

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ивановский государственный политехнический университет»

На правах рукописи



Воронов Владимир Андреевич

**ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВА СИСТЕМ
ЭФФЕКТИВНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ВОЗДУШНЫМ ТЕПЛОВЫМ
НАСОСОМ В МАЛОЭТАЖНОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ**

05.02.22 – Организация производства (строительство)

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель –
Доктор технических наук, профессор
Федосеев Вадим Николаевич

Иваново - 2019

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ В МАЛОЭТАЖНОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ.....	13
1.1. Анализ и развитие малоэтажного строительства в РФ	13
1.2. Выявление проблем теплоснабжения малоэтажной жилой застройки	17
1.3. Исследование проектных решений и выбор автономного источника теплоснабжения в малоэтажных строениях	19
1.4. Исследование государственной поддержки организационно-экономических схем энергоэффективного теплоснабжения малоэтажного строительства	22
1.5. Анализ возможности применения ВТН в качестве основного источника теплоты на стадии организации энергоэффективной системы теплоснабжения малоэтажного строения	25
ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ВЫБОРА РАБОЧЕГО ТЕЛА (ХЛАДОНА) ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЙ И ЭКОЛОГИЧНОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ СТРОЕНИЙ ВОЗДУШНЫМ ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ.....	28
2.1. Анализ и классификация хладонов, применяемых воздушным тепловым насосом.....	28
2.2. Исследование возможностей и свойств хладонов воздушного теплового насоса.....	29
2.2.1. Термодинамические свойства.....	29
2.2.2. Теплофизические свойства	30
2.2.3. Химические и физико-химические свойства и их взаимодействие с окружающей средой	31

2.3. Оценка влияния характеристик хладагента на конструктивные элементы теплового насоса	33
2.4. Исследование технологий переноса низкопотенциального тепла для теплоснабжения малоэтажных строений.....	35
2.5. Определение энергоэффективности хладагента ВТН в режиме проектирования теплоснабжения малоэтажного строения	38
2.6. Оценка эффективности теплоснабжения тепловым насосом при проектировании малоэтажных строений в зависимости от уровня термодинамической активности фреонов	46
ГЛАВА 3. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ АЭРОТЕРМИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ МАЛОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЙ.....	55
3.1. Исследование видов извлечения энергии из воздуха.....	55
3.2. Количественный анализ конфигурации коэффициента эффективности и тепловой мощности воздушного теплового насоса при теплоснабжении малоэтажных строений.....	61
3.3. Учет климатических условий, влияющих на производительность воздушного теплового насоса при проектировании, строительстве и эксплуатации зданий.....	69
3.4. Организация функциональной системы теплообмена автономных малоэтажных строений воздушным тепловым насосом.....	76
3.5. Разработка методики расчета оптимальных параметров воздушной смеси для камеры смешения воздуха.....	80
3.6. Организация экономически эффективного воздухообмена в системе теплоснабжения воздушным тепловым насосом при проектировании строительства малоэтажных зданий	83

3.7. Организация строительно-монтажных работ по устройству воздушного теплового насоса для создания эффективной системы теплоснабжения малоэтажных зданий.....	89
--	----

ГЛАВА 4. МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗИЦИЯ СИСТЕМЫ ОРГАНИЗАЦИИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ МАЛОЭТАЖНОЙ ЗАСТРОЙКИ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА 93

4.1. Выявление проблем в существующей системе организации проектирования теплоснабжения малоэтажных зданий.....	93
4.2. Обоснования целесообразности использования оптимизационной модели	98
4.3. Создание оптимизационной модели системы организации теплоснабжения малоэтажных зданий на основе применения ВТН	101
4.4. Формирование математической модели выбора энергоэффективной системы теплоснабжения малоэтажного строения	106
4.5. Методика реализации оптимизационной модели в существующей системе проектирования теплоснабжения малоэтажных строений	126

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 128

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 131

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность избранной темы исследований. В настоящее время особое значение приобретают проблемы разработки экологических и инновационных организационно-технических решений, направленные на энергосбережение, как важную задачу по сохранению природных ресурсов не только в России, но и во всем мире. В условиях глобального экономического кризиса наша страна несет значительные потери от недооценки энергосбережения и энергоэффективности. Крупными потребителями энергоресурсов являются здания и сооружения (до 40% всех энергоресурсов расходуется отопительными системами).

Большой потенциал развития в сфере строительства занимает малоэтажная жилая застройка. Это обусловлено такими факторами как: экологичность, камерность, экономичность, низкая плотность соседей. Согласно прогнозам Правительства Российской Федерации из общего ввода жилья, доля малоэтажного строительства в России в 2019 должна составить не менее 60 %, а к 2020 году – не менее 70 %.

Одной из актуальных проблем организации строительства малоэтажного жилья является то, что в районах малоэтажной застройки часто отсутствуют подведенные тепловые и газовые сети, а также недостает мощности электрических сетей.

В условиях частичного отсутствия инженерных сетей (тепло, газ) в инфраструктуре, стабильно обеспечить тепловой энергией могут автономные теплогенераторы, на основе возобновляемых источников энергии (ВИЭ). Развитие теплогенераторов на основе ВИЭ поддерживается государственной программой РФ «Энергоэффективность и развитие энергетики» и нацпроектом «Жилье и городская среда».

Высокую эффективность и надежность среди теплогенераторов на основе ВИЭ могут обеспечивать тепловые насосы (ТН), что подтверждает высокий

уровень продаж данных устройств в Европе и во всем мире [128]. Например, в 2015 году продажи ТН в Европе достигли свыше 870 тыс. экземпляров.

Одним из непроработанных моментов в организации проектирования систем теплоснабжения воздушными тепловыми насосами (ВТН) в малоэтажном строительстве на данный момент является то, что рассматривают их только в инструкциях заводов-изготовителей, данная документация не учитывает такие основополагающие факторы как особенности климатических условий района, удельные тепловые потери современных малоэтажных зданий, тарифы на энергоносители и т.д. Это влияет на эффективность функционирования ВТН.

Организация эффективного теплоснабжения малоэтажных строений практически не прописана в существующих регламентах по проектированию и строительству зданий. Современное положение вопроса реализации энергоэффективной технологии ВТН предполагает необходимость совершенствования процессов их проектирования для малоэтажного жилья в условиях климатических особенностей территории РФ. Поиск решения данной проблемы определил тему диссертационного исследования.

Степень разработанности темы исследования. Проблема организации эффективного функционирования ВТН в малоэтажном строительстве на этапе проектных работ является сравнительно новой для российской науки. Значительный вклад в развитие теоретических основ теплонасосной техники и в ее практическое использование внесли ученые: Васильев Г. П., Везиришвили О.Ш., Данилов В. В., Дильман М.Д., Дуванов С. А., Гершкович В. Ф., Ильин А. К., Ионов М. С., Огуречников Л.А., Савицкий А. И., Славин В. С., Унгиадзе Н. М., Филиппов С.П., Breembroek G., Carrington C.G., Christie T.H., Digiovanni M. A., Heinrich G., Lazaro F., Macmichael D., Najork H., Nestler W., Reay D., Sandle W.J., Warrington C.M., Webb R.L., и др. Однако в трудах ученых Васильева Г. П., Савицкого А. И., Славина В. С., Унгиадзе Н. М., Филиппова С.П., Гришков А.А., Федюхин А.В., Шувалов С.И., Бодров В.И., Ткачев В.М. не учтен такой фактор влияния на производительность ВТН как климатические особенности регионов РФ. В

частности, теоретическими проблемами проектирования эффективной системы генерации тепловой энергии на основе ВТН занимались такие исследователи, как Федосеев В.Н., Опарина Л.А., Зайцева И.А., Острякова Ю.Е., однако их исследования не учитывают важные вопросы организации системы теплоснабжения малоэтажной застройки.

Учитывая особенности выбранной проблематики, которые основаны на совершенствовании процесса выработки тепловой энергии в малоэтажных зданиях, построенных в центральном регионе РФ, необходимо отметить, что большинство материалов носит дискуссионный характер. Все отмеченное и определило цель настоящей работы. Работа выполнялась в соответствии с научным направлением, развиваемом на кафедре «Организации производства и городского хозяйства» в рамках НИР и ОКР ИВГПУ.

Целью диссертационного исследования является разработка научно обоснованных организационно-технических решений по повышению эффективности функционирования воздушного теплового насоса для теплоснабжения малоэтажных зданий. Достижению поставленной цели способствует решение научной задачи обеспечения эффективной системы теплогенерации в малоэтажных зданиях и строениях, что обеспечит развитие строительной отрасли и соответствует приоритетным задачам Российской Федерации согласно государственной программе «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года», «Обеспечение доступным и комфортным жильем и коммунальными услугами граждан Российской Федерации» и национальным проектом «Жилье и городская среда».

Задачи диссертационного исследования:

– выявить проблемы организации эффективного функционирования системы теплоснабжения ВТН для малоэтажных зданий в климатических условиях центрального округа РФ на стадии проектных работ;

– изучить климатические особенности центрального округа РФ как фактора, влияющего на эффективность ресурсосберегающих систем теплоснабжения на основе ВИЭ в малоэтажном строительстве;

– усовершенствовать методику условий выбора рабочего тела (фреона) для организации экологической системы теплоснабжения на основе ВТН в малоэтажном строительстве;

– исследовать актуальную базу рабочих тел ВТН;

– определить оптимальные параметры низкопотенциальной среды ВТН при организации ресурсосберегающей системы теплоснабжения малоэтажного здания;

– реализовать разработанную модификацию ВТН при организации эффективной системы теплоснабжения на примере малоэтажного здания, построенного в Ивановской обл.

– доказать экономическую целесообразность и организационную возможность применения ВТН для отопления малоэтажных зданий.

– провести оптимизацию условий выбора эффективной системы теплоснабжения малоэтажных зданий применением ресурсосберегающих и экологичных теплогенераторов на основе ВИЭ;

- подтвердить важность организации энергоэффективного теплоснабжения малоэтажных зданий для улучшения показателей энергоемкости и экологичности экономики РФ.

Научная новизна исследования заключается в совершенствовании организации системы теплоснабжения объектов малоэтажного строительства на стадии проектирования на основе теплогенерации воздушным тепловым насосом. В итоге самостоятельно получены следующие авторские результаты, обладающие элементами научной новизны:

1. Предложена схема организации проектирования и производства ресурсосберегающей системы теплоснабжения на основе ВТН в малоэтажном строительстве, отличающаяся от существующих тем, что применялась авторская

разработка в виде технологического устройства камеры смешения воздуха (разработка средства для смешения газовых потоков – патент № 185689);

2. Предложен новый подход в организации условий выбора рабочего тела ВТН на стадии проектирования малоэтажных зданий с использованием коэффициента трансформации тепла. Согласно данному подходу разработана инфографическая модель уровня термодинамической активности хладонов, позволяющая качественно повысить эффективность теплоснабжения объектов малоэтажного строительства.

3. С целью повышения качества и эффективности организации процессов проектирования систем теплоснабжения на основе ВТН в малоэтажном строительстве построена номограмма для определения пропорций смешения воздуха. Сформирован контрольный диапазон параметров технологического процесса теплоснабжения, отличающихся от существующих тем, что использовались конкретные климатические условия, которые в перспективе могут быть использованы в любом регионе РФ.

4. Разработана оптимизационная модель выбора системы организации теплоснабжения малоэтажных зданий в процессе проектирования, являющаяся эффективным инструментом выбора системы ресурсосберегающего и экономически выгодного теплогенератора на основе ВТН с учетом климатических особенностей регионов строительства.

Теоретическая значимость работы заключается в разработке следующих положений: построение инфографической модели уровня термодинамической активности хладонов, создающей условия выбора эффективного хладагента при проектировании и организации строительства систем теплоснабжения ВТН; формирование основ организации производства экологичных систем теплоснабжения на базе ВТН, пригодных для эффективного функционирования в климатических условиях ЦФО России; определение зависимостей для дальнейшей оценки экономического эффекта применения систем теплоснабжения на основе ВТН в сравнении с аналоговыми системами в климатических условиях ЦФО

России; создание оптимизационной модели для выбора энергоэффективной экологичной системы теплоснабжения малоэтажных строений.

Практическая значимость диссертационной работы заключается в том, что теоретические выводы и разработанные положения доведены до внедрения и обоснованы как экономически эффективные. Полученные данные позволяют выбирать на этапе проектных работ модель ВТН, которая будет эффективно обеспечивать отопительную нагрузку малоэтажного строения. С учетом проведенного исследования спроектирована и построена система теплоснабжения жилого двухэтажного здания в Ивановской области и произведена оценка её эффективности по предложенным оценочными показателям: термодинамическим, экономическим и критериям энергоэффективности, которые показала высокую эффективность по сравнению с традиционными системами теплоснабжения. Положения и выводы, полученные в диссертационном исследовании, могут быть использованы в работах строительной отрасли и сфере жилищно-городского хозяйства, в деятельности проектных организациях при выборе отопительного теплогенератора для малоэтажных строений, в учебном процессе для углубления знаний бакалавров, магистрантов и аспирантов по курсам «Основы ресурсо- и энергосбережения в строительстве», «Ресурсосберегающие технологии строительном производстве» и другим.

Методология и методы диссертационного исследования. Теоретико-методологической основой исследования послужили фундаментальные основополагающие теории термодинамики, организации строительного производства, методы математической статистики, информационные технологии, актуальные своды правил проектных работ, функционирования теплового насоса, разработки отечественных и зарубежных ученых по вопросам организации систем отопления. Научно-техническая гипотеза диссертационного исследования основывается на теоретико-методических положениях, позволивших предложить авторские предложения, направленные на повышении эффективности работы системы теплоснабжения малоэтажных зданий с применением ВТН. Предметом

исследования является существующая модель ВТН, характеризующаяся низкой эффективностью в климатических условиях центрального округа РФ. Объектом исследования выступают малоэтажные строения. Полученные численные значения параметров воздушной среды в камере смешения для эффективного функционирования ВТН – итог результатов длительного эксперимента с участием автора.

Положения, выносимые на защиту:

1. Проектная схема организации эффективной системы теплоснабжения объектов малоэтажного строительства на основе разработанной модификации ВТН – камеры смешения воздуха.

2. Методика выбора эффективного рабочего тела (хладоа) для совершенствования организации экологичного и энергоэффективного производства тепла воздушным тепловым насосом.

3. Номограмма определения эффективных пропорций смешения воздушной среды в камере смешения воздуха.

4. Оптимизационная модель системы организации теплоснабжения малоэтажных зданий.

Достоверность и обоснованность полученных результатов подтверждается использованием классических методов анализа и совершенствования рассматриваемых термодинамических циклов, а также результатами экспериментальных исследований в лабораторных и промышленных условиях.

Апробация работы и публикации. Основные положения и результаты работы докладывались и получили одобрение: на научно-практической конференции аспирантов, молодых ученых и студентов факультета ИСИ ИВГПУ; программе «Участник молодежного научно-инновационного конкурса»; над грантом содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере «УМНИК»; научно-техническом форуме SMART BUILD ИВГПУ. Настоящая работа выполнялась в рамках научного направления Ивановского

государственного политехнического университета «Физико-технические проблемы энергосбережения и экологии», тема ГБ 01.12 (№ гос. рег.01200117677).

Личный вклад автора. Автор сформулировал цели и задачи, выбрал объекты, методологию и методы исследований, разработал комплекс теоретических и экспериментальных исследований; лично осуществлял постановку и решение задачи организации производства проектных работ по повышению эффективности функционирования ВТН в условиях центрального округа РФ; обработал и проанализировал основные результаты, практическая реализация, которых так же проводилась при непосредственном участии автора. В совместных работах, выполненных в соавторстве с научным руководителем профессором д.т.н. Федосеевым В.Н., консультантом д.т.н. Опариной Л.А., а также с д.т.н. Федосовым С.В., к.э.н. Остряковой Ю.Е., к.э.н. Зайцевой И.А. Автор лично участвовал в проведении теоретических и экспериментальных исследований и обсуждении их результатов.

Публикации. Основные результаты исследований по теме диссертации изложены в 20 статьях, в том числе 7 статей опубликованы в изданиях, рекомендуемых ВАК и в базе SCOPUS. На основе результатов исследований было разработано и получено пять патентов на полезную модель: РФ № 165990, РФ № 166031, РФ № 174083, РФ № 177875, РФ № 185689.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка используемой литературы. Общий объем работы: 144 страниц машинописного текста, включая 52 рисунков, 30 таблиц и список литературы из 151 наименования.

Содержание диссертации соответствует п. 4 (Моделирование и оптимизация организационных структур и производственных процессов, вспомогательных и обслуживающих производств. **п. 7** (Организация ресурсосберегающих и экологических производственных систем) паспорта специальности 05.02.22 – Организация производства (строительство).

ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ В МАЛОЭТАЖНОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ

1.1. Анализ и развитие малоэтажного строительства в РФ

Интенсификация жилищного строительства предполагает увеличение нужд населения в эффективном теплоснабжении. При этом следует выделить две тенденции, выявленные в этом процессе: увеличение объемов малоэтажного строительства и повышение требований населения к уровню жилищных условий. Объемы ввода в эксплуатацию жилых зданий малой этажности за период 1995-2018 гг. выросли с 9 до 28 млн. м² в год [34]. По данным Министерства регионального развития РФ, объем строительства малоэтажных зданий на территории нашей страны по общей площади превысил в 2010 г. объем ввода многоэтажных зданий. В последние годы доля малоэтажной застройки в общем объеме вводимого в эксплуатацию жилья колеблется в диапазоне 40-47% и имеет тенденцию к росту. По оценке Министерства регионального развития к 2020 г. доля малоэтажного строительства достигнет 81,3% - см. рис. 1.



Рисунок 1 – Рост малоэтажного строительства РФ на период 2000-2020 годов

В соответствии с перспективными планами Правительства РФ до 2020 г. в строительной отрасли основной акцент будет сделан именно на малоэтажное (коттеджное) строительство практически во всех регионах России. При выполнении программы жилищного строительства ежегодный прирост малоэтажного жилищного фонда в стране на 2020 должен составить до 50-60 млн.м².

В стране активно растут требования к уровню комфортности жилых зданий. Рост удельного веса услуг для жилищного фонда изображен в таблице 1.

Например, обеспечение нуждами горячего водоснабжения строений с 1990 по 2015 г. увеличилось с 51,2 до 68% в том числе городского – с 67 до 81%, а сельского – с 8,9 до 33%. За этот же период уровень обеспечения жилищного фонда нуждами отопления повысился с 64,9 до 85%, в том числе в городах – с 83,9 до 92%, в сельской местности – с 18,5% до 67% подробнее (рис. 2) [34].

Таблица 1 – Удельный вес услуг жилищного сельского фонда

Год	Удельный вес услуги жилищного фонда, %			
	Водопровод	Отопление	Газ	ГВС
1	2	3	4	5
2000	39	37	74	17
2001	40	40	74	19
2002	41	41	75	19
2003	41	41	75	20
2004	42	44	75	20
2005	43	52	75	22
2006	44	54	75	22
2007	45	55	75	23
2008	46	57	74	24
2009	47	59	74	25
2010	48	60	75	25
2011	49	61	74	26

Окончание таблицы 1

1	2	3	4	5
2012	49	61	74	27
2013	52	64	73	28
2014	54	65	73	30
2015	57	67	74	33
2016	58	68	74	34
2017	59	68	73	35

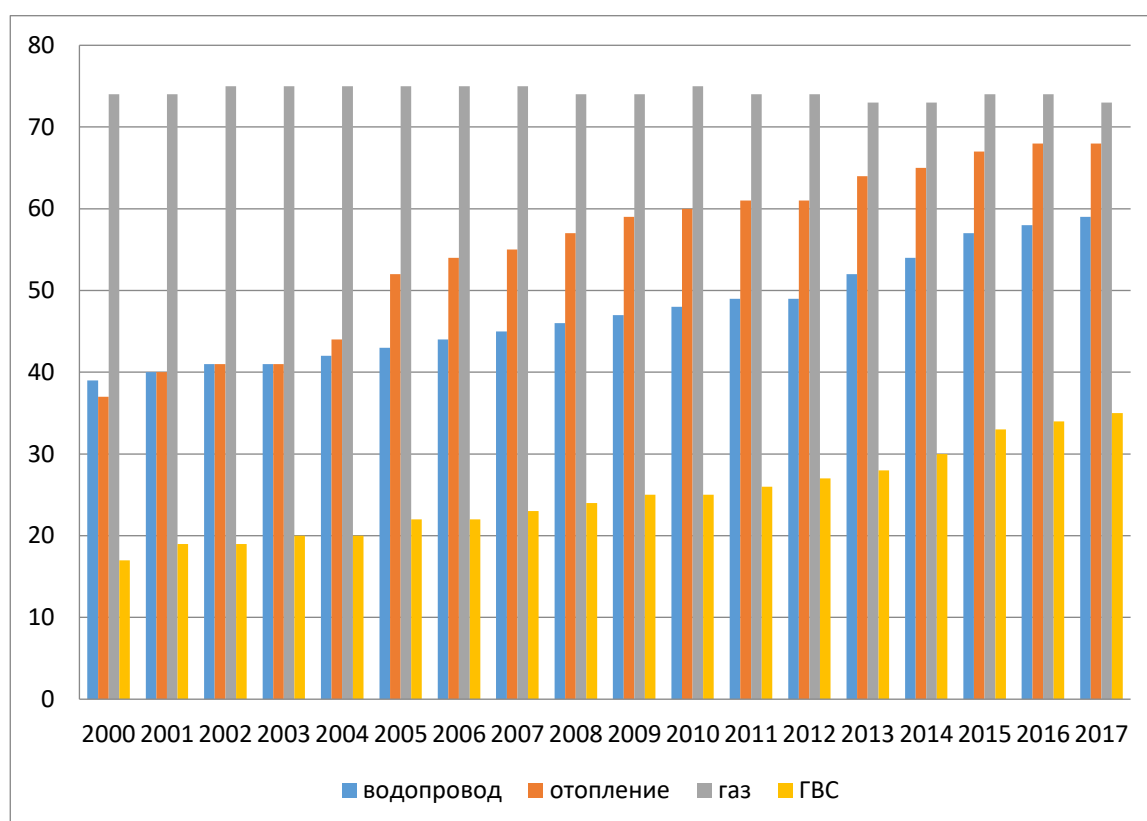


Рисунок 2 – Уровень комфортности жилищного фонда РФ на период 2000-2017 годов

Теплоснабжение в строениях является наиболее ресурсозатратным сектором экономики. Потребление около 40% энергетических ресурсов страны в строительной индустрии приходится именно на этот сектор, причем более половины данных ресурсов применяется в коммунально-бытовом секторе [33]. Распределение затрат по видам ресурсов см. рис. 3.

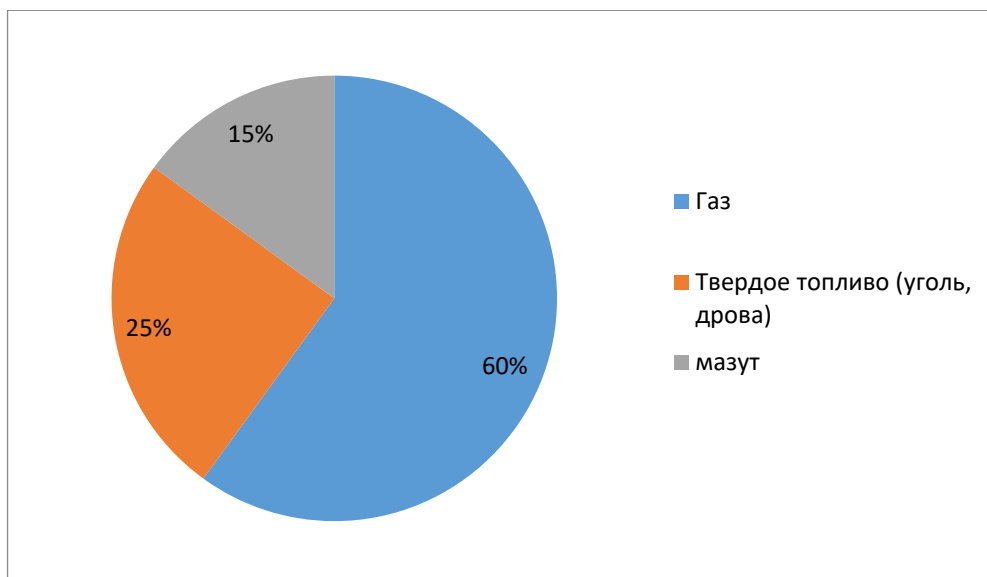


Рисунок 3 – Доля топлива используемого в системах отопления

Существующая система централизованного теплоснабжения, являющаяся локальной монополией, вырабатывает около 1,4 млрд. Гкал тепла в год. Около 600 млн. Гкал тепловой энергии ежегодно производят 68 тыс. коммунальных котельных. В большинстве крупных городов (более 100 тыс. чел.) централизованным теплоснабжением обеспечено 70–95 % строений жилого фонда. Доля производства тепловой энергии в зависимости от источника тепла приводится на рис. 4.

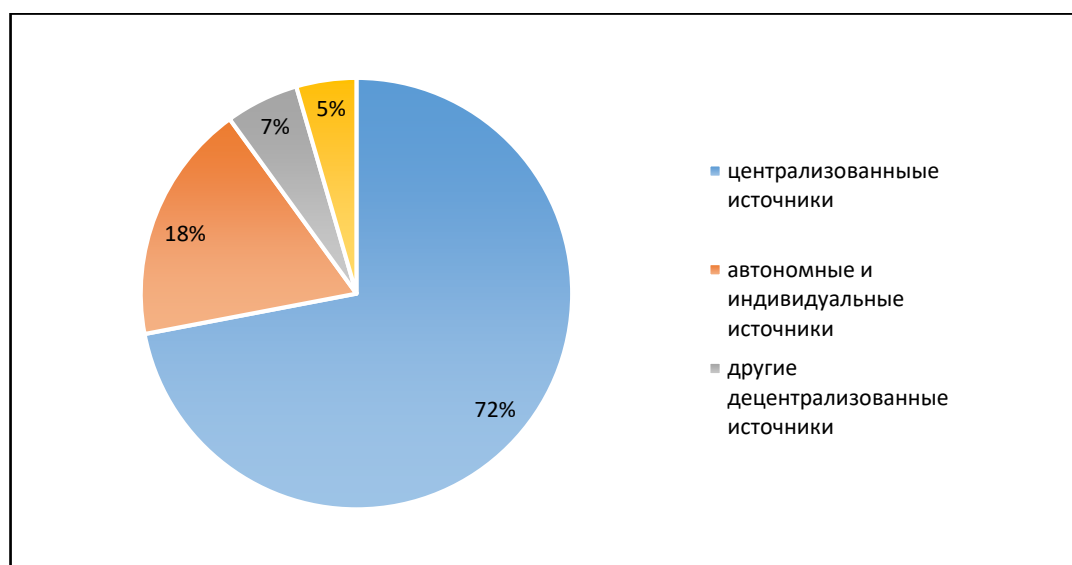


Рисунок 4 – Производство тепловой энергии России

В настоящее время в сфере теплоснабжения РФ присутствуют проблемы, как на федеральном уровне, так и на региональном уровне.

1.2. Выявление проблем теплоснабжения малоэтажной жилой застройки

К современным проблемам центральной системы теплоснабжения стоит отнести отсутствие в большинстве зданий работающих приборов учета получаемой тепловой энергии. Тепловая нагрузка принимается по проектной документации, в которой не отражены изменения тепловых приборов и теплоизоляционных материалов отапливаемого здания. Таким образом, повышение энергоэффективности здания не влияет на объем получаемой энергии, что приводит к негативному влиянию на микроклимат здания. Следует заметить, что организациям-поставщикам тепловой энергии выгодно вырабатывать и продавать больше количество тепла.

Существующая нормативно-правовая база функционирования теплоснабжения не актуальна для настоящих условий. Этим обусловлен разрастающийся кризис в коммунальной энергетике [144].

Ввиду отсутствия общих требований продолжается тиражирование неэнергоэффективных решений при новом строительстве. Надзорными органами не осуществляется контроль общесистемных параметров, анализа системы надежности, качеством управления, эффективностью развития. Не редкостью является лоббирование инспекторским составом надзорных органов конкретных подрядчиков и поставщиков оборудования.

Рост обязательных платных услуг теплоснабжающих предприятий, обусловленный отсутствием законодательного ограничения на их количество, уменьшение количества лицензий многократно компенсировалось различными типами аккредитации, сертификации в различных органах, подтверждением соответствия требованиям в аккредитованных организациях, множественностью типов платной учебы в аккредитованных учебных центрах.

Существующая государственная программа стимулирования повышения энергоэффективности теплоснабжения имеет множество недостатков:

- отсутствует структура для предоставления кредита энергосберегающим мероприятиям под государственные гарантии, а также с возвратом за счет уменьшения выплат населению жилищных субсидий;

- нет практического опыта задействования под государственные программы энергоэффективности средств Сберегательного банка РФ и пенсионного фонда;

- нет экономической структуры финансирования мероприятий по уменьшению внутреннего потребления газа, реализуемого по низким регулируемым ценам, за счет энергосбережения вместо финансирования работ по освоению новых месторождений;

- государством не определены контролируемые критерии энергоэффективности теплогенераторов и отопительного оборудования (для теплоизоляционных материалов СП 50.133330.2012) и не устанавливаются задания Правительству и региональным органам управления по качественному изменению их величины;

- повышение энергоэффективности теплоснабжения способствуют улучшению экологических параметров, но это не увязано законодательно;

- отсутствует система экономической мотивации к применению более дорогого энергоэффективного оборудования при строительстве зданий. Отсутствует определение «плата за установку неэнергоэффективного оборудования».

В условиях недостатка природного газа для внутреннего потребления и при низкой внутренней цене на него газ фактически превратился в мощный финансовый ресурс, распределение которого между регионами, муниципальными образованиями, потребителями, включая условия доступа к сети и установление лимитов, происходит не по рыночным принципам или приоритетам, определенным государством.

Не существует системы государственного планирования масштабных межрегиональных проектов в области теплоснабжения, например, использование крупных геотермальных месторождений.

Внедрение эффективных рыночных отношений возможно только в результате проявления сильной политической воли к реформе, проводимой правительством. На данный момент ослабление роли государства, неизбежно при рынке, не скомпенсировано развитием рыночных механизмов. Необходимо сочетание рыночных методов хозяйственного управления и регулирования рынка теплоснабжения, в виду его сильной монополизации на данный момент.

В виду того, что большая часть малоэтажных зданий находятся в районах с малой плотностью застройки, возникают проблемы с подведением тепловых трасс и обеспечением их стабильной работоспособности. Это предполагает высокую стоимость подключения к инженерным сетям, тарифах на производимую энергию и способствует поиску альтернативных способов теплоснабжения.

Стоимость строительства индивидуального источника теплоты для малоэтажных зданий является соизмеримой с затратами на устройство и содержание тепловых сетей [129].

При варианте использования местных котельных происходит переход к отдельной схеме выработки тепловой энергии и электричества, что приводит к увеличению затрат энергоресурсов и предполагает ухудшение экологии окружающей среды. Именно данные недостатки современного теплоснабжения обуславливают применение для малоэтажных строений автономных теплогенераторов.

1.3. Исследование проектных решений и выбор автономного источника теплоснабжения в малоэтажных строениях

Строительство автономного источника теплоты для малоэтажного строения по своей стоимости соизмеримо с затратами на устройство и содержание тепловых сетей [129]. Основным критерием выбора индивидуального источника выработки тепловой энергии при проектировании является энергоэффективность [130].

Актуальные источники выработки тепловой энергии для современных систем отопления – представлены на рис. 5.

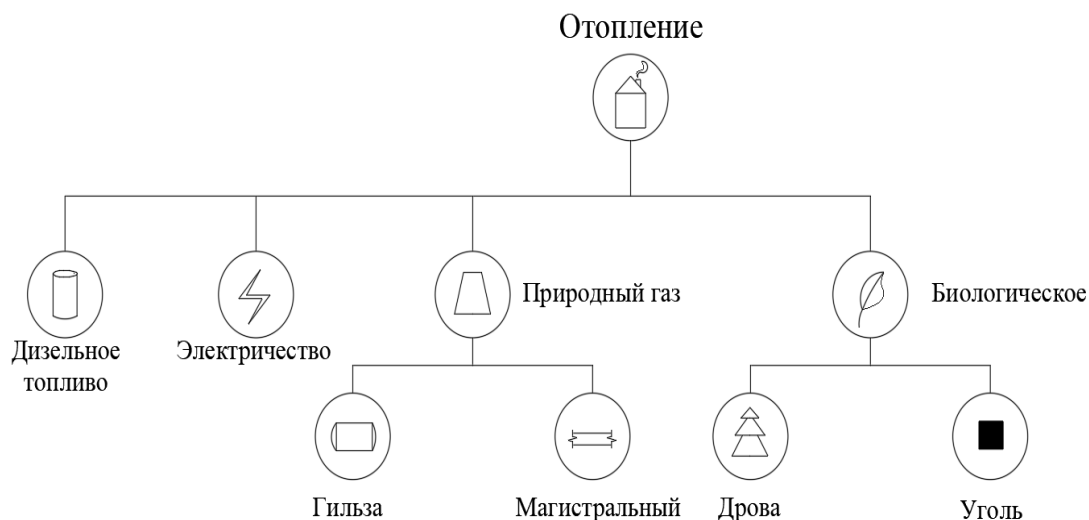


Рисунок 5 – Основные источники выработки тепловой энергии

Важной особенностью климата нашей страны является протяженность отопительного периода, которая колеблется от 6 до 10 месяцев. При это средняя годовая температура наружного воздуха для регионов центрального округа Российской Федерации составляет $-4,1^{\circ}\text{C}$ [136].

Новые экономические условия позволяют потребителям самостоятельно выбирать и создавать собственную систему энергосбережения. Таким образом, актуальным становится разработка энергоэффективных типовых технических решений теплоснабжения. Это особенно важно для автономных потребителей, не имеющих возможности или желания подключиться к централизованной системе теплоснабжения. Чаще всего к таким потребителям относятся малоэтажные строения.

В связи с массовым строительством малоэтажных зданий, а также активизацией работы по экономии энергии (в соответствии с Федеральным законом №261-ФЗ от 29.11.2009 г. «Об энергосбережении и энергетической эффективности...») реализации эффективных систем отопления для таких зданий становится актуальным.

Наиболее перспективным направлением развития энергосбережения является переход на более дешевые виды топлива. Развитие альтернативной энергетики по прогнозу Института энергетических исследований РАН к 2040 г. должно составить 10...14% мировой генерации.

Основной целью системы отопления является создание оптимального микроклимата в жилом помещении. Это обусловлено тем, что от данных параметров зависит физическое состояние жизнедеятельности людей, находящихся в отапливаемом объекте и эффективность их функционирования в ходе рабочих процессов. Параметры микроклимата зданий и сооружений регламентируются нормативными документами в зависимости от их назначения, приведены в таблице 2 [146].

Таблица 2 – Оптимальные и допустимые параметры микроклимата для жилого малоэтажного здания

Период года	Наименование помещения	Температура воздуха, °С		Результирующая температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
		оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая не более	оптимальная не более	допустимая не более
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Холодный	Жилая комната	20-22	18-24	19-20	17-23	45-30	60	0,15	0,2
	Кухня	19-21	18-26	18-20	17-25	не нормируется	не нормируется	0,15	0,2
	Туалет	19-21	18-26	18-20	17-25	не нормируется	не нормируется	0,15	0,2
	Ванная, совмещенный санузел	24-26	18-26	23-27	17-26	не нормируется	не нормируется	0,15	0,2
	Помещения для отдыха и учебных занятий	20-22	18-24	19-21	17-23	45-30	60	0,15	0,2
	Межквартирный коридор	18-20	16-22	17-19	15-21	45-30	60	не нормируется	не нормируется

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Вестибюль, лестничная клетка	16-18	14-20	15-17	13-19	не нормируется	не нормируется	не нормируется	не нормируется
	Кладовые	16-18	12-22	15-17	11-21	не нормируется	не нормируется	не нормируется	не нормируется
Теплый	Жилая комната	22-25	20-28	22-24	18-27	60-30	65	0,2	0,3

Таким образом в жилом малоэтажном здании для комфортного проживания необходимо поддерживать температуру 20°C с относительной влажностью воздуха 45%.

1.4. Исследование государственной поддержки организационно-экономических схем энергоэффективного теплоснабжения малоэтажного строительства

В числе приоритетных задач Российской Федерации согласно программе «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года» является снижение энергоемкости ВВП на 40% к 2020 году. Данное условие обеспечивается посредством оптимизации расходов топливно-энергетических ресурсов страны. Впервые проблематика энергосбережения в отечественных документах стратегического планирования была затронута в 1992 году в составе утвержденной Энергетической стратегии России. В ноябре 2008 года была принята «Концепция долгосрочного социально-экономического развития Российской Федерации на период до 2020 года». Данная программа была направлена на долгосрочное развитие экономики и устойчивое повышение благосостояния российских граждан.

Для поддержки и развития Концепции в ноябре 2009 г. была принята «Энергетическая стратегия России на период до 2030 года», поддерживающая направление энергосбережение и энергоэффективности в зданиях, строительной отрасли и ЖКХ. В декабре 2013 года был принят разработанный Минобрнауки

«Прогноз научно-технологического развития Российской Федерации на период до 2030 года», установивший наиболее перспективные направления развития научных технологий, в число которых вошли энергоэффективность и энергосбережение.

На заседании Правительства России 21 октября 2010 г. была представлена к рассмотрению Государственная программа энергосбережения повышения энергетической эффективности на период до 2020 года. Данная программа была представлена Минэнерго России. Пояснение о порядке и направлениях финансирования основных мероприятий программы были представлены Минэкономразвития РФ. За счет мер Программы предполагается обеспечить снижение энергоемкости ВВП к 2020 году не менее чем на 13,5%, порядка 26,5% снижения энергоемкости ВВП к 2020 году планируется обеспечить за счет изменения структуры ВВП и естественных факторов технического прогресса, что в совокупности обеспечит выполнение поручения Президента Российской Федерации. Целевые ориентиры на снижение ВВП, изложенные в описанных документах, представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Целевые ориентиры на снижение энергоемкости ВВП

Наименование документа	Год начала	Год окончания	Планируемая длительность, лет	Снижение энергоемкости ВВП, %
1	2	3	4	5
Энергическая стратегия до 2020 г.	1992	2020	28	25,0
ФЦП «Энергоэффективная экономика»	2002	2010	8	13,4
Энергетическая стратегия до 2020 г.	2003	2020	17	46,0
Энергетическая стратегия до 2030 г.	2010	2030	20	50,0

1	2	3	4	5
Госпрограмма «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности»	2011	2020	10	13,5
Программа Минэнерго «Энергоэффективность и развитие энергетики»	2013	2020	7	13,5

Рост требований к энергосбережению влечёт за собой рост промышленного производства и развития энергосберегающих технологий, таким образом развитие промышленности является важным фактором развития экономики в целом. Таким образом обозначена важность роли организации эффективного теплоснабжения зданий всех типов: жилых, общественных, промышленных в энергосберегающей политике государства и снижении энергоёмкости российской экономики.

Ведущие стратегические документы развития РФ направлены на развитие энергоэффективности, в том числе на энерго- и ресурсосбережение во всех отраслях и сферах деятельности, сохраняя данную тему актуальной, а теоретические исследования и практические разработки в данном направлении перспективными. Важно, что акценты развития энергосбережения сместились в направлении повышения экологичности применяемых решений и сохранения природных ресурсов для будущих поколений [135].

По мнению автора, перечисленные тенденции являются основополагающими для создания основ организации энергоэффективной системы теплоснабжения малоэтажных зданий. И здесь важным фактором является климатические особенности нашей страны, поскольку именно специфика климата оказывает наибольшее влияние на эффективность инновационных теплогенераторов на основе возобновляемых источников энергии. Автор считает, что особое внимание среди всех существующих автономных теплогенераторов на основе ВИЭ требуется уделить тепловым насосам, ввиду их популярности во всех странах мира.

1.5. Анализ возможности применения ВТН в качестве основного источника теплоты на стадии организации энергоэффективной системы теплоснабжения малоэтажного строения

Согласно мировой тенденции в качестве энергоэффективного источника тепла для системы теплоснабжения малоэтажных строений выбирают тепловой насос (ТН) [128]. Рост популярности ТН связан с неоспоримыми преимуществами данного теплогенератора представленными в таблице 4.

Таблица 4 – Преимущества теплового насоса

Преимущество	Описание
Энергоэффективность	Затрачивая 0,2-0,36 кВт электрической энергии передает в отопительную систему 1 кВт тепловой энергии[131].
Удобство	Корпус ТН можно расположить как внутри отапливаемого строения, так и за его пределами. Простота монтажных работ. Способен работать в режиме, как отопления, так и кондиционирования.
Высокая надежность устройства	ТН не относится к взрыво- и пожароопасным приборам. Для установки ТН не требуют допуски государственных инстанций.
Экологичность	ТН не сжигает топливо и не выбрасывает в атмосферу вредных веществ.

