960	1,521	20	293	8,574	346,960	1,513
1	10	283	6,15	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1а	14,95	287,95	6,15	1484,443	5,54	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,4207
2 ср нас	30,9	303,9	11,9191	1486,04	5,253	36,6	309,6	14,07336	1488,87	5,193
2 ср	72,815	345,815	11,9191	1606,93	5,628	67,85	340,85	14,07336	1583,6	5,485
2а	87,051	360,051	23,1	1599,86	5,312	77,713	350,713	23,1	1570,87	5,232
3	55	328	23,1	387,9	1,852	55	328	23,1	387,9	1,852
3а	51,674	324,674	23,1	443	1,805	52,148	325,148	23,1	445,362	1,812
3б	41,674	314,674	23,1	393,660	1,653	42,148	315,148	23,1	396,736	1,662
4б	10	283	6,15	393,660	1,686	20	293	8,574	396,736	1,679
1	10	283	6,15	1470,525	5,4890	20	293	8,574	1478,74	5,3709
1а	14,95	287,95	6,15	1484,443	5,54	24,999	297,999	8,574	1493,475	5,4207
2 ср нас	34,9	307,9	13,46393	1487,601	5,207	41,1	314,1	15,8974	1490,28	5,144
2 ср	85,257	358,257	13,46393	1633,71	5,648	80,08	353,08	15,8974	1609,76	5,505
2а	102,541	375,541	29,476	1623,866	5,277	93,609	366,609	29,476	1595,62	5,203
3	65	338	29,476	387,9	2,001	65	338	29,476	387,9	2,001
3а	62,62	335,62	29,476	497,683	1,967	62,171	335,171	29,476	495,403	1,960
3б	52,62	325,62	29,476	447,040	1,817	52,171	325,171	29,476	447,040	1,812
4б	10	283	6,15	447,040	1,875	20	293	8,574	447,040	1,846

