

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)

Политехнический институт

Кафедра «Электрические станции, сети и системы электроснабжения»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН

Рецензент, к.т.н., главный конструктор
ООО «КЭП «Лаборатория вариаторов»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой ЭССиСЭ

_____ Р.Ж. Низамутдинов
(подпись, место для печати)

_____ И.М. Кирпичникова
(подпись)

«__» _____ 2019 г.

«__» _____ 2019 г.

Энергосбережение в системе воздушного отопления, совмещенного с
вентиляцией в торгово-офисном помещении «Магазин оптовой торговли»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ – 13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР

Руководитель проекта
к.т.н., доцент

_____ О.С. Пташкина-Гирина
«__» _____ 2019 г.

Автор проекта
студент группа П – 478

_____ В.В. Хасанов
«__» _____ 2019 г.

Нормоконтролёр
старший преподаватель

_____ Н.Ю. Аверина
«__» _____ 2019 г.

Челябинск, 2019г.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(Национальный исследовательский университет)
Политехнический институт. Энергетический факультет
Кафедра «Электрические станции, сети и системы электроснабжения»

Направление 13.03.02 – «Электроэнергетика и электротехника»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующая кафедрой

_____ И.М. Кирпичникова

«__» _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ
на выпускную квалификационную работу студента

Хасанов Виталий Валерьевич

(Фамилия, имя, отчество полностью)

Группа П – 478

1 Тема работы

«Энергосбережение в системе воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией в торгово-офисном помещении «Магазин оптовой торговли»

утверждена приказом по университету от _____ 20__ г. № _____,

2 Срок сдачи студентом законченной работы _____

3 Исходные данные к работе

Специальная и научная литература, ГОСТы, СНиПы, СТО ЮУРГУ 04 – 2008
Стандарт организации, Курсовое и дипломное проектирование

4 Содержание расчетно-пояснительной записки (перечень подлежащих разработке вопросов)

1. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ГЕОТЕРМАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ В УСЛОВИЯХ ЧЕЛЯБИНСКОЙ ОБЛАСТИ

1.2 СТАТИСТИКА ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

2. ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

2.1 ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

2.2 РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ

2.3 ХЛАДАГЕНТ

2.4 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

3. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ БАЛАНСА ПОМЕЩЕНИЯ «МАГАЗИН ОПТОВОЙ ТОРГОВЛИ»

3.1 ПЛАНИРОВКА ПОМЕЩЕНИЯ

3.2 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАРУЖНЫХ СТЕН

3.3 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОЛА ПЕРВОГО ЭТАЖА

3.4 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЧЕРДАЧНОГО ПЕРЕКРЫТИЯ

3.5 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СВЕТОВЫХ ПРОЕМОВ

3.6 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАРУЖНЫХ ДВЕРЕЙ

3.7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ НАРУЖНЫМИ ОГРАЖДЕНИЯМИ ЗДАНИЯ

3.8 ПОТРЕБНОСТЬ В ТЕПЛОТЕ НА НАГРЕВАНИЕ ИНФИЛЬТРУЮЩЕГО ВОЗДУХА

3.9 РАСХОД ТЕПЛОТЫ НА НАГРЕВАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

3.10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ БЫТОВЫХ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ

3.11 СОСТАВЛЕНИЕ БАЛАНСОВ ТЕПЛА ПО ПОМЕЩЕНИЯМ

3.12 РАСХОД ТЕПЛА НА НАГРЕВ ВОДЫ ДЛЯ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

3.13 НЕОБХОДИМАЯ МОЩНОСТЬ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

4. ВОЗДУШНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ, СОВМЕЩЕННАЯ С ВЕНТИЛЯЦИЕЙ

4.1 КРАТКИЙ ОБЗОР ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

4.2 РЕКУПЕРАЦИЯ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ.

4.3 ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

4.4 ВЫБОР ТЕПЛОВОГО НАСОСА

4.5 РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

4.6 ВЫБОР ДОГРЕВАТЕЛЬНОГО ИСТОЧНИКА ТЕПЛА

4.7 ИСТОЧНИК НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПОТЕНЦИАЛА

4.8 НАГРЕВ ВОДЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

4.9 ВНЕДРЕНИЕ СИСТЕМЫ РЕКУПЕРАЦИИ С ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ В ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНУЮ СИСТЕМУ ВЕНТИЛЯЦИИ

4.10 СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

5. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВОГО НАСОСА В УСЛОВИЯХ ЮЖНОГО УРАЛА

5.1 СОСТАВЛЕНИЕ СМЕТЫ КАПИТАЛЬНЫХ ВЛОЖЕНИЙ

5.2 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ ОТОПЛЕНИЯ

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

Наименование этапов выпускной квалификационной работы	Срок выполнения этапов работы	Отметка о выполнении руководителя
1. Выдача задания на выполнение ВКР		
2. Оценка возможности использования энергии воздуха, выбрасываемого вытяжной вентиляцией		
3. Расчет теплового баланс торгово-офисного помещения		
4. Подбор компрессионной установки и необходимого оборудования		
5. Подбор приточно-вытяжной установки с рекуператором		
6. Разработка схемы подключения автоматической системы управления		
7. Оценка экономической эффективности теплонасосной установки		

Заведующий кафедрой _____

(Подпись)

И.М. Кирпичникова

(И.О. Фамилия)

Руководитель работы _____

(Подпись)

О.С. Пташкина-Гирина

(И.О. Фамилия)

Студент _____

(Подпись)

В.В. Хасанов

(И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

Хасанов В.В., Энергосбережение в системе воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией в торговом-офисном помещении «Магазин оптовой торговли». – Челябинск: ЮУрГУ, П; – 91 с., 33 ил., 11 табл., библиогр. список – 25 наим., 3 прил.

Выпускная квалификационная работа на тему энергосбережение в системе воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией в торговом-офисном помещении «Магазин оптовой торговли» содержит теоретическую, расчетную и экономическую части. Все части проекта представлены в виде пояснительной записки. Выполнен анализ опыта использования теплонасосных установок.

Приведен вариант внедрения рекуперативной установки с тепловым насосом с необходимыми доработками в уже имеющуюся систему приточной и вытяжной вентиляции. Сделан вывод об экономической эффективности использования теплонасосных установок в климатических условиях Южного Урала.

Расчеты выполнены на примере торгового-офисного помещения общей площадью 527,1 квадратных метров, расположенного в г. Челябинск.

По результатам расчетов выбран компрессор, приточно-вытяжная установка с рекуператором, электрокалориферы, водонагреватель, теплообменные аппараты и контроллер автоматической системы управления

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР					
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата						
Разраб.		Хасанов			Энергосбережение в системе воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией в торгово-офисном помещении «Магазин оптовой торговли»	Лит.	Лист	Листов		
Пров.		Пташкина-Гирин				В	К	Р	3	91
Реценз.		Низамутдинов				ФГБОУ ВО ЮУрГУ (НИУ) Кафедра «ЭССиСЭ»				
Н. контр.		Аверина								
Утв.		Кирпичикова								

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОГЛАВЛЕНИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ГЕОТЕРМАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ В УСЛОВИЯХ ЧЕЛЯБИНСКОЙ ОБЛАСТИ.....	9
1.2 СТАТИСТИКА ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ.....	11
ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 1	13
2. ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....	14
2.1 ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК	14
2.2 РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ.....	17
2.3 ХЛАДАГЕНТ	18
2.4 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ.....	19
ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 2	23
3. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ БАЛАНСА ПОМЕЩЕНИЯ «МАГАЗИН ОПТОВОЙ ТОРГОВЛИ»	24
3.1 ПЛАНИРОВКА ПОМЕЩЕНИЯ	24
3.2 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАРУЖНЫХ СТЕН.....	26
3.3 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОЛА ПЕРВОГО ЭТАЖА.....	30
3.4 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЧЕРДАЧНОГО ПЕРЕКРЫТИЯ	32
3.5 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СВЕТОВЫХ ПРОЕМОВ	33
3.6 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАРУЖНЫХ ДВЕРЕЙ.....	34
3.7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ НАРУЖНЫМИ ОГРАЖДЕНИЯМИ ЗДАНИЯ.....	35

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		3

3.8	ПОТРЕБНОСТЬ В ТЕПЛОТЕ НА НАГРЕВАНИЕ ИНФИЛЬТРУЮЩЕГО ВОЗДУХА.....	39
3.9	РАСХОД ТЕПЛОТЫ НА НАГРЕВАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА.....	41
3.10	ОПРЕДЕЛЕНИЕ БЫТОВЫХ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ.....	42
3.11	СОСТАВЛЕНИЕ БАЛАНСОВ ТЕПЛА ПО ПОМЕЩЕНИЯМ	43
3.12	РАСХОД ТЕПЛА НА НАГРЕВ ВОДЫ ДЛЯ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ	43
3.13	НЕОБХОДИМАЯ МОЩНОСТЬ ТЕПЛОВОГО НАСОСА.....	44
	ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 3	45
4.	ВОЗДУШНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ, СОВМЕЩЕННАЯ С ВЕНТИЛЯЦИЕЙ	46
4.1	КРАТКИЙ ОБЗОР ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ	46
4.2	РЕКУПЕРАЦИЯ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ.....	47
4.3	ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ.....	51
4.4	ВЫБОР ТЕПЛОВОГО НАСОСА.....	53
4.5	РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА.....	57
4.6	ВЫБОР ДОГРЕВАТЕЛЬНОГО ИСТОЧНИКА ТЕПЛА	62
4.7	ИСТОЧНИК НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПОТЕНЦИАЛА.....	63
4.8	НАГРЕВ ВОДЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ	63
4.9	ВНЕДРЕНИЕ СИСТЕМЫ РЕКУПЕРАЦИИ С ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ В ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНУЮ СИСТЕМУ ВЕНТИЛЯЦИИ.....	64
4.10	СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ	67
	ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 4	70

5. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА В УСЛОВИЯХ ЮЖНОГО УРАЛА	72
5.1 СОСТАВЛЕНИЕ СМЕТЫ КАПИТАЛЬНЫХ ВЛОЖЕНИЙ	72
5.2 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ ОТОПЛЕНИЯ.....	73
ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 5	77
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	79
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	81
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	84

ВВЕДЕНИЕ

Защита окружающей среды и постепенный отказ от ископаемых ресурсов планеты стали главной задачей современного общества. Во множестве стран ближнего и дальнего зарубежья при проектировании систем отопления и кондиционирования жилых, а также коммерческих помещений предусматривается сокращение выбросов вредных и загрязняющих веществ в почву и атмосферу, особое внимание уделяется выбросам углекислого газа (CO₂), разрушающего озоновый слой атмосферы, что в свою очередь приводит к увеличению ее температуры. Это возможно осуществить лишь путем значительного сокращения использования горючих ископаемых видов топлива, таких как нефть, уголь, природный газ и другие. Но ввиду постоянного расширения и развития муниципальных и производственных отраслей ежегодный рост спроса на традиционные виды топлива будет сохраняться, и даже увеличиваться, и тем самым, продолжать вносить разрушающий вклад в защиту окружающей природы. Постоянный и растущий спрос на исчерпаемые топливные ресурсы будет порождать и постоянный рост цен на них, поэтому задачей инженеров уже долгое время является повышение энергетической эффективности установок, использующих ископаемые виды топлива и увеличение потенциала использования альтернативных видов энергии (солнечная радиация, энергия ветра, энергия приливов-отливов, геотермальная энергия, а также низкопотенциальная тепловая энергия).

Данная ситуация заставляет политиков ставить амбициозные и масштабные цели по защите окружающей среды и ресурсосбережению. Министерства энергетики совместно с исследователями и представителями промышленности работают над разработкой и развертыванием технологий, способных существенно снизить энергопотребление и выбросы в жилых, производственных и коммерческих помещениях. Наибольший сектор для реализации таких решений — это рынок теплоснабжения и кондиционирования. Согласно статистике (рис. 1.1),

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		6

на бытовые системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха приходится приблизительно 36% всего потребления первичной энергии в жилых и коммерческих помещениях. Такие системы испытывают значительное увеличение энергопотребления при неправильной проектировке и установке.