За рубежом теплонасосная техника уже более 30 лет широко применяется для теплоснабжения жилых и офисных зданий. Причиной для развития данных источников тепла послужил энергетический кризис 70-х годов прошлого века. Согласно данным [131] к 1997 г. было установлено более 90 млн. ТН, из них около 5 % смонтировано в Европе, 63 % - в Японии, где ТН обеспечивают отопление жилых зданий. В США насчитывается свыше 13,5 млн. систем, в Китае – 10 млн. Высокая популярность ТН обусловлена ростом цен на ископаемое топливо, а также применение государственных программ, которые поощряют

установку энергосберегающего оборудования [105]. В США согласно Федеральному закону строительные компании обязаны оборудовать возводимые строения ТН. В Италии действует 65 % налоговый вычет для расходов от применения ТН. В Австрии и Германии предусмотрены дополнительные дотации при внедрении ТН [124]. В среднем прирост продаж насосов на мировом рынке составляет 15-20 %. Суммарная тепловая мощность ТН в мире отображена на рис.6.

Около 50% европейского рынка тепловых насосов приходится на тройку лидеров: Францию, Германию и Великобританию. Хотя на долю ТН в этих странах приходится только до 5% от общего числа локальных установок, генерирующих тепло.

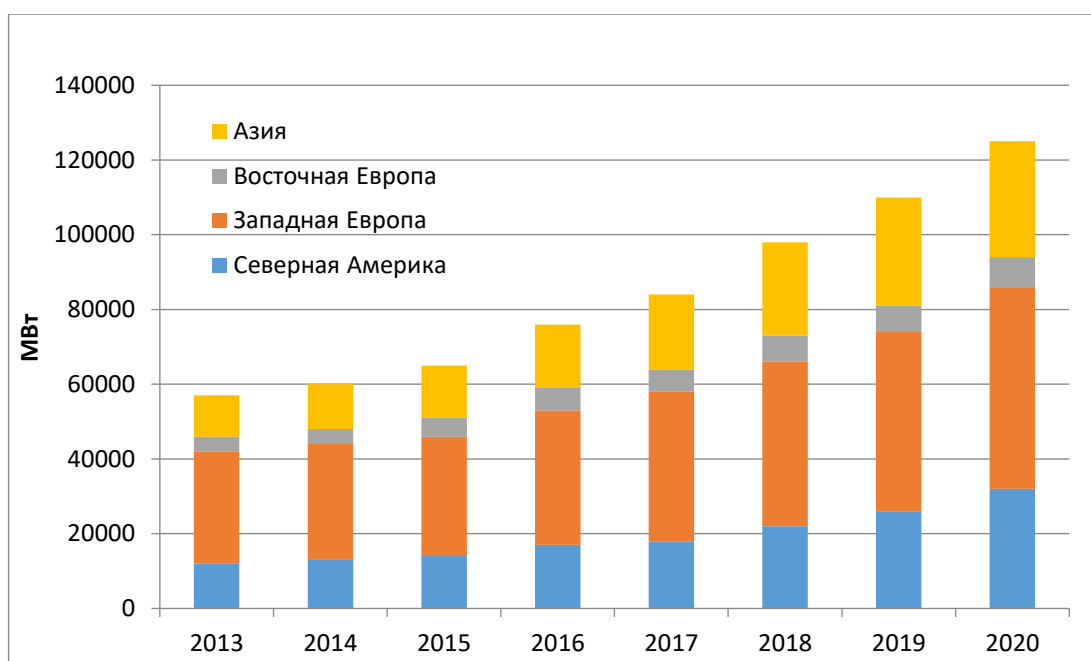


Рисунок 6 – Прогнозируема динамика продаж воздушного теплового насоса

В настоящее время востребованность ТН на территории РФ достаточно невелика и больше захватывает промышленный сектор [85]. Это обусловлено:

- отсутствием конкретной информативной и проектной базы по использованию ТН в климатических условиях РФ;
- высокими капитальными затратами на приобретение ТН;
- вызывающими сомнения и ничем не подкрепленные данные производителей по сроку окупаемости ТН;

- недостаточная реализация законов в области энергоресурсосбережения [131];
- недостаточной проработкой организационный механизма проектирования параметров эксплуатации ВТН;
- экологической политикой РФ, которая недостаточно стимулирует субъекты РФ к снижению загрязняющих веществ в атмосферу [132,133].

Сумма потребления энергии в России насчитывает около 1650 млн. Гкал/год: 50% тепла используется в теплоснабжении жилых зданий, в том числе на отопление 600 млн. Гкал/год [69]. При общей площади жилого фонда 2,8 млрд. м² в год составляет 0,22 Гкал [134]. Наибольшее удельное теплотребление при этом приходится на малоэтажную жилую застройку [66,152].

Следовательно, рост ресурсосбережения в РФ возможно осуществить путем внедрения энергоэффективных теплогенераторов на основе ВИЭ, использующих теплоту окружающего воздуха (ВТН), в системы теплоснабжения малоэтажных жилых зданий. Для этого требуется определить рациональные режимные и технологические характеристики ВТН, которые обеспечат высокую эффективность работы и короткие сроки, окупаемости системы при работе в климатических условиях России.

Ближайший аналог ВТН, геотермальный тепловой насос (ГТН) имеет существенный недостаток – необходимость в монтаже земляного контура, что предполагает несколько отрицательных факторов. Для устройства земляного контура требуется участок земли, который в последствии будет не пригоден для засева сельскохозяйственными культурами, при этом стоимость монтажных работ весьма высока.

Отсюда следует вывод, что наиболее лучшим решением по организации энергоэффективной и экологичной системы теплоснабжения малоэтажных строений в климатических условиях центральных регионов РФ в настоящее время является модернизация существующей модели ВТН.

ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ВЫБОРА РАБОЧЕГО ТЕЛА (ХЛАДОНА) ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЙ И ЭКОЛОГИЧНОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ СТРОЕНИЙ ВОЗДУШНЫМ ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ

2.1. Анализ и классификация хладонов, применяемых воздушным тепловым насосом

При проектировании систем теплоснабжения зданий ВТН актуальным является подбор рабочего тела. Рабочее тело, которым обеспечивается термодинамический цикл, называется холодильным агентом. В настоящее время данное вещество приобрело иной термин – «хладагент».

На практике к наиболее известным и распространённым хладагентам, применяемым в тепловых насосах для обогрева малоэтажных строений, относятся следующие: R12, R22, R134, R404, R410, R507.

По своему химическому составу данные хладагенты можно разделить:

R12, R22 – хлорфторуглеродные (CFC – 12) и (HCFC -22); (R-12 – $t_{\text{кип}} - 29, 8$ °C); (R-22 – $t_{\text{кип}} - 40, 8$ °C).

R134, R507 – гидрофторуглероды (HFC) и (HCFC-22); (R-134 – $t_{\text{кип}} - 26, 3$ °C); (R-507 – $t_{\text{кип}} - 51$ °C).

R404 и R410 – смесь (R -404 – $t_{\text{кип}} - 46, 3$ °C); (R-410 – $t_{\text{кип}} - 51, 4$ °C).

Согласно стандарту [142] существует классификация по группам безопасности. В данной классификации введены две категории хладагентов по токсичности (А и В) и три группы пожарной безопасности в каждой из этих категорий. Определяющей характеристикой распределения хладагентов по категориям является значение предельно допустимой концентрации (ПДК). При этом группы составляющие каждую из категорий делят хладагенты на негорючие, с умеренной воспламеняемостью и легко воспламеняемые [143].

Индексация по схеме ASHRAE представлена в таблице 5.

Таблица 5 – Индексация хладагентов по стандарту 34-1997 ASHRAE

Хладагенты	Индексы
R23	A1
R32	A2
R116	A1
R123	B1
R717	B2
R125	A1
R134a	A1
R143a	A2
R152a	A2
R404A	A1/A1
R407C	A1/A1
R410A	A1/A1
R507A	A1
R508A	A1/A1
R508B	A1/A1

Известно, что на практике в современной системе строительного производства при проектировании параметров ВТН применяются порядка 20 хладагентов [39].

2.2. Исследование возможностей и свойств хладонов воздушного теплового насоса

2.2.1. Термодинамические свойства

Термодинамические характеристики рабочих веществ влияют главным образом на температурные режимы работы тепло-холодильных машин, эффективность термодинамических циклов, показатели и характеристики компрессоров, используемых в ВТН и холодильных машинах. К термодинамическим характеристикам хладагентов относятся критические параметры $P_{кр}$, $T_{кр}$, $v_{кр}$ нормальная температура кипения T_n (температура кипения при атмосферном давлении), температура затвердевания $T_з$, постоянная Трウトона

$M r_H / T_H$ (M - молярная масса, r_H - удельная теплота парообразования при давлении 0,1 МПа), число Гильдберга) $T_H / T_{кр}$ теплоемкости жидкости c'_x , сухого насыщенного пара c''_x , перегретого пара c_p , c_v , энтропия S и энтальпия i . Помимо этого, в области насыщенного пара термодинамические свойства определяются зависимостью давления от температуры:

$$P = f(t) \quad (1)$$

где $f(t)$ – функция температуры;

В настоящее время существуют актуальные методы расчета термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ техники низких температур, которые используются при конструировании теплообменных аппаратов, расчетах процессов теплоотдачи при движении в каналах, при внешнем омывании труб и трубных пучков, при изменении агрегатного состояния [147].

2.2.2. Теплофизические свойства

К теплофизическим свойствам относятся плотность, теплопроводность, температуропроводность, вязкость, поверхностное натяжение и некоторые другие свойства. Они влияют на интенсивность теплопереноса в аппаратах холодильных машин, а также на сопротивления при движении газообразных и жидких хладагентов в системе. Названные факторы определяют значения необратимых потерь в процессах теплопереноса и транспортировки рабочих веществ, что в конечном итоге сказывается на общей энергетической эффективности компрессионных машин и их конструктивных особенностях. Для теплообмена в аппаратах со сравнительно высокой интенсивностью, к которым относятся ВТН, желательно иметь хладагенты с большими значениями теплопроводности, плотности, теплоты парообразования и малыми значениями вязкости.

В случае с ВТН процесс теплопереноса относится, прежде всего, к теплообменным аппаратам – испарителю и конденсатору, а также соединяющим их трубопроводам.

Особое внимание стоит уделить процессу передачи тепла при конденсации парообразного фреона, движущегося по трубопроводу, поскольку он имеет ряд специфических особенностей. Скорость пара уменьшается по длине участка теплообмена, а при полной конденсации становится равной нулю. Скорость конденсатной пленки при этом непрерывно возрастает. В зависимости от конфигурации ВТН в пространстве, скорости и направления пара режим движения конденсатной пленки будет так же различаться, а это в конечном счете определит интенсивность теплоотдачи конденсатора ВТН. Данные факторы в значительной степени затрудняют аналитический расчет процесса теплопереноса в конденсаторе ВТН [141].

2.2.3. Химические и физико-химические свойства и их взаимодействие с окружающей средой

Химическая стабильность хладагентов характеризуется температурой разложения, воспламеняемостью и взрывоопасностью. Температуры разложения применяемых в холодильной технике хладагентов значительно выше температур, при которых осуществляются термодинамические циклы холодильных машин. При использовании хладонов в регенеративных циклах температура конца сжатия не превышает 70-100°C, при использовании аммиака - 150°C.

Термическая устойчивость хладагентов различна. Аммиак начинает распадаться на азот и водород при температуре свыше 250°C, двуокись углерода - при температуре выше 1500°C. Термическая устойчивость хладонов достаточно высока, однако разложение этих соединений сопровождается образованием хлористого и фтористого водорода, а также следов фосгена. Начальная температура разложения хладонов повышается с увеличением содержания фтора в

молекуле и зависит от материалов, в контакте с которыми они находятся. Она выше при контакте с никелем и высоколегированными сталями и уменьшается в присутствии углеродистых сталей. Хладагент R12 в присутствии железа, цинка, дюралюминия, меди начинает разлагаться при 410-430°C, в присутствии свинца - при 330°C, хладагент R22 в присутствии железа - при 550°C. На основании анализа опубликованных данных можно заключить, что относительная термическая стойкость хладонов уменьшается в следующем порядке $R11 < R21 < R113 < R22 < R12 < R114 < R115 < R318C < R13 < R14$. Хладагенты R14, R318C, R218, R846 термически очень устойчивы, распадаются только при температуре красного каления. Наименее устойчивы к влиянию высоких температур бромированные углеводороды. В табл. 6 приведены данные по рекомендуемым допустимым температурам применения отдельных хладонов в зависимости от контактирующих металлов и сплавов.

Таблица 6 – Температура применения хладонов в контакте с различными параметрами

Металл	Температура хладонов, °C	
	R11	R12, R21, R22
Углеродистая сталь	50	100
Медь и медные сплавы	50	100
Коррозионно-стойкие стали типа 18-8	150	150-200
Высоколегированные стали	150-200	200
Никель и никелевые сплавы	200	200

Таким образом, комплектующие ВТН, которые входят в контакт с хладагентом, рекомендуется изготавливать из высоколегированных сталей.

Данный материал лучше прочих подходит по соотношению допустимая температура/стоимость.

2.3. Оценка влияния характеристик хладагента на конструктивные элементы теплового насоса

Параметрами, отвечающими за температурные диапазоны применения рабочих веществ, являются уровни давлений кипения p_o и конденсации p_k , а также разность этих давлений. Данные характеристики прежде всего влияют на конструктивные особенности компрессора. Высокое значение давления конденсации способствует увеличению веса конструкции компрессора, кроме того это может привести к проникновению воздушной массы в систему. Разность давлений $(p_k - p_o)$ определяет общую нагрузку на компрессор теплового насоса, таким образом, для уменьшения массы и потери на трение она должна быть наименьшей [137].

Отношение давлений p_k/p_o влияют на объемные и энергетические коэффициенты компрессора и затрачиваемая работа. Данное отношение увеличивается с уменьшением нормальной температуры кипения веществ T_n : обычно стремятся к применению веществ с более низкими T_n , так как они эффективнее по ряду показателей. Однако это не всегда возможно, так как $(p_k - p_o)$, p_k/p_o и p_k могут превысить допустимые значения. Сопоставляя значения $(p_k - p_o)$ и объемную производительность рабочих тел q_v , установили, что для разных холодильных агентов в условиях заданного цикла отношение

$$q_v / (p_k - p_o) \approx const \quad (2)$$

Установленная закономерность позволяет оценить размеры компрессора.

При одинаковой производительности, числе цилиндров, ходе и частоте вращения соблюдается равенство

$$D^2 q_v = D_*^2 q_{v*} \quad (3)$$

С учетом уравнения (3) получено:

$$D_* = D \sqrt{\frac{p_k - p_0}{(p_k - p_0)}} \quad (4)$$

Из уравнения (4) следует, что чем ниже значение разности давления, тем больше значение размера компрессора. Рабочие тела низкого давления в тепловых насосах с поршневыми компрессорами не применяют ввиду того, что компрессоры будут иметь большие размеры.

На мощность компрессора оказывает влияние такая характеристика рабочего тела как адиабатная работа, которая уменьшается с повышением молярной массы рабочего вещества. Эта зависимость четко прослеживается для веществ одного ряда. Если для одной и той же машины с применением двух рабочих веществ допустимое значение потерь давления принять одинаковым, то допустимая скорость их движения связывается зависимостью:

$$w_* = w \sqrt{p/p_*} \quad (5)$$

С увеличением плотности вещества допустимые скорости должны быть меньшими.

Учитывая зависимость объемной производительности рабочего вещества q_v от нормальной температуры кипения T_n применение веществ с низким T_n для получения равной производительности позволяет применять поршневые компрессоры с меньшим количеством цилиндров, либо с уменьшением их диаметров, при этом следует увеличивать стенки корпуса.

Большое число рабочих веществ, потенциально возможных для использования в тепловых насосах, так же, как и многообразие их термодинамических и практических свойств, позволяет сделать вывод о том, что найти вещество, сочетающее только положительные качества и свойства, весьма трудно. При выборе холодильного агента необходимо проанализировать совокупность всех качеств и факторов, характеризующих как работу теплового насоса, так и конструктивные особенности его отдельных элементов, и стремиться к уменьшению отрицательного влияния свойств вещества. Это достигается на основе термодинамического анализа действительных рабочих процессов.

2.4. Исследование технологий переноса низкопотенциального тепла для теплоснабжения малоэтажных строений

Технология переноса низкопотенциального тепла в работу основан на высоком изотермическом сжатии атмосферного воздуха с помощью компрессора высокого давления с последующим его адиабатным расширением. Если рассматривать технически, то аппаратно это происходит при извлечении вентилятором атмосферного воздуха, состав которого всегда имеет хаотическое присутствие рассеянного тепла, и который обтекает замкнутый рабочий контур с фреоном, увеличивая его давление.

Фреон – это галогеноалканы, фторсодержащие производные насыщенных углеводородов (главным образом метана и этана), используемые как хладагенты в теплохолодильных машинах (кондиционеры; холодильники).

Известно более 40 различных видов фреонов, большинство из них выпускается промышленностью. Рабочий контур конструктивно выполнен в виде теплообменника, называемого в данном случае «испаритель» (рис. 7).

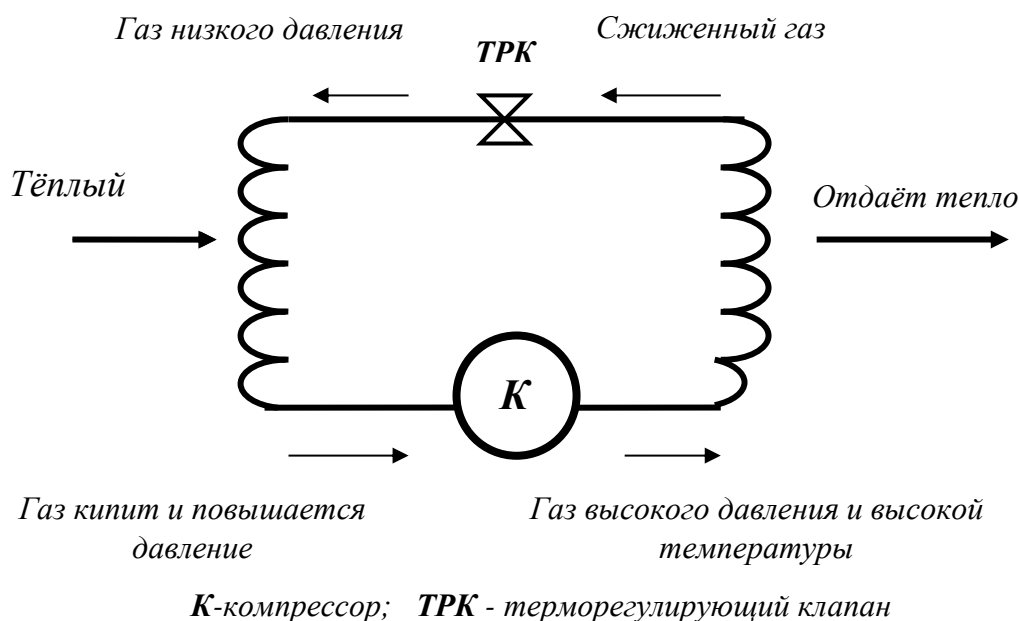


Рисунок 7 – Принципиальная схема замкнутого рабочего контура воздушного теплового насоса

После испарителя газ поступает в компрессор высокого давления, где происходит его сжатие, поднимает температуру его до $50^{\circ}\text{C} \div 60^{\circ}\text{C}$ и выше в зависимости от цели устройства. Далее он поступает в другой теплообменник - конденсатор, отдавая своё тепло теплоносителю (например, воде), который в свою очередь отдаёт своё тепло распределительному контуру отопления помещения (тёплый пол; тёплый плинтус; фанкойл, радиаторы). Газ фреон, продолжая своё движение по замкнутому рабочему контуру в жидком состоянии, проходя через расширитель (дроссель), наблюдается эффект Джоуля-Томпсона, охлаждается, превращаясь в газ низкого давления, и далее попадает снова в испаритель. Таким образом, процесс в замкнутом рабочем контуре многократно повторяется.

Практически в рабочем контуре теплового насоса происходит перенос тепловой энергии, распространение механической или электромагнитной волны в форме последовательной передачи движения от одного участка среды к другому, это и есть факт переноса энергии.

Как известно, из принципа действия теплового насоса с замкнутым циклом сжатия, для обеспечения его эффективной работы, требуемая рабочая жидкость (хладон), должна быть с заданными конкретными параметрами, которые обеспечивают стабильную, высокоэффективную работу.

Наиболее известные и экономически выгодные хладоны, применяемые в настоящее время в жилых и нежилых помещениях, являются: R 22; R134; R404; R407; R507 [25].

Существует определённая функциональная зависимость давления от температуры фреона, точнее характеристика температуры его кипения и конденсации.

Кривые на рис. 8 наглядно показывают возможный диапазон получаемой температуры конденсации/кипения для целей отопления тепловым насосом помещения при конкретном давлении. В этом случае необходимо при использовании фреона учитывать мощность компрессора, прочность материалов и конструктивные особенности изделия.

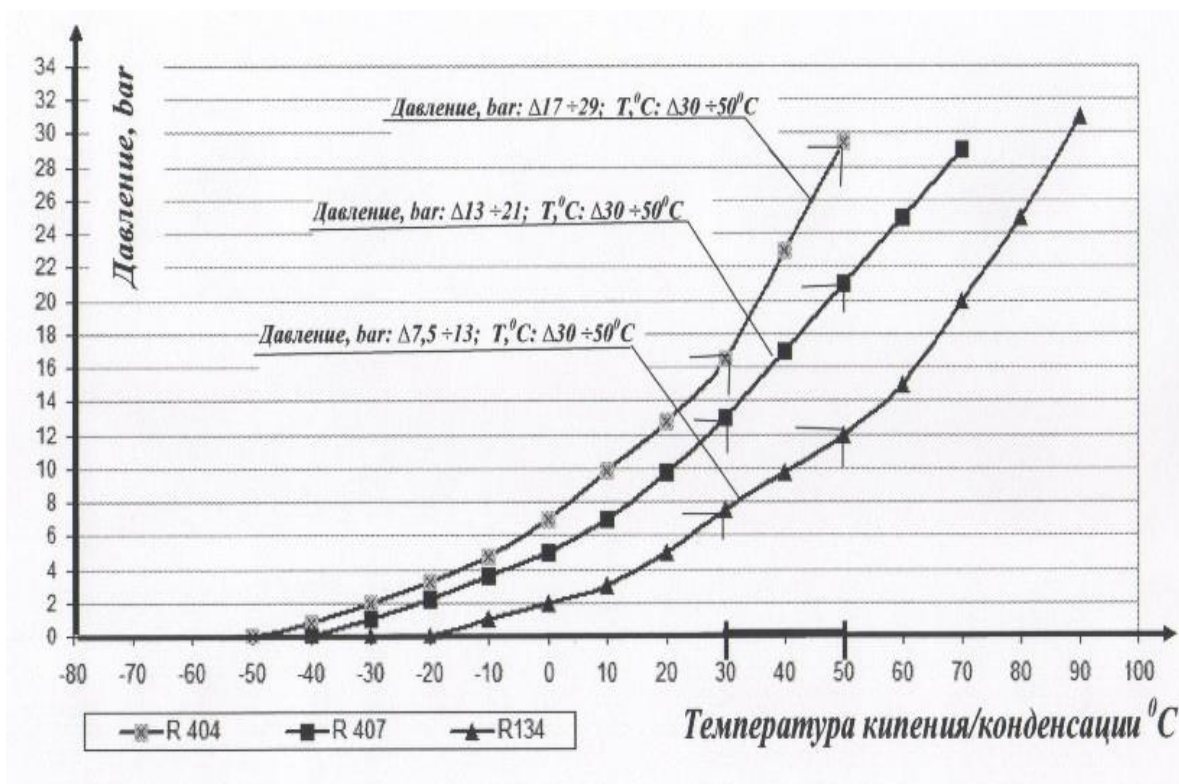


Рисунок 8 – Функциональная зависимость давления от температуры кипения и конденсации фреона

Таким образом, в настоящее время основным приоритетом среди рабочих тел для воздушного теплового насоса становится использование хладона R134. Это обусловлено совокупностью определяющих факторов таких как экологичность и высокая эффективность уровня термодинамической активности, что подтверждает ранжирование фреонов (рис. 9) в работах сотрудников кафедры ОПГХ [25],[26].

Все остальные анализируемые фреоны близки по объёмному расходу и экономике, поэтому окончательный выбор делаем исходя из приоритета для основных параметров рабочего тела для конкретного объекта применения будь то экологической безопасности, энергетической эффективности и ценовой стоимости [25].

Основными параметрами отличия между видами фреонов, чаще всего применяемых для тепловых насосов, являются термодинамическая активность и стоимость, что в конечном итоге зависит от потребителя и цели применения тепловых насосов.

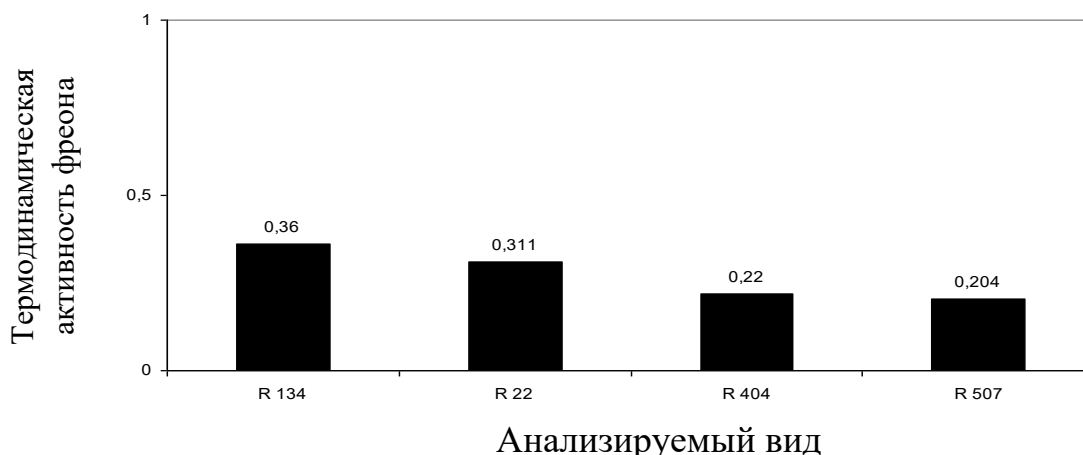


Рисунок 9 - Ранги анализируемых фреонов по уровню термодинамической активности

Все недостатки эксплуатации воздушных тепловых насосов необходимо учитывать при выборе модели, обращая внимание на параметры, указывающие нижний предел температуры, сохраняя тепловую работоспособность ВТН.

2.5. Определение энергоэффективности хладагona ВТН в режиме проектирования теплоснабжения малоэтажного строения

В ближайшее время улучшение и поиски экологически чистых рабочих жидкостей для тепловых насосов будет заключаться в модернизации, высокой надежности и усовершенствовании самих ВТН, поскольку эффективность данной системы теплоснабжения, в большей степени, зависит от самой конструкции и системы распределения энергии ВТН, чем от рабочей жидкости, используемой в контуре сжатия.

Основополагающей характеристикой оценки эффективности работы воздушного теплового насоса является коэффициент трансформации COP (англ. – сокр. от coefficient of performance). Также при переводе можно встретить термины коэффициента преобразования теплоты, коэффициент эффективности.

Самая распространенная формула расчета коэффициента COP это отношение между теплопроизводительностью и потребляемой мощностью. Следовательно,

что чем выше значение COP, тем меньше электроэнергии потребляет тепловой насос для выполнения обогрева.

Эффективность эксплуатации ВТН зависит факторов как условия использования и применяемое рабочее тело (хладагенты). Определенной температуре источника отбора тепла соответствует температура кипения фреонов, изменение которой значительно влияет на показатели работы теплового насоса, а следовательно и на величину COP. Значение COP ВТН зависит от разности температур кипения холодильного агента в испарителе и его конденсации в конденсаторе. Таким образом, чем меньше эта разность, тем выше коэффициент преобразования.

В связи со всем вышеперечисленным расчет теоретического коэффициента преобразования идеального теплового насоса принято вычислять либо по формуле Карно, либо с помощью построения термодинамических диаграмм $i - \lg P$ (удельная энтальпия-давление) хладагентов как наиболее удобной для последующих тепловых расчетов [40].

Графическое изображение цикла работы теплового насоса позволяет рассматривать одновременно различные изменения в состоянии хладагента, происходящие в течение цикла, и влияние этих изменений на цикл без воспроизведения в памяти различных цифровых величин, связанных с циклом [41].

Произведен расчет коэффициента эффективности преобразования (COP) для некоторых фреонов – R12, R22, R134, R404, R410, R507 для того что бы определить экономически выгодное значение данного показателя. Для достижения данной цели был построен на диаграмме $p-h$ реальный рабочий цикл теплового насоса для каждого рассматриваемого фреона. Построение цикла начиналось с сжатия. Для того что бы нанести на диаграмму точку, соответствующую состоянию рабочего тела в испарителе, необходимо знать такие характеристики, как давление и температуру. В начале температура на испаритель для заданных условий принималась 0°C , давление для указанных фреонов было принято по табл. 7, составленной для диапазона $t_{\text{фреона}} = -10^{\circ} \div +55^{\circ}\text{C}$.

Построение диаграммы следует начинать с первой точки, которую наносят на p-h диаграмму путем продолжения линии постоянного давления, соответствующей испарению при 0°C. Нанеся точку А на диаграмму, можно узнать энтальпию фреона в испарителе. Точку Б наносится на диаграмму путем продолжения линии постоянного давления, соответствующей температуре рабочего тела в конденсаторе 55°C.

Таблица 7 – Зависимость давления хладагентов $P_{\text{фреона}}$ от температуры

$t_{\text{фреона}} \text{ } ^\circ\text{C}$	Вид хладагента, бар $P_{\text{фреона}}$					
	R12	R22	R134	R404	R410	R507
1	2	3	4	5	6	7
-10	1,19	2,55	1,01	3,32	4,72	3,54
-5	1,64	3,27	1,47	4,18	5,85	4,42
0	2,08	3,98	1,93	5,03	6,98	5,29
5	2,66	4,89	2,54	6,11	8,37	6,4
10	3,23	5,8	3,14	7,18	9,76	7,51
15	3,95	6,95	3,93	8,52	11,56	8,88
20	4,67	8,1	4,72	9,86	13,35	10,25
25	5,39	9,5	5,71	11,5	15	11,94
30	6,45	10,9	6,7	13,14	16,65	13,63
35	7,53	12,6	7,93	15,13	19,78	15,69
40	8,6	14,3	9,16	17,11	22,9	17,74
45	10,25	16,3	10,67	19,51	26,2	20,25
50	11,9	18,3	12,18	21,9	29,5	22,75
55	13,08	20,75	14	24,76	-	25,8

Действительные условия на выходе из компрессора в точке С рассчитываются с помощью изоэнтропического КПД [41]:

$$\eta = (h_B - h_A) / (h_C - h_A) \quad (6)$$

где, h_A , h_B , h_C - соответствует энтальпии в точке А, Б и С

Изменение энтальпии в конденсаторе и соответствующую точку D находим по пересечению изобары конденсации с левой пограничной кривой, пренебрегая при этом падением давления при теплообмене.

COP реального цикла ТН [38]:

$$\text{COP} = (h_C - h_D) / (h_C - h_A) \quad (7)$$

Данный расчет как пример для фреона R22, будет выглядеть следующим образом.

Необходимо построить точку А, при температуре в 0°C давление данного хладагента составит 3,98 бар. Далее построена точка Б, при температуре в 55°C, с такой температурой давление составляет 20,75 бар. h_C рассчитывается исходя из формулы изэнтропического КПД :

$$h_C = ((450,97 - 414,3) / \eta) + 414,3 = 466,69 \text{ кДж/кг}$$

Далее нанесена точка D ($h_D = 265,41$) которая соответствует пересечению изобары конденсации с левой пограничной кривой.

Тогда COP теплового насоса, использующего в качестве рабочего тела фреон R22:

$$\text{COP} = (466,69 - 265,41) / (466,69 - 414,3) = 3,84$$

Теплообменный процесс на диаграмме P-h для хладагента R22 изображен на рисунке 10.

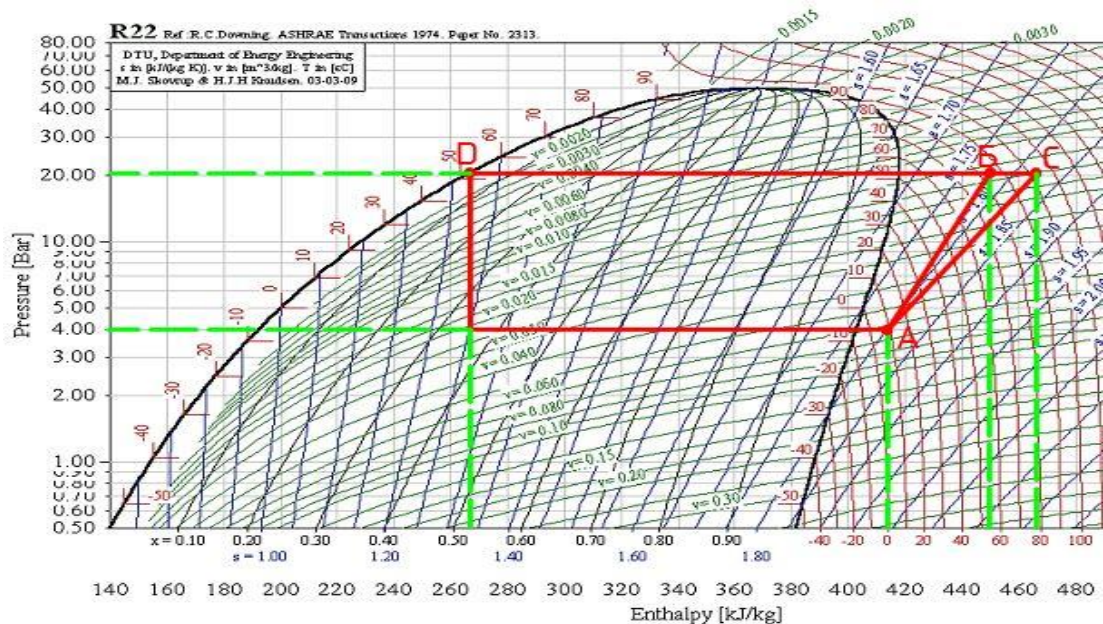


Рисунок 10 – Обратный цикл Карно для ТН при подаче температуры на испаритель 0°C

Все расчеты, полученные в ходе эксперимента, сведены в таблицу 8:

Таблица 8 - Значение энтальпии и COP фреонов при температуре 0°C на испарителе

Фреон	h_A , кДж/кг	h_B , кДж/кг	h_C , кДж/кг	h_D , кДж/кг	COP
R22	414,3	450,97	466,69	265,41	3,84
R410	437,5	482,7	502,07	287,5	3,32
R12	356,02	390,02	404,59	247,75	3,22
R134	401,1	448,3	468,53	279,58	2,80
R404	376,5	424,9	445,64	287,1	2,29
R507	373,4	414,7	432,40	274,3	2,67

Из таблицы видно, что наиболее эффективно показал себя фреон R22.

В такой же последовательности рассчитан рабочий цикл хладагента R22, при заданных условиях, при температуре хладагента $t=+5^\circ\text{C}$ (см. рис. 11).

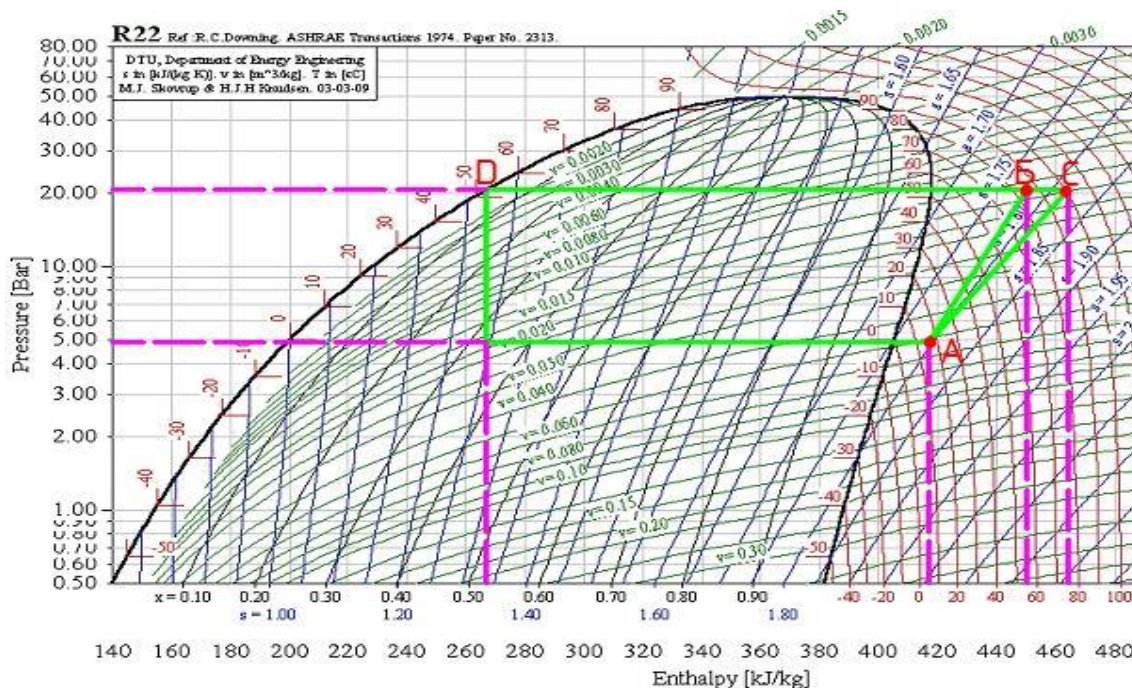


Рисунок 11 - Обратный цикл Карно для ТН при нагреве хладагента через испаритель до $+5^\circ\text{C}$

Для достоверности эксперимента изменена температура нагрева хладагента через испаритель с $+5^{\circ}\text{C}$ до $+10^{\circ}\text{C}$. Рабочий цикл хладагента R22 на диаграмме P-h примет вид – см. рис.12.

Расчетные данные сведены в таблицу 9.

Таблица 9 - Значение энтальпии и COP фреонов при температуре $+5^{\circ}\text{C}$ на испарителе

Фреон	h_A , кДж/кг	h_B , кДж/кг	h_C , кДж/кг	h_D , кДж/кг	COP
R22	417,52	450,97	465,31	265,41	4,18
R410	441,4	482,7	500,40	287,5	3,60
R12	359,42	390,02	403,13	247,75	3,55
R134	404,6	448,3	467,03	279,58	3,00
R507	376,9	414,7	430,90	274,3	2,90
R404	380,6	424,9	443,89	287,1	2,47

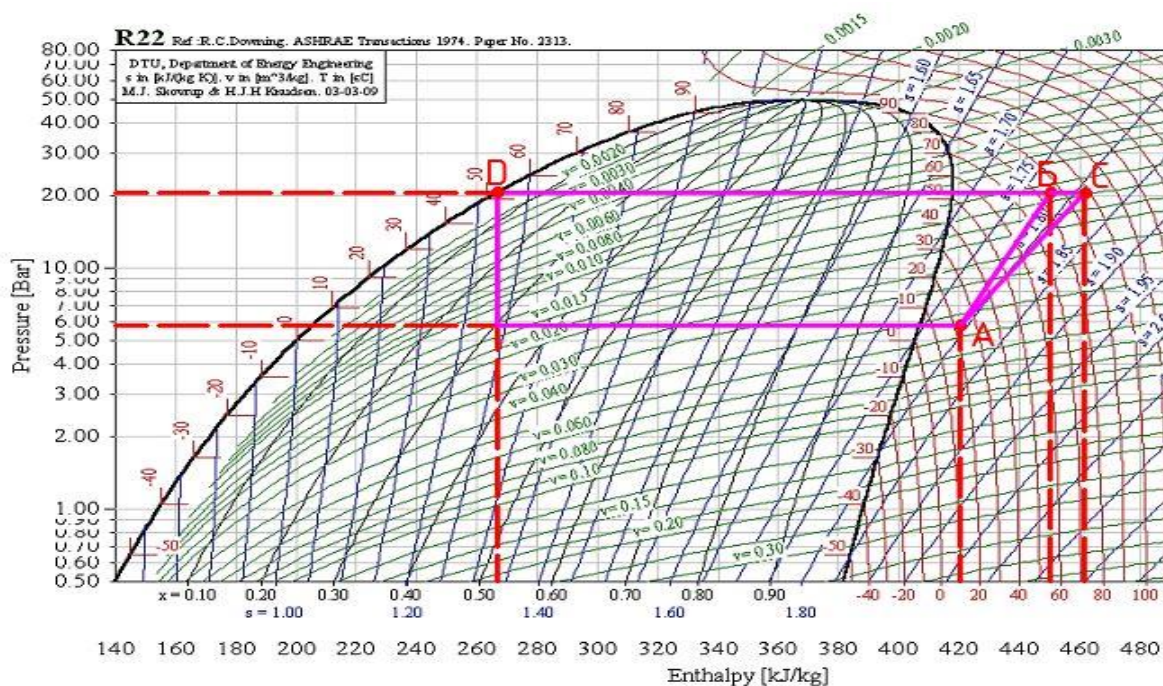


Рисунок 12 – Обратный цикл Карно для ТН при нагреве хладагента через испаритель до $+10^{\circ}\text{C}$

Расчетные данные сведены в таблице 10.