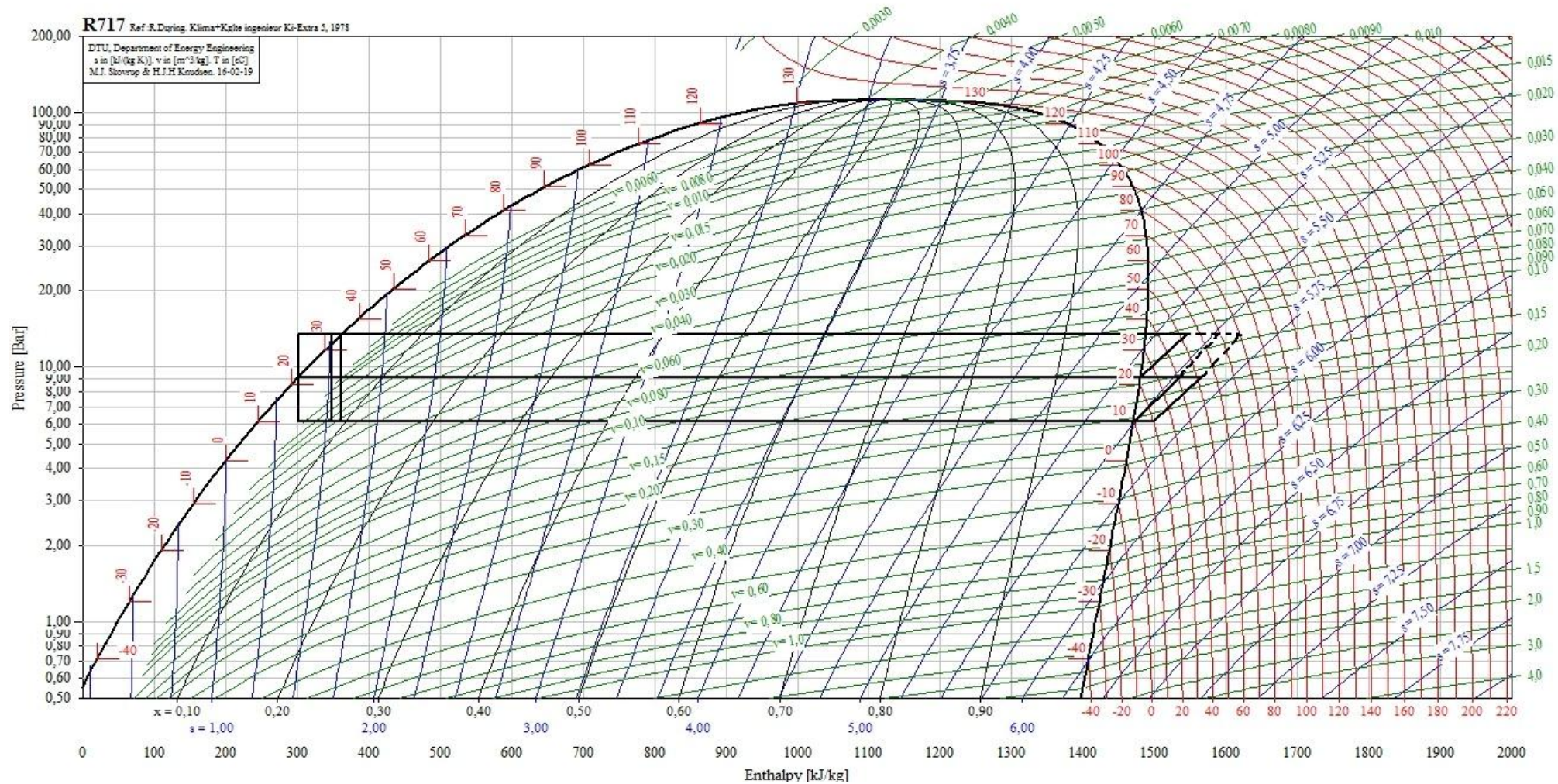


Рис. Д.1. Циклы ТНУ с КДС для R717

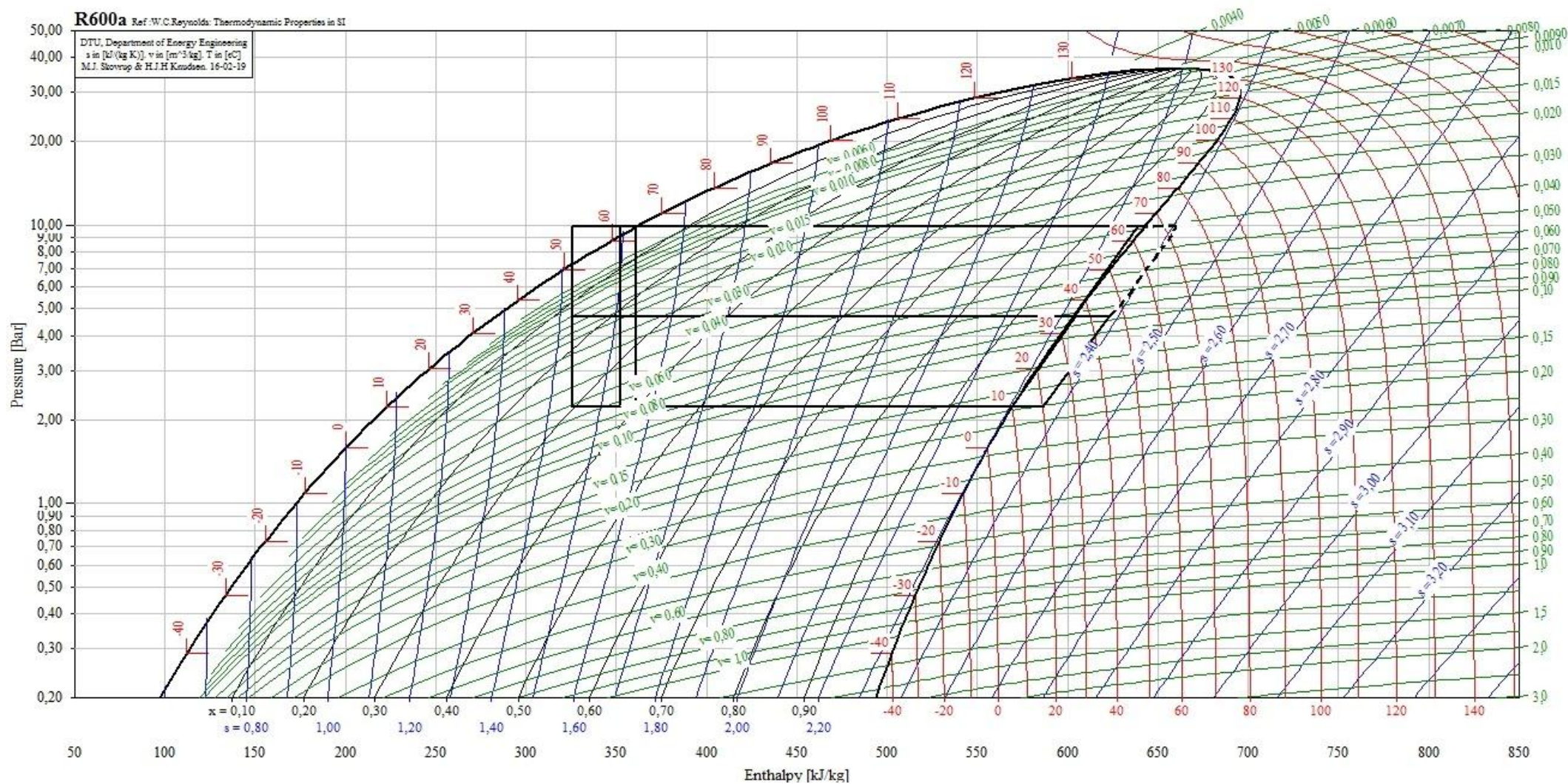


Рис. Д.2. Циклы ТНУ с КДС для R600a

Характеристики	Обозн.	Разм.	трад. сх.	с ПО	с ПТО
Теплота топлива	Q _т	кВт	141927	145516	145516
Теплота продукта	Q _{пр}	кВт	13290	13290	13290
Термический КПД	η _т	%	9,4	9,1	9,1
Коэффициент преобразования теплоты	μ _т	-	8,89	8,78	9,12
Коэффициент преобразования электроэнергии	μ _{эл}	-	5,87	5,79	6,02
мощность ТН	Q _{тн}	Вт	1068	1054	1052
расход ХА	G _{ха}	кг/с	0,9	0,9	0,8
расход высокопотенциального теплоносителя	G _{выс}	кг/с	0,317	0,317	0,317
среднелогарифмическая температура диссипации в компрессоре	T _{ком}	К	53,39	68,28	68,28
удельная потеря эксергии при диссипации в компрессоре	Δe _{ком}	кДж/кг	53,39	68,28	68,28
удельная работа сжатия на 1 кг ХА	l _{сж}	кДж/кг	132,9	136,3	136,3
удельная энергия, потребляемая двигателем на 1 кг ХА	W	кДж/кг	192,7	197,5	197,5
среднелогарифмическая температура в ПТО	T _{ком}	К	-	-	288,0