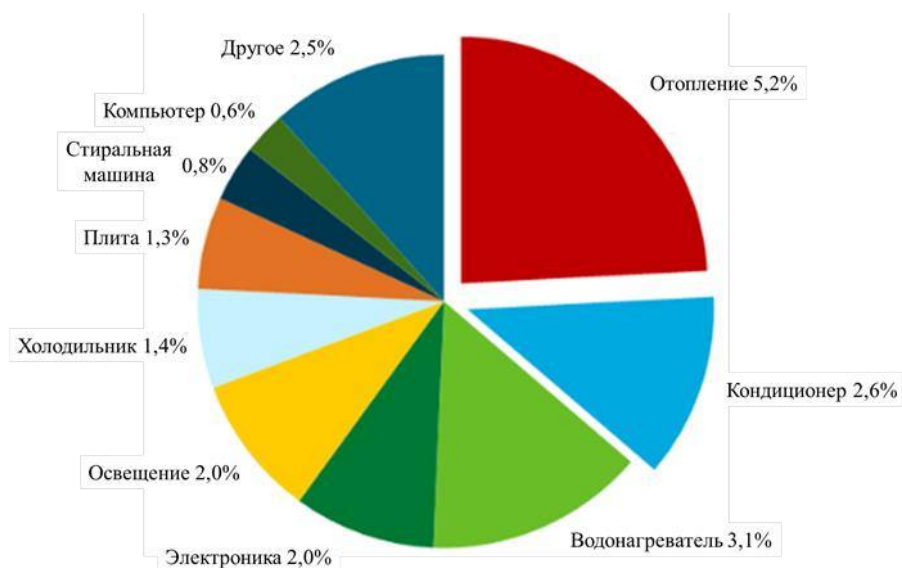


Рисунок 1 – Энергопотребление в жилых помещениях [1]

Многие промышленные гиганты по производству котельного оборудования имеют широкий спектр энергоэффективного оборудования – от конденсационной техники для работы на жидком топливе или газе, котлов, использующих энергию горения экологичного биотоплива, до гелиоустановок и тепловых насосов.

Активное развитие за последние годы получили именно системы утилизации низкопотенциальной тепловой при помощи теплонасосных установок (ТНУ). Тепло-насосные установки за последние 10 лет увеличили свою долю на рынке до уровня газовых конденсационных установок и заняли прочное место в системах отопления и горячего водоснабжения. Помимо этого, тепловые насосы широко применяются в модернизации уже имеющихся систем отопления. Они способны отапливать помещения различных площадей, что означает, что каждый потребитель может снизить издержки на отопление, применение ТНУ позволяет снизить расходы на электроэнергию в пять раз по сравнению с электрообогревом,

и внести свой вклад в охрану окружающей среды, так как использование низкопотенциального тепла земли не сопровождается каким-либо экологическим ущербом.

Современная система теплоснабжения должна быть автоматизирована. Автоматизация диктуется жизненной необходимостью и требованиями строительных норм и правил (СНиП). Автоматизация обеспечивает стабильные, комфортные или пониженные температуры воздуха в отапливаемых помещениях в различные периоды времени на уровнях, заданных самим потребителем.

Цель работы: разработать энергосберегающую систему воздушного отопления для торгово-офисного помещения «Магазин оптовой торговли»

Объект исследования: система вентиляции, совмещенная с отоплением с использованием низкопотенциальной тепловой энергией.

Задачи:

1. Рассчитать тепловой баланс торгово-офисного помещения;
2. Оценить возможность использования энергии воздуха, выбрасываемого вытяжной вентиляцией;
3. Сделать подбор компрессионной установки и необходимого оборудования;
4. Выполнить подбор приточно-вытяжной установки с рекуператором;
5. Разработать схему подключения автоматической системы управления;
6. Провести оценку экономической эффективности теплонасосной установки относительно других способов отопления.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		8

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ГЕОТЕРМАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ В УСЛОВИЯХ ЧЕЛЯБИНСКОЙ ОБЛАСТИ

Значительную долю в топливно-энергетическом балансе России составляют нужды теплоснабжения. Поиски альтернативы органическому топливу, расходуемому на эти нужды, ведутся уже не одно десятилетие.

Теплоснабжение в России имеет свою специфику, объясняемую климатическими условиями и существующей системой отопления: почти абсолютная централизация систем теплоснабжения, огромность территории страны и трудности доставки органического топлива к потребителям.

Одной из альтернатив органическому топливу могут стать геотермальные ресурсы.

Э.И. Богуславским дано определение понятия «геотермальные ресурсы – это количество теплоты, содержащееся в литосфере или ее участках до глубины, технически достижимой средствами бурения на прогнозируемый период».

Существует классификации геотермальных систем по многим показателям: температуре, степени минерализации, коррозионной активности, загрязнению вредных примесей и др.

Челябинская область относится к Уральской зоне аномально низкого теплового потока ($< 30 \text{ мВт/м}^2$), т.е. не обладает запасами глубинных термальных вод. Территория горного Урала, являющаяся областью формирования поверхностного и подземного стоков, характеризуется развитием исключительно холодных подземных вод. Температура их до глубины 300 – 400 м обычно составляет $5 - 7^\circ\text{C}$ и даже на глубинах до 1000 м не поднимается выше 9°C [2].

В целом по Зауралью зона холодных вод распространена до глубины 450 – 500 м. Зона слаботермальных вод распространяется до глубин 1100 – 1200 м с температурами не выше 50°C [2].

Приповерхностные геотермальные системы используют геотермальную энергию, накопленную в горных породах или в подземных водах, но и солнечную.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		9

Конкретная доля той или иной энергии, используемой системой, зависит от глубины расположения теплообменника, климатических и гидрогеологических условий района. Для мелкозалегающих теплообменников основной вклад составляет доля солнечной энергии. Это объясняется тем, что к поверхности Земли из прогретых недр постоянно поступает тепловой поток, интенсивность которого в среднем по земной поверхности составляет весьма малую величину – всего около $0,03 \text{ Вт/м}^2$. В зависимости от свойств горных пород под воздействием этого потока формируется геотермический градиент температуры или обратная ему величина – так называемая геотермальная ступень. В среднем геотермальная ступень составляет не более $2\div 3^\circ\text{C}/100 \text{ м}$ [2].

Приповерхностные технологии использования низкотемпературной геотермальной энергии малых глубин можно рассматривать как наиболее быстро растущие направления применения возобновляемой энергии в мире. Меньше, чем за 10 лет в США были разработана многовариантная технология и построены сотни тысяч действующих систем теплоснабжения. К концу 2000 года в мире действовало около 500 тысяч таких систем, со средней мощностью 10 кВт и общей мощностью не менее 2,2 ГВт [1].

Для освоения геотермальной энергии и использования ее в теплонасосных системах теплоснабжения применяют грунтовые теплообменники, расположенные в вертикальных или горизонтальных скважинах глубиной до 300 м, либо уложенные горизонтально в трубных системах на небольшой глубине (2 – 3 м).

Эффективность извлечения тепла скважинными теплообменниками с водонасыщенных пород выше по сравнению с сухими породами, поэтому представляет интерес изучения теплообмена между скважиной и водопроницаемой породой.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						10
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

1.2 СТАТИСТИКА ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Ставшее уже традиционным за последние 100 лет применение ископаемых видов топлива сегодня претерпевает значительные изменения. Этому активно способствовали изменения климата, снижение запасов и постоянное удорожание традиционных видов топлива, таких как нефть, уголь, газ.

Тепловые насосы играют важную роль не только в сохранении природы и окружающей среды, они также экономически выгодны для конечного пользователя. Несмотря на относительно высокую закупочную стоимость, тепловые насосы быстро окупают себя. По сравнению с другими системами обогрева они являются наиболее экономичной формой генерации тепла. Более того, их можно использовать и в качестве кондиционера.

Динамика рынка тепловых насосов за последние тридцать лет, (как и других систем отопления, таких как солнечные коллекторы и устройства, работающие на биомассе, использующих возобновляемые источники энергии), представленная на рисунке 1.1, демонстрирует неоднородность развития, обусловленную различными факторами, главный из которых, рост стоимости ископаемых видов топлива.

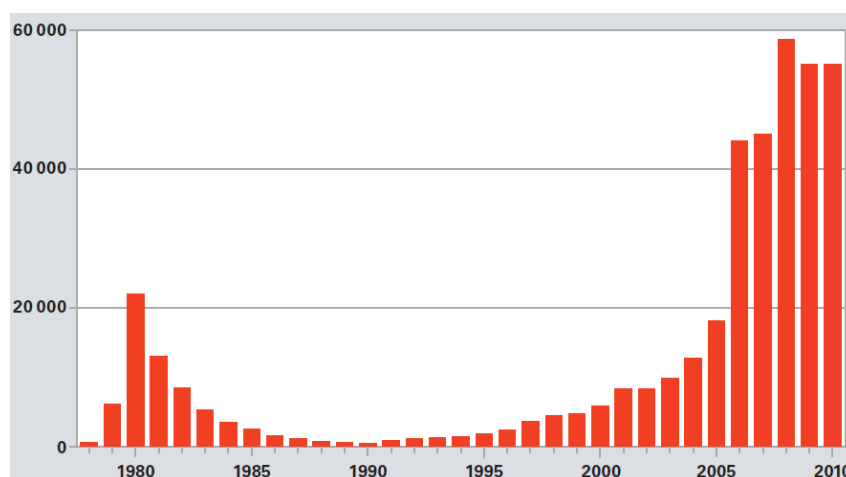


Рисунок 1.1 – Динамика рынка тепловых насосов за последние 30 лет [1]

Резкое увеличение спроса на тепловые насосы в 1980-х годах обусловлен нефтяным кризисом. Дальнейшее повышение стоимости нефти с 2000 года привело к постоянному и стремительному росту применения тепловых насосов.