Таблица 10 – Значение энтальпии и COP фреонов при температуре +10°C на испарителе

Фреон	h_A , кДж/кг	h_B , кДж/кг	h_C , кДж/кг	h_D , кДж/кг	COP
R22	420,74	450,97	463,92	265,41	4,59
R12	362,82	390,02	401,67	247,75	3,96
R410	445,3	482,7	498,72	287,5	3,95
R134	409,34	448,3	464,99	279,58	3,33
R507	380,4	414,7	429,4	274,3	3,16
R404	384,7	424,9	442,12	287,1	2,69

Все полученные данные сведены в таблицу 11.

Таблица 11 – Коэффициент эффективности преобразования (COP) при различной температуре подачи воздуха на испаритель

Фреон	COP при нагреве хладагента через испаритель до 0°C	COP при нагреве хладагента через испаритель до 5°C	COP при нагреве хладагента через испаритель до 10°C
R22	3,84	4,18	4,59
R410	3,32	3,60	3,95
R12	3,22	3,55	3,96
R134	2,80	3,00	3,33
R507	2,67	2,90	3,16
R404	2,29	2,47	2,69

Полученные данные позволяют сделать следующие выводы:

- установлена линейная прямо пропорциональная зависимость COP от температуры, подаваемой на испаритель теплового насоса, что позволяет в дальнейшем прогнозировать возможности ВТН.

- выявлено, что динамика роста коэффициента эффективности преобразования с увеличением температуры на испаритель имеет наилучший эффект при температуре равной 10°C.

Различные изменения в соответствующих приборах при определённых условиях (температуре и давлении), выполняют задачу получения тепла-холода. Принципиальная схема тепло-холодильного контура представлена на рисунке 13.

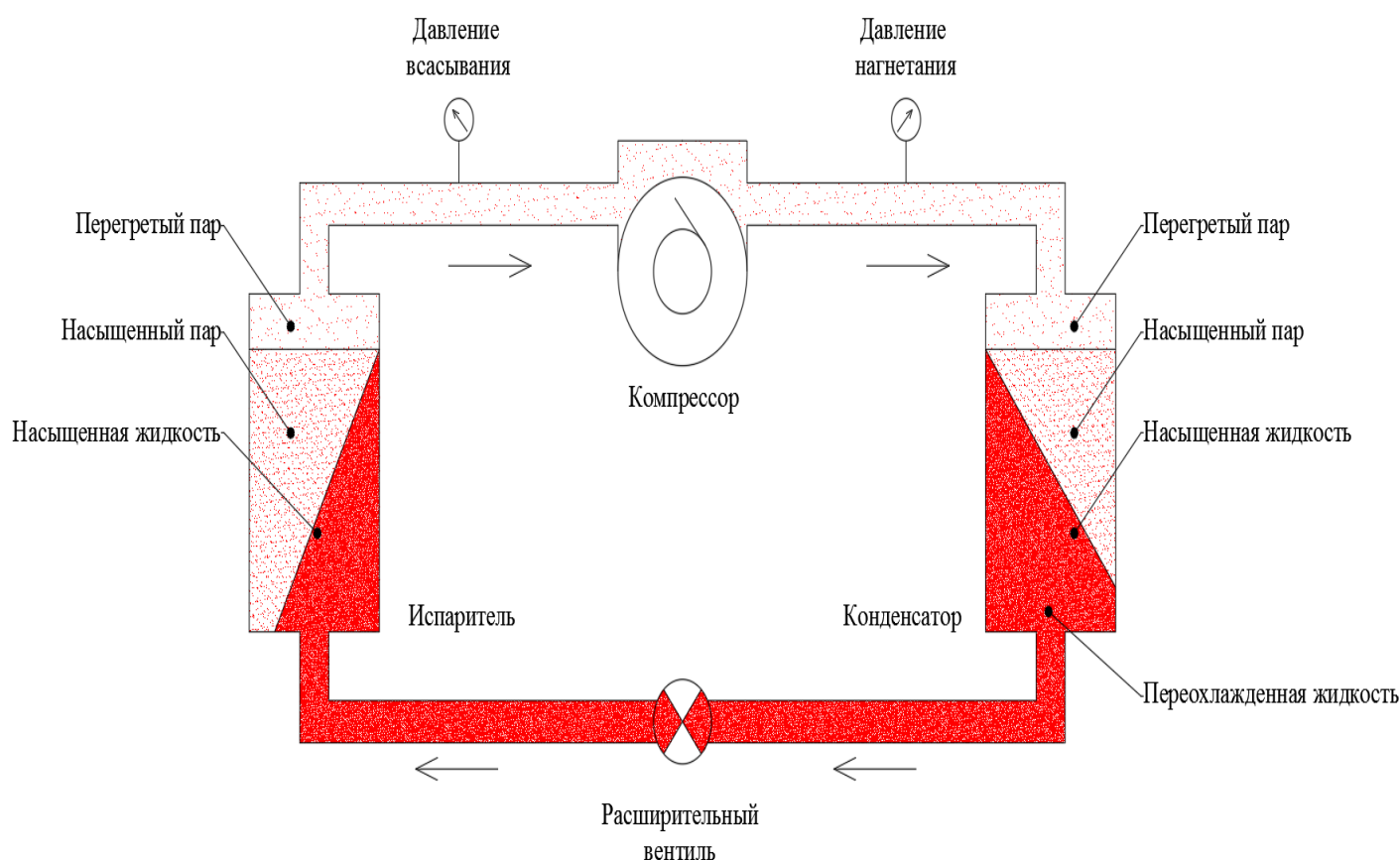


Рисунок 13 – Принципиальная схема тепло-холодильного контура

Принципиальная схема наглядно демонстрирует процессы кипения(испарения), конденсации, сжатия и дросселирования (расширения)

соответственно в испарителе, компрессоре, конденсаторе и регулирующем вентиле.

Все указанные процессы, протекающие в холодильном контуре, наглядно изображены на диаграмме P-I (давление-энтальпия).

Таким образом, коэффициент преобразования в тепловом насосе будет более высоким в том случае, когда разность температур источника и приемника тепла будет минимальной. Поэтому важными мероприятиями по увеличению COP является теплоизоляция помещений, использование энергии альтернативных источников, применение систем рекуперационного типа, использование многотарифных приборов учета электроэнергии. Полученные зависимости расширяют возможности применения тепловых насосов в конкретных условиях использования экономически выгодного фреона.

2.6. Оценка эффективности теплоснабжения тепловым насосом при проектировании малоэтажных строений в зависимости от уровня термодинамической активности фреонов

В процессе проектирования системы теплоснабжения при выборе источника тепловой энергии определяющим фактором является экономическая целесообразность. В случае ТН основным параметром, определяющим экономическую целесообразность отопления автономных малоэтажных строений тепловым насосом, в зависимости от термодинамических и физико-химических свойств рабочего тела, является коэффициент энергоэффективности теплового насоса. Под экономической эффективностью в работе понимается снижение затрат на выработку тепловым насосом тепла по сравнению с традиционными источниками тепловой энергии, выраженное через коэффициент энергоэффективности (преобразования электрической энергии в тепловую).

Для обеспечения эффективной работы тепловых насосов, применяемых в малоэтажном строительстве, используется рабочая жидкость – фреон (рабочее

тело). Диапазон применения рабочих тел для тепловых насосов достаточно широкий. Эти рабочие вещества (хладагенты) играют определяющую роль для эффективного режима работы теплового насоса с заданными параметрами. Отдать предпочтение тому или иному хладагенту сложно из-за различия характеристик, тем более, что фреон – дешевый, энергоэффективный и экологически безопасный хладагент [11, 15].

Для расчета трансформации теплоты и эффективности компрессионного теплового насоса необходимо знать свойства фреонов, их параметры в различных состояниях [15, 16]. В качестве эксперимента было предположено, что по контуру теплового насоса циркулирует 1 моль фреона R22(рис. 14).

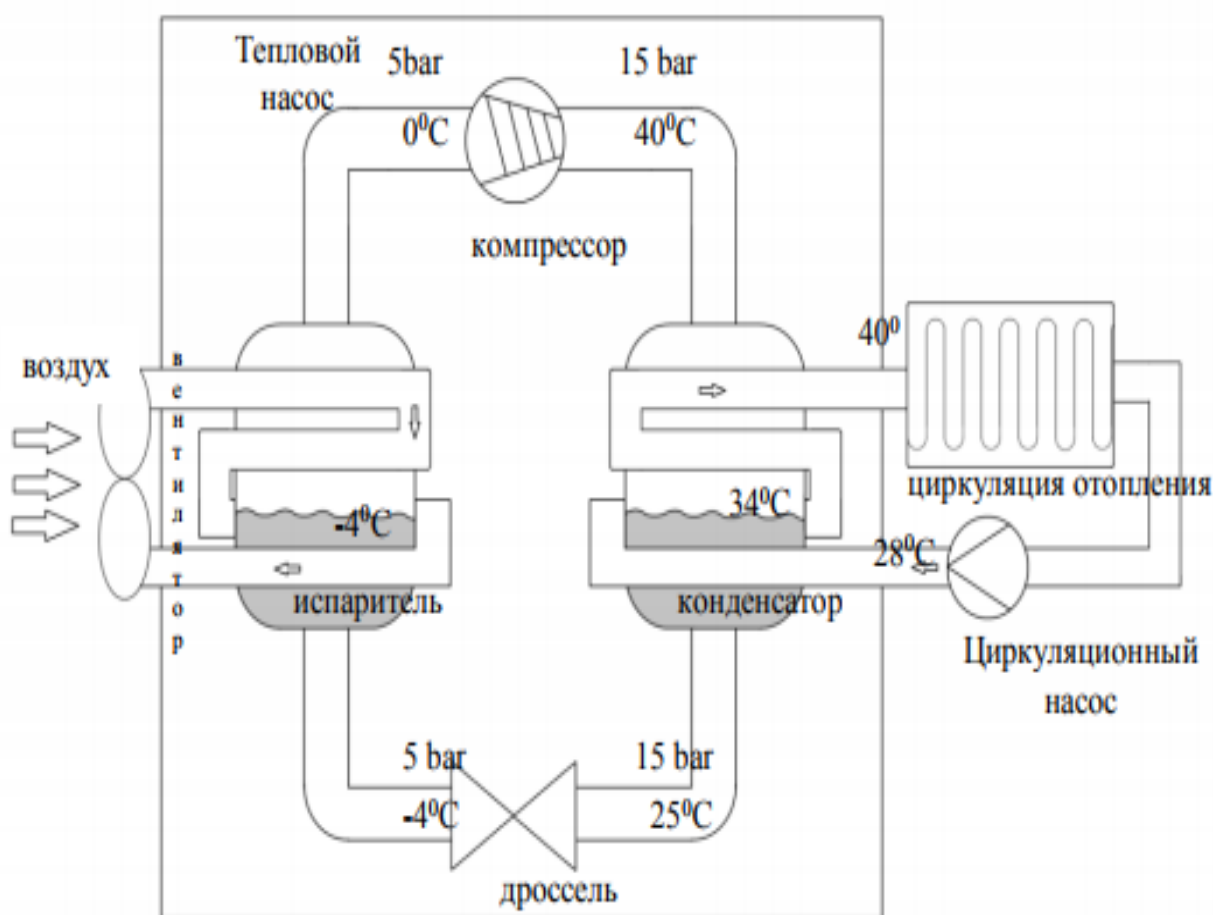


Рисунок 14 – Схема циркуляции фреона по контуру теплового насоса

На выходе теплообменника-испарителя получена температура 0°C, а на входе второго теплообменника – температуру 40°C. Этого достаточно для теплого пола и радиаторов. При температуре 0°C ($T_1=273$ К) давление фреона R22 соответствует 5 атм ($p_1=5 \cdot 10^5$ Па), а объем моля – около 5,27 л ($V_1=5,27 \cdot 10^{-3}$ м³) рассчитан исходя из уравнения Менделеева-Клайперона. В реальных рабочих условиях компрессором на выходе создается давление 15 атм ($p_2=15 \cdot 10^5$ Па), при этом температура рабочего тела достигается от 40°C ($T_2=313$ К) до 60°C. при таких условиях объем занимаемый фреоном (V_2) равен:

$$V_2 = \frac{p_1 V_1 T_1}{p_2 T_2}, \quad (8)$$

где p_1 – давление фреона (рабочего тела), Па;

p_2 – давление в компрессоре, Па;

T_1 – температура фреона, К;

T_2 – температура в компрессоре, К;

V_1 – объем одного моля фреона, 10^{-3} м³.

Для этого сведены в табл. 12 (расчет объема фреона) известные теплофизические, термодинамические и рассчитанные по формуле (8) показатели объема для наиболее распространенных синтетических хладагентов из разных классов соединений фторсодержащих углеводородов [42].

Таблица 12 – Расчет объема фреона

Вид фреона	Давление при $T=0^\circ\text{C}$ p_1 , Па	Относительная молекулярная масса μ , кг/моль	Плотность ρ , кг/м ³	Газовая постоянная R , Дж/кг	Объем моля V_1 , 10^{-3} м ³	Объем фреона V_2 , 10^{-3} м ³
1	2	3	4	5	6	7
R12	3,08	120,91	18,04	68,76	6,09	1,70
R22	4,98	86,47	21,21	96,15	5,28	1,49
R134	2,93	102,03	14,49	81,49	7,61	1,91

1	2	3	4	5	6	7
R404	6,07	97,60	29,45	85,18	3,83	1,11
R507	6,25	98,90	31,40	84,06	3,67	1,07

На основе данных табл. 12 рассчитана средняя работа A (кДж), затраченная компрессором по формуле:

$$A = \frac{1}{2}(p_1 - p_2)(V_1 - V_2) \quad (9)$$

При давлении $15 \cdot 10^5$ Па в компрессоре температура рабочего тела (фреона) $T=313$ К соответствует конденсации фреона и далее циркуляции отопления.

Необходимо рассмотреть, какое количество теплоты тепловой насос забирает при испарении фреона в его холодной части. Теплота парообразования фреона R22 при температуре -40°C равна 232,92 (233,5 кДж/кг при $T = -41^\circ\text{C}$), а вес моля μ составляет 86,468 грамма. Количество полученной теплоты от начального холодного контура (теплообменник – испаритель) равно произведению этих величин (20,14 кДж):

$$Q_0 = r\mu \quad (10)$$

Энергоэффективность теплового насоса, работающего с указанными выше характеристиками, рассчитано по формуле (соблюдая первый и второй законы термодинамики) и сведено в табл. 13:

$$k_T = \frac{Q_0 + A}{A} \quad (11)$$

Таблица 13 – Расчет коэффициента энергоэффективности теплового насоса

Вид фреона	Температура кипения (парообразования) $T_0, ^\circ\text{C}$	Теплота парообразования $r, \text{Дж/кг}$	Работа компрессора $F, \text{кДж}$	Теплота фреона $Q_0, \text{кДж}$	Коэффициент энергоэффективности k_T
1	2	3	4	5	6
R12	-29,8	135,8	2,78	16,42	6,91

1	2	3	4	5	6
R22	-40,8	232,93	3,84	20,14	6,24
R134	-26,3	175,9	3,73	17,95	5,82
R404	-45,8	115,5	3,30	11,27	4,41
R507	-46,7	113,5	3,26	11,23	4,44

Из табл. 13 наглядно видно, что коэффициент энергоэффективности имеет максимальное значение ($k_T=6,91$ по фреону R12) при минимальном показателе работы компрессора ($A=2,78$ кДж по фреону R12). При этом количество работы компрессора, необходимое для переноса тепла, показывает, сколько энергии затрачивается для перекачки определенного объема фреона. И чем меньше этот показатель, тем меньшие затраты требуются для циркуляции хладагента, а значит выше коэффициент энергоэффективности теплового насоса [11, 31].

Для выбора экономически целесообразного фреона проведен критический анализ по шести основным показателям, характеризующим его теплофизические и термодинамические свойства, такие как давление p_1 при $T=0^\circ\text{C}$, относительная молекулярная масса μ , объем фреона V_2 , теплота парообразования r , коэффициент энергоэффективности k_T .

Оценивая термодинамическое совершенство анализируемых фреонов, отобранные приоритетные показатели сведены в один обобщающий (интегральный) показатель, по значению которого появляется возможность судить о совершенстве уровня термодинамической активности фреонов (ТДАФ). Для этого рассмотрены наибольшие значения по следующим показателям: «относительная молекулярная масса», «коэффициент энергоэффективности», «теплота парообразования», а также минимальные значения по таким показателям, как: «давление», «объем фреона», «работа компрессора». Реализуя эти данные, построим площадную диаграмму (рис. 15).

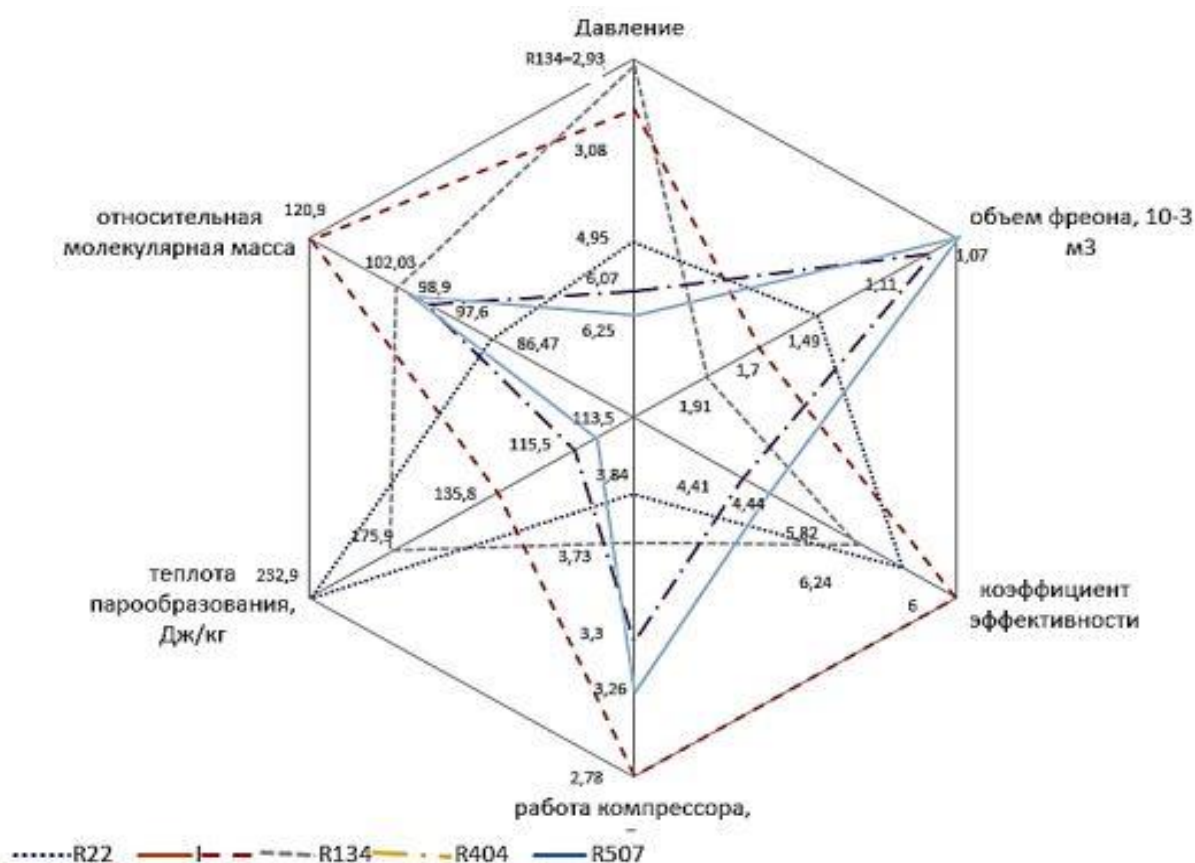


Рисунок 15 – Композиционная инфографическая модель уровня термодинамической активности фреонов

Отраженная на диаграмме (рис. 15) информационная композиция позволяет показать позицию «идеального» для достигнутого уровня термодинамической активности фреона. Она характеризуется «веревочным» многоугольником, соответствующим принятым в нашем случае наилучшим значениям показателей на каждом луче диаграммы. Площадь фигуры, обобщенно ограниченной многоугольником, отражает достоинства рассматриваемых видов фреонов. Чем она больше, тем выше уровень термодинамической активности хладона (ТДАФ). Замер площадей по построенной диаграмме и соотношение площадей, соответствующих каждому виду фреона, с площадью «идеального» хладона позволяет оценить конкретный уровень активности каждого фреона по формуле:

$$\text{ТДА}\Phi_i = S_i : S_u \quad (12)$$

где $\text{ТДА}\Phi_i$ – значение уровня термодинамической активности i -го фреона, доли единицы;

S_i – площадь многоугольника, соответствующая i -му фреону, единицы площади;

S_u – то же, "идеального" фреона, единицы площади.

Для наглядности проанализированы и проранжированы фреоны в порядке уменьшения значений интегрального показателя $\text{ТДА}\Phi$ (рис. 16).

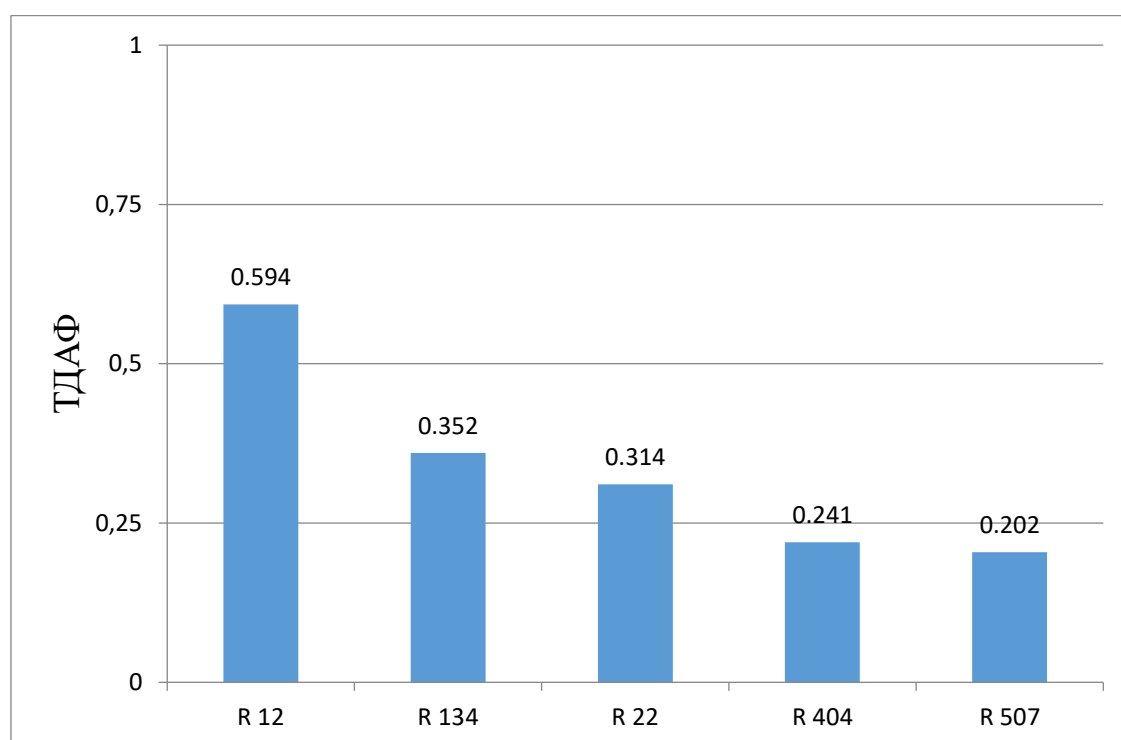


Рисунок 16 – Ранги анализируемых фреонов по уровню термодинамической активности

Ранжирование фреонов позволило установить, что наиболее эффективным по уровню термодинамической активности и наиболее полезным для теплового насоса является фреон R12. Но в настоящее время его использование с точки зрения экологии сокращается, а приоритет переходит к хладону R134. Все остальные анализируемые фреоны весьма близки по объемному расходу и экономике,

поэтому окончательный выбор делаем исходя из экологической безопасности, энергетической эффективности и ценовой стоимости.

Таблица 14 – Параметры экологической безопасности, энергоэффективности и ценовой стоимости фреонов

Марка хладагента	Масса, кг	Цена за 1 кг, руб.	Стоимость, руб.	ODP(потенциал разрушения озонового слоя)	GWP ₁₀₀ (потенциал глобального потепления относительно двуокиси углерода на расчетный период 100 лет)
R12	0,031	-	11,25 по цене R134	0,9	10600
R22	0,032	420	12,80	0,05	1700
R134	0,028	366	10,16	0	1300
R404	0,033	413	13,60	0	3800
R507	0,034	404	13,67	0	3900

Следует отметить, что согласно международному Монреальскому протоколу соединения с ODP>0,1 запрещены к использованию. Так, фреон R12 относится к группе А – озоноразрушающие хладагенты, вызывающие истощение озонового слоя. Фреон R22 относится к группе В – хладагенты, вызывающие слабое истощение озонового слоя (ODP<0,01), поэтому они разрешены к использованию на ближайшие 30 лет. Фреоны R134, R404 и R507 относятся к группе С – озонобезопасные (ODP =0). Фреон R134 имеет наименьшее значение показателя потенциала глобального потепления. В целом следует отметить, что применяемые сегодня фреоны(R134, R404, R507) тоже имеют свои недостатки[43]. Это необходимо учитывать при применении их в тепловых насосах.

В результате исследований теплофизических и термодинамических свойств хладагентов установлено, что фреон R134 наиболее близок к значению идеального

интегрального показателя по уровню термодинамической активности фреонов (ТДАФ), а также его экологической безопасности, энергетической эффективности и стоимости. Все эти характеристики обеспечат эффективный режим работы теплового насоса с заданными параметрами в малоэтажных зданиях.

На основании проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Проведен анализ современных, экологичных хладагентов, используемых в эксплуатации ресурсосберегающего теплогенератора – воздушного теплового насоса.

2. Рассмотрено влияние термодинамических, теплофизических и химических свойств хладона на рабочий цикл ВТН и его конструктивные особенности.

3. На основе методики расчета энергоэффективности экологичного хладона ВТН посредством коэффициента преобразования была выявлена зависимость эффективности COP от температуры низкопотенциального тепла, подаваемого на испаритель ВТН.

4. Моделирование термодинамических процессов внутреннего цикла работы ВТН позволило вычислить температуру низкопотенциального источника тепла в испарителе, при которой достигается эффективная работа ВТН. Данная температура составляет $+10^{\circ}\text{C}$.

5. На основе методики использования коэффициента трансформации тепла построена инфографическая модель уровня термодинамической активности хладонов. Данная модель позволяет выбрать оптимальный хладагент для рабочего режима ВТН, учитывая, как экономические, так и термодинамические факторы.

6. Проведенные исследования подтвердили высокую степень влияния хладагента на организацию ресурсосберегающей и экологичной системы теплоснабжения малоэтажных зданий.

Для получения более конкретных результатов исследования организации выбора оптимальных решений проектирования систем теплоснабжения ВТН малоэтажных строений следует рассмотреть особенности технологии аэротермии.

ГЛАВА 3. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ АЭРОТЕРМИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ МАЛОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЙ

3.1. Исследование видов извлечения энергии из воздуха

Воздушная среда состоит из тепловой кинетической энергии и из энергии давления. При изменении параметров воздушной среды, таких как скорость, давление, температура и абсолютная влажность выделяется часть внутренней энергии. Из данной энергии можно извлечь (экстрагировать) дополнительный энергетический потенциал, величина которого будет зависеть от эффективности процесса извлечения. В последствии экстрагированный энергетический потенциал можно использовать для отопления малоэтажных строений ВТН. Алгоритм по которому происходит извлечение энергии изображен на рисунке 17.

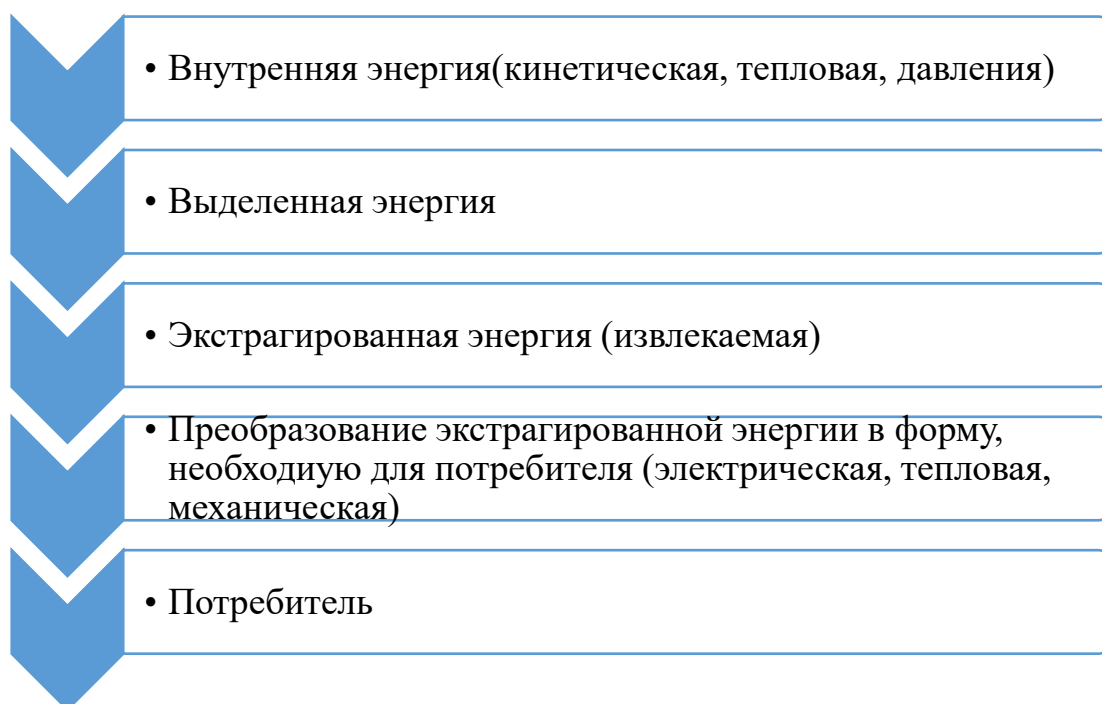


Рисунок 17. Алгоритм извлечения энергии потребления из окружающей воздушной среды.

Извлечение низкопотенциальной тепловой энергии возможно если преобразователь энергии оборудован следующими элементами:

- приемное устройство, создающее потенциальную тепловую яму;
- устройство, трансформирующее характеристики экстрагированной энергии от низкого потенциала до потенциала выше, чем имеет потребитель;
- устройство, для передающее энергию потребителю.

Для решения приоритетных задач диссертационного исследования предлагается использовать ВТН как систему теплоснабжения малоэтажных зданий, которая функционирует на основе технологии аэротермии. На данный момент существует несколько способов извлечения энергии из окружающего пространства:

1. Электронно-квантовая технология преобразования тепловой энергии, рассеянной в окружающем воздухе, в электрическую на данный момент нашла свое отражение в трудах Д.К. Максвелла и П.К. Ощепкова. При определенных условиях можно создавать магнитоградиентный генератор, который будет преобразовывать теплоту в электрическую энергию [44].

2. Вихревой эффект Ранка-Хилша, который позволяет извлечь тепловую энергию из окружающей среды, представляет собой процесс разделения газообразной или жидкой среды при закручивании в цилиндрической трубке на две фракции. На внутренней поверхности цилиндра образуется закрученный поток с высокой температурой, а в центре – закрученный поток охлажденной, при этом вращение данных потоков происходит в разных направлениях. В данном процессе используется сжатый воздух давлением 5,5 – 6,9 Бар. Холодный поток выходит с одной стороны цилиндра, а теплый с другой стороны.

3. Вихревой энергоблок, способный работать от извлекаемого рассеянного тепла окружающего пространства. Идея применения в качестве рабочего тела в вихревой трубе воду, была инновационной ввиду того, что вода, в отличие от газа, несжимаема. Следовательно, эффекта разделения потоков на холодный и горячий не ожидалось. В результате вода при прохождении по «улитке» быстро нагревается (с эффективностью, превышавшей 100%). Процесс нагрева воздушного потока под

воздействием вихревой трубки изображен на рис. 18, где стрелками указано направление потока воздуха.

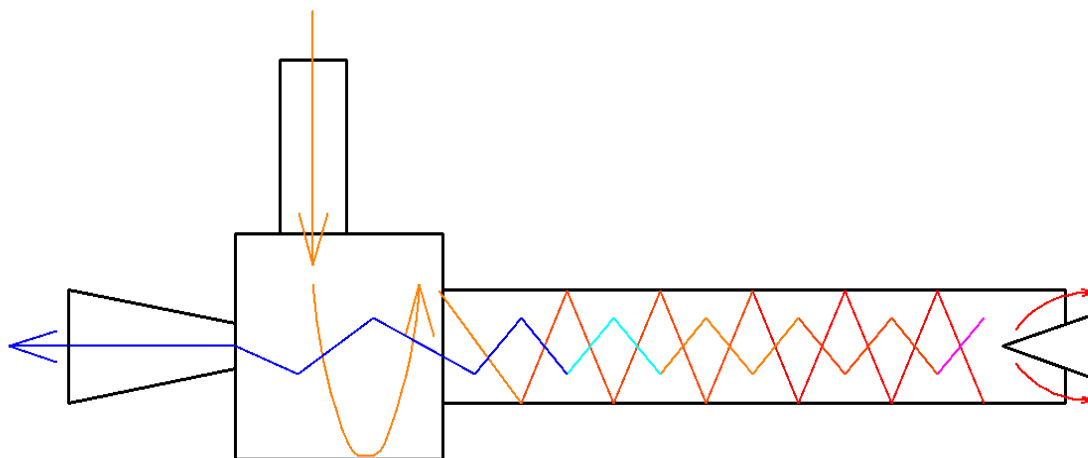


Рисунок 18 – Принципиальная схема вихревой трубки Ранка-Хилша

4. Тепловая трубка является простым устройством, которое может быстро передавать тепло от одной точки к другой по принципу замкнутого испарительно-конденсационного цикла.

Идея тепловых трубок с использованием капиллярного эффекта была впервые предложена R.S. Gaugler в 1942 году, который позднее запатентовал идею. Тем не менее преимущества капиллярных систем были также независимо проработаны и продемонстрированы в 1962 году G.M. Grover, его замечательные свойства были по достоинству оценены и началось серьезное развитие.

В последние 30 лет в качестве базовых элементов систем температурного регулирования электронных устройств эффективно применяются тепловые трубки - теплопередающие устройства, общим признаком которых является функционирование по принципу замкнутого испарительно-конденсационного цикла.

Принцип работы (рис. 19) тепловой трубки можно описать следующим образом:

1. Рабочая среда испаряется, поглощая окружающее тепло.
2. В парообразном состоянии рабочая среда перемещается в направлении холодной части трубы.
3. Пар конденсируется, отдавая тепловую энергию окружающей среде.
4. В жидком состоянии рабочая среда возвращается в теплую часть трубы.

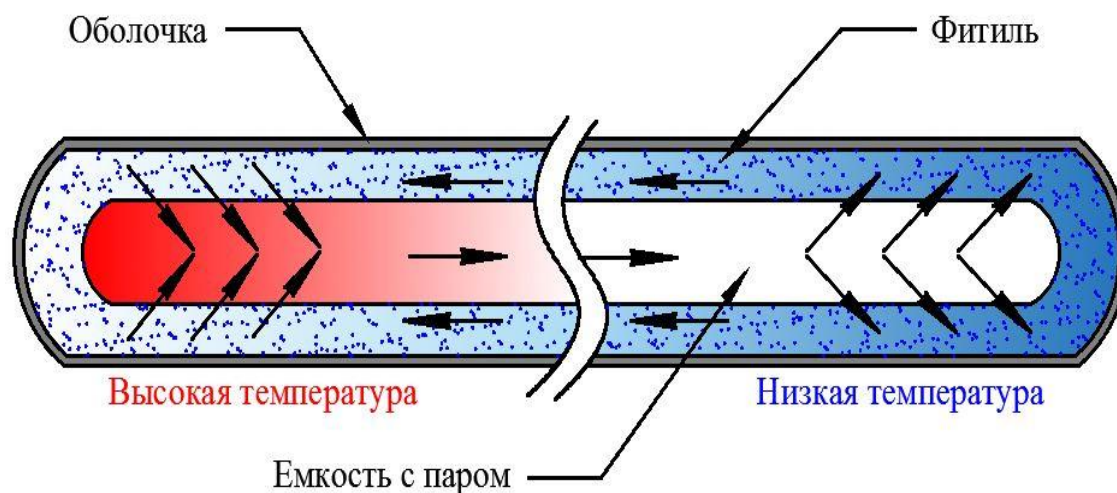


Рисунок 19 – Принцип работы тепловой трубки

Тепловые трубки имеют узкий эффективный диапазон использования. При превышении расчетной температуры вся охлаждающая жидкость может перейти в пар, что приведет к катастрофическому снижению теплопроводности трубки (до 1/80). И наоборот, при недостаточной температуре жидкость плохо испаряется.

5. Использование воздушной среды в качестве низкопотенциального источника тепла ВТН за счет фреонового испарительно-конденсаторного блока. Наиболее распространен способ извлечения энергии из воздуха в ходе его перемещения посредством вентиляционной установки через фреоновый испарительно-конденсаторный блок. Он взят за основу в данной диссертационной работе. С целью определения параметров работы ВТН для отопления зданий, необходимо рассчитать объем извлекаемой тепловой энергии. Для этого используется формула:

$$E = V \times \rho \times C \times T; \quad (13)$$

где V- объём пропущенного через вентилятор воздуха, м³;

ρ - плотность воздуха, кг/м³, $\rho=1,28$ кг/м³;

c - теплоёмкость воздуха, кДж/кг·°С, c =1,0 кДж/кг·°С.

$m = \rho \cdot V$ –масса воздуха, кг;

Δt - разница начальной и конечной температуры воздуха, поступающего на вентилятор, °С.

Объём извлекаемой энергии зависит как от способа извлечения, так и от параметров воздушной среды. В качестве примера принимают охлаждение воздуха с 20 до 0 градусов С и рассчитаем объём получаемой энергии.

При извлечении энергии из воздушной среды объёмом 100 м³(усредненный воздушный объём малоэтажного коттеджа) расчет получаемой энергии примет следующий вид:

$$\frac{100 \times 1,293 \times 1,005 \times (20 - 0)}{3600 \times 1000} = 0,72 \text{ кВт} \quad (14)$$

Результаты расчетов объемов получаемой энергии сведены в рис. 20

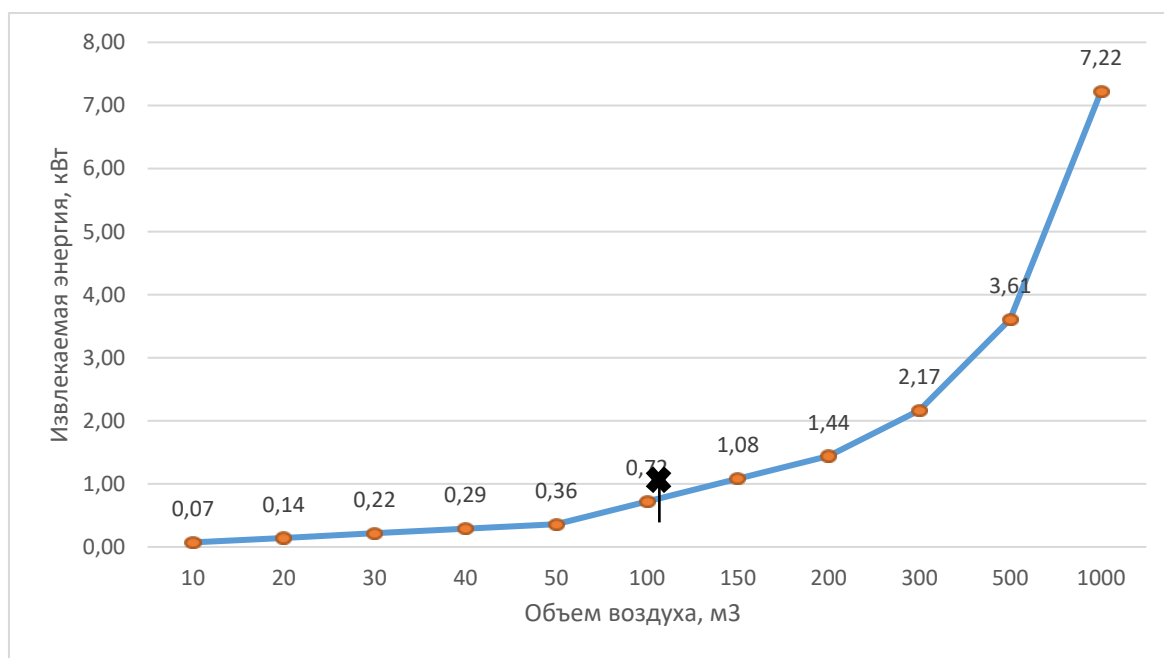


Рисунок 20 – Извлечение тепловой энергии в процессе снижения температуры воздуха посредством вентиляционной установки и испарительно-конденсатного блока

Как видно из рис. 20, объем извлекаемой энергии в процессе передачи воздуха вентиляционной установкой достаточно невысок. К устройствам, способным осуществлять более эффективное извлечение тепловой энергии из окружающего воздуха, относят воздушные тепловые насосы.