эксергия, отданная низкопотенциальным теплоносителем	e _н	кДж/кг	26,9	27,3	28,4
эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе	e _в	кДж/кг	148,7	150,4	150,4
эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в ПТО	e _{пто}	кДж/кг	-	-	23,4
эксергетический КПД	η _э	-	0,54	0,51	0,59
Эксергия топлива	E _т	кДж	4079	4080	4080
Эксергия продукта	E _{пр}	кДж	8813	8812	8877
Потери эксергии	ΔE	кДж	2141	2140	2205
эксергия насосов	E _н	кДж	4078	4078	4078
эксергия низкопотенциального теплоносителя на выходе	E _{н вых}	кДж	2550,6	2550,6	2550,6
эксергия высокопотенциального теплоносителя на выходе	E _{в вых}	кДж	43,0	43,0	43,0
потери эксергии в компрессоре на трение	E _{ком тр}	кДж	0,77	1,57	1,57
потери эксергии в испарителе	E _и	кДж	19,10	19,44	20,58
в компрессоре	E _{ком}	кДж	3,4	4,8	4,8
в конденсаторе	E _{кон}	кДж	2111,8	2083,9	2083,9
в дросселе	E _{др}	кДж	5,90	4,78	1,69
в ПО	E _{по}	кДж	-	25,7	25,7
в ПТО	E _{пто}	кДж	-	-	66,8