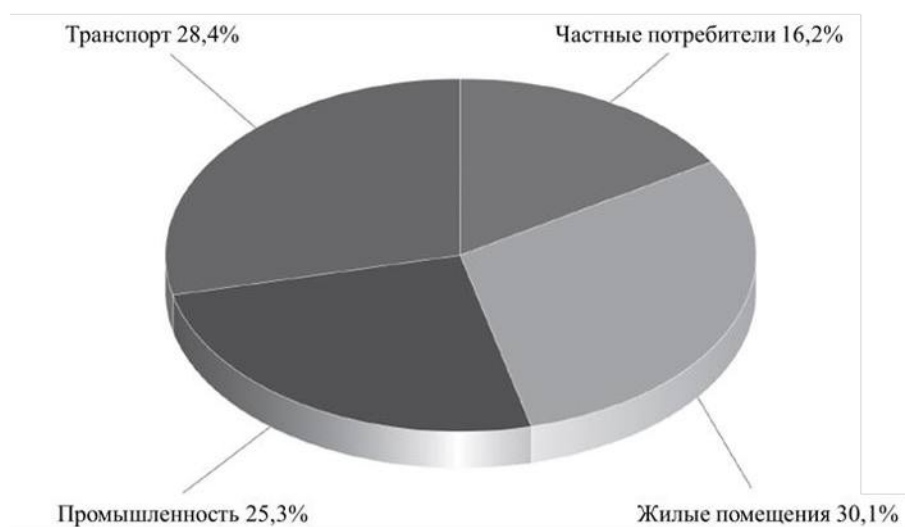


Рисунок 1.2 – Потребители энергии

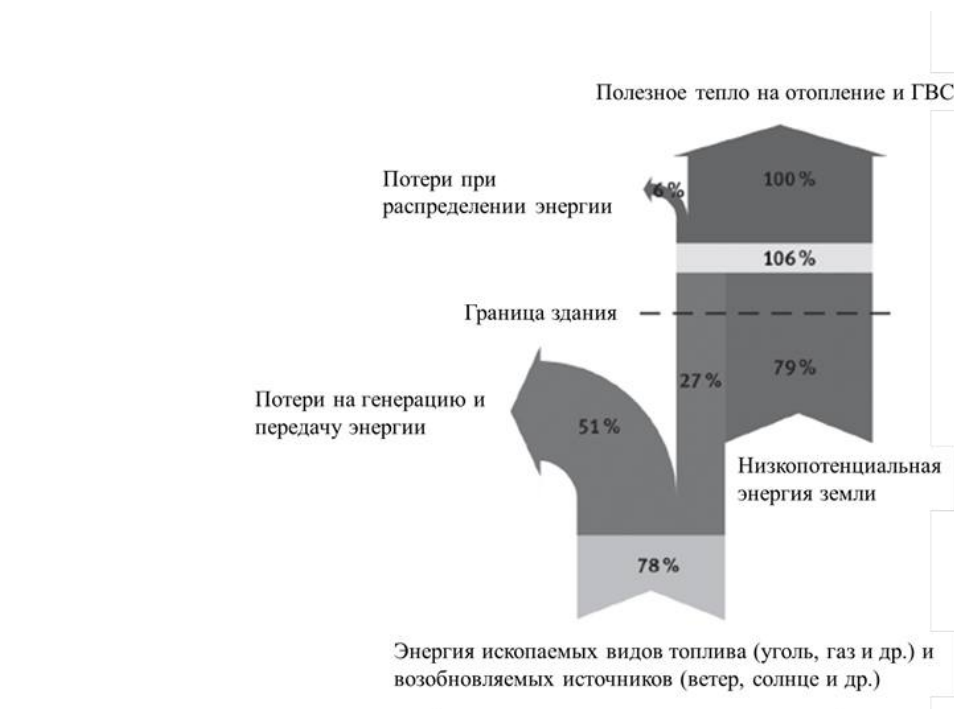


Рисунок 1.3 – Поток энергии в тепловом насосе

Рисунок 1.2 показывает, что практически треть, 30.1%, всей вырабатываемой первичной энергии потребляется жилыми многоквартирными домами и частными домовладельцами. Наибольшая часть, 78%, согласно схеме, представленной на

рисунке 1.3, этой энергии используется для отопления помещений и нагрева горячей воды.

Выражение «Улицы, вымощенные золотом» наилучшим образом описывает доступность геотермальной энергии что означает, что геотермальная энергия проста в добыче, возобновляема и имеется в неограниченном количестве прямо за порогом каждого дома. Необходимо только выкачать ее и можно пользоваться. В отличие от ископаемых источников топлива нет необходимости тратить деньги, иногда весьма значительные, на переработку и транспортировку до конечного пользователя. И если учитывать, что 40 процентов энергии используется для отопления и кондиционирования помещений, тогда огромная выгода тепловых насосов становится очевидной.

Около 20% новых домов в Германии оборудованы тепловыми насосами, в то время как в Австрии 50%, в Швейцарии 85%, а в Швеции невероятные 95%.

ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 1

В ходе анализа запасов и характеристик геотермальной энергии в Челябинской области, проведенном в данном разделе, установлено, что данный регион не обладает значительными запасами глубинных термальных воды малой интенсивностью солнечного потока, поступающего на землю.

Также рассмотрена мировая динамика развития тепловых насосов за последние 30 лет, согласно которой, наибольший скачок спроса на тепловые насосы произошел в период с 2005 по 2006 гг.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		13

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

2.1 ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Основной принцип работы теплонасосной установки заключается в аккумулировании низкопотенциального тепла при испарении и дальнейшей отдаче энергии при последующей конденсации. Этот процесс происходит изотермически, если только рабочее тело не будет сжато механически, что приведет к повышению температуры.

На рисунке 2.1 показаны 4 стадии типового циркуляционного процесса фазовых переходов в тепловом насосе компрессорного типа. Хладагент при низких температурах испаряется и поглощает при этом тепло, сжатие в свою очередь повышает температуру пара, а последующая конденсация позволяет высвободить накопленное тепло.



Рисунок 2.1 – Схема функционирования типового теплового насоса

Для большего понимания процесса охлаждения рассмотрим диаграмму давления и энтальпии (рисунок 2.2) физического состояния хладагента R 407C, используемого в большинстве воздушно-водяных ТНУ, где на оси абсцисс отмечена энтальпия, а на оси ординат давление.

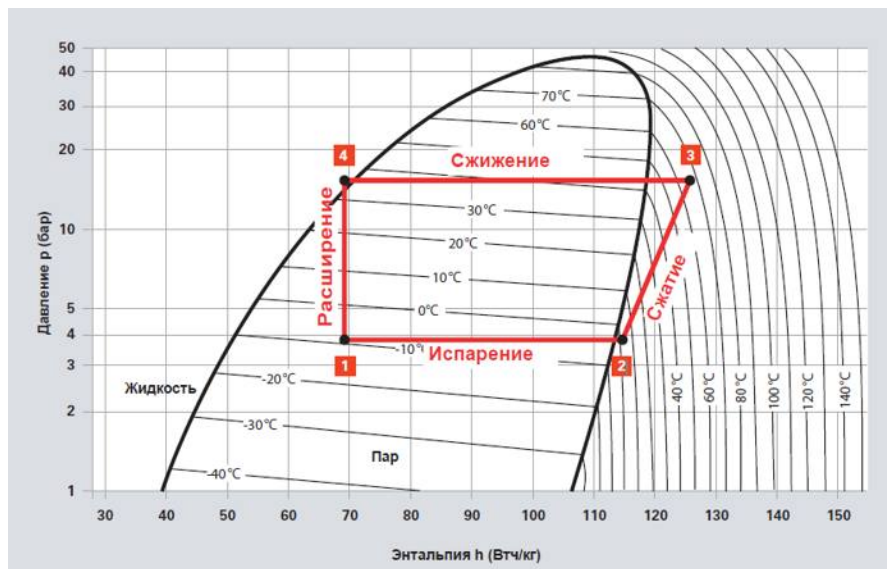


Рисунок 2.2 – Логарифмическая диаграмма давление/энтальпия

Во время работы теплового насоса рабочее тело (хладагент) проходит следующие этапы фазового превращения:

1–2 Испарение. Хладагент испаряется. Необходимая для протекания данного превращения энергия, так называемая энтальпия испарения, будет отдаваться в окружающую среду.

2–3 Сжатие. Компрессор теплового насоса с помощью механической энергии сжатия повышает давление хладагента, и следовательно, температуру. Энтальпия возрастает.

3–4 Сжижение. Хладагент в результате сжатия сжижается (конденсируется) и отдает, поглощенную при испарении и полученную при механическом сжатии, энергию.

4–1 Расширение. Хладагент при помощи специального экспанзионного клапана (дрессельный вентиль) расширяется и возвращается в свое первоначальное состояние, с исходной температурой и давлением. Хладагент может быть испарен и процесс повторен снова.

Решающим процессом эффективной работы теплового насоса является процесс сжатия. Компрессор является основополагающей частью теплового насоса,

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

он всасывает газообразный хладагент и сжимает его, увеличивая тем самым его температуру.

На сегодняшний день самым распространенным и наиболее эффективным оказалось применение спиральных компрессоров. Спиральный компрессор состоит из двух взаимосвязанных спиралей (рисунок 2.3), одной статичной, а другой подвижной, которые уплотняют хладагент. Подвижная спираль совершает эксцентрическое движение осуществляя сразу три процесса одновременно: всасывание (голубой сегмент на рисунке), уплотнение (фиолетовый), нагнетание (красный). Такие компрессоры практически бесшумны, работают без вибраций, поэтому надежны и не требуют технического обслуживания.

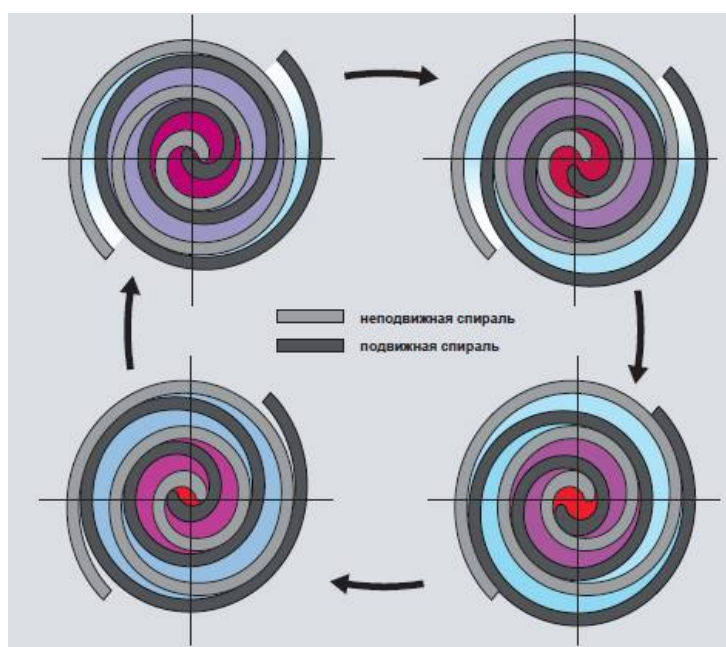


Рисунок 2.3 – Принцип работы спирального компрессора

Для надежной работы компрессора хладагент необходимо слегка перегреть, прежде чем он попадет в компрессор. Это необходимо для удаления излишков влаги из хладагента, так как попадание капель жидкости в компрессор приведет к его повреждению и преждевременному выходу из строя. Процессом перегрева рабочего тела управляет экспанзионный клапан.

2.2 РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ

Регулирование производительности компрессора необходимое условие энергоэффективности всей установки, так как потребность в тепле непостоянна и зависит от окружающей температуры.

Регулирование осуществляется двумя технологическими способами:

- С помощью инверторной технологии. Это наиболее частоприменяемый способ регулировки мощности. Изменение переменного напряжения (230 В) в постоянный ток, который позволяет регулировать производительность компрессора, изменяя частоту вращения спирали компрессора. Особенно эффективно такое управление при частичных нагрузках. На рисунке 2.4 наглядно продемонстрировано увеличение мощности компрессора с повышением числа его оборотов.

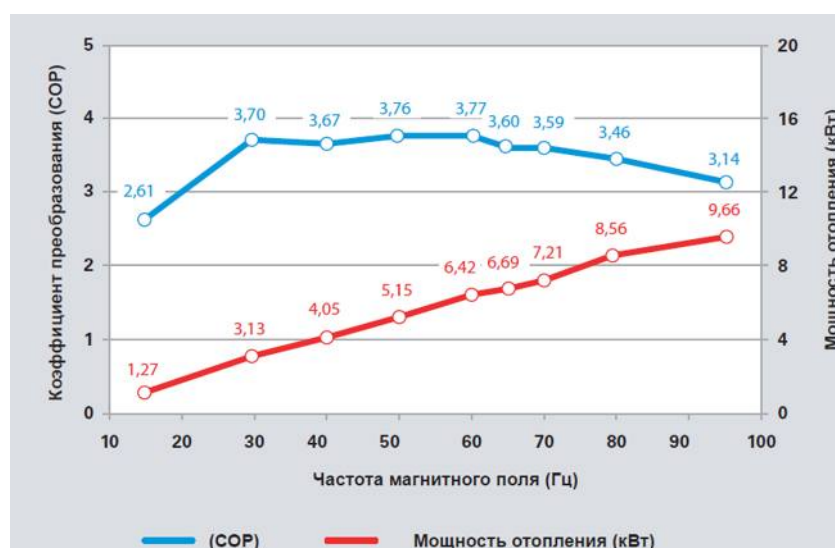


Рисунок 2.4 – Регулирование мощности с помощью инверторного компрессора

- Изменение давления в компрессоре с помощью магнитного клапана (рисунок 2.5). При его открытии компрессор будет работать на холостом ходу.