Если в случае холодильника он отводит тепловую энергию и направляет ее наружу, то есть из внутренней части холодильника, тепловой насос делает наоборот: он забирает тепловую энергию от окружающей среды за пределами помещения и преобразует ее в полезную для отопления. Тепловой насос поглощает тепловую энергию как из рассеянного воздуха внутри помещения или снаружи, так и из грунтовых вод и почвы. Температура полученного тепла, как правило, не достаточна для того, чтобы отапливать здание или обеспечивать его горячей водой, необходимая нагрузка обеспечивается термодинамическим процессом, цикл которого изображен рис. 21 [137].

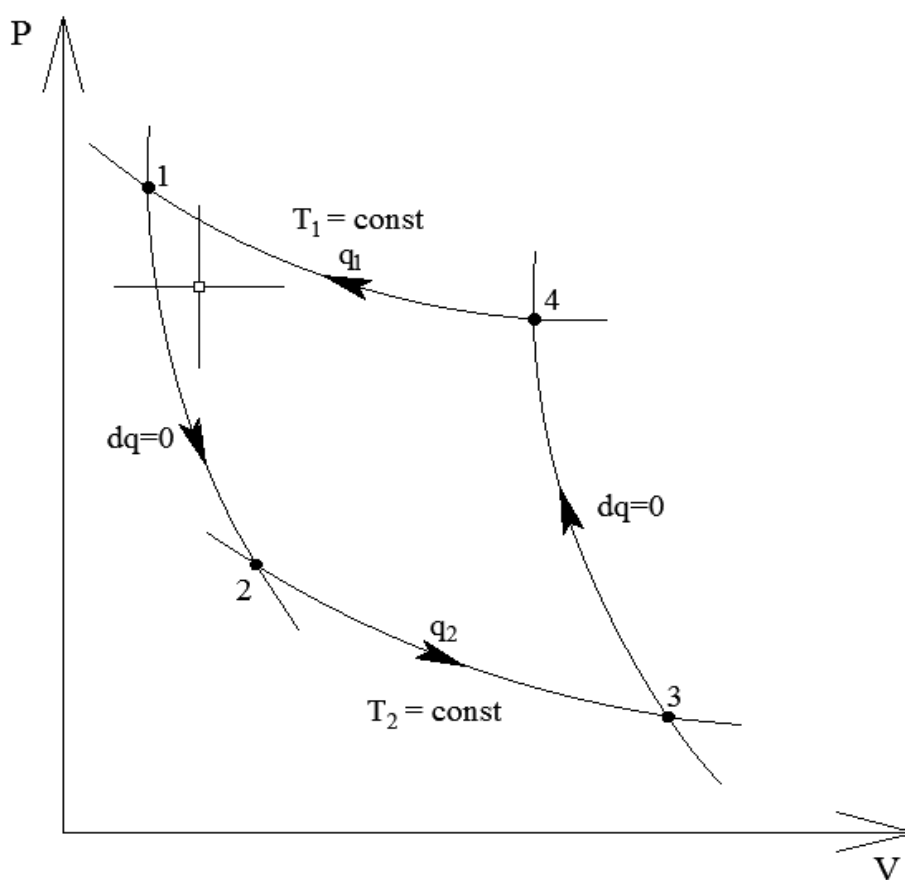


Рисунок 21 – p-v-диаграмма воздушного теплового насоса

Принцип работы ВТН называется обратным циклом Карно. В этом цикле протекают следующие процессы изменения состояния: рабочее тело сначала расширяется адиабатно по линии 1–2 с понижением температуры от T_1 до T_2 , затем продолжает изотермически расширяться по линии 2–3, получая теплоту q_2 от холодильника при температуре T_2 . В адиабатном процессе 3–4 рабочее тело сжимается с повышением температуры до T_1 , а затем изотермически сжимается по линии 4–1 и отдает горячему источнику теплоту q_1 при температуре T_1 . На этом цикл замыкается.

3.2. Количественный анализ конфигурации коэффициента эффективности и тепловой мощности воздушного теплового насоса при теплоснабжении малоэтажных строений

ВТН как технология, позволяющая частично вытеснить органическое топливо и обеспечить теплоснабжение с минимальными затратами первичной энергии, находятся сегодня в центре внимания отечественных исследований [25].

В диссертационном исследовании ВТН – как экологически чистая система – позволяет получать тепло для отопления и горячего водоснабжения автономных малоэтажных строений за счет использования низкопотенциальных источников и переноса его тепла к теплоносителю с более высокой температурой, то есть за счет атмосферного воздуха, внутри которого хаотически присутствует «рассеянно» тепло. Определение количества этого тепла в воздухе является актуальной научной задачей.

ВТН типа «воздух-вода» состоит из контура (испаритель, конденсатор и компрессор), по которому циркулирует фреон.

В испарителе создаются условия для преобразования фреона в газообразное состояние, а именно, мощный вентилятор обдувает вытягивающим воздухом испаритель, поглощая при этом тепло из окружающей воздушной среды.

При определенной температуре конфигурация источника отбора тепла через вентилятор, концентрируя и уплотняя высвободившуюся долю «рассеянного» тепла, получает режим, соответствующий рабочей температуре кипения фреона.

Как вариант: имеется площадь строения $S_{пл.} = 100\text{м}^2$, типовой ВТН марки Meeting, тепловая мощность – 7кВт (A20/W35), потребляемая мощность - 1,84 кВт, COP – 3,8. На рис.22 представлена техническая характеристика (зависимость $COP = f\left[20/\left(\frac{35}{55}\right)\right]$ и тепловой мощности ВТН от температуры воздуха и температуры теплоносителя(воды); точки на графике: [1,0(1,84)] обозначают величину COP и (P, кВт); Линии: а – температура теплоносителя 35°C; б – температура теплоносителя 55°C. Подробнее технические характеристики рассматриваемого ВТН представлены в таблице 15.

Таблица 15 – Технические характеристики ВТН

№ п/п	Температура наружного воздуха, $t_{н.в.}$	COP	Тепловая мощность $Q_{тепл. \text{ мощность}}$ кВт·ч	Температура наружного воздуха, $t_{н.в.}$	COP	Тепловая мощность $Q_{тепл. \text{ мощность}}$ кВт·ч
При температуре теплоносителя (воды) -55°C				При температуре теплоносителя (воды) - 35°C		
1	-25	1,0	1,84	-25	1,28	2,35
2	-20	1,14	2,10	-20	1,56	2,86
3	-15	1,28	2,35	-15	1,84	3,37
4	-10	1,40	2,60	-10	1,98	3,63
5	-5	1,56	2,86	-5	2,12	3,88
6	0	1,84	3,37	0	2,40	4,39
7	5	1,98	3,63	5	2,96	5,41
8	10	2,12	3,88	10	3,24	5,92
9	15	2,40	4,39	15	3,52	6,43
10	20	2,54	4,65	20	3,80	6,94
11	25	2,68	4,90	25	4,08	7,45

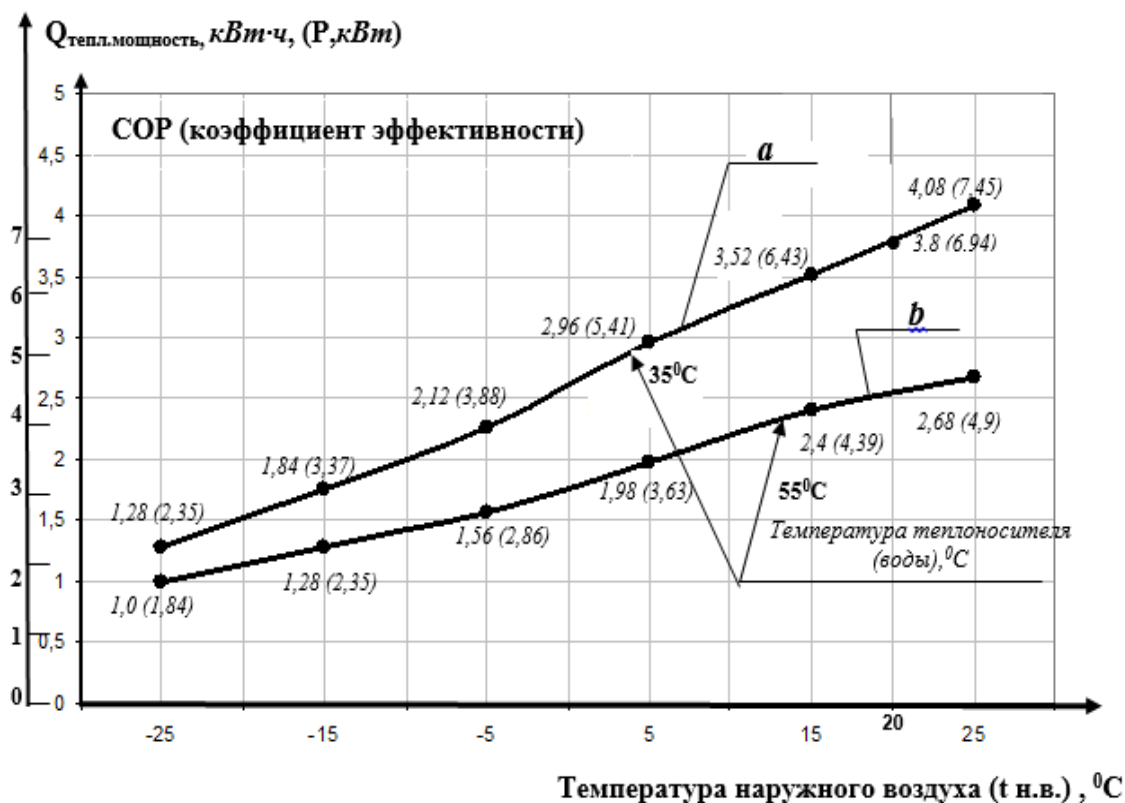


Рисунок 22 – Зависимость показателя эффективности и тепловой мощности ВТН от температуры воздуха и температуры теплоносителя

Далее вентилятор с площадью воздухозабора $S = 0,5\text{ м}^2$, пропускает через себя примерно 500; 700; 800 м³ воздуха в час генерирует и уплотняет высвобождающую долю тепловой энергии с учетом сопутствующих характеристик воздуха при конкретной температуре подачи его на испаритель до температуры кипения фреона и выше.

Известно [45], что с понижением температуры воздушного потока техническая характеристика ВТН, а следовательно, $P_{\text{тепл.}}$ мощность и COP понижаются достаточно быстро. В идеальном случае исходя из данных воздушного теплового насоса с тепловой мощностью 7 кВт и потребляемой мощности 1,8кВт, становится очевидным, что COP становится приблизительно равным 4, т.е. $\text{COP} = P_{\text{вых. мощн.}} / P_{\text{потр.}} = 7/1,8 = 4$. Тогда требует пояснения появившаяся разница, или за счет, какого источника энергии она появляется: $7 - 1,8 = 5,2$ кВт. В этом случае необходимо

рассчитать, какое количество тепловой энергии содержится в окружающем нас воздухе при конкретных температурах 5; 10; 15; 20° С по формуле:

$$E=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t, \text{ кВт}\cdot\text{ч} \quad (15)$$

где V- объём пропущенного вентилятором воздуха, м³;

ρ - плотность воздуха, кг/м³, $\rho=1,28$ кг/м³;

c - теплоёмкость воздуха, кДж/кг·°С, c =1,0 кДж/кг·°С.

$m = \rho \cdot V$ –масса воздуха, кг;

Δt - разница начальной и конечной температуры воздуха, поступающего на вентилятор, °С.

Для определения зависимости мощности от температуры воздуха необходимо принять условия, что:

- Изменение теплоёмкости воздуха при изменении температуры не учитываются.

Известно, то, что 1 кДж =0,278 Вт·ч.

Вытяжной вентилятор с объёмом: V=500 м³; V=700 м³; V=800 м³,

тогда:

1) $V=500$ м³,

тогда $E_1=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t$, при $\Delta t_1 = 1^\circ\text{C}$

$$E_1=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_1 = 500 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 1 = 640 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 0,18 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \rightarrow P_1=0,18 \text{ кВт}$$

$E_2=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_2$, при $\Delta t_2 = 5^\circ\text{C}$,

$$E_2=500 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 5 = 3200 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 0,9 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \rightarrow P_1=0,9 \text{ кВт}$$

$E_3=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_3$, при $\Delta t_3 = 10^\circ\text{C}$

$$E_3=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t = 500 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 10 = 6400 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 1,8 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \rightarrow P_1=1,8 \text{ кВт}$$

$E_4=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_4$, при $\Delta t_4 = 15^\circ\text{C}$,

$$E_4=500 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 15 = 9600 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 2,6 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \rightarrow P_1=2,6 \text{ кВт}$$

$E_5=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_5$, при $\Delta t_5 = 20^\circ\text{C}$,

$$E_5 = 500 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 20 = 12800 \text{ кДж} \cdot 0,278 = 3,6 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \rightarrow P_1=3,6 \text{ кВт}$$

Таким же образом рассчитано количество и мощность тепловой энергии в окружающем воздухе при вытяжном вентиляторе в 700 м³ и 800 м³ воздуха при данном диапазоне температур.

$$2) V=700 \text{ м}^3$$

$$E_1=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_1, \text{ при } \Delta t_1 = 1^\circ\text{C},$$

$$E_1=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_1 = 700 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 1 = 896 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 0,25 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_1=0,25 \text{ кВт}$$

$$E_2=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_2, \text{ при } \Delta t_2 = 5^\circ\text{C},$$

$$E_2=700 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 5 = 4480 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 1,25 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2=1,25 \text{ кВт}$$

$$E_3=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_3, \text{ при } \Delta t_3 = 10^\circ\text{C}$$

$$E_3=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t = 700 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 10 = 8960 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 2,5 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2=2,5 \text{ кВт}$$

$$E_4=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_4, \text{ при } \Delta t_4 = 15^\circ\text{C},$$

$$E_4=700 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 15 = 13440 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 3,74 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2=3,74 \text{ кВт}$$

$$E_5=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_5, \text{ при } \Delta t_5 = 20^\circ\text{C},$$

$$E_5=700 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 20 = 17920 \text{ кДж} \cdot 0,278 = 5,0 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2=5,0 \text{ кВт}$$

$$3) V=800 \text{ м}^3$$

$$E_1=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_1, \text{ при } \Delta t_1 = 1^\circ\text{C},$$

$$E_1=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_1 = 800 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 1 = 1024 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 0,285 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_1=0,285$$

$$E_2=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_2, \text{ при } \Delta t_2 = 5^\circ\text{C},$$

$$E_2=800 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 5 = 5120 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 1,425 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2=1,425 \text{ кВт}$$

$$E_3=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_3, \text{ при } \Delta t_3 = 10^\circ\text{C}$$

$$E_3=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t = 800 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 10 = 10240 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 2,85 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2=2,85 \text{ кВт}$$

$$E_4=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_4, \text{ при } \Delta t_4 = 15^\circ\text{C},$$

$$E_4=800 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 15 = 15360 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 4,27 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2=4,27 \text{ кВт}$$

$$E_5=V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_5, \text{ при } \Delta t_5 = 20^\circ\text{C},$$

$$E_5=800 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 20 = 20480 \text{ кДж} \cdot 0,278 = 5,695 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2=5,695 \text{ кВт}$$

Расчётные данные при данном диапазоне температур сведены в таблицу 16.

На основании результатов расчетов, приведенных в таблице 16, построены кривые (рис. 23) изменения энергии (мощности) рассеянного тепла в зависимости от температуры воздушного потока при наличии вытяжного вентилятора производительностью 500;700;800м³.

Таблица 16 – Зависимость энергии(мощности) от температуры воздушной среды

№ п/п	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	E, кДж	E, кВт·ч	P, кВт
1	2	3	4	5
$V = 500\text{м}^3, \rho = 1,28\text{кг/м}^3, c = 1,0 \text{ кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}, 1\text{кДж} = 0,278\text{Вт}\cdot\text{ч}$				
1	0	640	0,18	0,18
2	5	3200	0,9	0,9
3	10	6400	1,8	1,8
4	15	9600	2,6	2,6
5	20	12800	3,6	3,6
$V = 700\text{м}^3, \rho = 1,28\text{кг/м}^3, c = 1,0 \text{ кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}, 1\text{кДж} = 0,278\text{Вт}\cdot\text{ч}$				
6	0	896	0,25	0,25
7	5	4480	1,25	1,25
8	10	8960	2,5	2,5
9	15	13440	3,74	3,74
1	2	3	4	5
10	20	17920	5,0	5,0
$V = 800\text{м}^3, \rho = 1,28\text{кг/м}^3, c = 1,0 \text{ кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}, 1\text{кДж} = 0,278\text{Вт}\cdot\text{ч}$				
11	0	1024	0,285	0,285
12	5	5120	1,425	1,425
13	10	10240	2,85	2,85
14	15	15360	4,27	4,27
15	20	20480	5,695	5,695

На рис. 23 отображена потребляемая мощность $P_{\text{эл.дв.}}$, которая питает компрессор воздушного теплового насоса и является величиной постоянной в течение изменения воздушного потока. Просуммировать графические ординаты двух графиков $P_{\text{Т.М}} f(t)$ и $P_{\text{эл.дв}} f(t)$ и фиксируем результирующие точки (табл. 17,

рис. 24 – график зависимости ($P_{\text{тепл.мощн}} + P_{\text{эл.дв}}$) $f(t)$ от температуры воздушного потока).

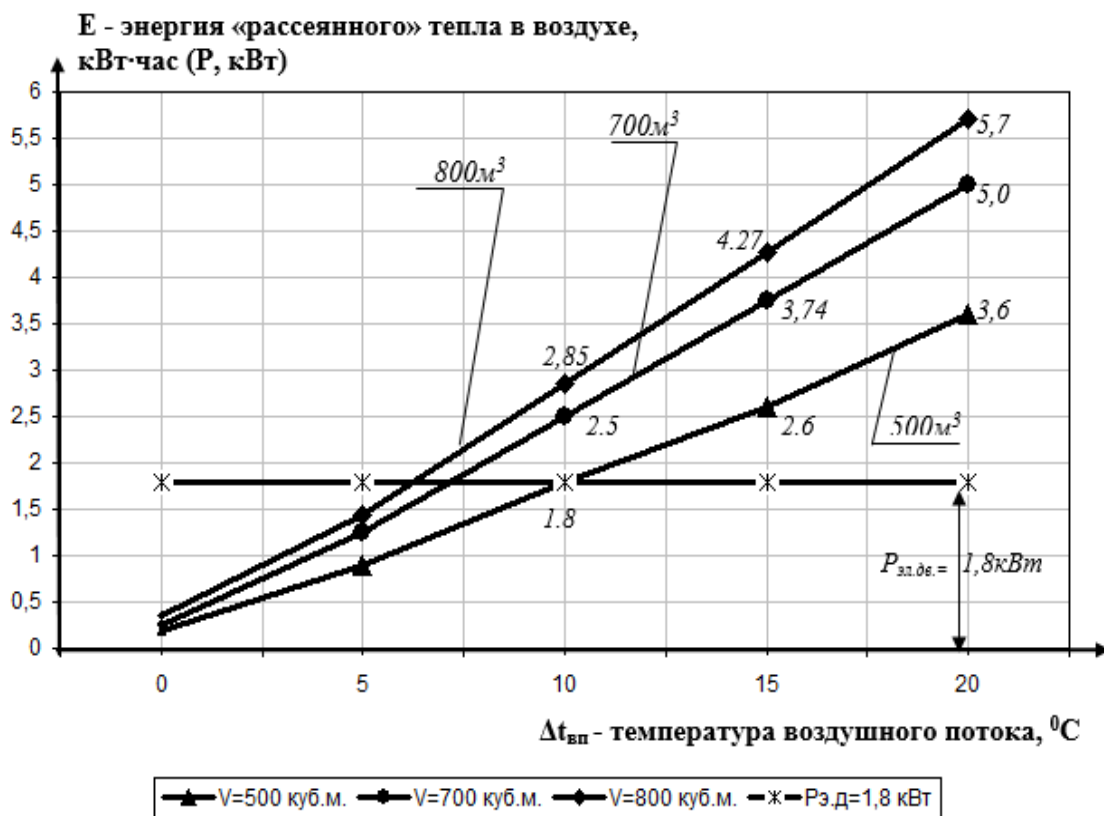


Рисунок 23. График изменения рассеянной тепловой энергии (мощности) от температуры воздушного потока на испаритель ВТН с производительностью вентилятора 500;700; 800м³/ч

Таблица 17 – Расчет суммарной мощности ТН

$\Delta t_{\text{возд.потока}}, ^\circ\text{C}$	1	5	10	15	20
$P_{\text{эл.дв.}}=1,8 \text{ кВт-const}$					
$E_1 + P_{\text{эл.дв.}}, \text{ кВт}\cdot\text{ч, при } V = 500\text{м}^3$	1,98	2,7	3,6	4,4	5,4
$E_2 + P_{\text{эл.дв.}}, \text{ кВт}\cdot\text{ч, при } V = 700\text{м}^3$	2,05	3,05	4,3	5,54	6,8
$E_3 + P_{\text{эл.дв.}}, \text{ кВт}\cdot\text{ч, при } V = 800\text{м}^3$	2,085	3,225	4,65	6,07	7,5

Примечание: E, кВт·ч - энергия рассеянного тепла или $P_{\text{рас.мощн.}}, \text{ кВт } \Delta t_{\text{возд.потока}}, ^\circ\text{C}$ - температура подачи воздуха на испаритель ВТН.

В координатах ($P_{\text{рас.мощн}} + P_{\text{эл.дв.}}$) от температуры воздушного потока $t_{\text{в.п.}}$, т.е. ($P_{\text{тепл.мощн.}} + P_{\text{эл.дв.}}$) $f(t)$ строим получаемые по этим точкам кривые. При сравнении

на рис. 22, кривую - а- и кривую - в'- на графике рис. 23, можно увидеть почти полное соответствие этих технических характеристик в том и другом случае.

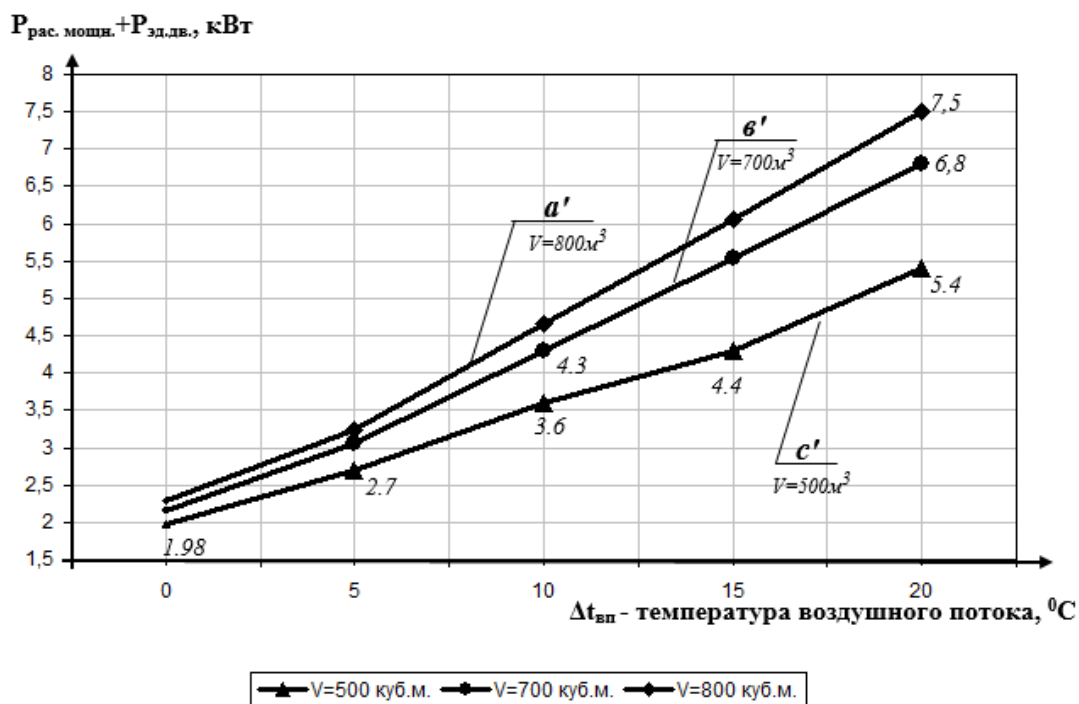


Рисунок 24 – График зависимости $(P_{\text{тепл.мощн.}} + P_{\text{эл.дв.}})$ $f(t)$ от температуры воздушного потока

Таким образом, подбирая вентилятор по объему вытяжки (в данном случае $V = 700 \text{ м}^3$), учитывается величина второго низкопотенциального источника энергии (кроме электрического) в виде теплого рассеянного воздуха.

Становится очевидным, что ВТН потребляет электроэнергии меньше, что производит тепла на величину энергии «рассеянного» тепла окружающего воздуха. В реальных условиях изменяющегося климата и температуры внутри помещения «оперативно» учитывать и вычислять величину этой энергии затруднительно и некорректно. Поэтому при сложившейся практике применяемые расчеты по COP (коэффициенту эффективности) не учитывают именно этот второй источник низкопотенциального тепла в виде «рассеянного» тепла в воздухе. Но по существующей информации в литературе используют три вида COP – идеальный, расчетный и реальный.

1. Идеальный COP – вычисляется с помощью построения термодинамических диаграмм I – lgP (удельная энтальпия – давление).

$$2. \text{Расчетный COP} = P_{\text{тепл. мощн}} / P_{\text{эл.дв.}}$$

$$3. \text{Реальный COP} = P_{\text{потребителя}} / (P_{\text{эл.сеть}} + P_{\text{источник рас. тепла}}).$$

На практике для показания эффективности работы ВТН используется коэффициенте эффективности (COP – расчетный), который показывает, во сколько раз в среднем тепловая энергия, переданная потребителю больше количества работы, необходимой для переноса тепла от низкопотенциального источника, в среднем имея в виду мощность электроэнергии, необходимой для работы компрессора.

В целом эффективность ВТН и COP прежде всего зависит от такого фактора как температура наружного воздуха, а также дополнительно многих сопутствующих параметров, таких как мощность компрессора, качества производства комплектующих теплового насоса и необратимых энергетических потерь.

3.3. Учет климатических условий, влияющих на производительность воздушного теплового насоса при проектировании, строительстве и эксплуатации зданий

Центральный регион РФ в состав, которого входят Брянская, Владимирская, Ивановская, Калужская, Московская, Рязанская, Смоленская и Тульская области, обладает специфическими климатическими особенностями. Это особенности выражены умеренно высокой среднегодовой температурой наружного воздуха 3,3 ÷ 5,6 и при этом резкие отрицательные температуры (менее -15 °С) в зимний период. Эффективность применения ВТН в центральном регионе РФ несет неоднозначный характер: среднегодовая температура предполагает, что работать ВТН будет эффективно [26], но резкое снижение температуры в отопительный период обеспечивает значительный спад производительности ВТН.

Для определения эффективности работы ВТН в малоэтажном строительстве необходимо провести анализ климатических данных центрального региона РФ. Проведено исследование климатические данные, полученные в метеорологической станции г. Иваново – см. рис. 25-30.

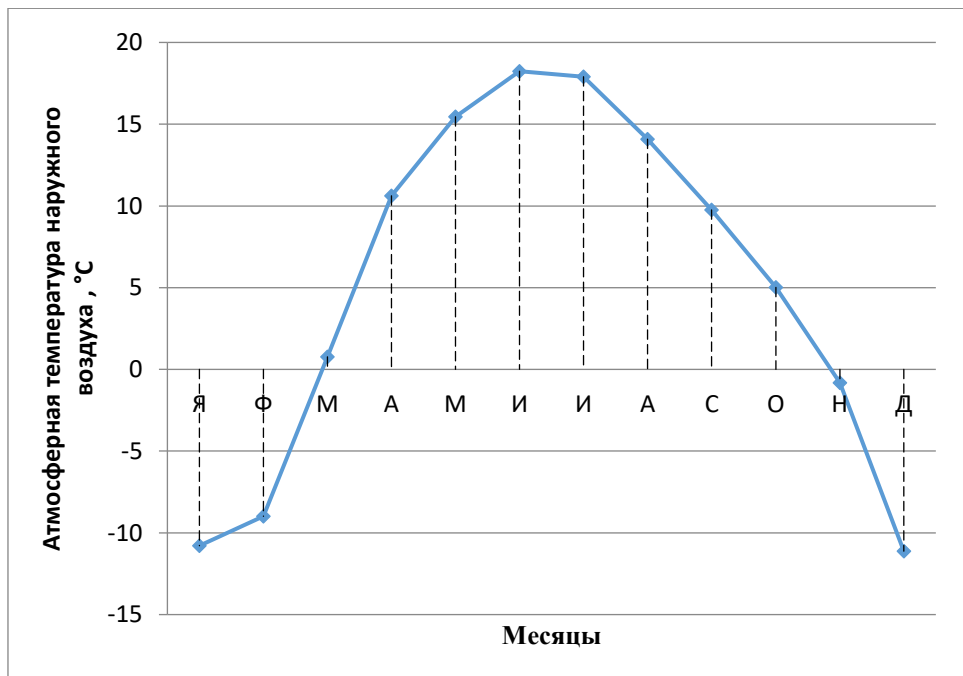


Рисунок 25 – Среднемесячная температура наружного воздуха за 2012 год

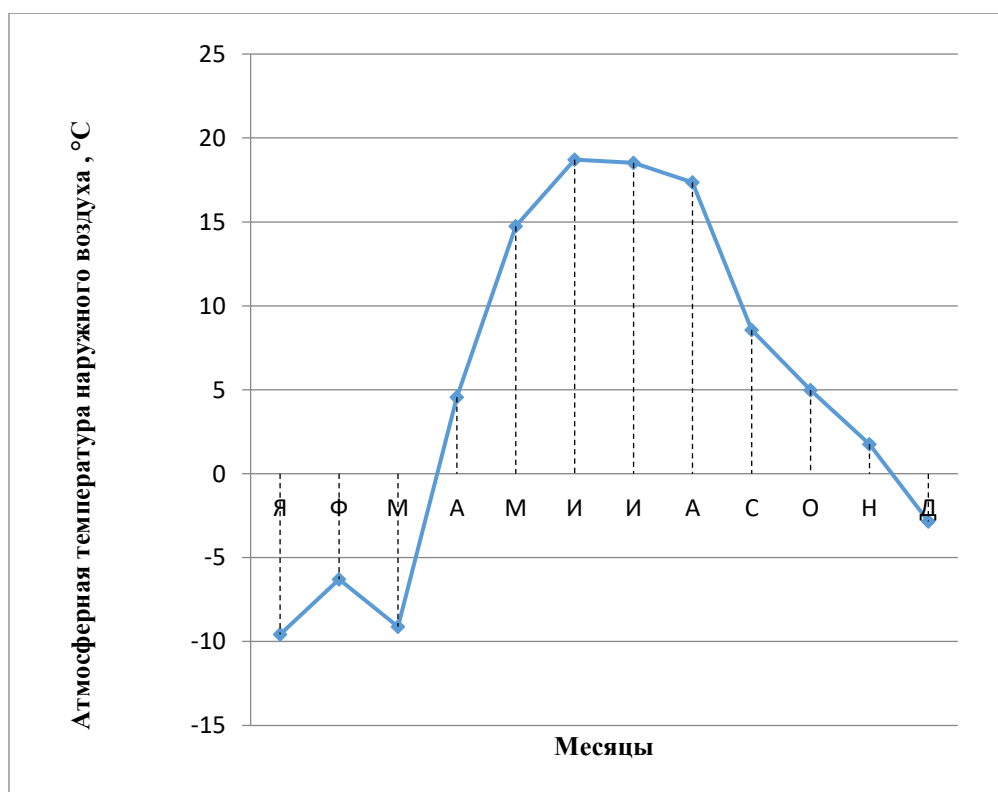


Рисунок 26 – Среднемесячная температура наружного воздуха за 2013 год

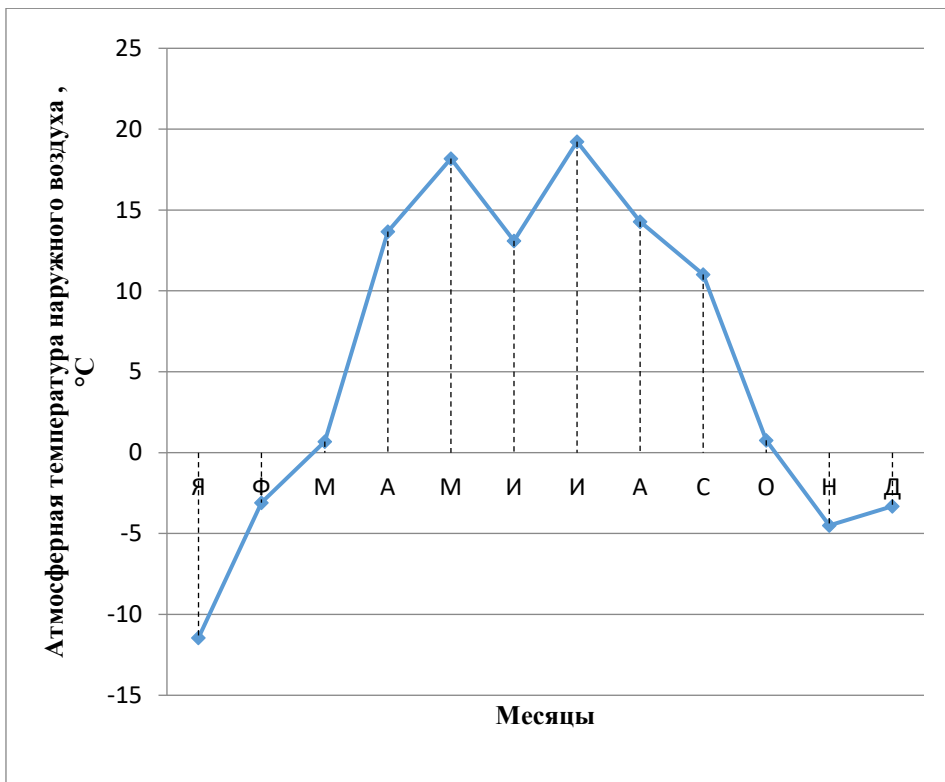


Рисунок 27 – Среднемесячная температура наружного воздуха за 2014 год

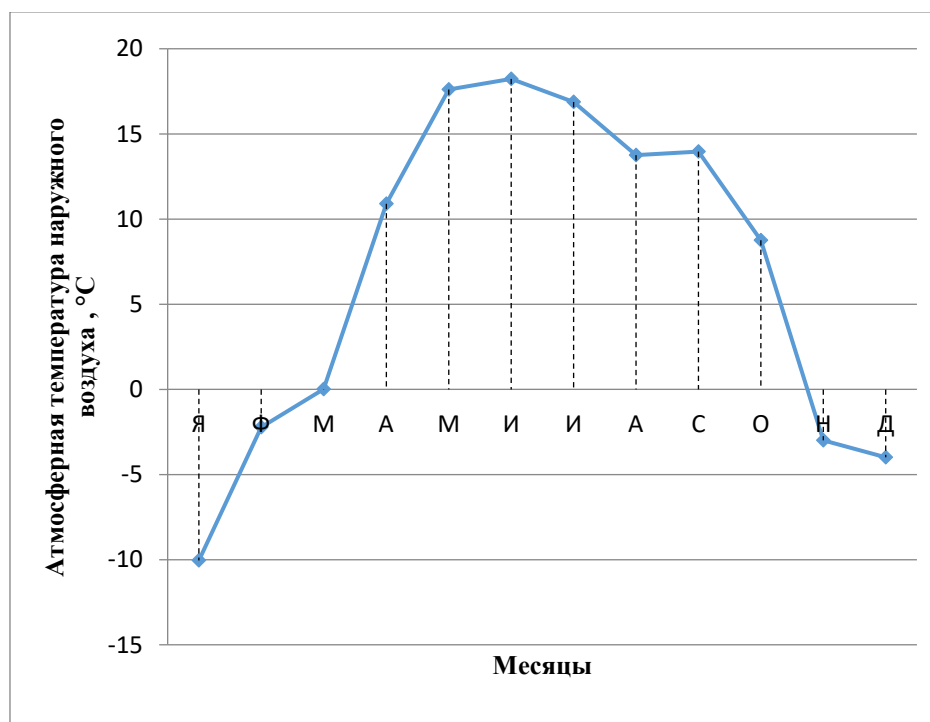


Рисунок 28 – Среднемесячная температура наружного воздуха за 2015 год

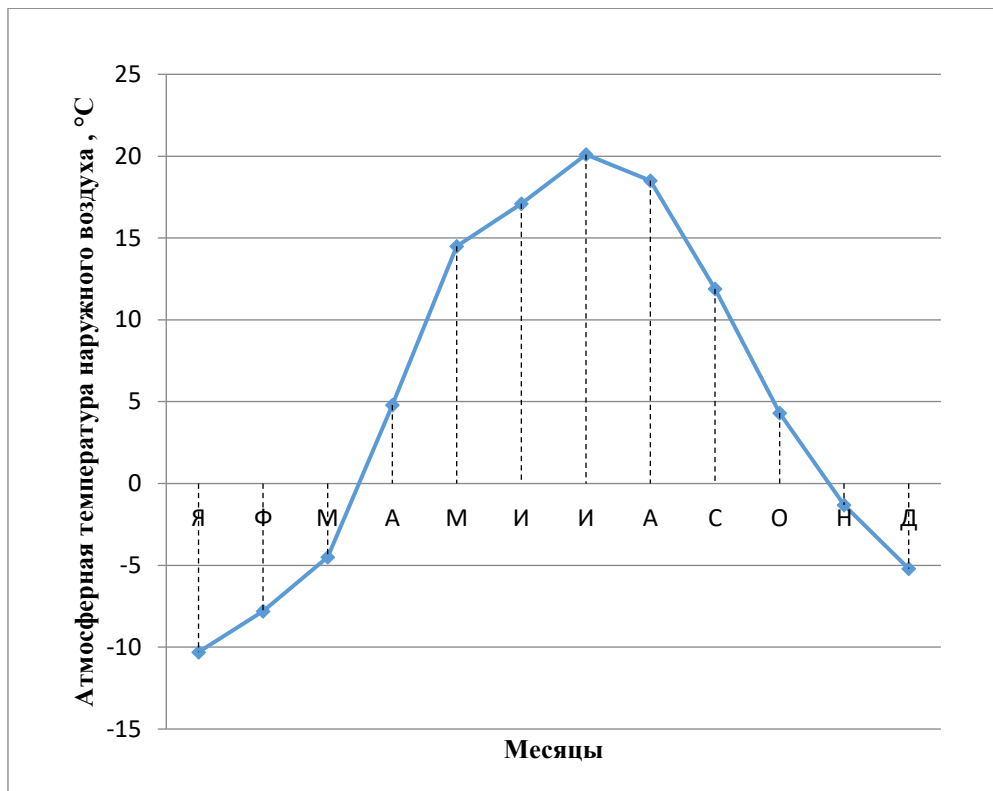


Рисунок 29 – Среднемесячная температура наружного воздуха за 2016 год

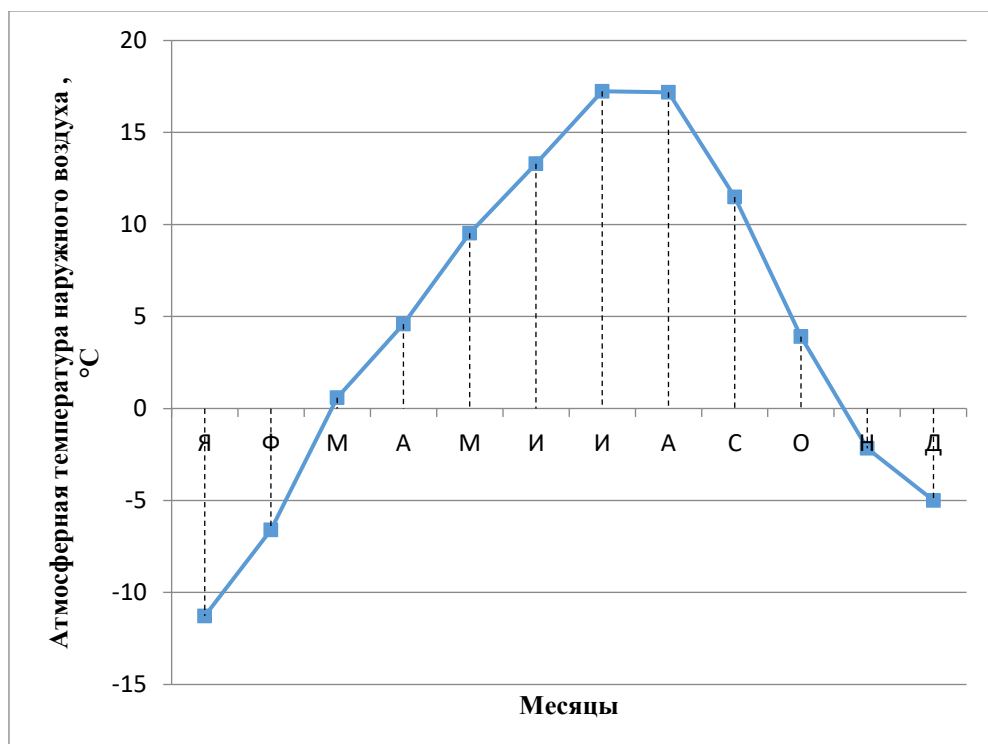


Рисунок 30 – Среднемесячная температура наружного воздуха за 2017 год

Изменение среднегодовой температуры на промежутке 2012-2017 годов см. рис. 31.