Рис. Д.4. Блок расчета параметров ТНУ с КДС для R717

Характеристики	Обозн.	Разм.	трад. сх.	с ПО	с ПТО
Теплота топлива	Q _т	кВт	83	84	84
Теплота продукта	Q _{пр}	кВт	13	13	13
Термический КПД	η _т	%	16,0	15,8	15,8
Коэффициент преобразования теплоты	μ _т	-	4,25	4,32	4,74
Коэффициент преобразования электроэнергии	μ _{эл}	-	2,60	2,64	2,89
мощность ТН	Q _{тн}	Вт	1301	1241	1215
расход ХА	G _{ха}	кг/с	4,8	4,4	4,0
расход высокопотенциального теплоносителя	G _{выс}	кг/с	0,317	0,317	0,317
среднелогарифмическая температура диссипации в компрессоре	T _{ком}	К	308,0	310,7	310,7
удельная потеря эксергии при диссипации в компрессоре	Δe _{ком}	кДж/кг	1,12	9,55	9,55
удельная работа сжатия на 1 кг ХА	l _{сж}	кДж/кг	63,7	64,6	64,6
удельная энергия, потребляемая двигателем на 1 кг ХА	W	кДж/кг	92,3	93,6	93,6
среднелогарифмическая температура в ПТО	T _{ком}	К	-	-	302,4
эксергия, отданная низкопотенциальным теплоносителем	e _н	кДж/кг	5,1	5,3	5,9
эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе	e _в	кДж/кг	41,1	42,4	42,4
эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в ПТО	e _{пто}	кДж/кг	-	-	13,7
эксергетический КПД	η _э	-	0,42	0,39	0,51
Эксергия топлива	E _т	кДж	4099	4100	4100
Эксергия продукта	E _{пр}	кДж	4938	4953	4986
Потери эксергии	ΔE	кДж	499	514	547
эксергия насосов	E _н	кДж	4078	4078	4078
эксергия низкопотенциального теплоносителя на выходе	E _{н вых}	кДж	330,5	330,5	330,5
эксергия высокопотенциального теплоносителя на выходе	E _{в вых}	кДж	31,3	31,3	31,3
потери эксергии в компрессоре на трение	E _{ком тр}	кДж	21,29	21,58	21,58
потери эксергии в испарителе	E _и	кДж	3,25	3,45	4,11
в компрессоре	E _{ком}	кДж	5,7	1,4	1,4
в конденсаторе	E _{кон}	кДж	454,5	453,2	453,2
в дросселе	E _{др}	кДж	13,77	12,08	8,43
в ПО	E _{по}	кДж	-	21,9	21,9
в ПТО	E _{пто}	кДж	-	-	35,8

Рис. Д.6. Блок расчета параметров ТНУ с КДС для R600a

Приложение Е – Справка о результатах внедрения на ДП «Донецкий Промстройиниипроект»

ДЕРЖАВНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
"БУДІВЕЛЬНА КОМПАНІЯ "УКРБУД"



STATE JOINT STOCK COMPANY
"BUILDING COMPANY "UKRBUD"

ДП «ДОНЕЦЬКИЙ ПРОМБУДНДІПРОЕКТ»

ДОЧІРНЄ ПІДПРИЄМСТВО
«НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ТА ПРОЕКТНИЙ
ІНСТИТУТ «ДОНЕЦЬКИЙ ПРОМБУДНДІПРОЕКТ»
ДЕРЖАВНОГО АКЦІОНЕРНОГО ТОВАРИСТВА
«БУДІВЕЛЬНА КОМПАНІЯ «УКРБУД»



DE «DONETSK PROMSTROYNIIPROEKT»

DAUGHTER ENTERPRISE
"RESEARCH AND DESIGN INSTITUTE
"DONETSK PROMSTROYNIIPROEKT"
OF THE STATE JOINT STOCK COMPANY
"BUILDING COMPANY "UKRBUD"

Україна, 83004, м. Донецьк, вул. Університетська, 112
Тел. +38 062 311 24 65, Факс +38 062 305 76 88, +38 062 381 33 61
info@donpsp.dn.ua www.donpsp.dn.ua

11.09.15г. № 1/458-6-06

На № _____ от _____

До дисертаційної ради

СПРАВКА

про впровадження результатів досліджень дисертаційної роботи

Виборнова Дмитра Володимировича на тему:

«Використання теплоти шахтних вод за допомогою парокompресійних теплонасосних установок»,
що представлена на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю
05.23.03 – теплопостачання, вентиляція, кондиціювання повітря, газопостачання та освітлення.