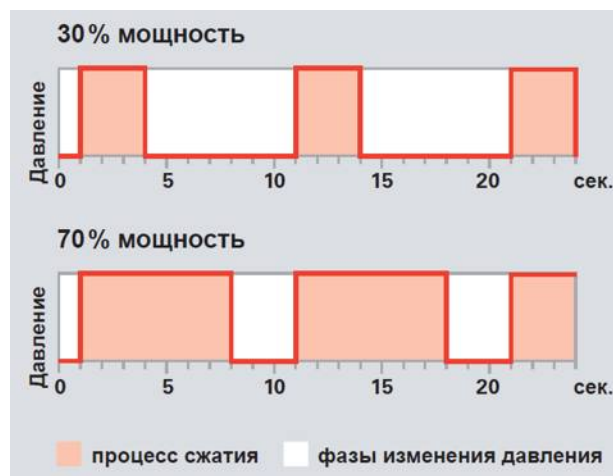


Рисунок 2.5 – Регулирование мощности компрессора клапаном изменения давления

2.3 ХЛАДАГЕНТ

Хладагент предназначен для получения первичной энергии от природного источника низкопотенциального тепла (воздух, грунт или вода), преобразовании его (испарение) и передачи вторичному теплоносителю (сжижение), циркулирующего в контуре отопления. При этом во всех точках рабочего процесса это одно и то же рабочее тело. Поэтому хладагент применяемый в тепловых насосах должен обладать сразу несколькими исключительными свойствами:

- он должен обладать возможно более низкой точкой кипения,
- небольшим объемом пара и высокой, относительно первоначального объема, холодопроизводительностью,
- он должен быть нейтрален к конструкционным материалам теплового насоса,
- быть огне- и взрывобезопасным
- иметь минимальную токсичность и высокую экологичную составляющую по отношению к озоновому слою и "парниковому эффекту".

Этим требованиям наиболее всего удовлетворяют частично галогенирующие фтороуглеродные смеси (H-FKW), которые и используются в большинстве случаев в тепловых насосах. Наряду с синтетическими хладагентами в отдельных случаях

используются и естественные, такие как CO₂, пропан или бутан. Так как два последних вещества являются взрывчатыми, при работе с ними необходимо соблюдать особые меры безопасности.

Перечень хладагентов определен в немецком стандарте DIN 8960. Они начинаются с буквы R (refrigerant), а цифры подразумевают связи химического взаимодействия (рисунок 2.6).

Хладагент		Тепловые насосы		
Тип	Раствор	Рассольно/ Водяной	Водо/ Водяной	Воздушно/ Водяной
R-410A	50 % R-32 (CH ₂ F ₂ , Дифлюорозтан)	x	x	x
	50 % R-125 (C ₂ HF ₅ , Пентафлюорозтан)			
R-407C	25 % R-125	x	x	x
	23 % R-32			
R-134a	52 % R-134a (CF ₃ CH ₂ F, Тетрафлюоро)	x	x	
R-134a	100 % CF ₃ CH ₂ F, Тетрафлюорозтан	x	x	

Рисунок 2.6 – Таблица применимости хладагентов для различных видов тепловых насосов

Все хладагенты, названия которых после буквы R начинаются с цифры 4 представляют собой смеси различных хладагентов, не входящих в вышеописанную структуру. Эти смеси отличаются особенно высокими характеристиками и экологичной безопасностью по отношению к окружающей среде. Выбор хладагента зависит от условий эксплуатации теплового насоса и требованиям предъявляемым к источнику первичного тепла и системе теплоснабжения.

2.4 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

Существует огромное количество источников низкопотенциальной энергии (тепловые отходы производств, реки, озёра, артезианские воды, грунт и т.д.). Каждый источник имеет свою специфику и требует особой конфигурации теплонасосной установки. Приоритетными для изучения источниками являются

воздух, водоёмы, грунт и грунтовые воды, поэтому есть несколько типовых схем ТНУ.

Отличительными признаками каждой из установок выступает испарительный агрегат, который может отличаться по форме и материалу исполнения.

Системы ТНУ воздух-воздух и воздух-вода используют сплит-системы, форма теплообменника которых выполнена в виде радиатора с множеством U-образных секций, и располагается на внешней стороне ограждающих конструкций здания в виде короба с принудительной вентиляцией. Также, существует вариант установки конструкции теплового насоса вне помещения (рисунок 2.7) Такой вариант применяется в случаях, когда в помещении недостаточно места для установки блока теплового насоса.

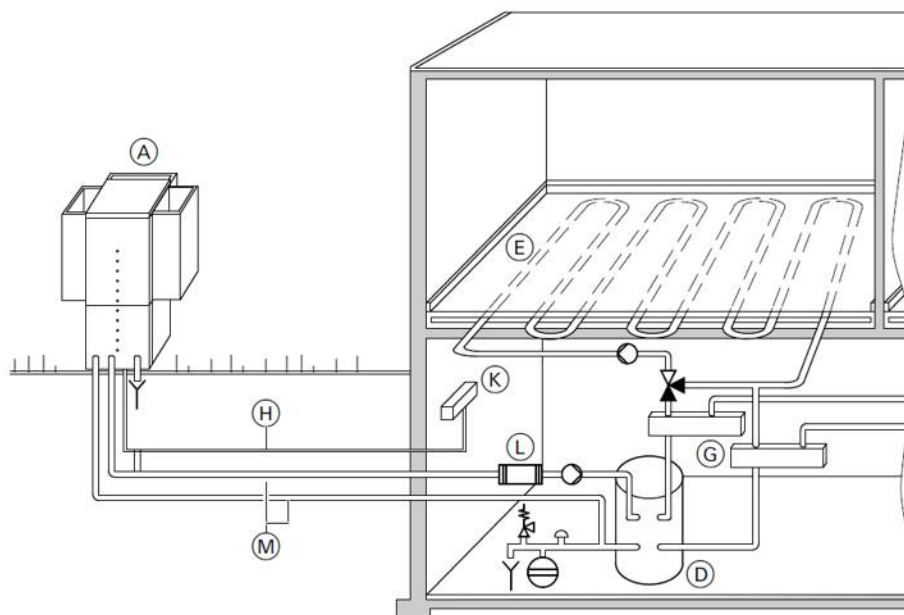


Рисунок 2.7 – Система теплонасосных установок типа воздух-вода: А – тепловой насос; D – буферная емкость отопительного контура; E – внутрипольное отопление; G – распределитель отопительных контуров; H – соединительные кабели; K – контроллер теплового насоса; L – проточный нагреватель для теплоносителя; M – комплект гидравлических подключений

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР

Лист

20

Системы ТНУ вода-вода или вода-воздух. ТНУ такого типа обычно используют геотермальную энергию или поверхностное тепло водоёмов и рек. Использование геотермальной энергии подразумевает бурение скважин и применение скважинных теплообменников (рисунок 2.8), выполненных из труб большого сечения, расположенных на расстоянии как минимум 5 метров относительно друг друга для более эффективного забора тепла. Из циркулирующей в скважинном контуре воды тепло передается в первичный (рассольный) контур. Из первичного (рассольного) контура это тепло передается в контур хладагента теплового насоса. Там достигается повышенный уровень температуры, необходимый для отопительной установки. Рабочим телом может быть как сам хладагент из установки, так и антифриз с промежуточным теплообменным контуром.

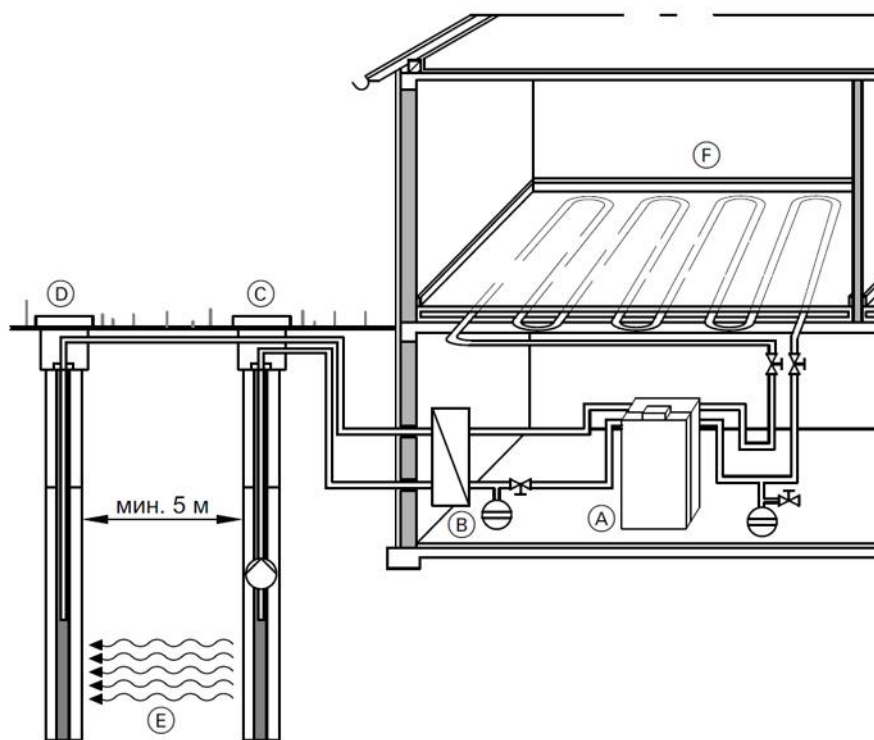


Рисунок 2.8 – Система теплонасосных установок типа вода-вода или вода-воздух: А – тепловой насос; В – разделительный теплообменник; С – водозаборная скважина; D – возвратная скважина; E – направление потока грунтовых вод; F – внутрипольное отопление (для установок типа вода-вода)

Системы ТНУ грунт-вода. Данный вид установок использует низкопотенциальное тепло сохранённое в верхних слоях грунта. Теплообменник имеет вид небольших U-образных секций с определённым шагом, проложенных на глубине, большей, чем глубина промерзания грунта для рассчитываемого региона, параллельно поверхности земли, осуществляя переработку тепла с большой площади (рисунок 2.9). Общая длина отдельной ветви трубопровода не должна превышать 100 м. Использование земляных (двойных) зондов подразумевает также бурение скважин и применение скважинных теплообменников, которые имеют вид змеевика или нескольких U-образных секций трубы небольшого сечения, расположенных аналогично установкам типа вода-вода. Отсюда передача тепла осуществляется аналогично использованию грунта в качестве источника тепла.

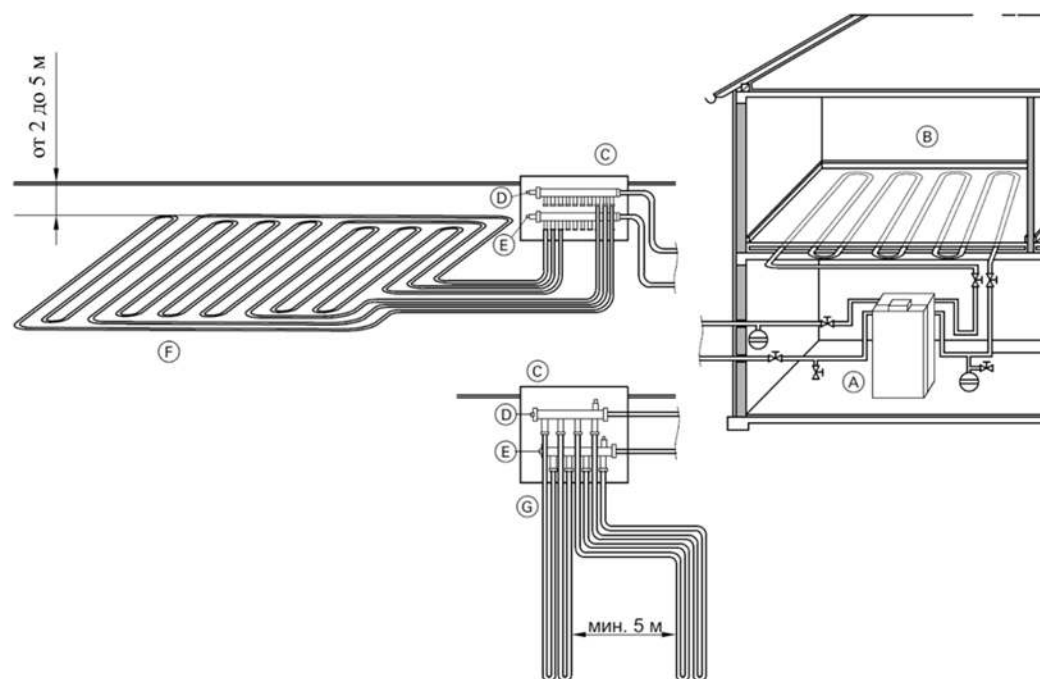


Рисунок 2.9 – Система теплонасосных установок типа грунт-вода: А – тепловой насос; В – внутрипольное отопление; С – сборный отсек с распределительным коллектором рассольного контура; D – распределительный рассольный коллектор для земляных зондов (падающая магистраль); E – распределительный рассольный коллектор (обратная магистраль); F – земляной коллектор; G – земляной (двойной) зонд

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР

Лист

22

ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 2

В данном разделе были рассмотрены конструкция и принцип работы теплового насоса и спирального компрессора, основные способы регулирования мощности. Так же изучены наиболее распространенные разновидности систем теплонасосных установок, среди которых системы воздух-воздух, вода (рассол)-вода и грунт-вода, и варианты хладагентов, используемых в качестве рабочего тела в тех или иных видах теплонасосных установок.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						23
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ БАЛАНСА ПОМЕЩЕНИЯ «МАГАЗИН ОПТОВОЙ ТОРГОВЛИ»

Расход тепловой энергии на отопление учитывает расчет теплового баланса здания. Результатом этого расчета является Q – тепловая мощность, которую необходимо компенсировать системе отопления с ТНУ, чтобы поддержать заданную температуру внутри помещения, с учетом изменения температуры окружающей среды. Одновременно с этим, в каждом помещении имеются и теплопоступления. Их источниками являются осветительные приборы, бытовая техника, да и сам человек.