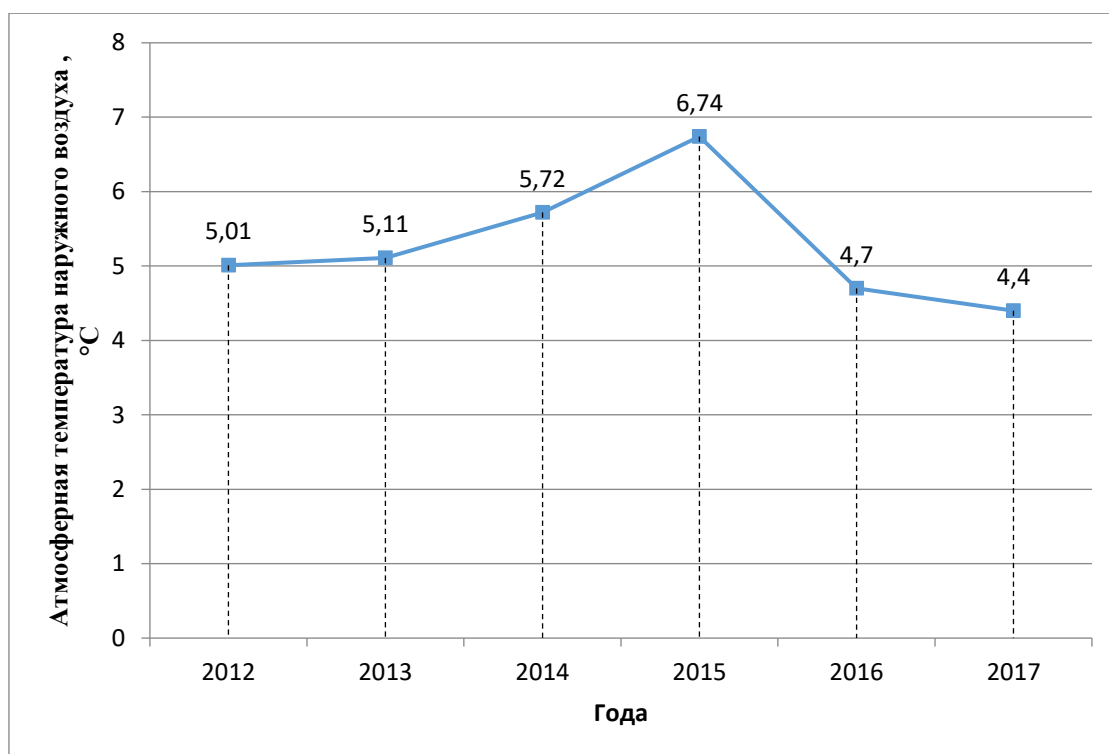


Рисунок 31 – Среднегодовая температура 2012-2017 годов

Полученные данные позволили определить амплитуду колебания значения средней температуры на рассматриваемом промежутке времени. Кроме того, из приведенных графиков наглядно видно наиболее холодный и теплый год. Подробно данные представлено в таблицах 18 и 19.

Таблица 18 – Температура наружного воздуха за 2012 год

Месяц	Продолжительность сохранения заданной температуры воздуха, ч			Среднее значение температуры наружного воздуха, °C
	Ниже -15°C	От 0 до -15°C	Свыше 0 °C	
1	2	3	4	5
Январь	326	328	92	-10,78
Февраль	444	252	-	-8,99

Окончание таблицы 18.

1	2	3	4	5
Март	118	476	150	0,76
Апрель	2	124	594	10,61
Май	-	-	744	15,45
Июнь	-	-	720	18,24
Июль	-	-	744	17,91
Август	-	-	744	14,09
Сентябрь	-	-	720	9,75
Октябрь	-	131	613	5,01
Ноябрь	-	363	357	0,82
Декабрь	345	351	48	-11,12
Итого(год)	1235	2025	5526	5,01

Таблица 19 – Температура наружного воздуха за 2014 год

Месяц	Продолжительность сохранения заданной температуры воздуха, ч			Среднее значение температуры наружного воздуха, °С
	Ниже -15°С	От 0 до -15°С	Свыше 0 °С	
1	2	3	4	5
Январь	234	411	96	-11,45
Февраль	77	415	180	-3,1
Март	27	325	392	0,68
Апрель	-	186	534	13,68
Май	-	15	657	18,19
Июнь	-	-	744	13,1
Июль	-	-	720	19,23
Август	-	-	744	14,29
Сентябрь	-	15	729	11,02
Октябрь	42	228	474	0,77
Ноябрь	24	435	261	-4,5
Декабрь	57	516	174	-3,32
Итого(год)	461	2546	5705	5,71

Из таблиц видно, что для большинства месяцев характерна положительная температура. Ввиду того, что ВТН чаще всего используются, как отопительный теплогенератор наиболее интересными являются месяцы, причисляемые к отопительному периоду. Для г. Иваново отопительный сезон начинается в начале октября и заканчивается в конце апреля. Для данного промежутка среднее значение температуры составляет $-1,04\text{ }^{\circ}\text{C}$ [11]. При такой температуре согласно расчетам из различных источников [3,4,5] эффективность работы ВТН соответствует в среднем значению коэффициента преобразования $\text{COP}=3$. Это значение говорит о том, что несмотря на низкую температуру наружного воздуха ВТН удастся сохранить достаточно высокий показатель эффективности выработки тепловой энергии. Однако для ВТН существенным является падение отметки температуры воздуха ниже -15°C . При такой температуре наружного воздуха ТН фактически перестает функционировать, это обусловлено тем, что из теплового источника со столь низкой температурой извлечь необходимую внутреннюю тепловую энергию теплогенератор не в состоянии.

Максимальное количество часов с температурой наружного воздуха ниже -15°C составило 1235 и приходится на 2012 год – см. таблицу 3.3. Минимальный количество часов с температурой наружного воздуха ниже -15°C составляет 461 часов и приходится на 2014 год – см. таблицу 3.4. Эти данные говорят о том, что ВТН неэффективно использовать в центральном регионе РФ. Это обусловлено большим количеством часов, при которых ВТН выдает предельно низкую производительность.

Отсюда следует вывод, что существующая система воздушного теплового насоса требует модернизации для того, чтобы ее можно было эффективно эксплуатировать для отопления зданий в центральных регионах РФ.

Таким решением может быть использование смешанного воздушного потока, образующегося из внутреннего вытяжного и приточного наружного воздуха. Смешение воздушных потоков происходит в специальном устройстве – камере смешения воздуха.

3.4. Организация функциональной системы теплообмена автономных малоэтажных строений воздушным тепловым насосом

Используя технологию эффективной теплопередачи для малоэтажных строений на основе воздушных тепловых насосов, разработанную в ИВГПУ, автор ставит задачу достигнуть рационально-управляемого теплообмена за счет воздухообмена в помещении [32].

Разрабатывая структурно-функциональную схему теплогенерации из окружающей среды, в диссертационной работе опираемся на энергоэффективность работы воздушного теплового насоса в климатических условиях Ивановской области.

Исходные данные.

1. Воздух рассмотрен как источник энергии.
2. Учтены изменения температуры окружающей среды по месяцам в течение года и колебания средней годовой температуры, как минимум, за последние пять лет.

Проектируя процесс воздухообмена, (условия подачи и распределения воздуха на воздушный тепловой насос) учитывая принцип работы и функциональные возможности ВТН, необходимо решить вопрос создания системы контроля и управления воздушным потоком и его влияния на режим работы ВТН. Решение данного вопроса, то есть управления воздушным потоком, заключается в следующем.

Известно, что наиболее эффективно тепловой насос (ТН) будет работать, отдавая тепло в помещение при подаче ТН температуры $+10^{\circ}\text{C}$, тогда COP находится в пределах 3-4 единиц. COP (coefficient of performance) – это коэффициент преобразования (трансформации) тепловых насосов, который измеряется в единицах – от 1 до 7 и является важнейшей характеристикой теплового насоса. Это означает, что данный тепловой насос в заданном режиме на 1кВт затраченной электрической энергии вырабатывает величину, равную

коэффициенту трансформации тепловой энергии. Такая характеристика связана с режимом эксплуатации объекта, обусловленным внешней низкой температурой низкопотенциального контура. В реальности на сегодняшний день лучшие тепловые насосы в условиях нашей широты выдают среднегодовой коэффициент трансформации (COP) в пределах от 3,2 до 5,2. Для того, чтобы обеспечить COP в таких пределах, по мнению автора целесообразным обеспечивать подачу воздуха на ТН, как теплого, так и холодного, смешивая их до нужной нам температуры (+10°C). Данный процесс могут обеспечить воздушные заслонки системы-устройства в воздуховодах системы, изменение положения которых приводит к изменению теплового потока из помещения, холодного и смешанного воздушного потока, позволяя получить нужную температуру – (рисунок 32).

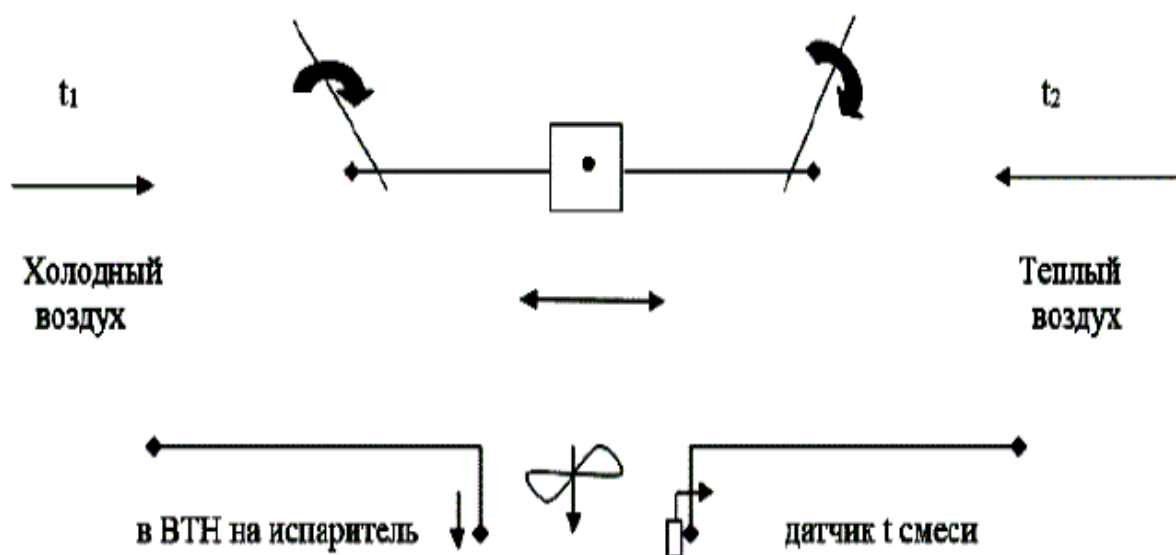


Рисунок 32 – Схема смешения воздушных потоков при помощи заслонок

Получаемый смешанный воздушный поток подается на испаритель ВТН, обеспечивая тем самым начало режима работы теплогенератора. Регулирование положения заслонок может осуществляться автоматически от блока управления данного устройства по сигналам датчиков или вручную, когда необходимо срочно создать нужную температуру для обогрева помещения посредством ВТН. Блок управления, контролируя режимы работы данной системы, обеспечивает все

процедуры распределения воздушного потока и его напора, воздействуя через электронный чип-контроллер.

Схема организации системы теплоснабжения на основе ВТН с камерой смешения воздуха представлена на рисунке 33.

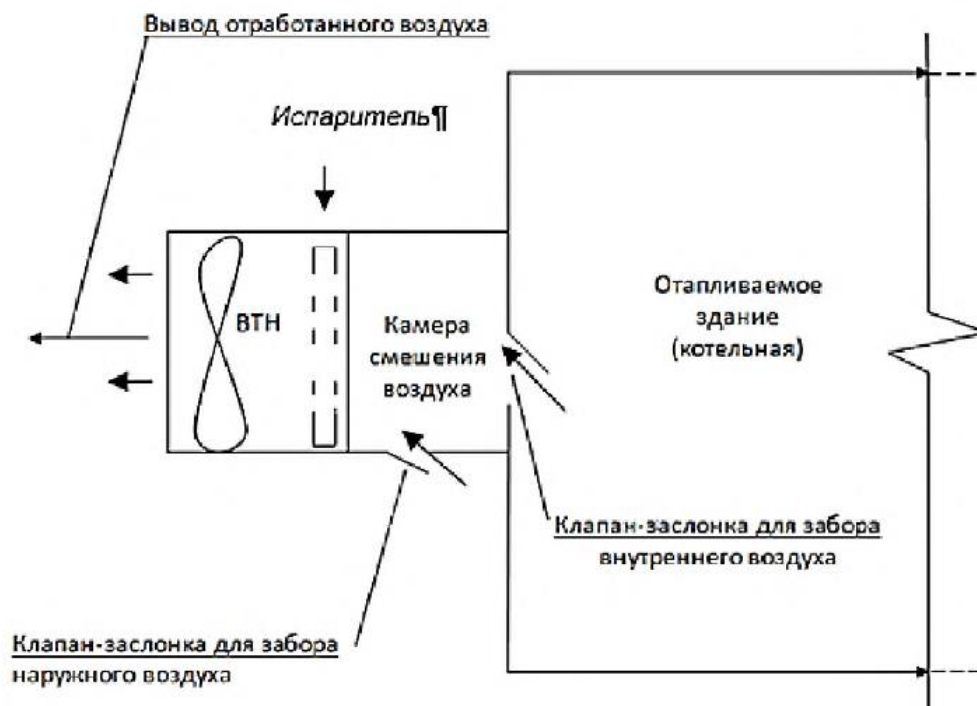


Рисунок 33 – Схема организации ВТН с камерой смешения воздуха для объекта малоэтажного строительства

Таким образом, потребитель, используя эту систему, выставляет необходимую температуру, обеспечивая нужный COP и КПД, создавая желаемый эффект работы ВТН [34,35,36].

ВТН с камерой смешения воздуха можно назвать рециркуляционным воздушным тепловым насосом (РВТН). Данный термин можно применить поскольку камера смешения воздуха использует отработанную воздушную среду помещения. Таким образом рециркуляционный воздушный тепловой насос – это ВТН, который повторно использует выбрасываемый воздух в качестве низкопотенциального источника тепла. Графическая 3-D модель РВНТ представлена на рисунке 34.

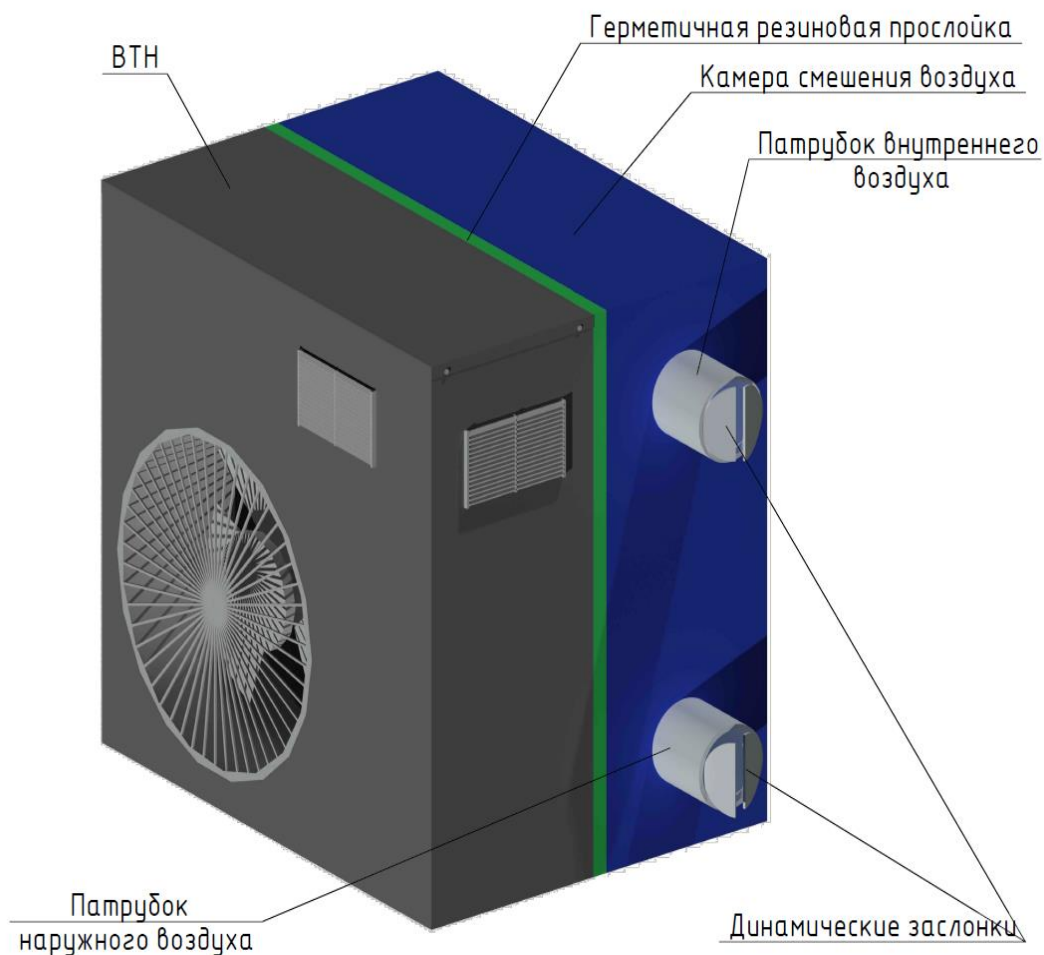


Рисунок 34 – Графическая 3-D модель РВТН

Эффективная организация системы теплоснабжения с РВТН предполагает сообщение вентиляционной системы отапливаемого малоэтажного строения с камерой смешения воздуха (см. рис. 35). Согласно этой схеме вытяжные вентиляционные каналы всего здания соединяются в общую магистраль и подводят отработанный воздух к камере смешения. В камеру так же подводится и наружный воздух. За счет этого в камере смешения образуется воздух с оптимальной температурой, после чего подается на ВТН и выдувается наружу.

Технические требования и критерии к помещению для расположения РВТН отсутствуют, таким образом данное устройство можно разместить снаружи отапливаемого малоэтажного строения. Данная особенность упрощает организацию производства данной системы теплоснабжения малоэтажных строений.

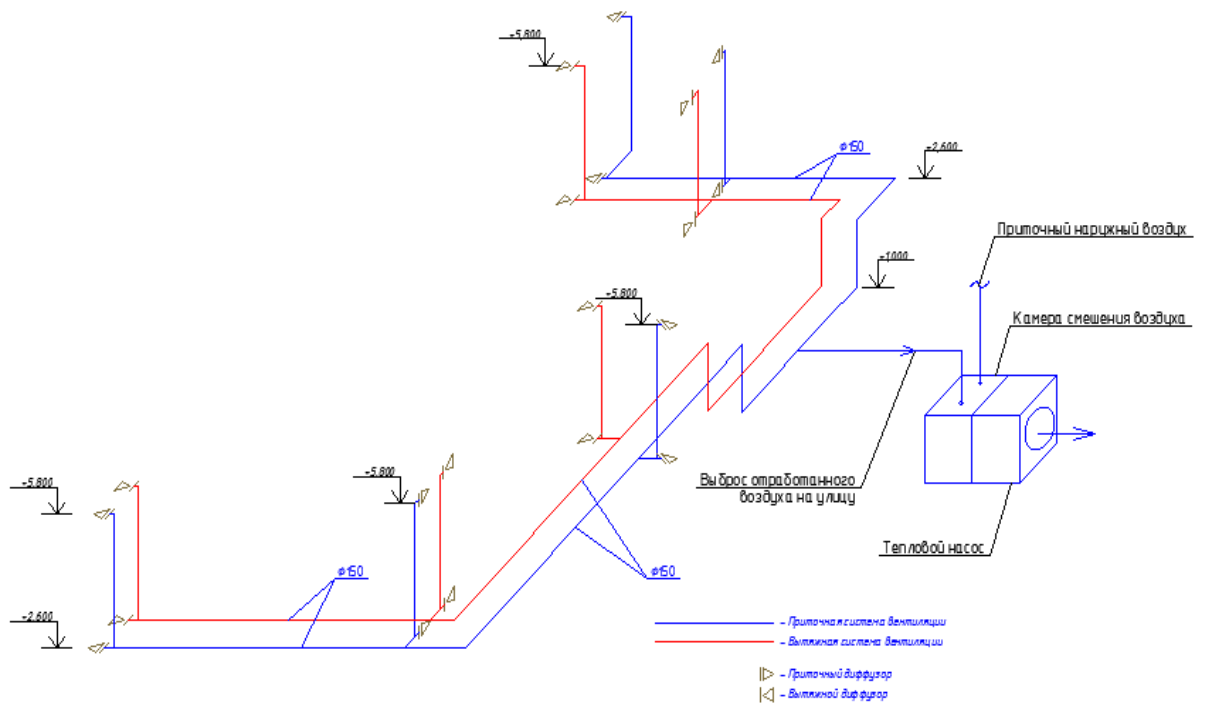


Рисунок 35 – Аксонометрическая схема системы вентиляции с энергоэффективным тепловым узлом

Так же значительную важность для организации эффективной теплогенерации РВТН составляет расчет и поддержание эффективной воздушной смеси в камере смешения воздуха, которая достигается оптимальными пропорциями смешения воздуха.

3.5. Разработка методики расчета оптимальных параметров воздушной смеси для камеры смешения воздуха

Для определения эффективной температуры подаваемого смешанного воздуха на испаритель ВТН предлагается инженерный метод расчета, основанный на влиянии процентного соотношения температур по формуле улица-помещение для наших климатических условий. Полученна составная номограмма, отображающая процентное соотношение воздухообмена (табл. 20) и зависимость COP от температуры наружного воздуха t , °C (рис. 35), приведена на рис. 36.

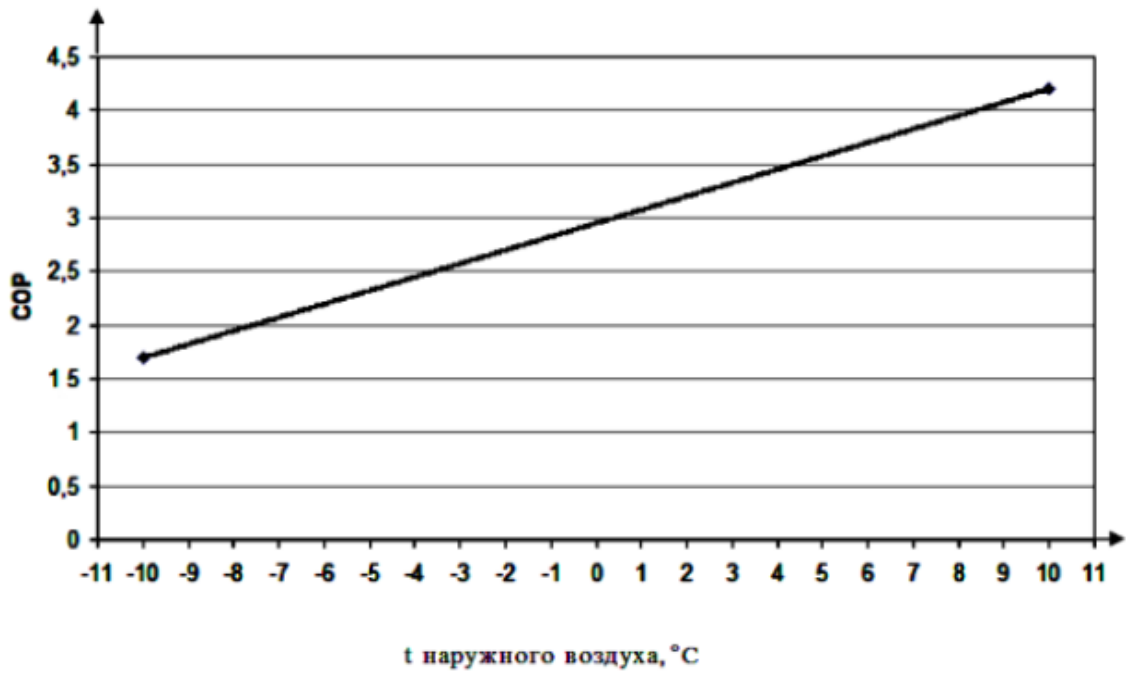


Рисунок 36 – Зависимость COP от температуры наружного воздуха t , °C

При заполнении расчетных данных (табл. 20) исходим из уравнения смешивания двух объемов воздуха с различными состояниями параметров смеси с учетом физических характеристик воздуха.

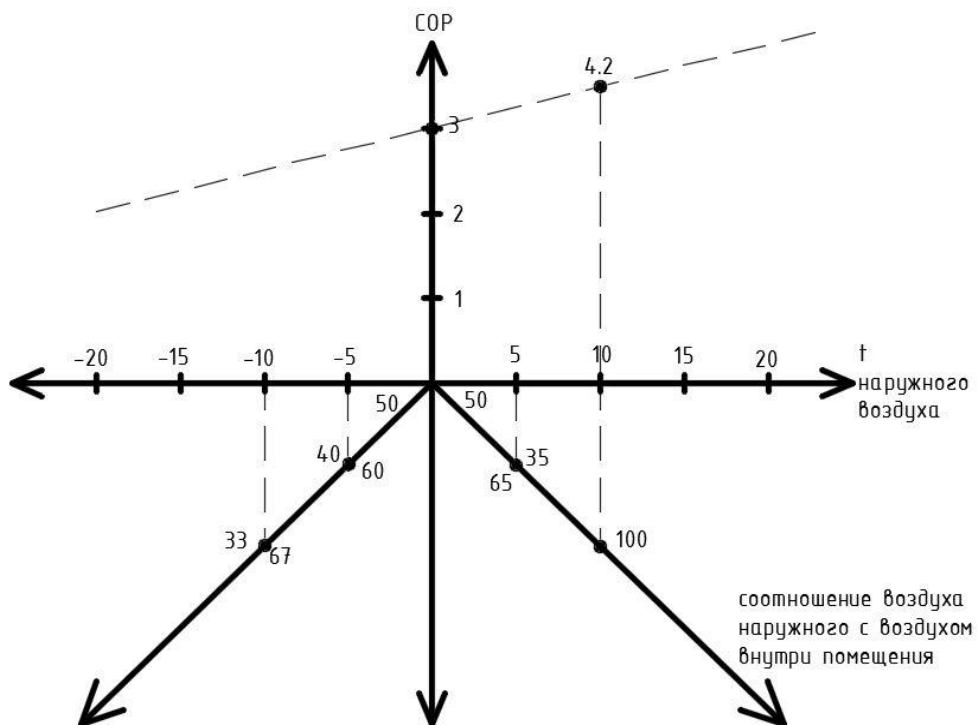


Рисунок 37 – Зависимость COP от температуры наружного воздуха t , °C

Температура воздушной смеси:

$$T = (m_1 t_1 + m_2 t_2) / m_1 + m_2,$$

или

$$\frac{v_1 t_1 + v_2 t_2}{v_1 + v_2}, \quad (16)$$

где m – масса; v – объем.

Такое графическое решение в виде номограммы (рис. 35) позволяет расширить возможности регулирования эффективной работы ТН в течение всего года в зависимости от цели потребителя. Микропроцессорный контроллер блока управления системой смешивания воздушной массы позволяет путем программного ввода в процессор данного графического решения через исполнительный механизм данной системы обеспечить его решение с последующим выводом данных на дисплей.

Таблица 20 – Пропорции смешения воздуха для создания функциональной системы теплообмена ВТН

t_1, m_1, v_1 забираемого с улицы воздуха, °С	t_2, m_2, v_2 забираемого из помещения воздуха, °С	$t=T$ смешанного воздуха, поступаемого на испаритель, °С	Объем воздуха V'_1 с улицы в получившейся смеси, %	Объем воздуха V'_2 из помещения в получившейся смеси, %
+10	20	10	100	0
+5	20	10	66,6	33,4
0	20	10	50	50
-5	20	10	40	60
-10	20	10	33	67
-20	20	10	25	75
-30	20	10	20	80

Развитие предложенной технологии теплообмена через воздушный тепловой насос (ВТН) российского производства даст возможность обеспечить необходимый микроклимат в производственных и административных зданиях,

отвечающий требованиям действующих нормативов. Пользуясь номограммой и ее численными значениями для воздухообмена, становится возможным поддерживать и регулировать соответствующий микроклимат.

3.6. Организация экономически эффективного воздухообмена в системе теплоснабжения воздушным тепловым насосом при проектировании строительства малоэтажных зданий

Автором совместно с сотрудниками кафедры организации производства и городского хозяйства ИВГПУ в целях организации эффективной работы воздушного теплового насоса была разработана и предложена комплексная схема работы данного устройства, совмещенная с системой приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепловой энергии [29, 30, 11].

В диссертационной работе при таком решении ВТН устанавливается внутри отдельного помещения (подвал, котельная и т.д.), встроенного в общее здание, из которого забирается необходимое количество воздуха для работы теплового насоса, допуская в том числе неорганизованную форму воздухообмена (естественную вентиляцию). Рассмотрено два варианта работы ВТН с системой воздухообмена: без рекуператора РВТН (а) и с рекуператором РВТНР (б) (рис. 38).

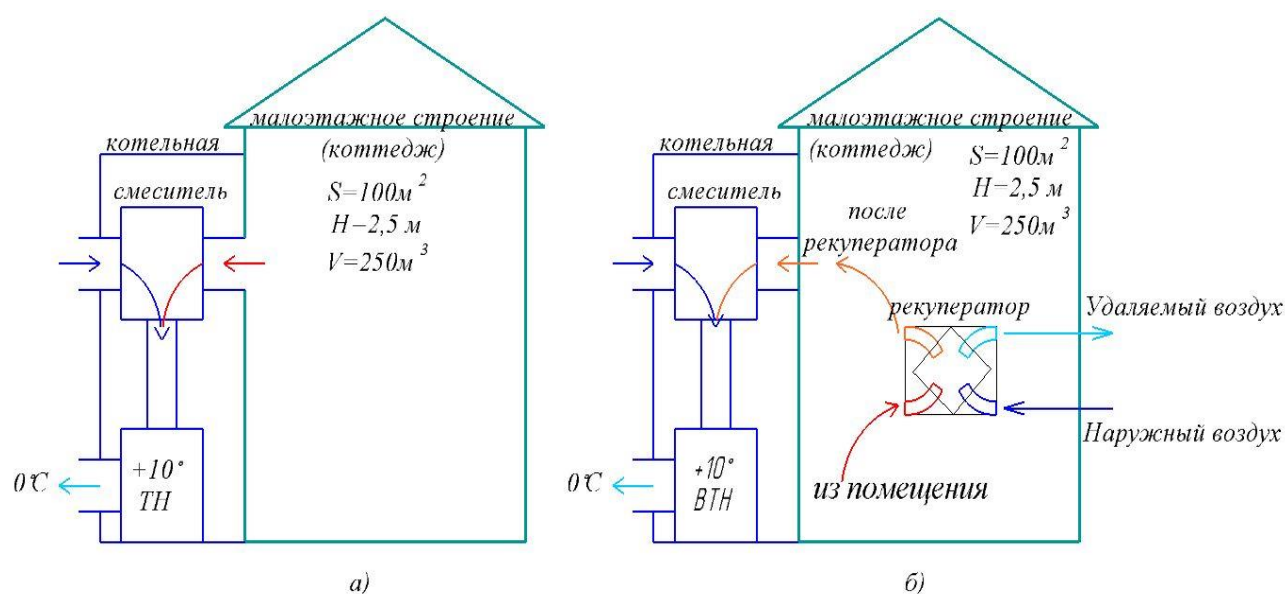


Рисунок 38 – Рассматриваемые варианты теплоснабжения

В первом случае ВТН работает без рекуператора. Эффективность его работы в этом случае рассматривается следующим образом: сделан анализ зависимости изменений количества забираемого из помещения воздуха при изменении температуры наружного воздуха. Для этого приняты следующие исходные данные: номинальная тепловая мощность ВТН $P = 12$ кВт; мощность компрессора $P_{\text{компр}} = 2,5$ кВт; мощность вентилятора $P_{\text{вентилятора}} = 0,5$ кВт, площадь строения $S = 100$ м². Для расчета, наружная температура на улице принята $t_{\text{нар}} = -10^{\circ}\text{C}$; температуру внутри помещения $t_{\text{внутр}} = +22^{\circ}\text{C}$.

Воздухообмен в здании (помещении) при изменении температуры наружного воздуха ($t_{\text{нар}}$ и $t_{\text{внутр}}$) рассчитан через коэффициент k , учитывающий это соотношение [16]:

$$V_{\text{зам}} = \frac{P_{\text{полезн.тепл.мощн}}}{P_1'} K \quad (17)$$

где $P_{\text{полезн.тепл.мощн}}$ – полезная тепловая мощность насоса;

P_1' – тепловая мощность на испарителе, равная $8,82$ Вт·ч/м³ при $t = 10^{\circ}\text{C}$;

k – коэффициент, учитывающий долю объема воздуха, забираемого из помещения, % (для конкретных условий $k = 61\%$, или $0,67$).

$$P_{\text{полезн.тепл.мощн.}} = 12 \text{ кВт} - 2,5 \text{ кВт} - 0,5 \text{ кВт} = 9,0 \text{ кВт}.$$

При температуре наружного воздуха $t_{\text{нар}} = -10^{\circ}\text{C}$ и температуре внутри отдельного помещения (котельной) $t = +10^{\circ}\text{C}$ объем удаляемого воздуха составит:

$$L = V_{\text{зам}} = \frac{9000 \text{ Вт}}{102 \frac{\text{Вт}\cdot\text{ч}}{\text{м}^3}} \cdot 0,67 \approx 60 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}} \quad (18)$$

В этом случае встает вопрос компенсации удаляемого воздуха, которая происходит вначале за счет неорганизованной вентиляции (воздухообмена), так называемой инфильтрации, то есть поступления наружного воздуха в помещение через неплотности стен, окон и дверей под влиянием гравитации, обеспечивающей

естественный воздухообмен. Основной объем V воздуха в данном помещении площадью $S=100 \text{ м}^2$, высотой $H=2,5 \text{ м}$ будет $V=250 \text{ м}^3$.

Согласно СП 60.13330.2012 и ГОСТ 21.602-2016 (Справочник проектировщика, 1991г.) инфильтрация воздуха в зависимости от вида, формы и качества строительного материала составляет от 10 до 20%. В рассматриваемом случае инфильтрация составит 25...50 м^3 воздуха. Такое количество неорганизованного воздушного объема можно считать соизмеримым с величиной забираемого из помещения воздуха. Учитывая тепловой баланс и дополнительный объем воздуха, приходим к выводу, что затраты мощности ВТН на покрытие тепла для объема $\sim 60 \text{ м}^3$ увеличат время работы ВТН незначительно \approx на 3 мин, обеспечивая дополнительную мощность (0,6 кВт) [15].

Далее необходимо рассмотреть режим воздухообмена принудительного характера при наличии дефицита энергии воздуха для воздушного теплового насоса (ВТН). В целях сохранения теплового баланса в помещении, компенсируя забираемую долю воздуха для нашего ВТН, когда естественной (неорганизованной) вентиляции воздухообмена не хватает, используем приточно-вытяжную вентиляцию с рекуператором воздуха (рис. 3б-б), то есть процесс, при котором за счет отработанного воздуха возвращается часть тепла.

Покидая помещение, теплый воздух частично нагревает встречный холодный поток в теплообменнике, тогда на улицу выходит отработанный воздух, а в помещение попадает свежий нагретый воздух.

При эксплуатации рекуперативной приточно-вытяжной вентиляции работа рекуператора определяется его КПД (η), который показывает, какое количество тепла рекуператор сумел передать за счет вытяжного воздуха в приточный. Следует отметить, что коэффициент рекуперации (КПД) зависит одновременно от нескольких величин, причем зависимости эти не линейные и взаимосвязанные. Теоретически, подбирая нужные параметры этих величин, можно получить любой коэффициент рекуперации. Но это будет коэффициент, когда параметры

зафиксированы на какой-то момент времени t . Именно это значение чаще всего и указывают производители в своих паспортах и каталогах.

Необходимо подчеркнуть, что в условиях регионов Центрального федерального округа, параметры воздуха все время меняются, поэтому при уменьшении эффективности рекуперации, то есть теплоты в системе вентиляции, в зависимости о температуры наружного воздуха, значения эффективности не должны быть ниже температуры обмерзания [11]. В связи с этим, во-первых, в условиях климата регионов ЦФО при низких температурах эффективность рекуператора не может быть выше 0,56...0,6%, во-вторых, η (КПД) рекуператора зависит от норм воздухообмена. Регламент норм воздухообмена для жилых помещений следующий: $t_c = +22...26^\circ\text{C}$, и влажность 30...60%; $V_{\text{дв. вент}} = 0,1...0,15$ м/с, расход воздуха 200...1200 м³.

Таким образом, по мере снижения температуры притока воздуха на входе в рекуператор значения его эффективности снижаются. На рис. 39 показана предельная эффективность рекуперации теплоты в системах приточно-вытяжной вентиляции в период холодного наружного воздуха.