Даний акт складений про те що, методика розрахунку теплонасосних установок, котрі утилізують теплоту скидних вод, яка була розроблена Виборновим Д.В., прийнята до проектування та реалізовується при виробництві робіт.

Дана методика дозволяє найефективніше здійснювати підбор та експлуатацію ТНУ, що, у свою чергу, приведе до зниження використання первинного вуглеводневого палива, зменшенню шкідливих викидів в атмосферу при роботі теплогенеруючого обладнання. Розроблена автором математична модель дозволяє найбільш повно оцінити роботу ТНУ, в тому числі, з ексергетичної точки зору. Матеріали дисертаційної роботи Виборнова Д.В. представляють науковий і практичний інтерес з точки зору впровадження сучасних технологій енергозбереження в науково-виробничій діяльності ДП «Донецький Промбудніпроект».

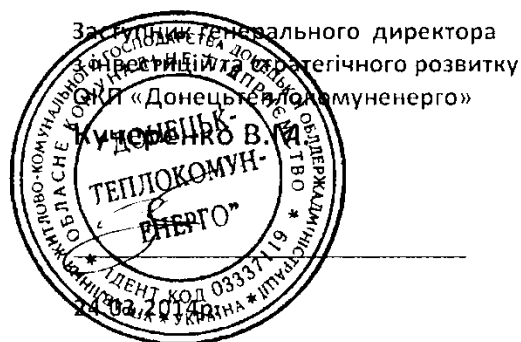
Директор

М.П.

С. В. Маліков

Приложение Ж – Справки о результатах внедрения на КП «Донецктеплокоммунэнерго» и КП «Макеевтеплосеть»

ЗАТВЕРДЖУЮ



Акт

про впровадження результатів кандидатської дисертаційної роботи

Виборнова Дмитра Володимировича на тему:

«Використання теплоти шахтних вод за допомогою геотермальних теплонасосних установок»

Даний акт складений про те що, в 2013-2014 р.р. розробки і наукові рекомендації, отримані в результаті виконання кандидатської дисертації Виборнова Д.В., використані при розробці проекту теплонасосної установки на шахті «Північна» п. Кірово м. Держинська загальною тепловою потужністю 3,0 МВт на потреби теплопостачання та гарячого водопостачання з використанням теплоти скидної шахтної води.

Очікуваний економічний ефект реалізації проекту складас 120 тис. грн. на рік

Матеріали дисертаційної роботи представляють науковий і практичний інтерес, методики розрахунків і рекомендацій з підбору теплонасосних установок використовуються в науково-виробничій діяльності ОКП «Донецктеплокоммуненерго».

Почальник відділу
перспективного розвитку

Т.Г. Гончарова



КОММУНАЛЬНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ “МАКЕЕВТЕПЛОСЕТЬ”

86156, ДНР, г. Макеевка, улица Лебедева, дом №72 «а», код ОКПО 31534517
Т/с № 26006006730100, Макеевское отделение ЦРБ ДНР, МФО 460015
Тел.: (06232) 7-77-64, факс: (06232) 7-57-32, e-mail: maks@ukrpost.ua

6769 2015 № 5267

На № _____

Диссертационный совет Д 01.005.01
при Донбасской национальной академии
строительства и архитектуры

СПРАВКА

о внедрении результатов исследований диссертационной работы

Выборнова Дмитрия Владимировича на тему:

«Использование теплоты шахтных вод с помощью парокомпрессионных теплонасосных установок», представленную на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.23.03 – теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение

Данный акт составлен о том, что результаты диссертационных исследований Выборнова Д.В., в частности методика выбора ТНУ, разработка схемы включения в систему теплоснабжения были использованы при реконструкции котельной 21 Шахта.