Из-за того, что сторонние поступления малы, при расчете жилых домов и малых зданий учитывают только тепловые потери.

3.1 ПЛАНИРОВКА ПОМЕЩЕНИЯ

Планировка проектируемого помещения показана рисунках 3.1, 3.2, 3.3. Главный фасад здания ориентирован на восток.

Проектируемое торгово-офисное помещение представляет собой здание переменной этажности (рисунок 3.1): в осях 1-3 – двухэтажное, в осях 3-6 – одноэтажное. На первом этаже расположены торговые залы, на втором этаже офисные помещения. В плане здание имеет форму прямоугольника, шириной 15м, длиной 29м.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						24
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

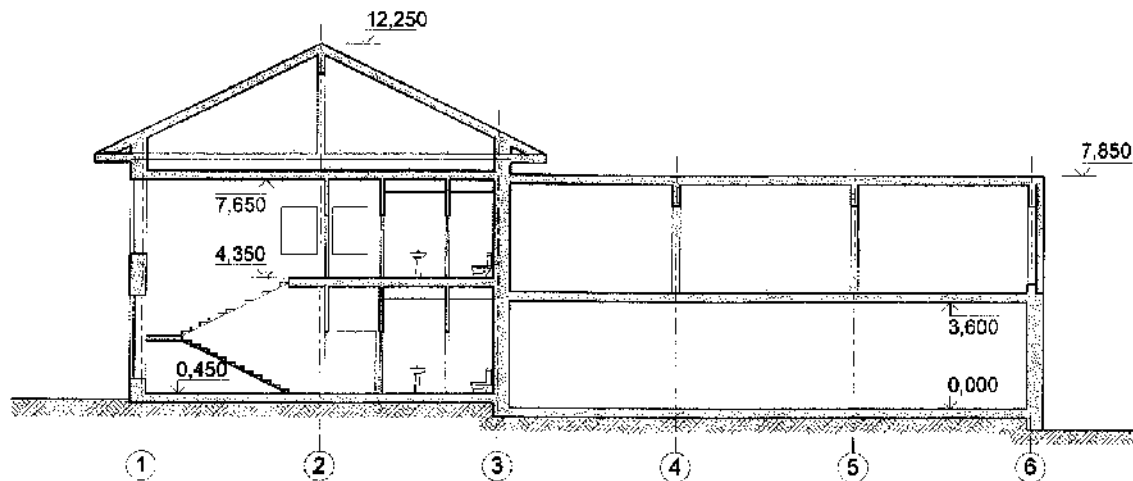
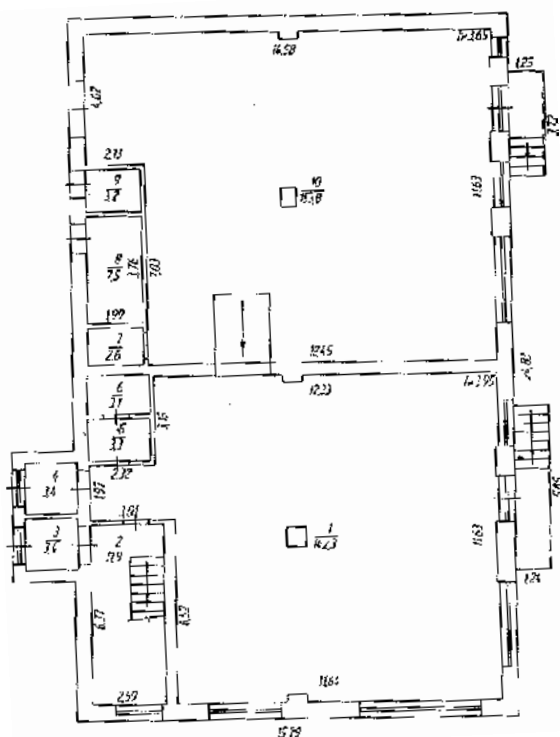


Рисунок 3.1 – План в осях 1-3 и 3-6



№	Наименование	Площадь, м2
1	Торговый зал	142,3
2	Лестничная клетка	11,9
3	Тамбур	3,4
4	Тамбур	3,4
5	Санузел	3,3
6	Санузел	3,1
7	Санузел	2,6
8	ИТП	7,5
9	Электрощитовая	3,2
10	Торговый зал	153,8
Итого:		334,5

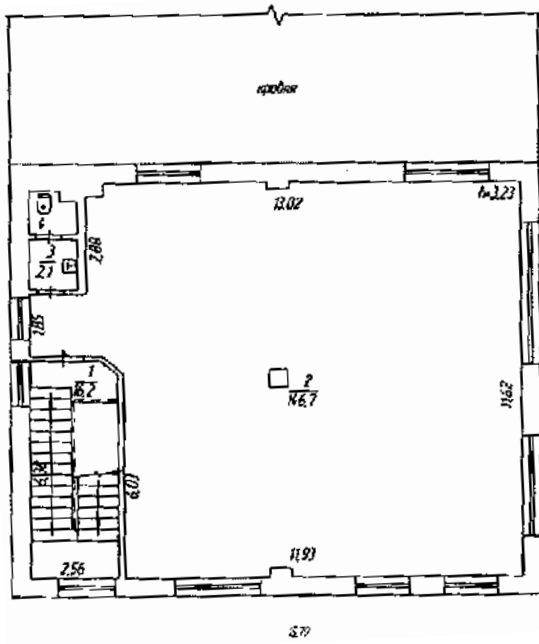
Рисунок 3.2 – Ситуационный план первого этажа

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР

Лист

25



№	Наименование	Площадь, м²
1	Лестничная клетка	16,2
2	Торговый зал	146,7
3	Санузел	2,1
Итого:		166,6

Рисунок 3.3 – Ситуационный план второго этажа

3.2 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАРУЖНЫХ СТЕН

В проектируемом помещении конструкция стен, представленная на рисунке

3.4. Параметры слоев стены занесены в таблицу 3.1.

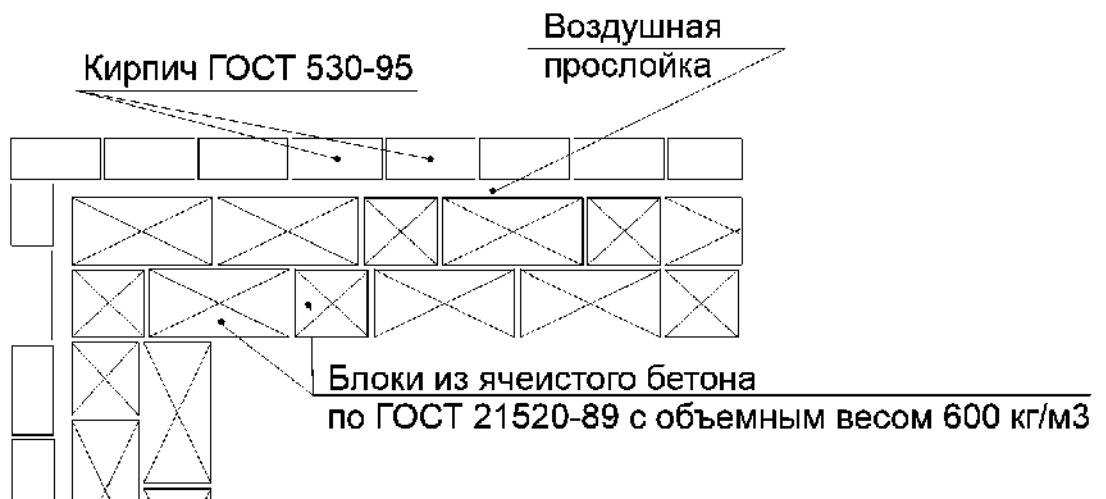


Рисунок 3.4 – Конструкция наружной стены

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР

Лист

26

Таблица 3.1 – Конструкция наружной стены

Этаж	Наименование слоя	Толщина слоя δ , м	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·°C)
1 64%	Ячеистый пенобетон	0,4	0,14
	Воздушная прослойка	0,05	$R = 0,17 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$
	Кирпич КП-0 150/35 по ГОСТ 530-95	0,12	0,56
	Керамогранит	0,01	0,31
2 36%	Кирпич КП-0 150/35 по ГОСТ 530-95	0,12	0,56
	Воздушная прослойка	0,05	$R = 0,17 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$
	Ячеистый пенобетон	0,4	0,14
	Внутренняя штукатурка	0,02	0,58

Расчет производим для холодного периода года, с учетом района строительства, условий эксплуатации, назначения здания и санитарно-гигиенических требований, предъявляемых к ограждающим конструкциям и помещению, согласно СНиП 23-02-2003 [3]. Рассмотрим расчет предлагаемой конструкции стены.

Определяем требуемое сопротивление теплопередаче $R_o^{тр}$, (м²·°C)/Вт, по формуле 3.1:

$$R_o^{mp} = \frac{(t_b - t_n) \cdot n}{\Delta t_n \cdot \alpha_e}, \quad (3.1)$$

где t_b – расчетная температура внутреннего воздуха, принимаемая по нормам проектирования соответствующих зданий, $t_b = 20 \text{ °C}$ [3];

t_n – расчетная наружная температура холодного периода, равная средней температуре наиболее холодной пятидневки согласно СНиП Строительная климатология для г. Челябинск, $t_n = -34 \text{ °C}$ [4];

n – коэффициент, учитывающий положение наружного ограждения по отношению к наружному воздуху, $n = 1$ [3];

Δt_n – нормативный температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности наружной ограждающей конструкции, $\Delta t_n = 4,5$ °C [4];

α_b - коэффициент теплопередачи внутренней поверхности ограждения,
 $\alpha_b = 8,7$ Вт/(м²·°C) [4].

$$R_o^{mp} = \frac{(20 - (-34)) \cdot 1}{4,5 \cdot 8,7} = 1,38 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт.}$$

Градусо-сутки отопительного периода (ГСОП), °C_{сут}, определяем по формуле 3.2:

$$\text{ГСОП} = (t_b - t_{оп}) \cdot Z_{оп}, \quad (3.2)$$

где $t_{оп}$ – средняя температура отопительного периода, $t_{оп} = -6,5$ °C [3];

$Z_{оп}$ – продолжительность отопительного периода, $Z_{оп} = 218$ суток [3].

$$\text{ГСОП} = (20 - (-6,5)) \cdot 183 = 4849 \text{ °C}_{\text{сут}}$$

Приведенное сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций $R_o^{пр}$, Вт/(м²·°C), определяется в зависимости от полученного значения ГСОП и типа здания или помещения, соответствующее высоким теплозащитным свойствам по [3]. Так как значения ГСОП находится в интервале между табличными значениями 4000 и 6000, то значение $R_o^{пр}$ следует определять по формуле 3.3

$$R_o^{mp} = a \cdot \text{ГСОП} + b \quad (3.3)$$

где ГСОП — градусо-сутки отопительного периода, °C·сут/год, для конкретного пункта;

a , b — коэффициенты, значения которых следует принимать по данным таблицы для соответствующих групп зданий. Значения коэффициентов для

соответствующих ограждающих конструкций для зданий и помещений, относящихся, к категории 2, согласно [3], приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Значения коэффициентов а, б для зданий и помещений, относящихся к категории 2.