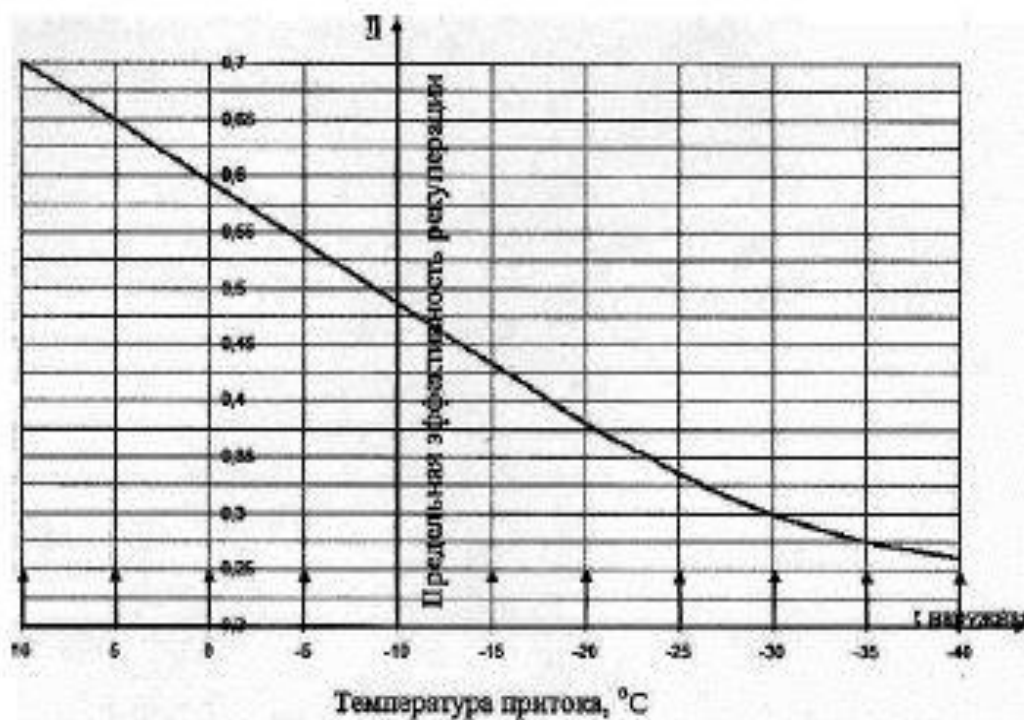


Рисунок 39 – Эффективность рекуперации теплоты

Необходимо отметить, что производители, поставляющие данное устройство (рекуператор), не предоставляют данных об эффективности рекуператора в зависимости от предела обмерзания, а только предлагают воспользоваться графической функцией (рис. 39), предоставляя пользователю возможность самому определиться с границей обмерзания. В исследуемом случае принимается во внимание температура в помещении $t_{\text{внутр}} = 22...23^{\circ}\text{C}$, и значению влажности воздуха на вытяжке соответствует относительная влажность 23...25%. Что касается стратификации (температурного расслоения) воздуха в разных зонах (в нашем случае у пола и под потолком) за счет разности плотностей прохладного и теплого воздуха, то при высоте потолков 2,5...3,0 м температура воздуха в рабочей зоне (на уровне 1,5 м от уровня пола) отличается от температуры уровня потолка (2,5 м) не более чем на 2...5 градусов, что является незначительным при необходимости добавочной тепловой мощности. В соответствии со СП 124.13330.2012 влажность воздуха не нормируется, но в качестве рекомендаций оптимальной нормы для обслуживаемой зоны жилых, общественных и административно-бытовых помещений в холодный и переходный периоды года могут быть приняты нормы по СП 60.13330.2012 с относительной влажностью 45...30% при температуре воздуха 20...23°C. СанПиН 2.24 №548-96 предписывает в качестве оптимальной нормы относительную влажность 40...60% и в качестве допустимой нормы не ниже 19%, что мы и имеем (рис. 39). При влажности ниже 19% воздух становится сухой, то есть некомфортный.

Необходимо рассчитать температуру воздуха (t_p , °C), поступающего из рекуператора, при изменении наружного воздуха ($t_{\text{нар}}$, °C), учитывая предельную эффективность рекуператора (η) по условиям обмерзания (рис. 40). Из графика видно, что при температуре -10°C на улице КПД (η) составляет 50%.

Тогда:

$$t_p = (t_{\text{внутр.возд}} - t_{\text{нар.возд}})\eta + t_{\text{нар.возд}} \rightarrow$$

$$t_p = [22 - (-10)] \cdot 50\% + (-10) = 6^{\circ}\text{C} \quad (19)$$

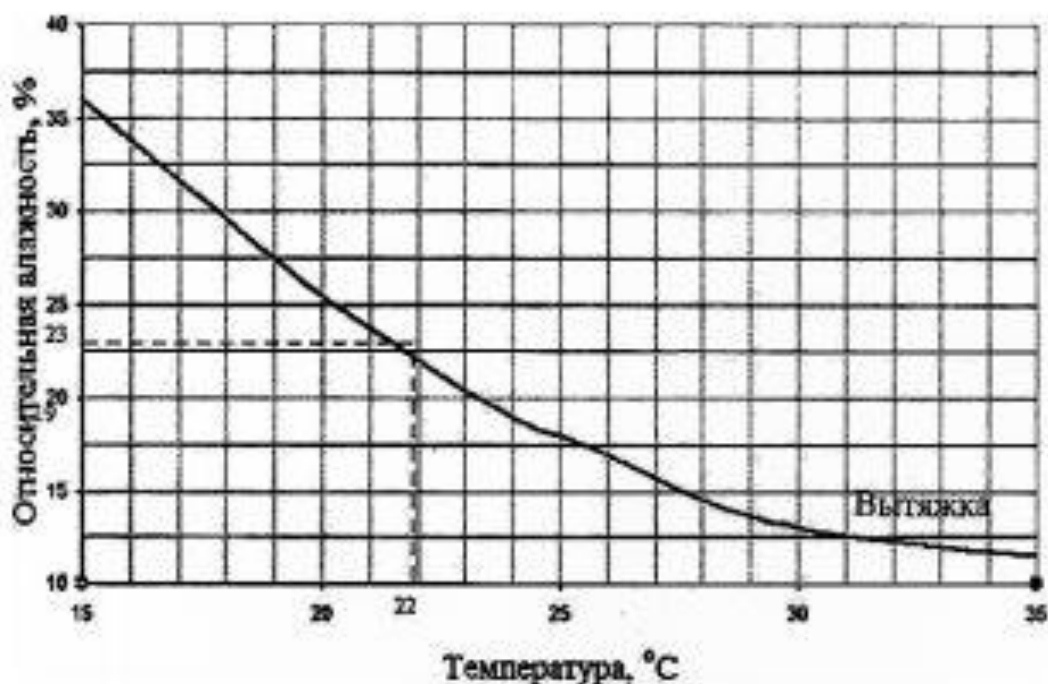


Рисунок 40 – Зависимость относительной влажности от температуры воздуха в помещении

В первом случае, когда ВТН работает без рекуператора при соответствующих температурных условиях, предлагается в качестве компенсации забираемого воздуха из помещения, сохраняя тепловой баланс воздухообмена, обеспечить дополнительно подачу 600 Вт (0,6 кВт) тепловой мощности в пределах трех минут дополнительной работы ВТН [29].

Таким образом, организация системы теплоснабжения на основе рециркуляции воздуха РВТН дополнительно оборудованная рекуператором (РВТНР) позволит достигнуть более высоких показателей ресурсосбережения для малоэтажных зданий и строений. При этом важным фактором является то, что при организации данных систем теплоснабжения нет необходимости отведении отдельного помещения, теплогенераторы можно расположить снаружи здания.

Полученные данные позволят значительно упростить процесс проектных работ на стадии организации ресурсосберегающих и эффективных систем теплоснабжения для малоэтажных строений и в процессе строительного-монтажных работ при его установке.

3.7. Организация строительного-монтажных работ по устройству воздушного теплового насоса для создания эффективной системы теплоснабжения малоэтажных зданий

Создание эффективных условий эксплуатации ВТН зависит от процесса организации строительного-монтажных работ, которые можно разделить на следующие стадии:

1. Выбор места расположения ВТН.
2. Сборка корпуса ВТН.
3. Подключение к системе отопления.
4. Подключение к электрической сети.

Работы по пунктам 2,3 и 4 для организации монтажного процесса ВТН схожи с аналогичными работами для электрического котла.

Пункт 1 в случае ВТН представляет потребителю некоторый выбор, который будет непосредственно влиять на производительность всей системы теплоснабжения здания. На данный момент различают два варианта расположения корпуса ВТН: внутри отапливаемого здания и снаружи. Рассмотрим подробнее преимущества и недостатки данных вариантов.

Расположение ВТН снаружи здания. Тепловые насосы при расположении снаружи здания должны располагаться на плоском ленточном фундаменте или на уложенных тротуарных плитках из бетона причем грунт под ними должен быть уплотнен. ВТН должен устанавливаться так, чтобы не возникало проблем при проведении его технического обслуживания. Это обеспечивается, если вокруг насоса выдерживается расстояние от 0,7 до 1,0 м [151]. Расположение ВТН снаружи отапливаемого здания приведен на рис.41.

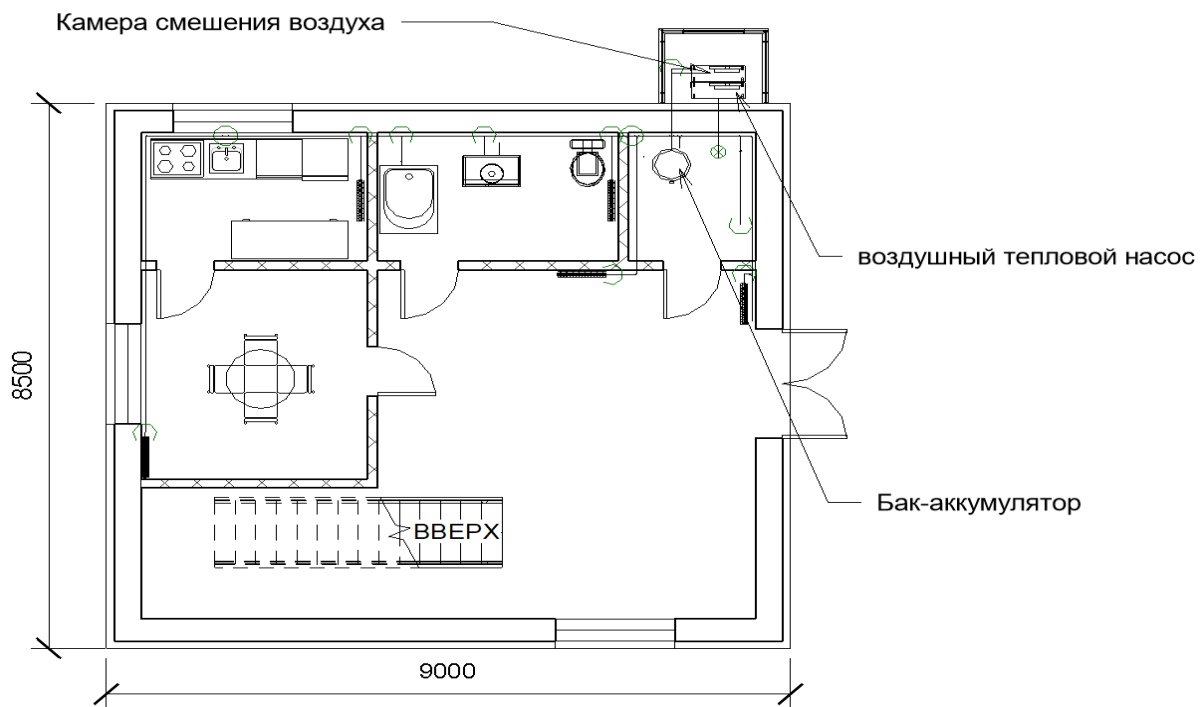


Рисунок 41 – План расположения ВТН снаружи отапливаемого здания

3D визуализация(рис.42) даст лучшее представление об устройстве ВТН снаружи отапливаемого здания.

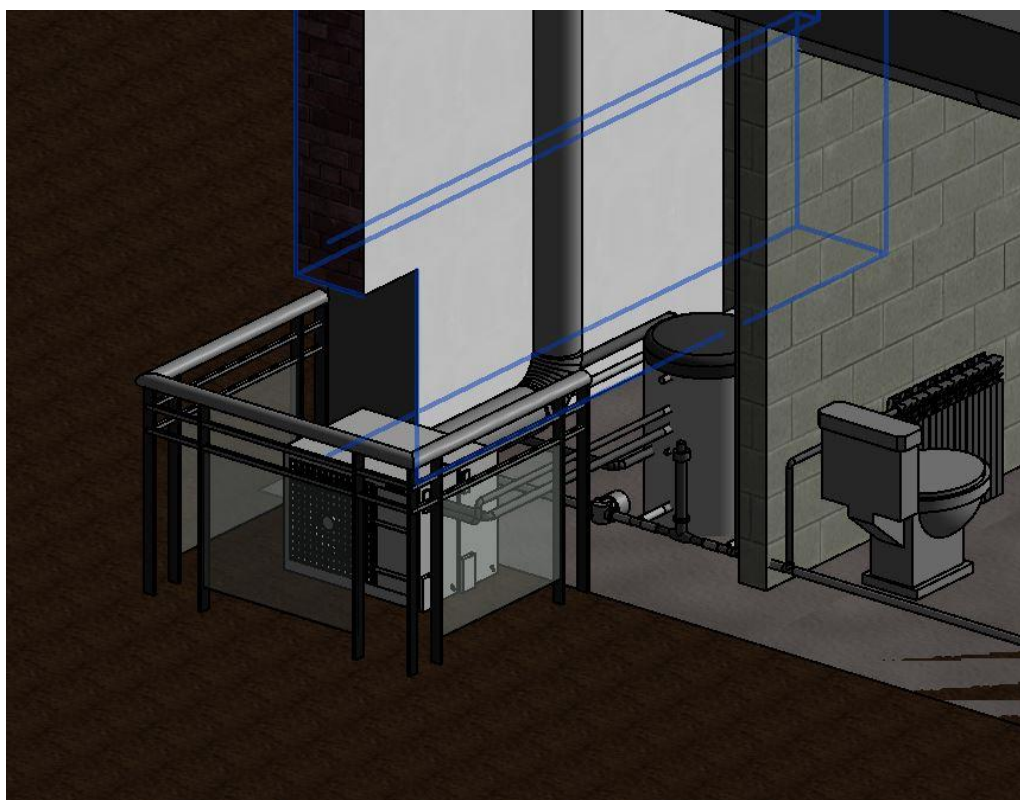


Рисунок 42 – 3D модель устройства ВТН снаружи отапливаемого здания

При расположении ВТН снаружи отапливаемого здания необходимо организовать обособленное помещение для бойлерной(котельной). В данном помещении будет располагаться основное оборудование системы отопления: бак-аккумулятор, коллектор тепловой энергии и тепловой узел. Следует заметить, что при наружном размещении теплового насоса рекомендуется организовать защитное ограждение для предотвращения нежелательного воздействия на ВТН (снег, ветер), как это продемонстрировано на рис. 41 и рис. 42. По этой причине считаем наиболее рациональным второй вариант расположения ВТН – внутри отапливаемого строения.

Тепловые насосы для внутренней установки должны располагаться на ровном прочном основании, обладающем достаточной несущей способностью. Тепловой насос должен устанавливаться так, чтобы не возникало проблем при проведении его технического обслуживания. Это обеспечивается, если перед насосом и рядом с ним выдерживается расстояние около 1 метра. Помещение для установки должно быть непромерзающим [151]. При установке с опасностью замораживания слив конденсата должен снабжаться обогревом. План расположения ВТН внутри строения приведен на рис. 43.

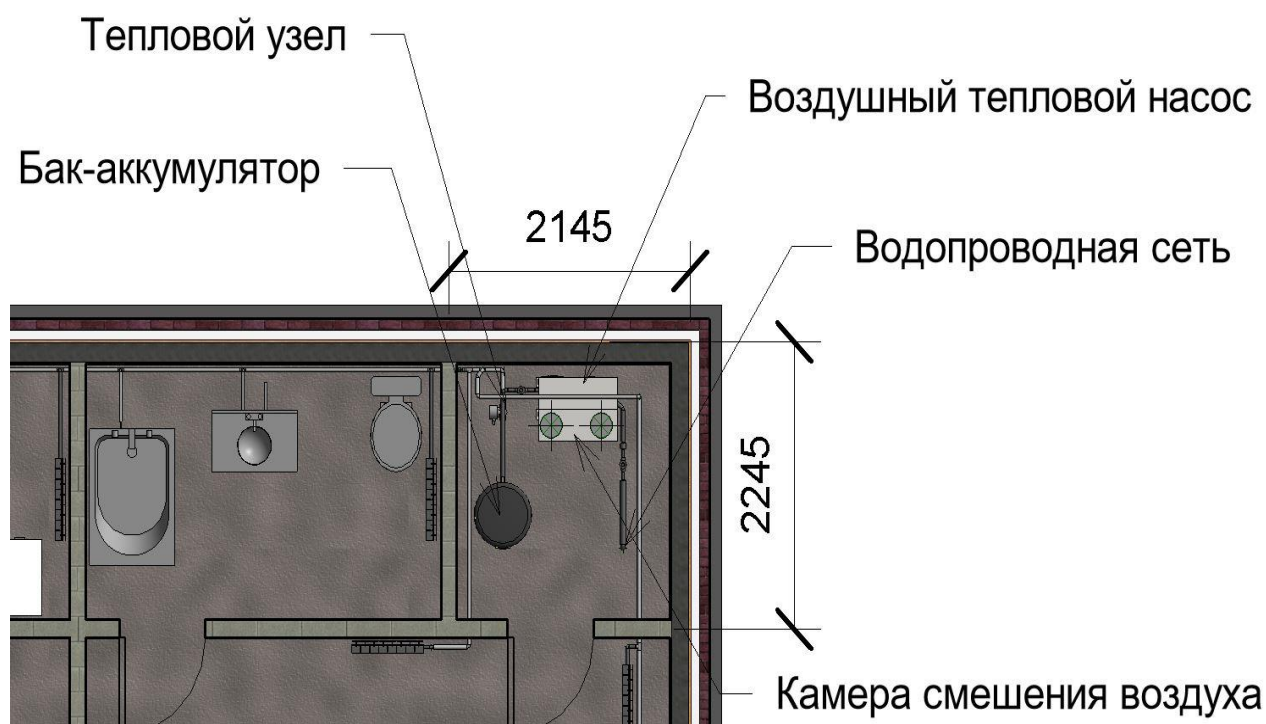


Рисунок 43 – План бойлерной с тепловым насосом

3D визуализация(рис.44) даст лучшее представление об устройстве ВТН внутри отапливаемого здания.



Рисунок 44 – 3D модель устройства ВТН внутри отапливаемого здания

Важная особенность процесса монтажных работ заключается в том, что при расположении ВТН внутри здания необходимо устроить выходное отверстие для забора наружного воздуха камерой смешения газовых потоков – это наглядно продемонстрировано на рис. 44. Размеры бойлерной (котельной) не регламентируется существующими нормами проектирования, однако для эффективного функционирования достаточно будет помещения 2х2 метра(рис.43).

В обоих приведенных случаях подключение сетевой воды осуществляется при помощи разъёмных резьбовых соединений. Для подключения теплового насоса, а также трубопроводов прямой и обратной сетевой воды во избежание передачи вибрации должны применяться термостойкие эластичные шланги высокого давления, стойкие к явлениям старения.

ГЛАВА 4. МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗИЦИЯ СИСТЕМЫ ОРГАНИЗАЦИИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ МАЛОЭТАЖНОЙ ЗАСТРОЙКИ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА

4.1. Выявление проблем в существующей системе организации проектирования теплоснабжения малоэтажных зданий

Анализ функционирования процессов проектирования энергоэффективного теплоснабжения малоэтажных зданий напрямую связан с выявлением организационных аспектов. Под организационными аспектами в данном случае подразумеваются управленческие воздействия на процесс проектирования системы теплоснабжения, рассмотренные с точки зрения науки об организации строительного производства.

Данные аспекты требуется выявить по причине недостатка контроля со стороны органов управления энергоэффективностью и недостаточностью методологической базы по проектированию энергоэффективного теплоснабжения малоэтажных строений. На данный момент в виду реализации «Плана мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности в Российской Федерации» ответственными исполнителями в области энергосбережения и повышения энергетической эффективности значатся такие органы власти как Минстрой, Минэкономразвития, Минэнерго, Минпромторг, Минрегион, ФАС, ФСТ, Ростехнадзор, Роспотребнадзор, а также органы исполнительной власти субъектов РФ и органы местного самоуправления. Такое количество органов управления усложняет процесс согласования принимаемых решений и приводит к большему числу разногласий в распорядительных документах, а это в свою очередь снижает эффективность организации и управления энергетической эффективностью.

На текущий момент процесс организации эффективного теплоснабжения малоэтажных строений на стадии проектных работ обеспечивается требованиями

Письма Госстроя РФ № РК-6507/6 от 10 сентября 2003 г., положения которого представлены на рисунке 45.

<p>На стадии проектирования при проведении государственной экспертизы проектов необходимо:</p>	<p>- осуществлять жесткий контроль за соблюдением в проектных решениях нормативных требований по экономии энергоресурсов;</p>
	<p>- уделять особое внимание применению прогрессивных энергосберегающих технологий, изделий, материалов и оборудования (эффективные утеплители в ограждающих конструкциях зданий, стеклопакеты для заполнения оконных проемов, трубы из полимерных материалов для инженерных сетей и др.);</p>
	<p>- строго контролировать наличие в проектах приборов учета, контроля и регулирования основных энергоносителей (тепло, горячая и холодная вода, газ) как на вводах в здание, так и поквартирно;</p>
	<p>- содействовать широкому применению наиболее перспективных источников теплоснабжения (автономные крышные, встроенные и пристроенные котельные, теплогенераторы и др.);</p>
	<p>- не рекомендовать к утверждению и возвращать на доработку проектно-сметную документацию с отступлениями от требований действующих нормативных документов и методических рекомендаций в части энергосбережения и теплозащиты;</p>
	<p>- не принимать к рассмотрению проектно-сметную документацию, в которой отсутствуют конкретные технические решения, обеспечивающие соблюдение обязательных нормативных требований в части энергосбережения и теплозащиты</p>

Рисунок 45 – Требования к энергоэффективности на стадии проектирования зданий и сооружений

К одному из важнейших организационных аспектов стадии проектирования энергоэффективного теплоснабжения малоэтажных строений следует отнести мотивацию инженеров-проектировщиков и заказчиков-собственников будущих зданий. В настоящее время мотивационные механизмы проектирования фактически не проработаны. Законодательство о саморегулируемых организациях создает предпосылки к введению новых правил повышения энергоэффективности и к заинтересованности проектных организаций в принятии экономичных и эффективных решений. К регламентирующей документации организации эффективного теплоснабжения малоэтажных строений на стадии проектных работ можно отнести Письмо Госстроя РФ № НК-5607/6 от 10.09.2003 г. Постановление Правительства РФ № 87 от 16.02.2008 г. Постановление Правительства РФ № 235 от 13.04.2010 г. Приказ Минэкономразвития РФ № 229 от 4.06.2010 г.

В настоящее время организация проектных работ ВТН для малоэтажного строительства основывается на двух основных источниках – сводах правил [98, 99, 100, 136] и рекомендации по проектированию от заводов-изготовителей ВТН [137,138,139,140]. Своды правил располагают нормативной базой по организации системы отопления. В частности СП 50.13330.2012 «Проектирование тепловой защиты зданий» рассматривает обеспечение регламентированных параметров микроклимата, требуемого для жизнедеятельности людей и работы технологического и бытового оборудования. Это достигается посредством ввода требований к тепловой защите зданий: теплоустойчивости, воздухопроницаемости и влажностному состоянию ограждающий конструкций.

СП 60.13330.2012 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» устанавливает минимальные требования к внутренним системам отопления вентиляции и кондиционирования зданий для обеспечения комплексной безопасности зданий. Это осуществляется посредством применения технических решений, обеспечивающих взрывопожаробезопасность систем внутреннего теплоснабжения и поддерживающих нормативные параметры микроклимата, качество, чистоту внутреннего воздуха и уровень шума при работе оборудования.

СП 89.13330.2012 «Котельные установки» регламентирует нормы проектирования котельных, работающих на любом виде топлива, общей установленной тепловой мощностью 360 кВт и более. Однако основной составляющей частью данного СП является создание условий для безопасной и эффективной работы водогрейных и паровых котлоагрегатов, работающих на природном газе и мазуте, а для теплогенераторов на основе ВИЭ в данном нормативном документе требований нет.

Рекомендации по проектированию от исполнителей-изготовителей дают общие указания, основанные на опыте иностранных держав (Германия, Швеция, США, Япония). Данные рекомендации, в частности, рассматривают особенности монтажа ВТН, системы автоматизации и контроля.

Необходимо рассмотреть существующие рекомендации по проектированию от конкретных исполнителей-изготовителей, применительно к конкретным климатическим условиям с целью определения недостатков существующих методик проектирования ВТН.

Инструкция по проектированию от торговой марки Viessmann (Германия) делится на 5 основных разделов: «Основные положения» по тепловым насосным установкам, информация об изделии, указания по проектированию, гидравлическое подключение и приложения [137]. В разделе основные положения рассматривается принцип работы ТН, возможные источники низкопотенциального тепла, режимы эксплуатации ТН (моновалентный и бивалентный), а так же дается определение рабочему коэффициенту и коэффициенту мощности ТН. Раздел информации об изделии включает в себя технические параметры установок ТН. В разделе указания по проектированию предлагается алгоритм выбора модели ВТН на основании отапливаемой площади строения и условного выбора его тепловой изоляции. Так же дана диаграмма мощности ТН от температуры нагрева теплоносителя. Для ВТН имеется график зависимости мощности от температуры наружного воздуха, при этом минимальным значением шкалы температуры является значение -15°C . Представлены указания для подключения буферной

емкости, основанные на количестве предполагаемых потребителей и мощности ВТН. Раздел гидравлическое подключение располагает общими рекомендациями по монтажу с примерами. В разделе приложений даны ссылки на руководящие документы и глоссарий.

Рекомендации по проектированию ВТН от марки Dimplex(Германия) дополнены примерами расчета параметров ТН. Представлена среднегодовая температурная кривая наружной температуры города Эссен, Германия. Согласно этим данным наружная температура ниже -5°C приходится на менее, чем 10 дней в году. Так же в данном руководстве описаны требования к помещению для установки ВТН и рассмотрен вопрос проектирования воздуховодов.

Среди существующих рекомендаций именно представители торговой марки Dimplex описали наиболее подробно организацию системы отопления на основе ВТН. Однако у всей существующей проектной документации есть несколько значительных недостатков.

1. Отсутствие привязки к климату конкретного региона применения ВТН. Климат РФ значительно отличается от европейского, а потому их опыт эксплуатации ВТН в отопительный период не применим к Российской специфике. Ввиду этого реальная эффективность работы ВТН в условиях климата регионов РФ будет различаться как между собой, так и с регионами Европы.

2. Методика выбора параметров модели ВТН является приблизительной и не учитывает конкретные параметры тепловых потерь и условий комфорта рассматриваемого объекта.

3. Отсутствуют рекомендации по выбору фреонов, как одного из основополагающих факторов эффективности работы ВТН.

4. Отсутствуют рекомендуемые привязки к отопительному оборудованию (тепловые полы, радиаторы и отопление на основе системы теплый плинтус) и его влияния на эффективность работы ВТН.

5. Не рассмотрены энергоэффективные решения в комплексе для всей системы отопления здания как рекуператоры воздуха.

6. Проектная база исполнителей-изготовителей основывается лишь на моделях ВТН собственного производства и не может распространяться на модели ВТН других производителей.

Таким образом, организация системы теплоснабжения зданий на основе ВТН на данный момент является несовершенной и требует качественной доработки с учетом Российских климатических условий и системы организации проектирования и строительства.

4.2. Обоснования целесообразности использования оптимизационной модели

Организация энергоэффективного теплоснабжения малоэтажных строений на основе применения ВТН характеризуется отсутствием формализованного решения задачи выбора наиболее эффективной ресурсосберегающей системы теплоснабжения, наличием большого количества взаимосвязанных внутренних и внешних факторов, влияющих на технические, экономические и организационные обстоятельства. Разработка и совершенствование научных, методологических и системотехнических принципов организации производства, исследование и анализ организационных и технических решений на основе широкого использования новых технологий качественно повышает уровень организации производственной деятельности строительных предприятий [106].

Это утверждение в полной мере относится к процессу организации энергоэффективного теплоснабжения малоэтажных строений. Энергоэффективное теплоснабжение – это единая энергетическая система, взаимосвязь конструктивных, инженерных, строительных, технических, организационных, энергетических решений. В настоящее время научные подходы к проектированию энергоэффективных зданий используют методы системного анализа, методы исследования операций, методы моделирования, применение которых требует

многовариантные расчёты и обработку большого массива разнородной информации.

Выявление проблем современной существующей нормативной документации позволяет сделать вывод о том, что для дальнейшего развития энергоэффективного теплоснабжения малоэтажных строений на основе применения ВТН в России необходимо усовершенствовать процесс организации проектных работ. На текущий момент нормативная документация не дает четких решений по реализации энергоэффективных технологий, и разработка приходится всецело на инженеров проектировщиков. При этом сами специалисты используют разные методы, кроме того необходимо учитывать и человеческий фактор, а именно: навыки, уровень квалификации инженеров-проектировщиков, творческого потенциала и используемого программного обеспечения. С учетом большого количества вариантов из которых наилучшее решение зависит от множества факторов необходимо разработать оптимизационную модель выбора наиболее эффективной системы теплоснабжения с учетом климатических особенностей региона.

Содержательно задача разработки оптимизационной модели сводится к следующему. Имеется конечное множество вариантов систем энергоэффективного теплоснабжения малоэтажных строений, характеризующихся многочисленными параметрами (термодинамическим, экологическим и экономическим). При разработке проекта учитываются такие ограничения как экологичность применяемых теплообменников, их термодинамическая эффективность и климатические особенности региона строительства, поэтому выбор должен осуществляться с учетом данных факторов и требований к экономической составляющей проекта, таким образом критерием оптимизации выбора системы теплоснабжения служит энергоэффективность.

Оптимизационные модели предназначены для получения наилучшего решения при соблюдении заранее заданных, определенных и конкретизированных условий и ограничений. Оптимизационная модель описывается с помощью

целевой функции, имеющей много аргументов. В процессе оптимизации с помощью сконструированной функции перебирается все множество значений аргументов поочередно до тех пор, пока значение функции станет удовлетворять поставленным условиям в рамках оптимизационной модели. В оптимизационную модель должен обязательно входить один или несколько параметров, на которые можно оказывать влияние, чтобы добиться соблюдения условиям оптимума при наличии определенных ограничений.

Оптимизационные модели позволяют посредством анализа совокупности альтернативных вариантов решений определить наилучший вариант производства, распределения или потребления в условиях ограниченности имеющихся условий, которые будут использованы наиболее эффективным образом для достижения поставленной цели, что является экономическим содержанием данных моделей [148].

При разработке оптимизационной модели следует учитывать положения диссертационной работы, а именно:

1. Методика расчета реальных параметров эффективности ВТН, при конкретных климатических условиях региона.
2. Композиционная инфографическая модель уровня термодинамической активности фреонов для выбора рабочего тела наибольшей эффективности работы ВТН.
3. Расчет параметров теплопотерь с учетом забора части внутреннего воздуха из помещения камерой смешения ВТН, которые позволяет с большей точностью рассчитать термодинамические параметры рассматриваемых систем теплоснабжения.

4.3. Создание оптимизационной модели системы организации теплоснабжения малоэтажных зданий на основе применения ВТН

Оптимизационная модель предполагает наличие:

1. Области допустимых решений, формирующуюся на основе принимаемых ограничений, таких, как ограничение по сроку эксплуатации, максимальной тепловой нагрузке, вариантов рассматриваемых систем теплоснабжения и их экономической эффективности.

2. Критерия оптимизации, отражающего целевую установку решения задачи.

Стоит заметить, что для поставленной задачи в качестве критериев оптимизации могут выступать разные параметры системы энергоэффективного теплоснабжения малоэтажного строительства (экология, экономия, термодинамика) в зависимости от того, какой параметр системы является приоритетным в конкретном случае, мы остановимся на критерии энергоэффективности.

В случае анализа качества и эффективности функционирования систем теплоснабжения критериями энергоэффективности могут выступать термодинамические и экономические показатели.

Термодинамические показатели. Как правило, самым распространенным из такого типа критериев является термический коэффициент полезного действия циклов тепловых двигателей и холодильных машин. В общем виде КПД рассчитывается как отношение полученного полезного результата к общим затратам. Энергетический КПД рассчитывается как:

$$h_{\text{э}} = \frac{\text{Использованная энергия}}{\text{Расход энергии}} = 1 - \frac{\text{Бесполезные затраты энергии}}{\text{Расход энергии}} \quad (20)$$

В случае ВТН эффективность функционирования системы теплоснабжения выражается значением COP. Расчет COP имеет следующий вид:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{полезн(пом.тепл)}}}{P_{\text{эл.двигателя}}} \quad (21)$$

$Q_{\text{полезн(пом.тепл)}}$ – полезная тепловая мощность вырабатываемая ВТН, кВт.

$P_{\text{эл. двигателя}}$ – затрачиваемая электрическая энергия компрессором ВТН, кВт.

В зависимости от специфики климатического региона в расчете следует учитывать фактор дополнительных тепловых потерь [24].

Экономические показатели. Достижение наилучших экономических показателей является наглядным показателем энергоэффективности применяемой системы теплоснабжения по сравнению со своими аналогами. Автор считает, что для наглядности эффективности работы ВТН следует рассматривать экономические показатели в сравнение с аналогичным теплогенератором – электрическим котлом так как эффективность его работы статична и при этом соответствует минимально возможной эффективности ВТН.

Чистым доходом (другие названия — ЧД, Net Value, NV) называется накопленный эффект (сальдо денежного потока) за расчетный период:

$$\text{ЧД} = \phi_m a_m \quad (22)$$

где: ϕ_m – эксплуатационные затраты системой теплоснабжения на основе электрического котла, руб.

a_m – эксплуатационные затраты системой теплоснабжения на основе ВТН, руб.

В данном случае это значение определяется разницей стоимости эксплуатации теплового насоса в сравнении с электрическим котлом за расчетный период протяженностью в 1 календарный год.

Далее требуется определить значение ставки дисконтирования, учитывающие риск для реализации проекта. Приобретение теплового насоса в качестве системы теплоснабжения частного дома относится к низкой категории риска. Учитывая ставку рефинансирования 7,75%, темп инфляции на уровне 4,45%, можно получить следующее значение ставки дисконтирования:

$$D = \frac{1 + \frac{r}{100}}{1 + \frac{i}{100}} + \frac{P}{100} = 7,75 + 4,45 + 0,2 = 12,4\% \quad (23)$$

где: r – ставка рефинансирования, %.

i – темп инфляции, %.

P – продолжительность жизненного цикла проекта, лет.

Чистый дисконтированный доход ЧДД (ЧДД, интегральный эффект, Net Present Value, NPV), показывает величину денежных средств, которую инвестор сможет получить от использования ВТН в сравнении с аналогом (электрическим котлом), после того, как денежные притоки окупят его первоначальные инвестиционные затраты и периодические денежные оттоки, связанные с осуществлением проекта.

$$\text{ЧДД} = \sum_m = \phi_m a_m(E) \quad (24)$$

где: ϕ_m – эксплуатационные затраты системой теплоснабжения на основе электрического котла, руб.

a_m – эксплуатационные затраты системой теплоснабжения на основе ВТН, руб.

E – коэффициент дисконтирования, %.

ЧД и ЧДД характеризуют превышение суммарных денежных поступлений над суммарными затратами для данного проекта соответственно без учета и с учетом неравноценности эффектов (а также затрат, результатов), относящихся к различным моментам времени. Разность ЧД - ЧДД является дисконтом проекта. Для признания проекта эффективным с точки зрения инвестора необходимо, чтобы ЧДД проекта был положительным; при сравнении альтернативных проектов предпочтение должно отдаваться проекту с большим значением ЧДД (при выполнении условия его положительности).

Ежегодные затраты учитывают также амортизационные издержки и рост тарифов на электроэнергию, являющуюся источником энергии для рассматриваемых систем теплоснабжения.

Далее необходимо определить внутреннюю норму доходности (другие названия – ВНД, внутренняя норма дисконта, внутренняя норма рентабельности, Internal Rate of Return, IRR).

В более общем случае внутренней нормой доходности называется такое положительное число E_v , что при норме дисконта $E = E_v$ чистый дисконтированный доход проекта обращается в 0, при всех больших значениях E отрицателен, при всех меньших значениях E положителен. Если не выполнено хотя бы одно из этих условий, считается, что ВНД не существует. Для оценки эффективности ИП значение ВНД необходимо сопоставлять с нормой дисконта E . Инвестиционные проекты, у которых $ВНД > E$, имеют положительный ЧДД и поэтому эффективны. Проекты, у которых $ВНД < E$, имеют отрицательный ЧДД и потому неэффективны [9].

ВНД может быть использована также:

- для экономической оценки проектных решений, если известны приемлемые значения ВНД (зависящие от области применения) у проектов данного типа;
- для оценки степени устойчивости инвестиции проектов по разности $ВНД - E$
- для установления участниками проекта нормы дисконта E по данным о внутренней норме доходности альтернативных направлений вложения ими собственных средств.

$$ВНД = \sum_{t=0}^n \frac{ЧД_t}{(1+ЧДД)^t} - \sum_{t=0}^n \frac{I_t}{(1+ЧДД)^t} \quad (25)$$

где: $ЧД_t$ - приток денежных средств в период t ;

I_t - сумма инвестиций (затраты) в t -ом периоде;

n - суммарное число периодов (интервалов, шагов) $t = 0, 1, 2, \dots, n$.

Сроком окупаемости («простым» сроком окупаемости, payback period) называется продолжительность периода от начального момента до момента окупаемости. Начальный момент указывается в задании на проектирование (обычно это начало нулевого шага или начало операционной деятельности). Моментом окупаемости называется тот наиболее ранний момент времени в расчетном периоде, после которого текущий чистый доход $ЧД(k)$ становится и в

дальнейшем остается неотрицательным. При оценке эффективности срок окупаемости, как правило, выступает только в качестве ограничения:

$$PP = \frac{K_0}{\text{ЧД}_{\text{ср}}} \quad (26)$$

где: K_0 – капитальные затраты системы теплоснабжения;

$\text{ЧД}_{\text{ср}}$ – среднее значение чистого дохода в год.

Сроком окупаемости с учетом дисконтирования называется продолжительность периода от начального момента до «момента окупаемости с учетом дисконтирования». Моментом окупаемости с учетом дисконтирования называется тот наиболее ранний момент времени в расчетном периоде, после которого текущий чистый дисконтированный доход $\text{ЧДД}(k)$ становится и в дальнейшем остается неотрицательным.

$$PP_{\text{д}} = \frac{K_0}{\text{ЧДД}_{\text{ср}}} \quad (27)$$

где: K_0 – капитальные затраты системы теплоснабжения;

$\text{ЧДД}_{\text{ср}}$ – среднее значение чистого дисконтированного дохода в год.

Индексы доходности характеризуют (относительную) "отдачу проекта" на вложенные в него средства. Они могут рассчитываться как для дисконтированных, так и для не дисконтированных денежных потоков. При оценке эффективности используются:

– индекс доходности затрат – отношение суммы денежных притоков (накопленных поступлений) к сумме денежных оттоков (накопленным платежам).

– индекс доходности дисконтированных затрат – отношение суммы дисконтированных денежных притоков к сумме дисконтированных денежных оттоков.

– индекс доходности инвестиций (ИД) – отношение суммы элементов денежного потока от операционной деятельности к абсолютной величине суммы элементов денежного потока от инвестиционной деятельности. Он равен увеличенному на единицу отношению ЧД к накопленному объему инвестиций;

– индекс доходности дисконтированных инвестиций (ИДД) – отношение суммы дисконтированных элементов денежного потока от операционной деятельности к абсолютной величине дисконтированной суммы элементов денежного потока от инвестиционной деятельности. ИДД равен увеличенному на единицу отношению ЧДД к накопленному дисконтированному объему инвестиций.

При расчете ИД и ИДД могут учитываться либо все капиталовложения за расчетный период, включая вложения в замещение выбывающих основных фондов, либо только первоначальные капиталовложения, осуществляемые до ввода предприятия в эксплуатацию (соответствующие показатели будут иметь различные значения):

$$\text{ИДД} = \frac{\text{ЧДД}_{\text{общ.}}}{I}; \quad (28)$$

где: I – капитальные затраты системы теплоснабжения;

$\text{ЧДД}_{\text{общ}}$ – общее значение чистого дохода за весь срок эксплуатации системы [9].

Использование одного из рассмотренных показателей в качестве критерия оптимизации представляется неправильным т.к. для оценки эффективности они должны рассматриваться в совокупности. Ввиду этого предлагается в качестве критерия оптимизации выбора энергоэффективной системы теплоснабжения использовать показатель, учитывающий экономический результат от эксплуатации системы энергоснабжения.

4.4. Формирование математической модели выбора энергоэффективной системы теплоснабжения малоэтажного строения

Описанная задача выбора может быть решена с помощью модели линейного программирования. Причем ввиду того, что речь идет о выборе варианта системы теплоснабжения, то целесообразно рассматривать задачу целочисленного программирования с булевыми переменными.

Примем обозначения:

пусть j – индекс, соответствующий варианту системы теплоснабжения, принимает значение $j \in \{1, 2 \dots n\}$;

x_j – переменная, соответствующая j -й системе, принимающая значение либо 1, либо 0. $x_j \in \{0, 1\}$

T_j – период эксплуатации j -й системы теплоснабжения, лет.

C_j – эксплуатационные затраты j -й системы теплоснабжения, руб.

E_j – получаемая экономия j -й системы теплоснабжения, рассчитанная на основании сравнения с электрическим котлом, руб.

$F(x_j)$ – показатель эффективности системы теплоснабжения, руб.