Предложенная методика позволяет за счет использования ТНУ ежегодно экономить 300 т.т.т. Произведенные расчеты показывают эффективность предложенных решений, в частности:

- чистый дисконтированный доход от внедрения – 7 000 тыс. руб.;
- внутренняя норма рентабельности – 21% (при нормативной 18%).

На основе опыта внедрения методики расчета можно сделать вывод о том, что материалы диссертационной работы Выборнова Д.В. представляют научный и практический интерес, относятся к энергосберегающим мероприятиям и рекомендуются к внедрению на теплоснабжающих предприятиях Донбасса.

Директор
КП «Макеевтеплосеть»



(подпись)

Л. А. Рязанцева

Приложение 3 – Справки о результатах внедрения в учебный процесс и научно-исследовательскую работу ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры»

В диссертационный совет
при ГОУ ВПО «Донбасская национальная
академия строительства и архитектуры»

«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по учебной работе
ГОУ ВПО «Донбасская национальная
академия строительства и архитектуры»,
доктор технических наук, профессор
Н. М. Зайченко

«12» января 2016 г.

СПРАВКА

о внедрении результатов исследований диссертационной работы
ассистента кафедры «Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция»
Выборнова Дмитрия Владимировича на тему **«Использование теплоты
шахтных вод с помощью парокомпрессионных теплонасосных установок»**,
представленную на соискание ученой степени кандидата технических наук по
специальности 05.23.03 – теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование
воздуха, газоснабжение и освещение в учебный процесс
Донбасской национальной академии строительства и архитектуры

Результаты диссертационных исследований Выборнова Дмитрия Владимировича, а именно, математическая модель потоков теплоты и эксергии в теплонасосной установке и методика расчета теплонасосной установки, использующей теплоту шахтных вод, внедрены в учебный процесс в качестве учебного материала в курсе дисциплин «Экологические проблемы и энергосбережение», «Вопросы теории и инновационных решений при использовании возобновляемых источников энергии», «Надежность систем ТГВ и пути их повышения» при разработке раздела дипломной магистерской работы студентов специальности ТГВ, что отражено в учебных программах вышеуказанных дисциплин.

Канд. н. гос. упр., доцент
начальник учебного отдела
Донбасской национальной академии
строительства и архитектуры



А. А. Сухина

Заведующий кафедрой
«Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция»
Донбасской национальной академии
строительства и архитектуры
д.т.н., профессор



А. В. Лукьянов

В диссертационный совет
при ГОУ ВПО «Донбасская национальная
академия строительства и архитектуры»

«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по научной работе
ГОУ ВПО «Донбасская национальная
академия строительства и архитектуры»,
доктор технических наук, профессор
В. Ф. Мушанов
«11» ноября 2016 г.

СПРАВКА

о внедрении результатов исследований диссертационной работы
ассистента кафедры «Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция»
Выборнова Дмитрия Владимировича на тему «Использование теплоты шахтных
вод с помощью парокомпрессионных теплонасосных установок», представленную
на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности
05.23.03 – теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха,
газоснабжение и освещение в научно-исследовательскую работу
Донбасской национальной академии строительства и архитектуры

Одной из задач, поставленных в качестве условия для успешного развития
и реконструкции отрасли теплоснабжения Донбасса является рациональное
использование низкопотенциальных источников теплоты, в частности, теплоты
шахтных вод, с помощью теплонасосных установок (ТНУ).

При разработке кафедральной научно-исследовательской темы К 3-03-11
«Совершенствование систем теплогазоснабжения, отопления, вентиляции и
кондиционирования воздуха с использованием современных технологий» были
использованы следующие положения диссертационной работы:

- Методика расчета (ТНУ), использующих теплоту шахтных вод, принципы выбора хладагента и схемы ТНУ.
- Математическая модель потоков теплоты и эксергии в ТНУ, использующей теплоту шахтных вод, позволяющая оценить эксергетический КПД, как отдельных узлов, так и ТНУ в целом.
- Предложено использование циклов теплонасосных установок с квазидвухступенчатым сжатием, которое позволяет избежать перегрева компрессора при сжатии хладагента.

Начальник научно-исследовательской
части Донбасской национальной академии
строительства и архитектуры
к.т.н., доцент

В. Н. Завялов

Научный руководитель
к.т.н., доцент

С.И. Монах