Коэффициент	Тип ограждающей конструкции		
	Стены	Перекрытия чердачные	Окна
а	0,0003	0,00035	0,00005
б	1,2	1,3	0,2

Подставляя значения данных коэффициентов в формулу 3.3, получаем следующие нормируемые значения сопротивлений теплопередачи.

Для стен:

$$R_o^{mp} = 0,003 \cdot 4849 + 1,2 = 2,65 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$$

Для чердачных перекрытий:

$$R_o^{mp} = 0,0035 \cdot 4849 + 1,3 = 2,99 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$$

Для окон:

$$R_o^{mp} = 0,00005 \cdot 4849 + 0,2 = 0,44 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$$

Уточняем фактическое общее сопротивление теплопередаче R_o^ϕ , (м²·°C)/Вт, для всех слоев ограждения по формуле 3.4:

$$R_o^\phi = \frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_H}, \quad (3.4)$$

$$R_o^\phi = \frac{1}{8,7} + \left(\frac{0,12}{0,56} + \frac{0,4}{0,14} + \frac{0,01}{0,31} \right) \cdot 0,64 + \left(\frac{0,12}{0,56} + \frac{0,4}{0,14} + \frac{0,02}{0,58} \right) \cdot 0,36 + \\ + 0,17 + \frac{1}{23} = 3,43 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$$

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		29

Проверяем условие по неравенству 3.5:

$$R_o^{\phi} \geq R_o^{mp}, \quad (3.5)$$

$$3,43 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт} > 2,65 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи принятого ограждения стены k , Вт/(м²·°C) будет рассчитываться по формуле 3.6:

$$k = \frac{1}{R_o^{\phi}}, \quad (3.6)$$

$$k_{ст} = \frac{1}{3,43} = 0,29 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

3.3 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОЛА ПЕРВОГО ЭТАЖА

Так как в конструкции пола первого этажа отсутствует утепляющий слой то тепловой поток через неутепленный пол Q , Вт, определяется по формуле 3.7, как сумма зон шириной 2 м, параллельных наружным стенам. Сопротивление передачи для первой зоны составляет $R_{НП} = 2,15$, для второй – 4,3, для третьей – 8,6, для остальной площади пола $R_{НП} = 14,2$ (м²·К)/Вт. Площадь участков пола, примыкающих к углам в первой двухметровой зоне, рассчитывается дважды (рисунок 3.5).

$$Q = \frac{1}{R_{НП}} \cdot F(t_B - t_H), \quad (3.7)$$

где $R_{НП}$ – сопротивление теплопередаче не утепленного пола по зонам, (м²·К)/Вт;

F – площадь каждой зоны, м²;

$t_B - t_H$ – внутренняя и наружная температуры воздуха, °C.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						30
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

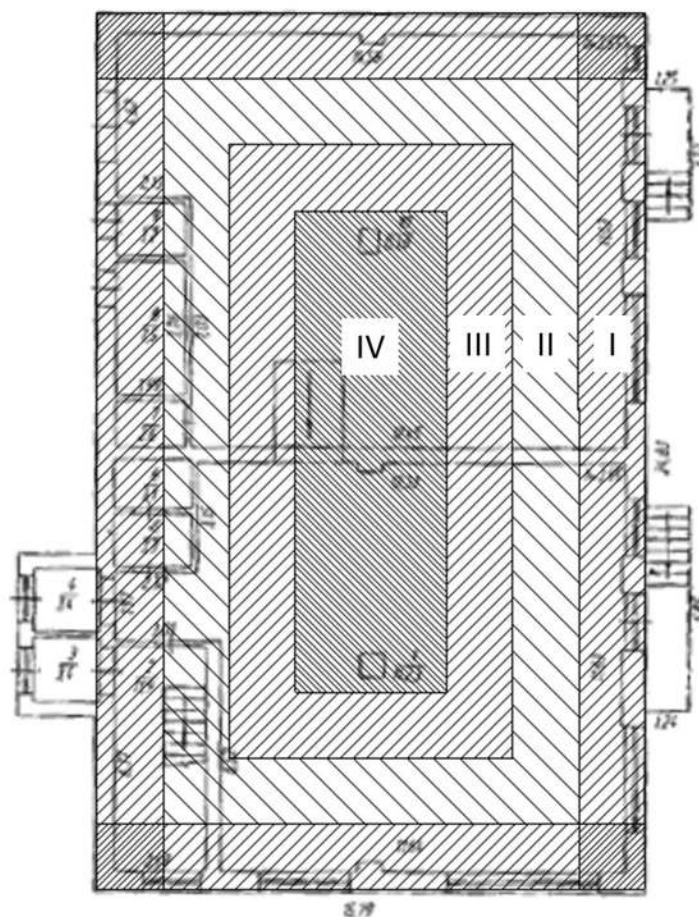


Рисунок 3.5 – Разбивка пола по зонам

$$\text{I зона: } Q = \frac{1}{2,15} \cdot (71,7 + 16)(20 - (-34)) = 2202,7 \text{ Вт}$$

$$\text{II зона: } Q = \frac{1}{4,3} \cdot 63,7(20 - (-34)) = 800 \text{ Вт}$$

$$\text{III зона: } Q = \frac{1}{8,6} \cdot 55,7(20 - (-34)) = 349,7 \text{ Вт}$$

$$\text{IV зона: } Q = \frac{1}{14,2} \cdot 148,1(20 - (-34)) = 563,2 \text{ Вт}$$

3.4 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЧЕРДАЧНОГО ПЕРЕКРЫТИЯ

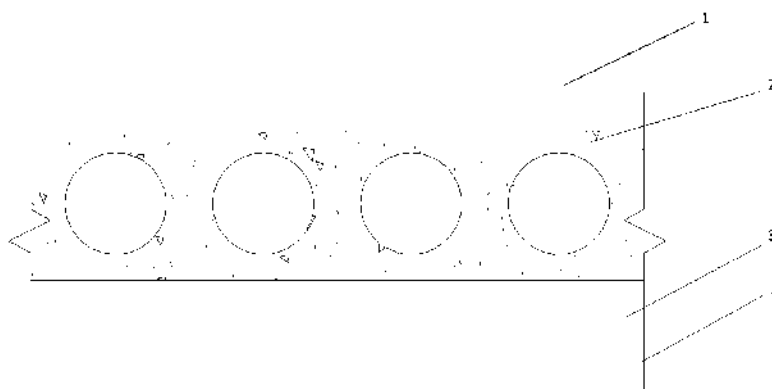


Рисунок 3.6 – Конструкция чердачного перекрытия

Таблица 3.3 – Слои ограждающих конструкций чердачного перекрытия

Наименование слоя	Толщина слоя δ , м	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·°С)
1. Воздушная прослойка	0,3...3,7	$R = 0,19 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт}$
2. Многопустотная плита	0,22	2,04
3. Воздушная прослойка	0,1	$R = 0,18 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт}$
4. Навесной потолок «Армстронг»	0,015	0,055

Воздушная прослойка в первом слое обозначает воздух в чердачном помещении, где не предусматривается нахождение людей. Переменная толщина воздушной прослойки обусловлена пирамидальной формой крыши.

Фактическое общее сопротивление теплопередаче R_n^ϕ , (м²·°С)/Вт, для всех слоев ограждения рассчитываем по формуле (3.4):

$$R_n^\phi = \frac{1}{8,7} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{0,015}{0,055} + 0,18 + 0,19 + \frac{1}{12} = 0,95 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт}.$$

Проверяем условие по формуле (3.5) от полученного значения ГСОП и типа здания или помещения, соответствующее теплозащитным свойствам по:

$$0,95 \text{ (м}^2\cdot\text{°C)/Вт} > 2,99 \text{ (м}^2\cdot\text{°C)/Вт}.$$

Условие не выполняется. Это означает, что при данной конструкции перекрытий будут значительные потери тепла и рекомендуется добавить в конструкцию дополнительный слой утеплителя или иного элемента, способного уменьшить теплопотери. Поскольку систему отопления с использованием теплонасосных установок мы интегрируем в уже имеющуюся постройку, то оставим конструкцию без изменений.

Коэффициент теплопередачи $k_{пт}$, определяем по формуле (3.6):

$$k_{пт} = \frac{1}{0,95} = 1,05 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°C)}.$$

3.5 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СВЕТОВЫХ ПРОЕМОВ

Требуемое термическое общее сопротивление теплопередаче $R_{o^{тp}}$, $(\text{м}^2\cdot\text{°C)/Вт}$, для световых проемов определяют в зависимости от величины ГСОП [3]. При ГСОП = 4849 $^{\circ}\text{C}_{\text{сут}}$, сопротивление $R_{o^{тp}} = 0,44 \text{ (м}^2\cdot\text{°C)/Вт}$.

В качестве световых проемов выбираем пластиковые окна «КВЕ Etalon» [5] с характеристиками:

- 5 воздушных камер внутри профиля;
- стеклопакет 36 мм (4-10-4-14-4);
- сопротивление теплопередаче 0,68 $(\text{м}^2\cdot\text{°C)/Вт}$;
- звукоизоляция окна достигает 56 дБ.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						33
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		



Рисунок 3.7 – Конструкция пластикового окна «КВЕ Etalon»

Сопротивлением теплопередаче $R_o^{\phi} = 0,68 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$, что удовлетворяет условию $R_o^{\phi} \geq 1,5R_o^{\text{тп}}$. Коэффициент теплопередачи остекления $k_{\text{ок}}$ определяем по формуле (3.6):

$$k_{\text{ок}} = \frac{1}{0,68} = 1,47 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

3.6 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАРУЖНЫХ ДВЕРЕЙ

Требуемое сопротивление теплопередаче $R_o^{\text{тп}}$ для наружных дверей должно быть не менее значения $0,6R_o^{\text{тп}}$ для стен здания. Фактическое сопротивление теплопередаче принято $R_o^{\phi}_{\text{дв}} = R_o^{\text{тп}}$.

Фактическое сопротивление теплопередаче для наружных дверей $R_o^{\phi}_{\text{дв}}$, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C}) / \text{Вт}$, аналогично расчету наружных стен определяется по следующей формуле 3.8:

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		34

$$R_{одб}^{\phi} = 0,6 \cdot \frac{(t_в - t_н) \cdot n}{\Delta t_н \cdot \alpha_в}, \quad (3.8)$$

$$R_{одб}^{\phi} = 0,6 \cdot \frac{(20 - (-34)) \cdot 1}{4 \cdot 8,7} = 0,93 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

Коэффициент теплопередачи $k_{одб}$, определяем по формуле (3.6):

$$k_{одб} = \frac{1}{0,93} = 1,07 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C).}$$

3.7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ НАРУЖНЫМИ ОГРАЖДЕНИЯМИ ЗДАНИЯ

В отапливаемых зданиях, при наличии разности температур между внутренним и наружным воздухом, постоянно происходят потери тепла через ограждающие конструкции: наружные стены, перекрытия, полы и проемы. Системы отопления должны восполнять эти потери, поддерживая в помещениях внутреннюю температуру, требующуюся по санитарным нормам [4].