Критерием оптимизации является следующая функция

$$F(x_j) = \sum_{j=1}^n (E_j x_j - C_j x_j) \times T_j \rightarrow \max \quad (29)$$

Для данной оптимизационной задачи система ограничений примет следующий вид:

$$\begin{cases} 30 > T x_j > 0 \\ \sum x_j = 1 \\ \sum_{j=1}^n E_j x_j > C_j x_j \\ \sum_{j=1}^n N_j x_j < 40 \end{cases} \quad (30)$$

где: $30 > T(x_j) > 0$ – ограничение периода эксплуатации системы теплоснабжения;

$\sum x_j = 1$ – ограничение варианта рассматриваемой системы теплоснабжения;

$E_j(x_j) > C_j(x_j)$ – ограничение экономической эффективности системы теплоснабжения;

$N_j \times x_j < 40$ – ограничение на максимальную нагрузку системы теплоснабжения малоэтажных строений.

Для формирования условий модели необходимы следующие исходные данные. Нагрузка теплоснабжения (N_j) и срок эксплуатации системы теплоснабжения (T_j) задаются пользователем. На основании климатических особенностей выбранного региона для каждой системы теплоснабжения производит расчет эксплуатационных и капитальных затрат (E_j). Затем каждая рассматриваемая система теплоснабжения производит сравнение с аналогичной системой на основе теплогенерации электрическим котлом и рассчитывается значение экономии предлагаемого энергоэффективного теплогенератора (C_j). Подробнее алгоритм выбора оптимальной системы теплоснабжения малоэтажного здания изображен на рисунке 46.

Рассмотрим алгоритм расчета на примере 4 вариантов энергоэффективных систем теплоснабжения для объектов малоэтажного строительства:

1. ВТН – система теплоснабжения на основе применения стандартного воздушного теплового насоса.

2. ВТНР - система теплоснабжения на основе применения воздушного теплового насоса с камерой смешения воздуха.

3. РВТНР - система теплоснабжения на основе применения воздушного теплового насоса с камерой смешения воздуха и рекуператором воздушных потоков.

4. ГТН – система теплоснабжения на основе применения геотермального теплового насоса.

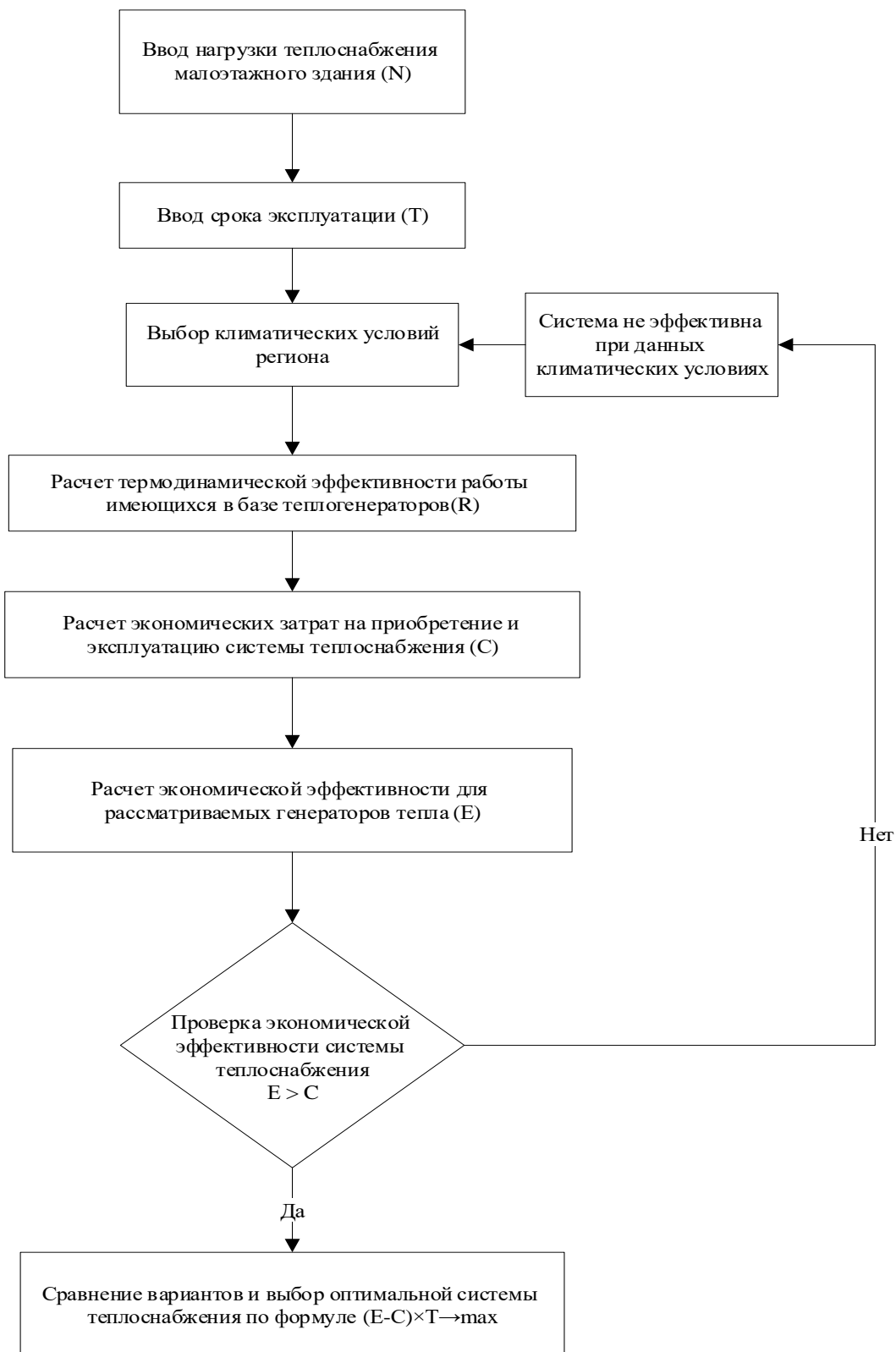


Рисунок 46 – Блок-схема выбора оптимальной системы теплоснабжения малоэтажного здания

В качестве примера разработанной оптимизационной модели рассмотрен процесс теплоснабжения малоэтажного здания, построенного в г. Иваново. Исходные данные рассматриваемого объекта представлены в таблице 21.

Таблица 21 – Исходные данные рассматриваемого объекта

Наименование	Коттедж
Район строительства	г. Иваново
Назначение	жилое
Наружные стены	кирпичные с утеплителем из пенополистирольных плит с противопожарными рассечками их минераловатных плит
Внутренние стены	кирпичные
Окна	ПВХ профиль с двухкамерными стеклопакетами
Двери	деревянные
Общая площадь строения, м ²	150
Нагрузка на систему отопления здания, кВт	6,4

Прежде чем перейти к расчету, автором определена нагрузка на систему отопления рассматриваемого объекта с учетом климатических особенностей г. Иваново.

Климат умеренно-континентальный. Лето тёплое, умеренно-влажное, со среднемесячной температурой июля +17,6°С. Зима холодная, со среднемесячной температурой января -11,9°С. Среднегодовая температура воздуха +3,3°С.

Снежный покров ложится во второй половине ноября и держится до середины апреля, наибольшая его высота достигает 60-70 см. Среднегодовое количество осадков составляет 437 мм.

Территория относится к следующим районам:

– по весу снегового покрова – IV;

- по средней скорости ветра за зимний период – 5 м/с;
- по давлению ветра – I;
- по толщине стенки гололеда – I;
- по средней месячной температуре воздуха, в январе – -10 °С;
- по средней месячной температуре воздуха, в июле – 20 °С;

Тепловая нагрузка на отопление дома определяется по формуле:

$$L_{от} = UA \times D \quad (31)$$

где: Dd - количество градусо-суток отопительного периода для г. Иваново, рассчитывается по формуле:

$$D_d = (T_{int} - T_{ht}) \times Z_{ht} \quad (32)$$

UA – полный коэффициент теплопотерь здания, рассчитывается по формуле:

$$UA = \frac{P_{от.расч}}{T_{нар.расч} - T_{вн}} \quad (33)$$

Результаты расчета отопительной нагрузки рассматриваемого здания приведены в таблице 22 и графически изобразим на рис. 46.

Таблица 22 – Отопительные нагрузки на рассматриваемый объект

Температура наружного воздуха, °С	Внутренняя температура воздуха $T_{вн}$, °С	Коэффициент теплопотерь UA , кВт/°С	Количество градусо-суток Dd , °С сут	Нагрузка, кВт
-30	20	0,13	3292,5	428
-25	20	0,14	4609,8	666
-20	20	0,16	11236,8	1826
-15	20	0,18	19884,2	3693
-10	20	0,21	35231,7	7634
-5	20	0,26	40453,25	10518
0	20	0,32	17320,6	5629
5	20	0,43	19562,7	8477
10	20	0,65	7079,3	4602

На основании расчета отопительной нагрузки (рис. 47) можно сделать вывод, что основная нагрузка из климатических условий г. Иваново на период 2019 года приходится на период стояния воздуха с наружной температурой -5 °С.

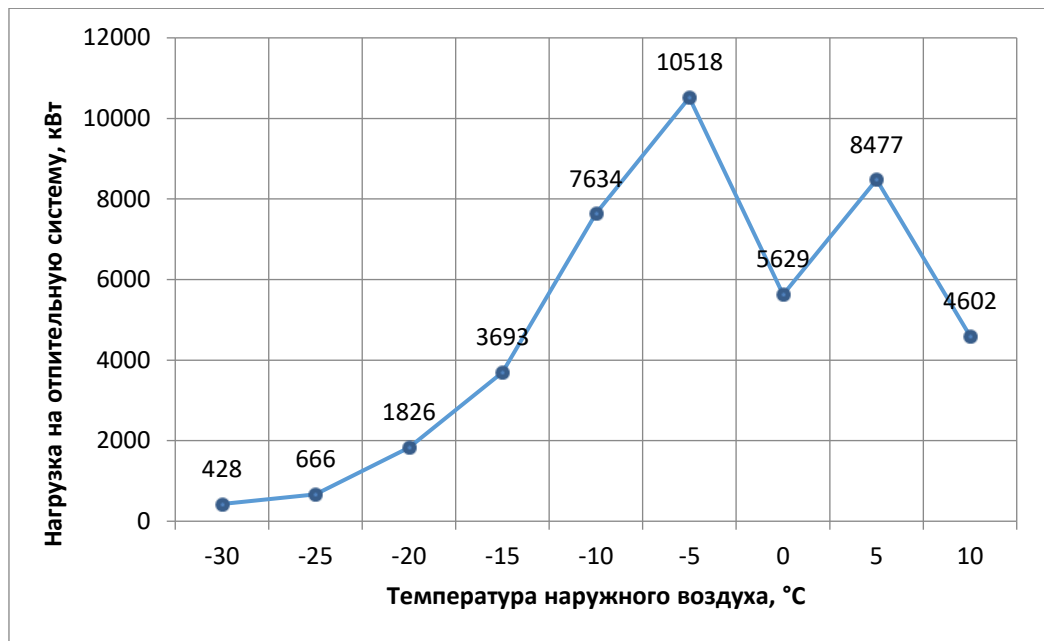


Рисунок 47 - Нагрузка на систему отопления исследуемого здания

С целью определения наиболее эффективной системы теплоснабжения проведен анализ применения различных моделей ТН (таблица 23) в климатических условиях г. Иваново в диапазоне температур от +10 до -30 °C. Так как продолжительность умеренно холодных и наиболее низких температур наружного воздуха в течение отопительного периода не велика, то экономически не выгодно увеличивать производство дорогостоящей тепловой мощности воздушного теплового насоса на покрытие всей расчётной тепловой нагрузки. В соответствии с чем целесообразно рассматривать работу ВТН в экстремальных условиях с подключением дополнительного «пикового» аккумулятора, подключаемого только в период стояния низких и сверх низких температур. Именно в таких случаях эффективно применять такие модели ВТН, как рециркуляционный воздушный тепловой насос (РВТН); рециркуляционный воздушный тепловой насос с рекуперацией (РВТНР); геотермальный воздушный тепловой насос (ГВТН). Это модели воздушного теплового насоса, использующие приемлемую конфигурацию воздухообмена (рециркуляцию, рекуперацию), коэффициент преобразования (эффективности) которых принимает значения близкое к 4 (как у ГВТН) при температурном диапазоне от -30 до +10 °C (табл. 24) [26].

Таблица 23 – Технические параметры рассматриваемых теплоснабжающих источников

Параметры	ВТН	РВТН	РВТНР	Эл. котел	ГТН
Мощность, кВт	12	12	12	12	12
Напряжение, В	380	380	380	380	380
Потребляемая электрическая мощность, кВт	3	2-3	2-3	12	2-3
Срок службы, лет	30	30	30	7	30
Рабочая температура теплоносителя, °С	55-60	55-60	55-60	95	55-60
Рабочее тело	R134	R134	R134	-	R134

Таблица 24 – Коэффициент преобразования (COP) для различных моделей ВТН

$t_{\text{наруж. возд.}}$, °С	$t_{\text{внутр. возд.}}$, °С	COP ВТН	COP РВТН	COP РВТНР	COP ГТН
-30	20	1,00	2,54	3,11	4,0
-25	20	1,00	2,97	3,29	4,0
-20	20	1,00	3,26	3,46	4,0
-15	20	1,00	3,48	3,60	4,0
-10	20	1,73	3,67	3,73	4,0
-5	20	2,30	3,80	3,82	4,0
0	20	2,88	3,90	3,89	4,0
+5	20	3,45	3,96	3,96	4,0
+10	20	4,00	4,00	4,00	4,0

Характер эффективности рассматриваемых воздушных насосов зависит от влияния конфигурации воздухообмена воздушных тепловых насосов, а именно от приточно-вытяжной вентиляционной системы с рециркуляцией или с рекуперацией тепла вытяжного воздуха, обеспечивающего требуемый воздухообмен с минимальными тепловыми потерями.

Рассмотрен возможный диапазон эксплуатации классического ВТН с установкой вне строения (снаружи) (ВТН), рециркуляционного воздушного теплового насоса (РВТН), рециркуляционного воздушного теплового насоса с

рекуперацией (РВТНР), взяв за основу при их сравнении COP – коэффициент преобразования (эффективности), равный отношению $\frac{Q_{\text{полезн. (ном. тепл)}}}{P_{\text{эл. двигателя}}}$, при этом COP=1 электрического котла (ЭК) является нижним пределом, а COP=4 геотермального теплового насоса (ГТН) будет служить его верхним пределом, к которому следует стремиться, чтобы добиться эффективной работы ВТН различных конфигураций.

Все модели ВТН в исследуемом случае применимы для строений с диапазоном теплопотерь здания от 2,4 кВт до 6,5 кВт, имеют тепловую мощность $P = 12 \text{ кВт}$, (A10/W30) согласно паспортным данным $P_{\text{эл.двигат.}} = 3,0 \text{ кВт}$, а следовательно COP – коэффициент эффективности (преобразования) $= 12 \text{ кВт} / 3 \text{ кВт} = 4$ при 10°C наружного воздуха.

Граничные условия по коэффициенту эффективности (преобразования) относительно различных моделей ВТН и ЭК и ГТН представлены на рис. 48.

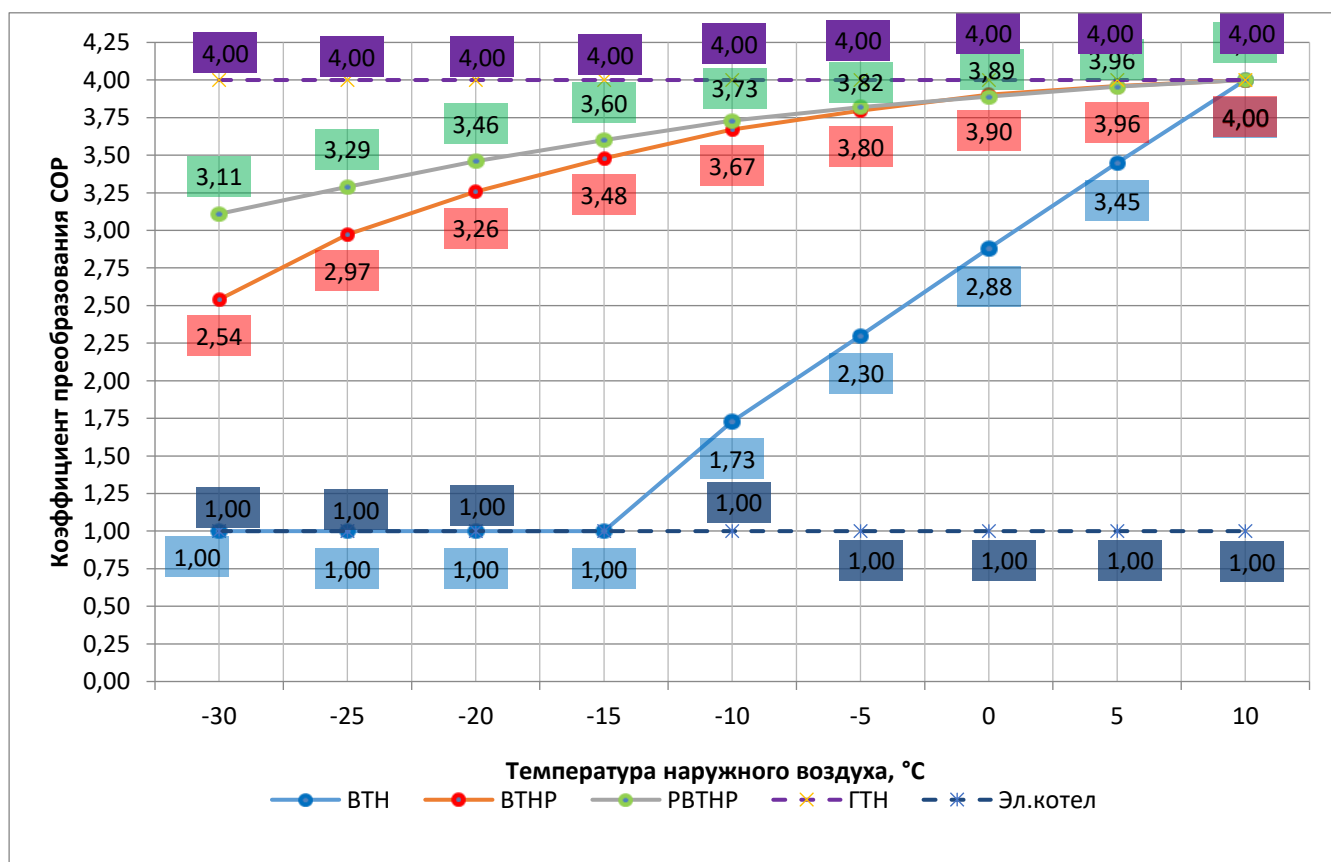


Рисунок 48 – График зависимости COP от температуры наружного воздуха, рассматриваемых моделей ВТН

На графике (рис. 46) наглядно наблюдается зависимости COP от температуры наружного воздуха, рассматриваемых конфигураций ВТН, РВТН и РВТНР, которые находятся в пределах от 1 (электрический котёл) до 4 (тепловой насос) - ось У [11]. Так же данный график демонстрирует, что при низких температурах – 20°C и ниже рассматриваемые модели ВТН, РВТН и РВТНР нуждаются в кратковременном подключении маломощных электротенов (ТЭН) в систему теплоснабжения для целей увеличения COP.

Величина коэффициента преобразования подразумевает возможность ВТН справляться с отоплением заданного объекта. Но в данном случае вырабатываемой мощности ВТН становится недостаточно для обеспечения отопительной нагрузки, поэтому требуется подключение дополнительного источник тепла, например, электрического ТЭНа. Таким образом, для эффективного применения воздушный тепловой насос работал и при низких температурах необходимо организовать комбинированную систему отопления, т.е. в схему отопления включается дополнительный генератор тепла [26].

В таблице 25 представлен расчет дополнительной тепловой мощности при использовании ТЭНа в системе теплоснабжения ВТН, РВТН и РВТНР.

Таблица 25 – Определение дополнительной мощности ТЭНа при работе ВТН, РВТН и РВТНР

t _{нар. возд.} , °C	Тепловые потери, кВт/час	Работа ВТН, час.	COP			Тепловая мощность, кВт, (P _{эл. двигат.} 3,0 кВт × COP)			Дополнительная тепловая мощность, кВт		
			ВТН	РВТН	РВТНР	ВТН	РВТН	РВТНР	ВТН	РВТН	РВТНР
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10=2-7	11=2-8	12=2-9
-30	10,4	67	1,00	2,54	3,11	3,0	7,62	9,33	7,4	2,78	1,07
-25	9,4	104	1,00	2,97	3,29	3,0	8,91	9,87	6,4	0,49	-

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
-20	8,4	286	1,00	3,26	3,46	3,0	9,78	10,38	5,4	-	-
-15	7,4	579	1,00	3,48	3,60	3,0	10,44	10,8	4,4	-	-
-10	6,4	1197	1,73	3,67	3,73	5,19	11,01	11,19	1,21	-	-
-5	5,4	1235	2,30	3,80	3,82	6,9	11,4	11,46	-	-	-
0	4,4	683	2,88	3,90	3,89	8,64	11,7	11,67	-	-	-
+5	3,4	509	3,45	3,96	3,95	10,35	11,88	11,85	-	-	-
+10	2,4	110	4,00	4,00	4,00	12,0	12,0	12,0	-	-	-

Для определения наилучших показателей необходимо сравнить эффективность работы различных моделей ВТН исходя из условий покрытия максимальной отопительной нагрузки объекта в наиболее низкие температуры наружного воздуха.

Расчеты временного режима работы моделей ВТН, нагревающих теплоноситель (воду) в буферной ёмкости $V = 200 \text{ л. (м}^3\text{)}$ от 30°C до 60°C , $P_{\text{тепл. мощность}} = 12 \text{ кВт}$, представлены в табл. 26.

Таблица 26 – Расчет времени работы ВТН, РВТН и РВТНР.

$t_{\text{наруж. возд., } ^\circ\text{C}}$	COP теоретический			Тепловая мощность, $Q_{\text{полезн.}} = COP \times P_{\text{эл.двиг.}}$, кВт, при $P_{\text{эл.двиг.}} = 3 \text{ кВт}$			COP расчетный			Время работы, $T_{\text{раб.}}$, мин		
	ВТН	РВТН	РВТНР	ВТН	РВТН	РВТНР	ВТН	РВТН	РВТНР	ВТН	РВТН	РВТНР
-30	1	2,54	3,11	3	7,62	9,33	0,29	0,73	0,90	208	82	67
-25	1	2,97	3,29	3	8,91	9,87	0,32	0,95	1,05	188	63	57
-20	1	3,26	3,46	3	9,78	10,38	0,36	1,16	1,24	168	52	49
-15	1	3,48	3,6	3	10,44	10,8	0,41	1,41	1,46	148	43	41
-10	1,73	3,67	3,73	5,19	11,01	11,19	0,81	1,72	1,75	74	35	34
-5	2,3	3,8	3,82	6,9	11,4	11,46	1,28	2,11	2,12	47	28	28
0	2,88	3,9	3,89	8,64	11,7	11,67	1,96	2,66	2,65	31	23	23
5	3,45	3,96	3,95	10,35	11,88	11,85	3,04	3,49	3,49	20	17	17
10	4	4	4	12	12	12	5,00	5,00	5,00	12	12	12

На основании расчетов в табл. 26 видно, что при значении параметра температуры $t = -10^\circ\text{C}$ время работы классического ВТН составит более часа, так

как в точке $P_{\text{потр}} = 5,19 \text{ кВт}$ при $\text{COP} = 1,73$ ВТН не справится с обогревом в следствии недостатка мощности, то есть $P_{\text{потр}} = 6,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч} > P_{\text{потр}} = 5,19 \text{ кВт}$. В данном случае необходима дополнительная тепловая мощность, составляющая $6,4 - 5,19 = 1,21 \text{ кВт}$. А при температуре $t = -30^{\circ}\text{C}$ время работы классического ВТН увеличится до 3,5 часов (=208 мин.: 60 мин.), при этом при эксплуатации РВТНР с той же температуре потребуется всего лишь чуть более часа (67 мин.).

В данном примере с классическим ВТН, температура -10°C называется температурой (точкой) бивалентности. При температурах ниже точки бивалентности тепловой насос либо отключается, либо работает в паре с дополнительным источником тепла, но при этом не покрывает всю потребность в тепле. В связи с этим, следует применять комбинированный режим работы теплового насоса.

Тепловой насос, работающий комбинированном режиме, обеспечивает полную тепловую нагрузку здания, пока не достигает точки бивалентного режима. При достижении точки бивалентности ВТН отключается, а вся нагрузка переходит на вспомогательный генератор тепла, который обеспечивает необходимый температурный график. Также можно при достижении точки бивалентного режима тепловой насос не отключать, а обеспечить совместную его работу в паре с дополнительным генератором тепла. В таком случае мощность дополнительного источника нагрева может выбираться исходя из недостающей мощности пиковой нагрузки. А мощность теплового насоса подбирается для точки бивалентного режима.

Следовательно, конфигурация ВТН должна подбираться таким образом, чтобы обеспечивать и основную – базовую отопительную нагрузку, и максимальную, что будет соответствовать оптимальной надёжности системы теплоснабжения.

При использовании резервного источника тепла только в наиболее холодные периоды электроэнергии для подключения и эксплуатации различной конфигурации ВТН потребуется в 3 раза меньше, чем необходимо, например,

классическому ВТН или электродкотлу. При этом рассмотренные конфигурации ВТН будут выдавать максимальный COP, который является основным критерием оценки эффективности теплового насоса согласно современным европейским стандартам EN14511 и EN255.

Однако согласно европейским стандартам более точно посчитать потребление электроэнергии в отопительный сезон, рекомендуется с помощью коэффициента SCOP, который учитывает изменения температуры теплоносителя на протяжении всего периода отопления и представляет собой среднее значение всех единовременных COPов в отопительном сезоне для определенной климатической зоны.

Выбор режима работы и номинальной мощности теплового насоса зависит как от источника низкопотенциальной энергии, так и от типа отопительной системы в здании. Энергосберегающее комбинированное отопление подразумевает работу теплового насоса в сочетании с другим нагревательным прибором: газовым, электрическим, твердотопливным котлом и др. Выбор данного режима может быть обусловлен так же необходимостью подачи более высокой температуры в систему отопления при низких наружных температурах воздуха.

Тепловой насос, как основной источник теплоснабжения, работая в комбинированном режиме, может обеспечивать до 90-95% необходимого тепла. На практике наиболее распространёнными являются вспомогательный и комбинированный моноэнергетический режим работы теплового насоса. Точка моноэнергетического режима может быть разной в зависимости от типа отопительной системы и типа теплового насоса.

Автором проведен расчет экономических критериев исследуемых систем теплоснабжения на основе ВТН, с целью оптимизации процесса проектирования малоэтажных строений.

Для этого приведен расчет эксплуатационных и капитальных затрат, рассматриваемых теплогенераторов, цены приняты для 2018 года – см. таблица 27.

Таблица 27 – Капитальные затраты на приобретение рассматриваемых систем теплоснабжения в расчете на цены 2018 года

Система теплоснабжения	Статья затрат	Описание	Цена, руб
1	2	3	4
ВТН	Основное оборудование	Тепловой насос, буферная емкость.	171 000,0
	Дополнительные оборудование	Краны шаровые, радиаторы, арматура, термометры, манометры и т.д.	54 634,0
	Монтаж оборудования	Установка оборудования, арматуры, прокладка трубопроводов и пуско-наладочные работы.	35 000,0
	Транспортировка оборудования		6023,0
Итого			266 657,0
РВТН	Основное оборудование	Тепловой насос, буферная емкость, камера смешения.	191 000,0
	Дополнительные оборудование	Краны шаровые, радиаторы, арматура, термометры, манометры и т.д.	54 634,0
	Монтаж оборудования	Установка оборудования, арматуры, прокладка трубопроводов и пуско-наладочные работы.	35 000,0
	Транспортировка оборудования		6023,0
Итого			272 680,0
РВТНР	Основное оборудование	Тепловой насос, буферная емкость, камера смешения, рекуператор.	211 000,0

1	2	3	4
	Дополнительные оборудование	Краны шаровые, радиаторы, арматура, термометры, манометры и т.д.	54 634,0
	Монтаж оборудования	Установка оборудования, арматуры, прокладка трубопроводов и пуско-наладочные работы.	35 000,0
	Транспортировка оборудования		6023,0
Итого			306 657,0
ГТН	Основное оборудование	Тепловой насос, буферная емкость.	185 000
	Дополнительные оборудование	Краны шаровые, радиаторы, арматура, термометры, манометры и т.д.	54 634,0
	Монтаж оборудования	Установка оборудования, арматуры, прокладка трубопроводов и пуско-наладочные работы.	235 000,0
	Транспортировка оборудования		6023,0
Итого			480 657,0
Электрокотел	Основное оборудование	Электрокотел, насосы, расширительный бак.	34595,72
	Дополнительное оборудование	Краны шаровые, радиаторы, арматура, термометры, манометры и т.д.	58913,55
	Монтаж оборудования	Установка оборудования, арматуры, прокладка трубопроводов и пуско-наладочные работы.	37142,56
	Транспортировка оборудования		6023,0
Итого			136 674,0

Графически расход на приобретение всех рассматриваемых систем теплоснабжения изображен на рис. 49.

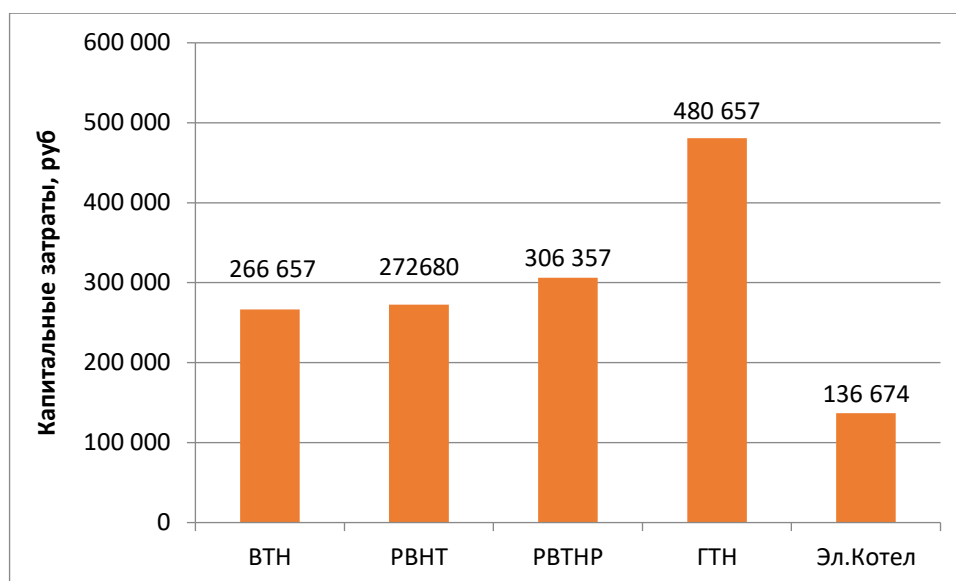


Рисунок 49 – Капитальные затраты на приобретение системы теплоснабжения

Исходя из полученного ранее COP для приведенных систем теплоснабжения рассчитаны эксплуатационные затраты за 2018 год – см. таблица 28. Расчет производился на основе актуального тарифа на электрическую энергию Ивановской области – 2,72 руб. за 1 кВт [148].

Таблица 28 – Эксплуатационные затраты систем теплоснабжения в расчете на цены 2018 года

Температура	Эксплуатационные затраты для систем теплоснабжения на основе, руб				
	ВТН	РВТН	РВТНР	Эл. котел	ГТН
1	2	3	4	5	6
-30	1070	432	405	1284	321
-25	1537	668	628	1998	499
-20	3778	1820	1717	5478	1369
-15	6924	3656	3462	11078	2770
-10	13086	7508	7134	22901	5725
-5	14676	10278	9799	31554	7888
0	6755	5465	5228	16888	4222

1	2	3	4	5	6
5	9018	8177	7849	25432	6358
10	4248	4248	4248	13805	3451
15	7256	7256	7256	26267	6567
Итого за год	68347	49509	47727	39171	156682

Графически результаты расчета эксплуатационных затрат рассматриваемых систем теплоснабжения для приведенного объекта приведены на рис. 50

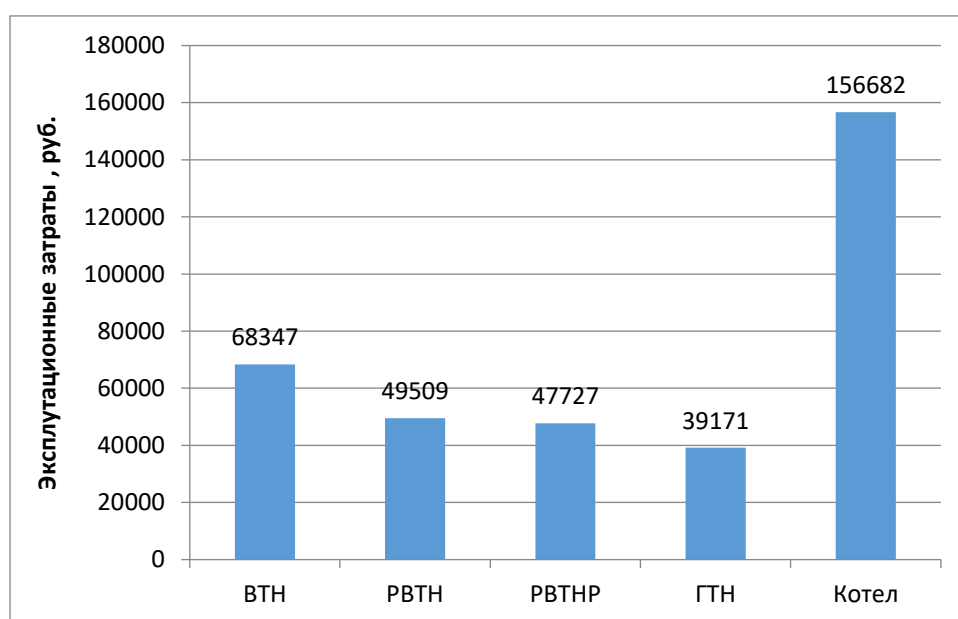


Рисунок 50 – Эксплуатационные затраты в расчете на 2018 год

Расчетным периодом выбран временной промежуток продолжительностью в 20 лет, с шагом в 1 год. В таблице 29 рассчитаны значения ЧД и ЧДД для рассматриваемых систем теплоснабжения в сравнении с электрическим котлом.

Таблица 29 - Определение значения для ЧЧД для теплового насоса

Год	ЧД ВТН, руб.	ЧД РВТН, руб.	ЧД РВТНР, руб.	ЧД ГТН, руб.	Е, %	ЧДД ВТН, руб.	ЧДД РВТН, руб.	ЧДД РВТНР, руб.	ЧДД ГТН, руб.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
2	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
3	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
4	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
5	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
6	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
7	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
8	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
9	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
10	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
11	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
12	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
13	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
14	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
15	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
16	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
17	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
18	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
19	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664
20	88334	107173	108955	117512	12.4	104235	126464	128567	138664

Индекс доходности инвестиций, а также индекс доходности дисконтированных инвестиций в данном расчете являются относительными величинами. Они не имеют собственной размерности, однако отражают актуальность такого инвестиционного проекта как система теплоснабжения, включающая ТН, относительно аналогичной системы с электрическим котлом (табл. 30).

Таблица 30 – Основные экономические показатели оценки эффективности системы теплоснабжения с тепловым насосом

Система теплоснабжения	ВНД, %	РР, лет	РРд, лет	ИД*	ИДД*
ВТН	72	3,02	2,56	6,63	7,82
РВТН	74	2,54	2,16	7,86	9,28
РВТНР	73	2,81	2,38	7,11	8,39
ГТН	67	4,09	3,47	4,89	5,77

Основными экономическими критериями расчета рассматриваемых систем теплоснабжения является дисконтированный срок окупаемости – РРд и дисконтированный индекс доходности ИДД. Показатель РРд говорит о том, как быстро окупится энергоэффективная система на основе ТН в сравнении с системой на основе электрического котла. В данном случае расчета оптимизационной модели наилучшим показателем РРд обладает система теплоснабжения на основе РВТН – см. рис. 51. Критерий ИДД показывает насколько эффективно будет

применение энергоэффективного теплогенератора (ТН) в сравнении с электрическим котлом, чем этот коэффициент выше, тем лучше эффект. В расчетном примере наилучшим показателем ИДД обладает система теплоснабжения на основе РВТН (рис. 52).

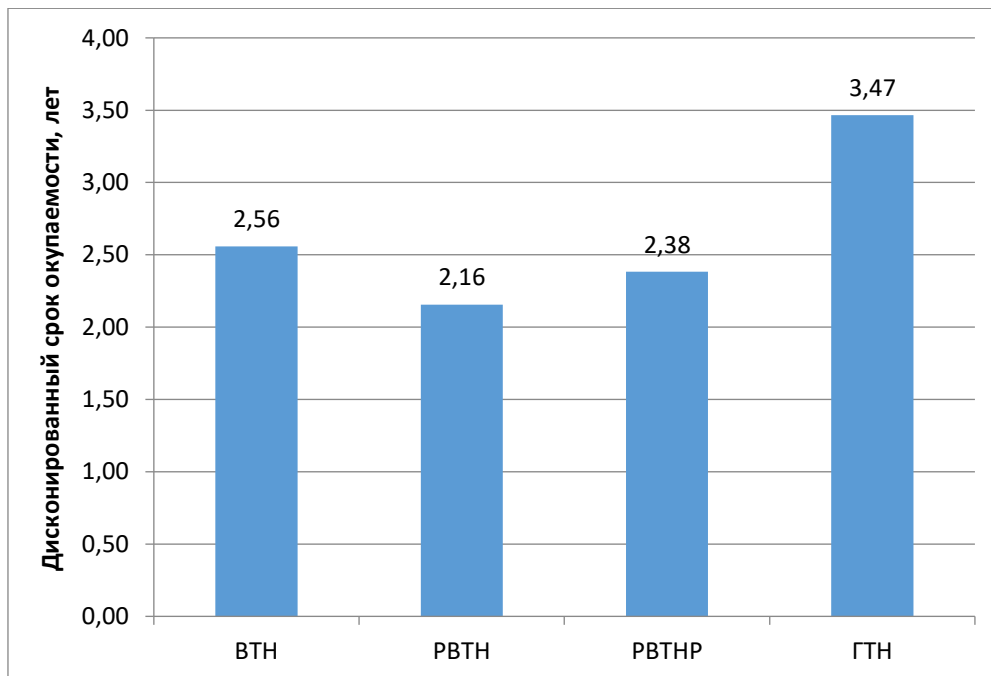


Рисунок 51 – Срок окупаемости рассматриваемых систем теплоснабжения

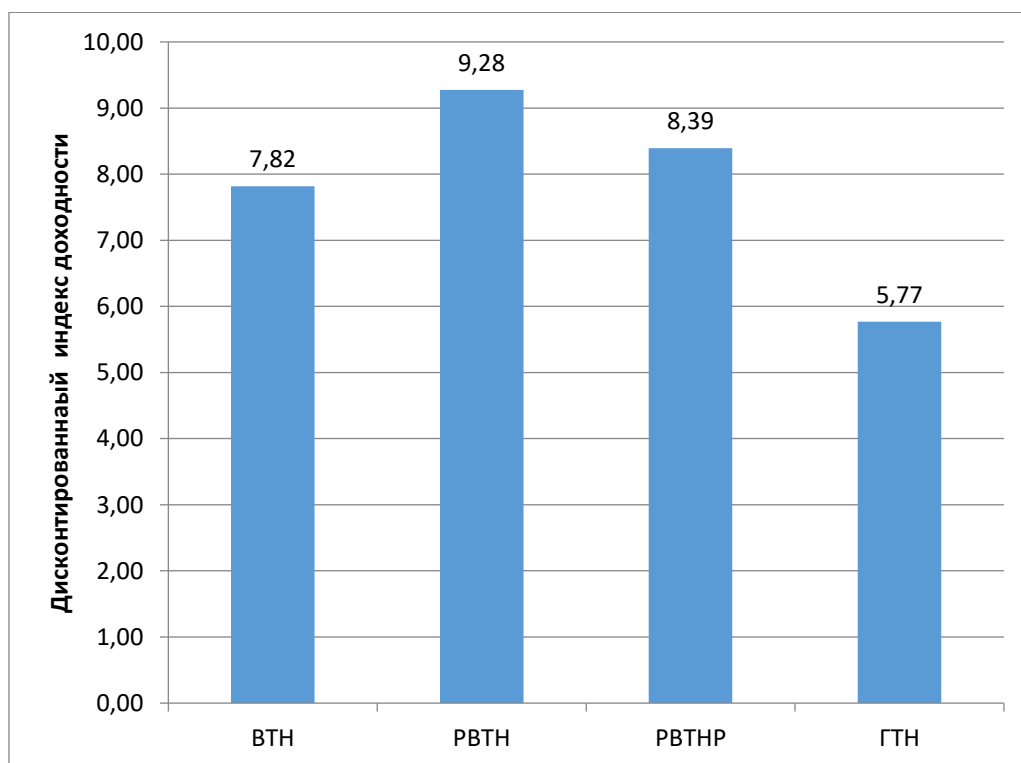


Рисунок 52 – Индекс доходности рассматриваемых систем теплоснабжения

По данным расчета оптимизационная модель выбирает наиболее эффективную систему теплоснабжения согласно значению энергоэффективности $F(x)$. В случае данного примера наиболее высокое значение энергоэффективности достигается системой теплоснабжения на основе РВТН.