При определении потерь теплоты зданием следует учитывать основные и добавочные потери теплоты через отдельные ограждающие конструкции Q_o , Вт, по формуле 3.9:

$$Q_o = A \cdot (t_в - t_н) \cdot k \cdot n \cdot (1 + \Sigma\beta), \quad (3.9)$$

где A – расчетная площадь ограждающей конструкции, м²;

n – коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху по [6];

β – добавочные потери теплоты в долях от основных потерь, определяемые в соответствии [7]:

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		35

– в помещениях любого назначения через наружные вертикальные и наклонные стены, двери и окна, обращенные на север и восток в размере 0,1, на запад – в размере 0,05; в угловых помещениях дополнительно – по 0,05 на каждую стену, дверь и окно, если одно из ограждений обращено на север и восток;

– так как наружные двери, не оборудованы воздушно-тепловыми завесами, при высоте здания Н, м, добавочные потери в размере $0,24Н$ для одинарных дверей;

Внутренняя температура воздуха в помещениях различного назначения принимается согласно [6]. Наименования ограждений обозначаются следующим образом: НС – наружная стена; ПЛ – полы; ПТ – потолок; ОК – остекление; ДН – дверь наружная.

Результаты расчета теплотерь сводим в таблицу 3.4

Таблица 3.4 – Теплотери наружными ограждениями здания

Характеристика ограждений				Температура внутр. воздуха $t_b, ^\circ\text{C}$	Расчетная разность температур $(t_b - t_n), ^\circ\text{C}$	n	Основные теплотери $Q_o, \text{Вт}$	Добавочные теплотери $1 + \Sigma\beta$	$Q_o \cdot (1 + \Sigma\beta), \text{Вт}$
Обозначение	Ориентация	Площадь, А, м ²	Коэф-т теплопередачи k, Вт/(м ² ·°C)						
Первый этаж									
1. Торговый зал									
НС	Ю	26,0	0,29	18	52	1	392,5	1,05	412,1
НС	В	27,8	0,29			1	419,1	1,15	481,9
ДН	З	3,0	1,07			1	166,9	1,58	263,7
ДН	В	3,0	1,07			1	166,9	1,63	272,1
ОК	Ю	20,0	1,47			1	1 525,0	1,05	1 601,2
ОК	В	15,2	1,47			1	1 158,1	1,15	1 331,8
Σ									4 362,9

Продолжение таблицы 3.4

2. Лестничная клетка									
НС	Ю	6,8	0,29	16	50	1	98,3	1,05	103,2
НС	3	22,2	0,29			1	321,3	1,1	353,5
ДН	В	3,0	1,07			1	160,5	1,63	261,6
ОК	В	3,5	1,47			1	253,6	1,15	291,6
Σ									1 009,9
3. Санузел									
НС	3	5,6	0,29	16	50	1	81,3	1,1	89,5
Σ									89,5
4. Санузел									
НС	3	5,6	0,29	16	50	1	81,3	1,1	89,5
Σ									89,5
5. Санузел									
НС	3	4,8	0,29	16	50	1	69,9	1,1	76,9
ПТ	-	2,6	1,05			1	172,9	1	172,9
Σ									249,8
6. ИТП									
НС	3	10,7	0,29	5	39	1	121,3	1,1	133,4
ДН	3	3	1,07			1	125,2	1,58	197,8
ПТ	-	7,5	1,33			1	389,0	1	389,0
Σ									720,2
7. Электрощитовая									
НС	3	2,5	0,29	5	39	1	28,0	1,1	30,8
ДН	3	3	1,07			1	125,2	1,58	197,8
ПТ	-	3,2	1,33			1	166,0	1	166,0
Σ									394,6
8. Торговый зал									
НС	С	57,6	0,29	18	52	1	868,5	1,15	998,7
НС	В	28,5	0,29			1	430,4	1,1	473,4
НС	3	15,2	0,29			1	230,0	1,1	253,0
ДН	В	3,0	1,07			1	166,9	1,63	272,1
ОК	В	14,4	1,47			1	1 100,7	1,15	1 265,8
ОК	3	3,0	1,47			1	229,3	1,1	252,3
ПТ	-	153,8	1,33			1	10 636,8	1	10 636,8
Σ									14 152,1

Окончание таблицы 3.4

Полы. Первый этаж									
ПЛ Из	-	87,7	2,15	20	54	1	2 202,7	1	2 202,7
ПЛ Пз	-	63,7	4,3			1	800,0	1	800,0
ПЛ ПЗз	-	55,6 8	8,6			1	349,6	1	349,6
ПЛ IVз	-	148, 1	14,22			1	562,4	1	562,4
								Σ	3 914,7
Итого теплотери первого этажа:								Σ	24 983,0
Второй этаж									
1. Офис									
НС	Ю	23,5	0,29	20	54	1	368,5	1,05	387,0
НС	В	18,8	0,29			1	294,1	1,15	338,3
НС	С	32,1	0,29			1	502,0	1,15	577,3
НС	3	2,2	0,29			1	34,9	1,1	38,3
ОК	Ю	15,0	1,47			1	1 190,7	1,05	1 250,2
ОК	В	18,8	1,47			1	1488,4	1,15	1 711,6
ОК	С	10,0	1,47			1	793,8	1,15	912,9
ОК	3	3,8	1,47			1	297,7	1,1	327,4
ПТ	-	146,7	1,33			1	10 536,0	1	10 536,0
								Σ	16 079,0
2. Лестничная клетка									
НС	Ю	4,5	0,29	16	50	1	65,5	1,05	68,8
НС	3	16,9	0,29			1	244,4	1,1	268,9
ОК	Ю	3,8	1,47			1	275,6	1,05	289,4
ОК	3	3,8	1,47			1	275,6	1,1	303,2
ПТ	-	16,2	1,33			1	1 077,3	1	1 077,3
								Σ	2 007,6
3. Санузел									
НС	3	9,7	0,29	16	50	1	140,5	1,1	154,6
ПТ	-	2,1	1,33			1	139,7	1	139,7
								Σ	294,2
Итого теплотери второго этажа:								Σ	18 380,8
Итого								Σ	43 363,8

3.8 ПОТРЕБНОСТЬ В ТЕПЛОТЕ НА НАГРЕВАНИЕ ИНФИЛЬТРУЮЩЕГО ВОЗДУХА

Теплопотери на нагрев инфильтрующего воздуха Q_u . Расчет проводят для окон каждого этажа по формуле 3.10:

$$Q_u = 0,278 \cdot C \cdot \beta \cdot (t_в - t_н) \cdot A_0 \cdot G_0, \quad (3.10)$$

где C – массовая теплоемкость воздуха, $C = 1,005$ кДж/(кг·°С)

β – коэффициент, учитывающий нагревание инфильтрующего воздуха в ограждении встречным тепловым потоком, равный 0,7 (для окон с тройным стеклопакетом);

A_0 – площадь окна, м²;

G_0 – количество воздуха, поступающего в помещение в течение часа через 1 м² окна, кг/(м²ч); рассчитывается по формуле 3.11:

$$G_0 = \frac{1}{R_u} \cdot \left(\frac{\Delta P_i}{10} \right)^{0.67}, \quad (3.11)$$

где R_u – сопротивление воздухопроницанию, (м²·Па)/кг

ΔP – разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях окна, Па); рассчитывается по формуле 3.12:

$$\Delta P_i = 0,5 \cdot H \cdot (\rho_n - \rho_в) \cdot g - h \cdot (\rho_n - \rho_в) \cdot g + 0,25 \cdot \rho_n \cdot v_в^2 \cdot K_{дин} \cdot (c_n - c_з), \quad (3.12)$$

где H – высота здания от уровня земли до устья вентиляционной шахты, м;

h – высота от уровня земли до середины окон i -го этажа, м;

$v_в$ – расчетная скорость ветра в январе, м/с ($v = 4,8$ м/с);

$K_{дин}$ – динамический коэффициент, учета изменения скоростного давления ветра в зависимости от высоты здания ($K_{дин} = 0,65$);

c_n и $c_з$ – аэродинамические коэффициенты соответственно для наветренной и подветренной поверхностей ограждений здания ($c_n = 0,8$, $c_з = -0,6$);

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		39

$\rho_n, \rho_в$ – плотности воздуха соответственно наружного воздуха и воздуха в помещении, кг/м³, определяемые по формуле 3.13:

$$\rho = \frac{353}{(273+t)}, \quad (3.13)$$

$$\rho_n = \frac{353}{273-34} = 1,48 \text{ кг/м}^3, \quad \rho_в = \frac{353}{273+21} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Определим сопротивление воздухопроницанию R_u (м²·Па)/кг, необходимых нам для заказа окон в пластиковом переплете с максимальной воздухопроницаемостью $G_0 = 5$ кг/(м²ч) [6] по формуле 3.14:

$$\Delta P = 0,55 \cdot H \cdot (\rho_n - \rho_в) \cdot g + 0,03 \cdot \rho_n \cdot g \cdot v_в^2, \quad (3.14)$$

$$\Delta P = 0,55 \cdot 12,3 \cdot (1,48 - 1,2) \cdot 9,81 + 0,03 \cdot 1,48 \cdot 9,81 \cdot 4,8^2 = 28,6 \text{ Па}$$

$$R_u = \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{28,6}{10}\right)^{0,67} = 0,4 \text{ (м}^2\text{·Па)/кг}$$

Определим количество воздуха G_0 , поступающего в помещение:

Для первого этажа по формулам (3.11 и 3.12):

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= 0,5 \cdot 12,3 \cdot (1,48 - 1,2) \cdot 9,81 - 2,7 \cdot (1,48 - 1,2) \cdot 9,81 + \\ &+ 0,25 \cdot 1,48 \cdot 4,8^2 \cdot 0,65 \cdot (0,8 + 0,6) = 17,23 \text{ Па} \end{aligned}$$

$$G_{01} = \frac{1}{0,4} \cdot \left(\frac{17,23}{10}\right)^{0,67} = 3,6 \text{ кг/(м}^2\text{ч)}$$

Для второго этажа:

$$\begin{aligned} \Delta P_2 &= 0,5 \cdot 12,3 \cdot (1,48 - 1,2) \cdot 9,81 - 6,3 \cdot (1,48 - 1,2) \cdot 9,81 + 0,25 \cdot 1,48 \cdot 4,8^2 \cdot \\ &0,65 \cdot (0,8 + 0,6) = 7,76 \text{ Па} \end{aligned}$$

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		40

$$G_{01} = \frac{1}{0,4} \cdot \left(\frac{7,76}{10}\right)^{0,67} = 2,1 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{ч})$$

Результаты расчета теплотерь на нагрев инфильтрующего воздуха Q_u определяем по формуле (3.10) и сводим в таблицу 3.5.

3.9 РАСХОД ТЕПЛОТЫ НА НАГРЕВАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

Для административных помещений определяется по формуле 3.15:

$$Q_e = 0,278 \cdot C \cdot \rho_e \cdot L \cdot (t_e - t_c), \quad (3.15)$$

где C – массовая теплоемкость воздуха, $C = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

ρ_v – средняя плотность приточного воздуха за отопительный период, рассчитываемая по формуле 3.12, $\text{кг}/\text{м}^3$

$$\rho_v^{\text{вент}} = \frac{353}{273+2} = 1,27 \text{ кг}/\text{м}^3$$

L – расход приточного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$, не компенсируемый подогретым приточным воздухом для административных зданий, офисов, складов и супермаркетов принимаемый по формуле 3.16 [7];

$$L = 4A, \quad (3.16)$$

где A – расчетная площадь пола помещения (офиса), м^2 .

t_c – температура смеси, равная $2, ^\circ\text{C}$

Результаты расчета теплотерь на нагрев вентиляционного воздуха Q_e сводим в таблицу 3.5, сравниваем с Q_u и выбираем наибольшее.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		41

3.10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ БЫТОВЫХ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ

Бытовые тепловыделения Q_b , Вт, для общественных и административных зданий учитываются по расчетному числу людей из расчета 90 Вт/чел по формуле 3.17 [7]:

$$Q_b = q_b \cdot A, \quad (3.17)$$

Согласно имеющимся технико-экономическим данным данного объекта количество персонала равно 15, а расчетное количество посетителей равно 110 чел./смена.

Бытовые тепловыделения не будут иметь место в хоз. помещении, вспомогательных помещениях, прихожей, гардеробе, лестничной клетке.