Очевидно, что главную роль в процессе принятия проектных решения по организации эффективных систем теплоснабжения играет достоверная информационная база. В настоящее время не существует единого информационного ресурса, который содержит все необходимые данные для выбора оптимальной системы теплоснабжения. Поиск требуемых данных затруднен, тем, что они приводятся в различных источниках и как правило часть из них требует дополнительной обработки (расчет COP для климатических условий региона). Автору не удалось найти аналогов предлагаемой системы. В результате расчета приведенного примера можно сделать вывод, что оптимизационная модель на стадии проектных работ позволяет ускорить и качественно улучшить процесс выбора оптимальной системы теплоснабжения для малоэтажных строений.

Созданная автором оптимизационная модель обладает признаками научной новизны, позволяет получить новые научные результаты: достоверные данные по выбору более энергоэффективной системы теплоснабжения малоэтажных строений, так как в ней детально исследованы климатические особенности регионов. Также в формировании расчета используются конкретные параметры ТН, учитываются дополнительная нагрузка на отопительную систему для подогрева забираемого воздуха при использовании камеры смешения воздуха и рекуперации.

Модель можно развивать, добавляя регионы с другими климатическими условиями, а также добавляя аналоговые решения в сфере теплоснабжения. Усовершенствовать модель так же возможно если добавить в расчет критерии отопительного оборудования, таким образом, точность получаемого результата станет выше.

4.5. Методика реализации оптимизационной модели в существующей системе проектирования теплоснабжения малоэтажных строений

По мнению автора, наилучшим способом реализации предлагаемой оптимизационной модели является линейное программирование. Оно служит для выбора лучшего плана распределения ограниченных однородных ресурсов в целях решения поставленной задачи.

Однако в случае организации многосегментной задачи оптимальным способом решения задачи заключается в распределении имеющихся данных по своим ячейкам. Как известно, методы математического моделирования в экономическом анализе позволяют решить оптимизационную задачу следующего вида:

$$F = f(x_j) \rightarrow \max, \quad (34)$$

$$\text{где } f(x_j) = \sum_{j=1}^n (E_j x_j - C_j x_j) \times T_j x_j \rightarrow \max.$$

Создаваемая оптимизационная модель позволяет усовершенствовать процесс выбора энергоэффективной системы теплоснабжения в зависимости от требований заказчика, тепловой нагрузки и географического расположения объекта. Это позволит значительно ускорить процесс проектирования системы теплоснабжения малоэтажных строений.

Практическое применение оптимизационной модели заключается в том, что её использование сокращает трудозатраты на стадии проектных работ, при этом выдавая конкретный и обоснованный результат для организации энергоэффективного теплоснабжения малоэтажных строений. Кроме того, данная модель полезна для изучения молодым специалистам, студентам, аспирантам и магистрантам, обучающимся по профилю проектирования систем теплоснабжения, поскольку алгоритм модели и её информационная база позволит им организовать свой процесс проектирования. Так же данная модель совершенствует и упрощает процесс подбора оборудования организациям, ориентированным на продажу

теплогенераторов, поскольку при минимальных исходных данных позволяет получить конкретный результат эффективности работы тепловых насосов.

Использование данной оптимизационной модели способствует решению задач, сформулированных в законе №261-ФЗ и организации процесса проектных работ теплоснабжения малоэтажных строений, что:

- 1) повышает энергоэффективность малоэтажных строений;
- 2) сокращает потери энергоресурсов;
- 3) увеличит количество экологичных систем теплоснабжения;
- 4) увеличит количество строений с высоким классом энергоэффективности;
- 5) способствует созданию комфортного микроклимата для функциональности человека;
- 6) способствует принятию энергоэффективных решений на стадии проектных работ.

Предлагаемая оптимизационная модель выбора системы теплоснабжения малоэтажных строений на стадии их проектирования может быть использована также при разработке дорожных карт и стратегий развития ТЭК, так как она позволит увидеть динамику энергопотребления строений в масштабах как отдельного здания, так и всей страны. Автор считает целесообразным внедрять построение предлагаемой модели при выборе проектных решений в разделе «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», как для вновь проектируемых, так и для реконструируемых, существующих зданий и сооружений.

Таким образом, предлагаемая оптимизационная модель позволяет выбрать наилучший вариант теплоснабжения малоэтажного строения, способствует процессам организации проектных работ, обеспечивая многовариантность расчётов и выбор по различным критериям эффективности, является действенным инструментом методологии процессов организации проектирования энергоэффективных строений, что предполагает увеличение энергоёмкости, ресурсосбережение и экологичности страны.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В ходе исследования проектно-организационных основ по разработке систем теплоснабжения малоэтажных строений установлено, что существующая нормативно-техническая документация имеет несколько значительных недостатков: отсутствие методики подсчета конкретных параметров эффективной работы ВТН в условиях климата РФ, отсутствие характеристик работы ВТН при использовании различных отопительных приборов. Обосновано, что для повышения энергоэффективности малоэтажных зданий требуется актуализировать и дополнить существующую нормативно-техническую проектную базу.

2. В результате изучения температуры и погодных условий в Ивановской области, сделан вывод о том, что существующие модели ВТН не способны эффективно функционировать и их необходимо модифицированы с учетом специфики климатических особенностей ЦФО РФ следующим образом: произвести монтаж камеры смешения воздуха, использующей для подогрева уличного воздуха тепло воздуха удаляемого из отапливаемого здания. Научная новизна предлагаемого автором устройства подтверждается патентом на полезную модель (Разработка средства для смешения газовых потоков – авторское свидетельство РФ №185689).

3. Рассмотрены характеристики современных фреонов с целью определения наиболее эффективного рабочего тела для внутренних циклов работы ВТН в результате чего предложена инфографическая модель термодинамической активности фреонов. Данная модель отражает достоинства и недостатки современных фреонов и позволяет выбрать наиболее эффективное рабочее тело для режима эксплуатации ВТН на стадии проектирования систем теплоснабжения, с учетом экологичности процесса выработки тепловой энергии.

4. В диссертационном исследовании приведены результаты прикладного исследования трансформаций фреонов в процессе выработки тепловой энергии ВТН при конкретных параметрах низкопотенциального теплоносителя. Сделан вывод, что существующую проектную документацию необходимо дополнить

данными о специфике выработки тепловой энергии ВТН в зависимости от применяемого фреона.

5. Выявлены оптимальные параметры для низкопотенциального источника тепла для эффективной работы ВТН, учитывающие комфортные климатические условия для жизнедеятельности человека в отапливаемом здании. Указанные параметры следует учитывать на стадии организации производства проектных работ, что позволит повысить энергоэффективность теплоснабжения малоэтажных строительных объектов. Данные сведены в номограмму выбора эффективной температуры воздуха, подаваемого на испаритель ВТН.

6. Процессы совершенствования организации проектных работ энергоэффективных систем теплоснабжения малоэтажных строений на основании применения ВТН внедрены в проектировании, строительстве и эксплуатации малоэтажного жилого здания на территории Ивановской области. Мониторинг работы системы теплоснабжения на этом объекте продолжается с 2017 года и подтверждает теоретические выводы данного исследования.

7. Доказана экономическая целесообразность применения систем теплоснабжения на основе ВТН для малоэтажных строений в условиях климата центрального региона России. В расчете рассмотрены как существующие модели ВТН, так и модернизированные с целью их функционирования в конкретных климатических условиях (г. Иваново). Модернизация ВТН заключается в виде дополнительной конструкции – камеры смешения воздуха, выполненной в соответствии с патентом на полезную модель №185689 «Средство для смешения газовых потоков».

8. Исследована специфика работы системы теплоснабжения малоэтажного здания на базе ВТН в г. Иваново на основании которой разработана оптимизационная модель, целевой функцией которой является достижение экономического эффекта при использовании различных систем теплоснабжения. При разработке модели использовались климатические данные Ивановской области за период 2013-2018 гг. Для оценки эффективности системы

теплоснабжения были выявлены и сформулированы критерии, которые были сгруппированы в два блока: термодинамические показатели и экономические. К модели разработан алгоритм, который наглядно демонстрирует логическую цепочку расчетного цикла разработанной оптимизационной модели, а также дает представление о факторах, влияющих на конечный результат оптимизационного расчета. На основе модельных расчётов получены данные позволяющие сделать вывод, что в климатических условиях Ивановской области наиболее эффективным решением системы теплоснабжения является рециркуляционный воздушный тепловой насос. Разработанная оптимизационная модель способствует решению задачи, сформулированной Федеральным Законом № 261-ФЗ от 29.11.2009 г. «Об энергосбережении и энергетической эффективности...» за счет оптимизации организационного процесса проектных работ энергоэффективных систем теплоснабжения. Модель способна выдать достаточно точный результат по эффективности работы теплогенераторов в заданном климатическом регионе на основании минимального количества исходных данных объекта малоэтажного строительства. Предлагаемая оптимизационная модель имеет важное научное, экономическое и экологическое значение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Зайцева И.А., **Воронов В.А.**, Емелин В.А. Анализ энергоэффективности воздушного теплового насоса и электродкотла в условиях текстильного и швейного производства// Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2016. - №4. – С.5-11.
2. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Виноградова Н.В., **Воронов В.А.** Автоматизация функционально-структурной схемы теплообеспечения текстильного малоэтажного строения// Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2017. - №2. – С.335-337.
3. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Виноградова Н.В., **Воронов В.А.** Сравнительная эффективность теплоотдачи современных видов отопления в малоэтажных текстильных строениях// Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2017. - №3. – С.237-240.
4. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Виноградова Н.В., **Воронов В.А.**, Емелин В.А. Теплопотери и теплоприток при совместной работе смесительной камеры и воздушно-теплового насоса в малоэтажных строениях// Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2017. - №4. – С.209-213.
5. Федосов С.В., Федосеев В.Н., Воронов В.А. Использование низкопотенциальной теплоты окружающего воздуха в испарительно-конденсаторном блоке воздушного теплового насоса// Приволжский научный журнал -2019-№3-С.37-46.
6. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Зайцева И.А., Виноградова Н.В., Емелин В.А., **Воронов В.А.** Сравнительный анализ комбинированных режимов работы ВТН для малоэтажных строений в текстильной отрасли// Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2017- №5- С.324-328.
7. **В.А. Воронов**, В.А. Емелин Энергосбережение в теплоснабжении на основе государственно-частного партнерства// Сборник материалов студенческих

научных конференций Ивановского филиала Института управления (г. Архангельск) за 2013 год «Молодая наука 2013» - 2014- С.17-26.

8. **В.А. Воронов**, В.А. Емелин «Альтернативная энергетика как решение экономических проблем и эффективность» // Сборник статей XV Международной научно-практической конференции. –2014 – С.51-55.

9. Федосеев В.Н., Зайцева И.А., Острякова Ю.Е., Целовальникова Н.В., Емелин В.А., **Воронов В.А.** Эффективное управление системой теплогенерации в автономных производственных помещениях// Международный научно-исследовательский журнал- 2017- №4- С.109-112.

10. **В.А. Воронов** «Экологичный подход к системе теплоснабжения частных жилых строений.»/ межвузовская научно-техническая конференция с международным участием «Молодые ученые – развитию отечественной промышленности» («ПОИСК - 2015») – 2015 – С.71-72.

11. **В.А. Воронов**, В.А. Емелин, В.Н. Федосеев, И.А. Зайцева Климатические условия и факторы, влияющие на производительность воздушного теплового насоса// Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений // Сб.научн. тр. – Иваново: ИВГПУ, 2015.- С.185-189.

12. **В.А. Воронов**, В.А. Емелин «Экологичная система теплоснабжения жилых зданий» // Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы безопасности жизнедеятельности и экологии» - 2015 - С.166-168.

13. **В.А. Воронов** «Экологически чистая система теплоснабжения жилых и общественных зданий»/ Химия и экология-2015: материалы Международной научно-практической конференции / деркол.: Евдокимова Н.Г. и др. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2015 – 2015 –С.280-282.

14. **Воронов В.А.**, Емелин В.А. Экономическая целесообразность применения теплового насоса в качестве системы теплоснабжения частного жилья // Информационная среда вуза. 2015. № 1. С. 480-483.

15. В. Н. Федосеев, А. Б. Петрухин, В. А. Емелин, **В. А. Воронов**, И. А. Зайцева Энергоэффективность рабочего тела (хладона) воздушного теплового

насоса в режиме обогрева автономного текстильного цеха (производства)// Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений, сборник научных трудов Иваново 2016 - 2016 - С.186-194.

16. В. Н. Федосеев, И. А. Зайцева, В. А. Емелин, **В. А. Воронов** Энергоэффективный расчёт отопления автономного строения на основе воздушного теплового насоса// Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений, сборник научных трудов Иваново 2016 - 2016 - С.181-186.

17. В. Н. Федосеев, А. Б. Петрухин, И. А. Зайцева, В. А. Емелин, **В. А. Воронов** Устройство системы теплоснабжения с воздушным тепловым насосом// Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений, сборник научных трудов Иваново 2016 – 2016 – С.194-199.

18. В. Н. Федосеев, В. А. Емелин, **В. А. Воронов**, И. А. Зайцева, Острякова Ю.Е. Технические возможности эффективной работы воздушного теплового насоса (ВТН)// Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений, сборник научных трудов Иваново 2017 – 2017 – С.289-293.

19. **В.А. Воронов** Теплоснабжение малоэтажных коттеджных строений в центральных регионах Российской Федерации// Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений // Сб.научн. тр. – Иваново: ИВГПУ, 2018.

20. **В.А. Воронов**, В. А. Емелин Выбор хладагента для повышения эффективности теплогенерации воздушным тепловым насосом// Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений // Сб. научн. тр. – Иваново: ИВГПУ, 2018.

21. Бодров В.И., Бодров М.В., Кузин В.Ю., Морозов М.С. Определение приоритетных направлений повышения энергоэффективности систем обеспечения параметров микроклимата многоквартирных жилых домов // Вестник Волжского

регионального отделения Российской академии архитектуры и строительных наук. 2017. № 20. С. 275-279.

22. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Федосов С.В., Петрухин А.Б., Виноградова Н.В. Отопление текстильных малоэтажных строений и цехов комплексной теплонасосной системой «воздух – вода» // Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2017- №5- С.255-258.

23. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Виноградова Н.В., Ткачев В.М., Емелин В.А. Термодинамическая эффективность воздушных тепловых насосов, используемых в малоэтажных текстильных строениях // Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2017- №5- С.314-318.

24. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Зайцева И.А., Виноградова Н.В. Количественный анализ конфигурации коэффициента эффективности и тепловой мощности воздушного теплового насоса при отоплении малоэтажных текстильных строений // Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2017- №5- С.319-323.

25. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Алоян С.М., Зайцева И.А., Виноградова Н.В. Возможный диапазон работы воздушного теплового насоса в отопительный период // Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2017- №4- С.278-281.

26. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Зайцева И.А., Виноградова Н.В., Острякова Ю.Е. Эффективность отопления тепловым насосом автономных текстильных производств в зависимости от уровня термодинамической активности фреонов // Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2017- №1- С.179-184.

27. Алоян Р.М., Петрухин А.Б., Виноградова Н.В., Федосеев В.Н. Эффективное энерго- и теплоснабжение автономных текстильных производств // Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2016- №6- С.235-237.

28. Алоян Р.М., Петрухин А.Б., Виноградова Н.В., Федосеев В.Н. Функциональная система для теплообмена автономных текстильных производств

воздушным тепловым насосом (ВТН) // Международный Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2016- №5- С.195-198.

29. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Виноградова Н.В., Иродова М.Р., Зайцева И.А. Экономически эффективный воздухообмен в системе теплоснабжения тепловым насосом малоэтажных текстильных помещений Известия вузов. Технология текстильной промышленности –2016- №5- С.210-214.

30. Алоян Р.М., Петрухин А.Б., Федосеев В.Н. Возможность внедрения экологической и энергосберегающей технологии в текстильной энергетике// Известия вузов. Технология текстильной промышленности –2016- №2- С.188-191.

31. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Петрухин А.Б. Экономическая эффективность воздушно-тепловых насосов для объектов производственного и непромышленного назначения // Известия вузов. Технология текстильной промышленности –2016- №1- С.18-21.

32. Алоян Р.М., Петрухин А.Б., Федосеев В.Н., Л.А. Опарина, Ю.А. Чистякова Организационно-технические решения снижения энергоемкости российской экономики на примере текстильной и строительной отраслей/ Известия вузов. Технология текстильной промышленности –2017- №4- С.301-304.

33. А. М. Анисимов, К. Батерау, В. Н. Васильев, М. М. Кенисарин, О. С. Попель, А. В. Спиридонов, И. Л. Шубин Перспективная система отопления малоэтажных зданий// Всероссийский журнал «Стройпрофи» – 2012 - №5.

34. Жилищное хозяйство и бытовое обслуживание населения в России, 2016: Стат. сб. М.: Росстат, 2016.

35. Филиппов С.П., Дильман М.Д., Ионов М.С. Перспективы применения тепловых насосов в России// электронный журнал «Энергосовет» - 2011 - №5 –с.42-46.

36. Бернер Г.Я., Кинкер М.Г., Раяк М.Б. Инженерные решения проблем энергоэффективности и улучшения качества окружающей среды. – М.: Издательство – «Новости теплоснабжения» - 2011-С.300.

37. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Виноградова Н.В., Зайцева И.А., Иродова М.Р. Оптоволоконная томография как метод количественной оценки параметров микроклимата в рабочих помещениях автономных текстильных производств// Известия вузов. Технология текстильной промышленности –2017- №1- С.259-261.
38. Рей. Д., МакМайкал Д. Тепловые насосы: пер. с англ. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
39. Холодильные машины под ред. Л.С. Тимофеевского – Издательство Политехника – 1997.
40. Термодинамические диаграммы i -lgP для хладагентов . – М.:АВИСАНКО, 2003. – 50 с.
41. Основы холодильной техники . Доссат Рой дж. Пер. с англ. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 96 с.
42. Трубаев П.А., Гришко Б.М. Тепловые насосы. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2009.
43. Ческотти О., Пивоваров К.А., Рукавишников А.М. Выбор хладагентов для промышленного охлаждения. Особенности стратегии и тактики в условиях России// Холодильная техника. - №2, 2009. С. 18-20.
44. П.К. Ощепков. «Жизнь и мечта», 4-е изд., доп. И испр., ил. – М.: Моксовский рабочий – 1984 – 320 с.
45. Технический паспорт воздушного теплового насоса марки Meeting – 7 кВт.
46. Полезная модель РФ № 2017100433, 29.09.2017. Тепловой насос // Патент России № 2017100433. 2017. Бюл. № 28. / Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Емелин В.А., Воронов В.А., Острякова Ю.Е., Свиридов И.А.

47. Полезная модель РФ № 2017125839, 15.03.2018. Мембранный компрессор // Патент России № 2017125839. 2017. Бюл. № 8. / Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Емелин В.А., Воронов В.А., Свиридов И.А.

48. Полезная модель РФ № 2016116220/12, 10.11.2016. Магнитный замок для холодильника // Патент России № 2016116220. 2017. Бюл. № 31. / Емелин В.А., Федосеев В.Н., Воронов В.А., Свиридов И.А.

49. Внутренние санитарно-технические устройства. – В 3-х частях, ч.1 Отопление/ В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканави и др. / Под ред. И.Г. Староверова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990.

50. Алгоритм расчета энергоемкости воздухообмена воздушного теплового насоса с рециркуляцией воздуха для малоэтажного строения // Информационная среда вуза. – Иваново: ИВГПУ-2016-с. 287-294.

51. Теплофизические свойства фреонов – Т.1. Фреоны метанового ряда / В.В. Алтунин, В.З. Геллер, Е.К. Петров, Д.С. Рассказов, Г.А. Спиридонов / под ред. С.Л. Ривкина; Госстандарт; ГСССД. – М.: Изд-во стандартов, 1980.

52. Луговая В.П. Выбор энергоэффективных экологичных технологий в условиях дефицита энергоресурсов // Известия вузов. Технология текстильной промышленности –2017- №2- С.49-52.

53. Петрухин А.Б., Опарина Л.А., Чистякова Ю.А. Анализ целевых показателей энергосбережения и ключевых показателей социально-экономического развития РФ // Сб. ст.: Информационная среда вуза (IX Междунар. Научн.-практ. конф.) . – Иваново: ИВГПУ, 2017.

54. Ларионов А.Н., Викторов М.Ю. Актуальные проблемы энергоэффективного строительства объектов текстильной промышленности // Известия вузов. Технология текстильной промышленности –2017- №2- С.45-49.

55. Алоян Р.М., Петрухин А.Б., Виноградова Н.В., Федосеев В.Н. Экологические и энергосберегающие технологии в текстильной и легкой

промышленности// Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2016- №6- С.263-265.

56. Алоян Р.М., Петрухин А.Б., Виноградова Н.В., Федосеев В.Н. Функциональная система для теплообмена автономных текстильных производств воздушным тепловым насосом (ВТН) // Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2016- №5- С.195-198.

57. Совет при Президенте РФ по модернизации экономики и инновационному развитию России [Электронный ресурс] . – Электрон.дан. – Москва: 2000. – 1 эл.опт. диск (CD-ROM).

58. Саакян Ю., Прохова Н. Прогнозирование в электроэнергетике и новые факторы роста спроса на электроэнергию // Академия энергетики. – 2007-№6-с.12-16.

59. Ливчак В.. И. Обоснование расчета удельных; показателей расхода тепла на отопление разноэтажных, жилыхзданий // АВОК. - 2006, -№Т.

60. Литовский Е. И., Пустовалов Ю. В: Парокомпрессионные теплонасосные, установки// М.: Энергоиздат, 1982. — 144с.

61. Мартыненко •' О; Г., Соковишин Ю: А. Теплообмен смешанной конвекцией. - Минск: Наука и техника, 1975. - 256 с.

62. Гершкович В.Ф. Опыт применения в Киеве теплового насоса "Воздух-вода" для отопления офисного здания // Новости теплоснабжения. — 2001 - №11. С. 39-41.

63. Девянин Д. Н., Пищиков СИ., Соколов Ю.Н. Разработка и испытание на ТЭЦ- 28 ОАО "Мосэнерго" лабораторного стенда по апробации схем использования тепловых насосных установок в энергетике // Новости теплоснабжения. – 2000 - № 1. С. 33- 36.

64. Петин Ю.М. Опыт десятилетия производства тепловых насосов в ЗАО «Энергия» // Энергетическая политика -2001 - Выпуск 3. С. 28 -33.

65. Мачкаши А., Банхиди Л. Лучистое отопление. - М.: Стройиздат, 1985.-464 с.

66. МДС 41-4.2000. Методика определения количеств тепловой энергии и теплоносителя в водяных системах коммунального теплоснабжения. Госстрой РФ, 2000.

67. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов и их отбору. - М.: СОПСиЭС, 1994.

68. Методические рекомендации по составлению технико-экономических обоснований для энергосберегающих мероприятий. - Минск: Мин. экономики, 2003.

69. Михайлов С. А. Теплоснабжение Российской Федерации в цифрах. Новости теплоснабжения, - 2002, - № 08.

70. Михеев М. А. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1977. - 344 с.

71. Михеев М. А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1977.- 344 с.

72. Свердлов Г.З., Явнель Б.К, Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха // М, - Пищевая промышленность. - 1978.- 264 с.

73. Кошкин Н. Н., Быдылькес И. С, Ден Г. Н. Холодильные машины // М. - Пищевая промышленность. - 1973.- 512 с.

74. Унгиадзе Н. М., Везиришвили О. Ш. Рекомендации по разработке систем теплонасосных установок // Грузгипрогорстрой. - Тбилиси. - 1986.- 31с.

75. Огуречников Л. А. Сравнительный анализ парокомпрессионных и абсорбционных тепловых насосов // Холодильная техника. — 1996. - №81

76. Огуречников Л. А. Сравнительный анализ перспективных низкотемпературных, энергосберегающих технологий // Промышленная энергетика. - 1997. - №2.

77. Азаров А. И. и др. Холодильные машины. Справочник // М.- Легкая и пищевая промышленность. - 1982.- 223 с.

78. Зеликовский И. Х., Л.Г. Справочник по малым холодильным машинам и установкам // М, - Пищевая промышленность. - 1968.- 320 с.

79. Якобсон В. Б. Малые холодильные машины // М.- Пищевая промышленность. -1977.- 368 с.

80. Бежанишвили Э. М., Быков Ф. В. И др. Холодильные компрессоры. Справочник // М. - Легкая и пищевая промышленность. - 1981.- 279 с.

81. Поспелов Г. А., Биктанова Р. Г., Галлиев Р. М. Руководство по курсовому и дипломному проектированию по холодильным и компрессорным машинам // М.- Машиностроение. - 1986.- 264 с.

82. Сакун И.А. и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин // Л. - Машиностроение. - 1987.

83. Рекомендации по оценке экономической эффективности инвестиционного проекта теплоснабжения / Р НП АВОК. 5-2006.

84. Руководство по применению тепловых насосов с использованием вторичных энергоресурсов и нетрадиционных возобновляемых источников энергии / Г.П. Васильев [и др.] // Москомархитектура. — М. — 2001. — 66 с.

85. Савицкий А. И. Практика внедрения тепловых насосов в России // СОК. - 2005. - №6. G. 16-17.

86. Braswell A. Impact of CFC regulations on the air conditioning and refrigeration industry // J.J.F. - J.J.R. - Commissions B1, B2, E1, E2 – purdue (USA). 1988. №2. P. 315-318.

87. Greswick F. A., Fischer S. K., Sand J. R. Potential impacts of CFC restrictions on refrigeration and space-conditioning equipment // J.J.F. - J.J.R. - Commissions B1, B2, E1, E2-purdue (USA). 1988. №2. P. 347- 351.

88. Blaise J. C, Dutto T., Ambrosino J. L. First industrial application of nonazeotropic mixture // // Rev. Int. Froid. 1989. Vol. 12. №10. P. 255- 258

89. Christie T. H. The applications of "freon" CFC refrigerants in heat pumps // Scandinavian refrigeration. 1984. №5. P.226- 227.

90. Toxikologie von H-FKW 134a und H-FCKW 123 // Heizung- Luftung- Klimatechnik. 1990. №4. S. 300-301.

91. Doring R., Buchwald H. Experimentelle und theoretische untersuchungen der Kalttemittel R 134a (CH₂F- CF₃) und R 123 (CHC_b - CF₃) // Ki Klima- KalteHeizung. 1990. №3. S.108- 112.

92. Webb R. L., DiGiovanni M. A. Comparison of mixture and pure refrigerant heat pump cycles//Heat Recovery Systems & CHP.1989. Vol.9. № 4. P.383- 396

93. The state of R.22: Overcoming problems with liquid // Refrigeration and Air Conditioning. 1990. N[^] 3. P.5-16.

94. Spauschus H. O. HFC 134a as a substitute refrigerant for CFC 12 // J.J.F. - J.J.R. - Commissions B1, B2, E1, E2 -purdue (USA). 1988. N2 2. P.397- 400.

95. Калнинь И.М. Перспективы развития тепловых насосов. // Холодильная техника. 1994. №1. С. 4-8.

96. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Эффективность альтернативных хладагентов. //Холодильнаятехника. 1999. №4. С. 10-13.

97. Системы тепловых насосов. Инструкция по проектированию. Viessmann. 5829 122-2 GUS 2/2000.

98. СНиП 2.04.01-85*. Внутренний водопровод и канализация зданий. ЦИ Сантехпроект Госстроя СССР, 1996.

99. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий. НИИ строительной, физики Российской академии архитектуры и строительных наук, 2003.

100. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. ФГУП СантехНИИпроект, 2004.

101. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин. Под. ред. А. В. Быкова // М.- Легкая и пищевая промышленность. - 1984.- 247 с.

102. Кулинченко В. Р. Справочник по теплообменным расчетам // К. - Техника.- 1990.- 165 с.

103. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам // М.- Машиностроение.- 1989.- 366 с.

104. Справочник по теплообменникам: в 2 т. Т. 2 / Пер. с англ., под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова // М.- Энергоатомиздат.- 1987.- 352 с.

105. Breembroek G., Lazaro F. IEA Heat Pump Centre. International Heat Pump Status and Policy Review. Part 1 - Analysis // Analysis Report. - 1998.- № 7.

106. Dernd G. Wärmepumpe oder konventionell? // Elektro- und Gebäudetechn. - 2004.-№ 17.-P. 44-45.

107. EN 15450:2007. Heating systems in buildings - Design of heat pump heating systems. - 2007. - 50 с

108. Eugster WJ. Erdwärmesonden - Funktionsweise und Wechselwirkung mit dem geologischen Untergrund. Feldmessungen und Modellsimulation // Ph.D. Thesis. - 1999. № 9524.

109. Heinrich G., Najork H., Nestler W. Wärmepumpenanwendung. Berlin. - 1982.-352 p.

110. ISO 13256-1:1998. Water-source heat pumps. Testing and rating for performance. Part 1: Water-to-air and brine-to-air heat pumps, 1998.

111. ISO 13256-2:1998. Water-source heat pumps. Testing and rating for performance. Part 2: Water-to-water and brine-to-water heat pumps, 1998.

112. John W. Lund , Derek H. Freeston , Tonya L. Boyd. World-Wide Direct Uses of Geothermal Energy 2005 // Proceedings World Geothermal Congress 2005, Antalya, Turkey, 24-29 April 2005. - Antalya. - 2005.

113. Kraft G. Die Nutzung niedertemperierter Wärmequellen ist nicht nur ein Gebot der Stunde // Luft- und Kältetechnik. - 1979. - №15. 122 p.

114. Kraft G. The low temperature heating systems. Berlin. - 1983. - 106 p.

115. Lund J.W., Boyd T.L., Siffor A. Geothermal energy utilization in the United States Proceeding of the 8th Inter // Energy Forum. Las Vegas, July 23-28, 2000. - Las Vegas. - 2000. P. 427-434.

116. Данилов В. В., Славин В. С. Система отопления помещений с помощью фреонового теплового насоса // Новости теплоснабжения. Обзор патентов в теплоснабжении. Н. Л. Говорухин. 2003. JSfe 8. С. 52-53.

117. Carrington C. G., Sandle W. J., Warrington C. M. Field performance of a domestic hot water heat pump system // Paris. 1983. Preprints. 16 Congress international du froid.- Commissions E2. 1983. P.I - 8.

118.Missenard F.A. Le chauffage et le rafraichissement par rayonnement. Editions Eyrolles. - 1959. - 300 p.

119.Overgaard J., Woods P., Riley O. Системы комбинированной выработки теплоты, электроэнергии, объединенные с системами централизованного теплоснабжения // АВОК. - 2006. - №1.

120.Phen J. Experience from and design shallow horizontal heat extraction system in earth // International conference on subsurface heat storage in theory and practice. Stockholm. - SWEDISH COUNCIL FOR building research. 1983.-№2.

121.Reay D., Macmichael D. Heat pumps. Design and applications. Oxford, 1979.- 223 p.

122.Rybach L. Sustainable production from borehole heat exchanger systems II World Geothermal Congress. - 2000. - p. 825-830.

123.Rybach L., Wilhelm J. Swiss Geothermal Society (SGS) Presentation // IGA News. - 1999. - №35. P. 9-10.

124.Sanner B., Bussmann W. Economic Situation and Political Support for Geothermal Energy in Germany // Proceedings World Geothermal Congress. - 2005.

125. Stand der Nutzung oberflachenaher Geothermie in Mitteleuropa / B. Sanner [etc.] // Tagungsband V Geothermische Fachtagung Straubing. Geeste. - 2002. P. 461-478

126. Sustainable production of geothermal energy / ORKUSTOFNUN Working Group, Iceland // IGA News. - 2001. - №43. P. 1-2.

127.The possible role and contribution of geothermal energy to the mitigation of climate change/ Ingvar B. Fridleifsson [etc.] // IPCC Scoping Meeting of Renewable Energy Sources, Proceedings, Luebeck, Germany, 20-25 January 2008. - Luebeck . - 2008. p 59-80.

128. The ENPA Market and Statistics Report 2017
129. Стенников В. А. Методы комплексного преобразования систем централизованного теплоснабжения в новых экономических условиях: автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Иркутск, 2002. - 50 с.
130. В. Ф. Гершкович Выбор рациональных источников тепла для доступного жилья.
131. Ильин А.К., Дуванов С. А. Характеристики и свойства – современных тепловых насосов //Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса: материалы Междунар. науч.-практ. конф;, — Саратов: Изд-во Саратов :унтга,2004';-№3. - С . 80-91.
132. О внесении изменений в приложение №1 к постановлению правительства Российской Федерации № 344 / Правительство РФ. - М. - 2005, - № 410.
133. О нормативах платы за выбросы в атмосферный воздух загрязняющих веществ стационарными и передвижными источниками, сбросы загрязняющих веществ в поверхностные и подземные водные объекты, размещение отходов производства и потребления5 / Правительство РФ. - М. - 2003; - №344:
134. Социальное положение и уровень жизни населения России. 2004. Стат. сб. / Росстат. М., 2005.
135. Федосов С.А., Федосеев В.Н., Котлов В.Г., Петрухин А.Б., Опарина Л.А., Мартынов И.А. Теоретические основы и методы повышения энергоэффективности жилых и общественных зданий и зданий текстильной и легкой промышленности/ Иваново 2018.
136. СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* (с Изменениями N 1, 2).

137. Инструкция по проектированию Viessmann.
138. Инструкция по проектированию Buderus.
139. Инструкция по проектированию Hotjet.
140. Инструкция по проектированию Mitsubishi.
141. Бохановский Ю.Г. «Тепломассообмен при конденсации фреонов 12,22 и их смесей внутри горизонтальной трубы»/ Одесса, 1984.
142. ANSI/ASHRAE Standard 34-1997
143. Каплан Л.Г. «О классификации хладагентов по группам безопасности» / Холодильщик / № 7(19) июль, 2006 г.
144. Основные проблемы в теплоснабжении, требующие рассмотрения на федеральном уровне / Материалы всероссийского совещания по проблемам теплоснабжения", www.rosteplo.ru.
145. Аверина О. И., Москалёва Е. Г., Морозкина Т. С. Критерии оценки энергетической эффективности // Молодой ученый. — 2014. — №8. — С. 427-429.
146. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.
147. О.Б. Цветков, Ю.А. Лаптев, А.А. Баранцов «Расчет свойств холодильных агентов».
148. Нестеров А.К. Оптимизационные модели [Электронный ресурс] // Образовательная энциклопедия ODiplom.ru.
149. Колосов Михаил Викторович, Михайленко Сергей Ананьевич Оптимизация параметров и конфигураций тепловых сетей // Известия ТПУ. 2011. №4.

150. Шеина Светлана Георгиевна, Миненко Анастасия Николаевна
Разработка алгоритма выбора энергоэффективных решений в строительстве // ИВД. 2012. №4-1.

151. Руководство по монтажу и техническому обслуживанию теплового насоса воздух/вода Wolf.

152. Гришков А.А. Совершенствование режимных и технологических характеристик систем теплоснабжения малоэтажных жилых зданий при использовании источников низкопотенциальной теплоты – Пермь, 2010.

153. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Виноградова Н.В., Зайцева И.А.
Возможности и проблемы энергоэффективных и энергосберегающих технологий в строительстве и текстильной промышленности// Известия вузов. Технология текстильной промышленности – 2017- №5- С.196-198.

154. Гюльмалиев А.М., Султангузин И.А., Федюхин А.В. Математическое моделирование процесса пиролиза биомассы для производства синтез-газа и кокса // Химия твердого топлива. –№3. –2012. –С. 25 -29.

155. Султангузин И.А., Замерград В.Э., Карасевич В.А., Албул А.В., Федюхин А.В. Оптимизация использования природного газа и возобновляемых источников энергии в энергетических компаниях // Наука и техника в газовой промышленности. –№ 1. –2013. –С. 63-76.

156. Федюхин А.В., Султангузин И.А., Степанова Т.А., Волошенко Е.В., Курзанов С.Ю., Исаев М.В. Оценка эффективности выработки тепловой и электрической энергии в установке с газификатором или пиролизером биомассы // Кокс и химия. –№ 8. –2013. –С. 38 –42.

157. Gyul'maliev A. M., Sultanguzin I. A., Fedyukhin A. V. Mathematical simulation of the pyrolysis of biomass for the manufacture of synthesis gas and coke // Solid Fuel Chemistry –2012. -Vol. 46, No. 3, P. 164–167.

158. Fedyukhin A. V., Sultanguzin I. A., Stepanova T. A., Voloshenko E. V., Kurzanov S. Yu., Isaev M. V. Improving Solid Fuel Pyrolysis and Gasification for Effective Cogeneration // *Coke and Chemistry*. -2013. -Vol. 56. -No. 8. -P. 302–306.

159. Мошкарин А.А., Шувалов С.И., Мошкарин А.В. Методика расчета топливных затрат на получение дистиллята в многоступенчатых испарительных установках в летнем режиме работы ТЭЦ // *Энергосбережение и водоподготовка*. 2005. № 1 (33). С. 12-14.

160. Шувалов С.И., Тупицын Д.В., Гарипов М.Р. Влияние конструктивных и режимных параметров на степень проскока центробежного сепаратора // В сборнике: *Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (Бенардосовские чтения) материалы международной (XX Всероссийской) научно-технической конференции*. Иваново, 2019. С. 72-74.

161. Шувалов С.И., Новосельцева С.С., Жуков В.П. Обоснование выбора зависимости, используемой для аппроксимации кривой разделения трюпа // *Вестник Ивановского государственного энергетического университета*. 2018. № 6. С. 15-23.

162. Шувалов С.И., Ворошилов О.А. Зависимость эффективности улавливания пыли в циклонах цн-15 от равномерности ее структуры // В сборнике: *Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии XVIII Бенардосовские чтения: материалы международной научно-технической конференции*. 2015. С. 18-21.

163. Митюшов А.А., Шувалов С.И. Математическое моделирование состояния трубопроводов тэс, работающих в условиях ползучести // *Вестник Ивановского государственного энергетического университета*. 2012. № 6. С. 55-59.

164. Бодров В.И., Литвиненко М.Г., Смыков А.А. Перспективы применения ветроэнергетических установок в центральных регионах России // *Вестник*

Волжского регионального отделения Российской академии архитектуры и строительных наук. 2016. № 19. С. 202-206.

165. Бодров В.И., Бодрова В.Ф., Смыков А.А. Особенности использования систем лучистого отопления на базе низкотемпературных инфракрасных излучателей // в сборнике: XXIII Нижегородская сессия молодых ученых (технические, естественные, математические науки) материалы докладов. 2018. С. 193-197.

166. Бодров В.И., Бодров М.В., Якимов Е.С. Научный подход при проектировании пассивных систем обеспечения параметров микроклимата производственных сельскохозяйственных зданий // В сборнике: Великие реки' 2015 Труды конгресса 17-го Международного научно-промышленного форума: в 3-х томах. Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 83-86.

167. Bodrov V., Bodrov M., Lushin K. Temperature conditions of hothouses during a warm season // В сборнике: MATEC Web of Conferences 5. Ser. "5th International Scientific Conference "Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education", IPICSE 2016" 2016. С. 04064.

168. Бодров В.И., Бодров М.В., Кузин В.Ю., Морозов М.С. Определение приоритетных направлений повышения энергоэффективности систем обеспечения параметров микроклимата многоквартирных жилых домов // Вестник Волжского регионального отделения Российской академии архитектуры и строительных наук. 2017. № 20. С. 275-279.

169. Ткачев В.М. Эффективность теплоносных систем энергоснабжения // В сборнике: Проблемы информатики в образовании, управлении, экономике и технике Сборник статей XVIII Международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию Пензенского государственного университета.. 2018. С. 180-185.

170. Ткачев В.М. Эффективность теплоносных систем теплоснабжения (степень термодинамического совершенства) // В сборнике: ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА ТЕХНИЧЕСКИХ, ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ сборник научных трудов. Иваново, 2017. С. 297-302.

171. Дорофеев В.Н., Попов А.В., Ткачев В.М. Энергоэффективные технологии в теплогенерирующих установках // В сборнике: ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В ПРОМЫШЛЕННОМ И ЖИЛИЩНО-КОММУНАЛЬНОМ КОМПЛЕКСАХ Сборник трудов XV Международной научно-практической конференции. Под редакцией Тамары Ивановны Королёвой. 2014. С. 93-97.

172. Ткачев В.М. Применение энергоэффективных технологий в инженерных сетях зданий // Информационная среда вуза. 2015. № 1 (22). С. 209-214.