Таблица 3.5 – Баланс тепла по помещениям

Помещение	Площадь, А, м ²	Температура внутри р. воздуха t_v , °С	Расчетная разность температур, $(t_v - t_n)$, °С	Теплопотери ограждениями, Q_o , Вт	Теплопотери на инфильтрацию, Q_i , Вт	Теплопотери на вентиляцию, Q_v , Вт	Бытов. тепловыделения, Q_b , Вт	Мощность отопления, $Q_{от}$, Вт
Первый этаж								
1. Торговый Зал	142,3	18	16	4 362,9	490,0	3 256,9	1 423	6 686,8
2. Лестничная клетка	11,9	16	14	1 009,9	42,9	238,3	0	1291,1
3. Санузел	3,3	16	14	89,5	0,0	66,1	0	155,6
4. Санузел	3,3	16	14	89,5	0,0	66,1	0	155,6
5. Санузел	2,6	16	14	249,8	0,0	52,1	0	301,8
6. ИТП	7,5	5	3	720,2	6,3	32,2	0	758,8

7. Эл.щитовая	3,2	5	3	394,6	6,3	13,7	0	414,6
8. Торговый Зал	153,8	18	16	14152,1	277,7	3520,1	1538	16 411,9
9. Пол первого этажа	-	-	-	3914,7	-	-	-	3 914,7
Итого первый этаж								30 090,8
Второй этаж								
1. Офис	146,7	20	18	16 079,0	360,4	3 777,3	1 467	18 749,7
2. Лестничная клетка	16,2	16	14	2 007,6	43,1	324,4	0	2 375,1
3. Санузел	2,1	16	14	294,2	0,0	42,1	0	336,3
Итого второй этаж								21 461,1
Итого				43 363,8	1 226,8	11 389,3	4 428,0	51 551,9

3.11 СОСТАВЛЕНИЕ БАЛАНСОВ ТЕПЛА ПО ПОМЕЩЕНИЯМ

Баланс тепла — это определение полных теплопотерь тепла в помещениях. Тепловая мощность отопительной системы отопления Q_{om} , Вт, определяются по формуле 3.18 [10]:

$$Q_{om} = Q_o + Q_v + Q_u - Q_b. \quad (3.18)$$

Результаты расчета сводим в таблицу 3.5.

3.12 РАСХОД ТЕПЛА НА НАГРЕВ ВОДЫ ДЛЯ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Определим среднечасовой поток теплоты Q_T^h по формуле 3.19, Вт:

$$Q_T^h = 1160 \cdot q_T^h (t_2 - t_x) \cdot (1 + K_t), \quad (3.19)$$

где t_T – температура горячей воды после теплового насоса, °С ($t_c = 40$ °С);

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						43
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

t_x – температура холодной воды, °C ($t_c = 5$ °C);

K_t – коэффициент, учитывающий потери теплоты трубами, по [8] ($K_t = 0,3$);

q_T^h – средний часовой расход горячей воды, определяется по формуле 3.20, м³/ч:

$$q_T^h = q_{um}^h \cdot \frac{U}{24000}, \quad (3.20)$$

где q_{um}^h – расход воды в сутки на одного потребителя, по [9] $q_{um}^h = 7$ л/сут;

U – количество потребителей, ($U = 15$ человек).

$$q_T^h = 7 \cdot \frac{15}{24000} = 0,005 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Проверить расчет можно по СНиП 2.04.01-85 «Нормы расхода воды потребителям». Согласно представленной таблице, норма расхода горячей воды в сутки наибольшего потребления равна 5 л, что сходится с нашими вычислениями.

$$Q_T^h = 1160 \cdot 0,005 \cdot (48 - 5) \cdot (1 + 0,3) = 324 \text{ Вт}.$$

Учитывая малый средний часовой расход горячей воды и потребляемую тепловую мощность, необходимую для ее нагрева, в целях упрощения конструкции и экономической составляющей за нагрев тепловой воды будет отвечать электронагреватель.

3.13 НЕОБХОДИМАЯ МОЩНОСТЬ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Полная потребность в теплоте на отопление $Q_{полн}$, Вт определяем по формуле 3.21:

$$Q_{полн} = \Sigma Q_{от} = Q_{1эт} + Q_{2эт}, \quad (3.21)$$

$$Q_{полн} = 30\,090,8 + 21\,461,1 = 51\,551,9 \text{ Вт} \approx 52 \text{ кВт}.$$

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						44
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 3

В данном разделе рассмотрена планировка отапливаемого помещения. Проведен теплотехнический расчет ограждающих, потолочных и напольных конструкций, оконных и дверных проемов. Определены потери теплоты наружными ограждениями здания, а также потребность в теплоте на нагревание инфильтрующего и вентиляционного воздуха.

На основании приведенных выше значений был составлен тепловой баланс помещения с помощью которого была определена необходимая мощность теплового насоса для поддержания заданной температуры внутри помещения с учетом колебания температуры наружного воздуха.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						45
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

ВОЗДУШНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ, СОВМЕЩЕННАЯ С ВЕНТИЛЯЦИЕЙ

4.1 КРАТКИЙ ОБЗОР ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Качество окружающего воздуха является первостепенным фактором для сохранения здоровья и нормальной жизнедеятельности человека. Газовый состав, чистота, температура и влажность воздуха в жилых, административных, образовательных, служебных и других помещениях должны соответствовать широкому списку требований санитарных норм и правил. Отклонение от нормы тех или иных параметров воздуха негативно сказывается на здоровье человека, например, превышение в воздухе допустимой доли углекислого газа ухудшает самочувствие человека, появляется усталость, снижается концентрация внимания и работоспособность. Повышение влажности воздуха может стать причиной образования коррозии, появления плесени и т.п. Для поддержания требуемых параметров воздуха в помещении необходимо обеспечить его циркуляцию снаружи-внутри помещения и обратно, т.е. вентиляцию.

Вентиляция может быть естественной или принудительной. Естественная вентиляция осуществляется без использования специальных технических средств. Движение воздуха через двери, окна, форточки обеспечивается за счет разницы температуры и давления внутри и снаружи помещения. Принудительная вентиляция предполагает использование специального оборудования. Естественная система вентиляции самая простая и малозатратная, но имеет большой недостаток – её работоспособность полностью зависит от внешних климатических условий, к тому же в некоторых случаях ее физические возможности не позволяют удовлетворить требования санитарных норм. По этой причине в современных зданиях принудительная вентиляция применяется намного чаще, так как стабильность её работы не зависит от климатических изменений, а

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		46

также существует возможность регулирования воздухообмена в зависимости от потребностей или меняющихся условий.

Однако, естественный и принудительный способы могут присутствовать одновременно в одной системе, в этом случае вентиляция называется комбинированной (смешанной).

4.2 РЕКУПЕРАЦИЯ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ.

В процессе вентилирования из помещения утилизируется не только отработанный воздух, но и часть тепловой энергии. Зимой это приводит к увеличению счетов на энергоресурсы. Это, в совокупности с ростом тарифов на первичные энергоресурсы делает систему рекуперации как никогда актуальной. Рекуператор – это устройство для утилизации выбрасываемой тепловой энергии вытяжного нагретого воздуха и передачи ее входящему холодному воздушному потоку (рисунок 4.1). Применение рекуператоров позволяет значительно сократить расходы на электроэнергию для подогрева приточного воздуха.

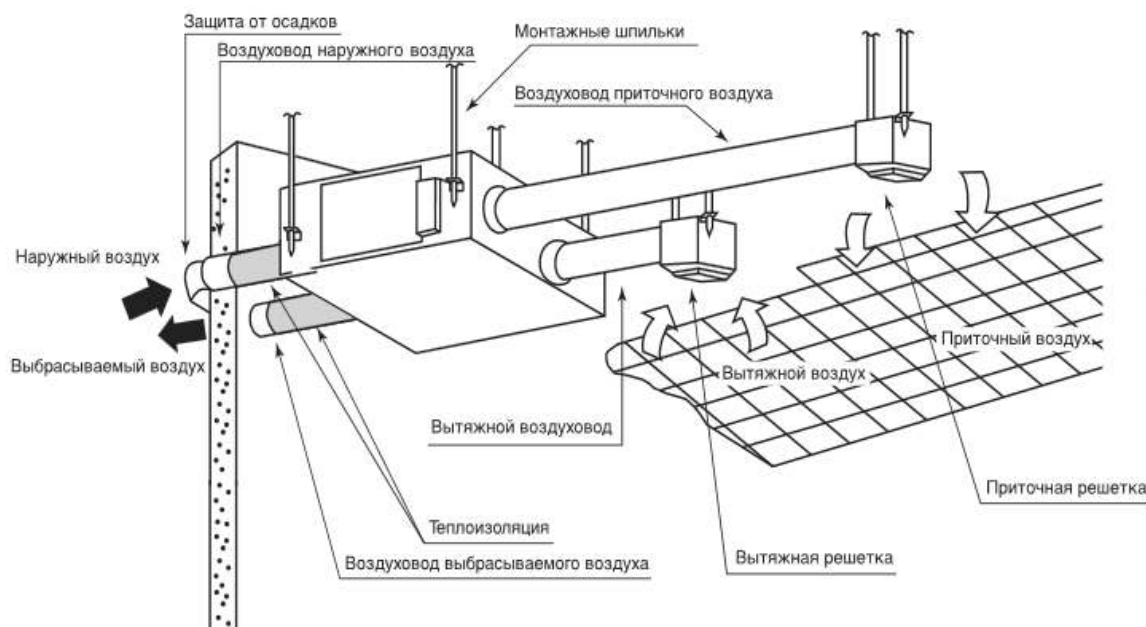


Рисунок 4.1 – Схема рекуперативной системы вентиляции

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР

Лист

47

Принцип работы любого рекуператора в приточно-вытяжных установках заключается в следующем. Он обеспечивает теплообмен (иногда и холодообмен, а также влагообмен) между потоками приточного и вытяжного воздуха. Процесс теплообмена может происходить непрерывно – через стенки теплообменника, с помощью хладона или промежуточного теплоносителя. Может теплообмен быть и периодическим, как в роторном и камерном рекуператоре. В результате выбрасываемый вытяжной воздух охлаждается, нагревая тем самым свежий приточный воздух. Процесс холодообмена проходит в теплое время года и позволяет снизить энергозатраты на системы кондиционирования воздуха за счет некоторого охлаждения подаваемого в помещение приточного воздуха. Влагообмен идет между потоками вытяжного и приточного воздуха, позволяя поддерживать в помещении комфортную для человека влажность круглогодично, без использования каких-либо дополнительных устройств – увлажнителей и других.

В приточно-вытяжных установках с рекуперацией обычно применяются следующие типы рекуператоров:

- пластинчатый или перекрестно-точный рекуператор;
- роторный рекуператор;
- рекуператоры с промежуточным теплоносителем;
- тепловой насос;
- рекуператор камерного типа;
- рекуператор с тепловыми трубами.

Рассмотрим более подробно пластинчатый и с использованием теплового насоса.

Пластинчатый или перекрестно-точный рекуператор (рисунок 4.2). Волнообразные теплопроводящие пластины рекуперативной поверхности, изготавливаются из тонкой металлической (материал – алюминий, медь, нержавеющая сталь) фольги или из ультратонкого картона, пластика, гигроскопичной целлюлозы. Потоки приточного и вытяжного воздуха движутся по

множеству небольших каналов, образованных этими теплопроводящими пластинами, по схеме противотока, то есть навстречу друг другу. Эти пластины группируются так, чтобы образованные каналы располагались перекрестно друг к другу для создания турбулентности, которая в свою очередь улучшает теплообмен, повышая тем самым эффективность рекуператора.

К достоинствам пластинчатых теплообменников можно отнести:

- отсутствие подвижных частей и трущихся элементов;
- простота конструкции, монтажа и настройки оборудования;
- достаточно большой коэффициент эффективности: 50-80%;
- исключение контакта между потоками, а значит отсутствие загрязнения, смешивания запахов и др.;
- доступность, компактность и распространенность.

К недостаткам можно отнести оседание осадка в вытяжном канале и образование наледи зимой, которую растапливают струей теплого выходящего воздуха, направленного в обход теплообменника, либо установкой калорифера для подогрева поступающего воздуха.

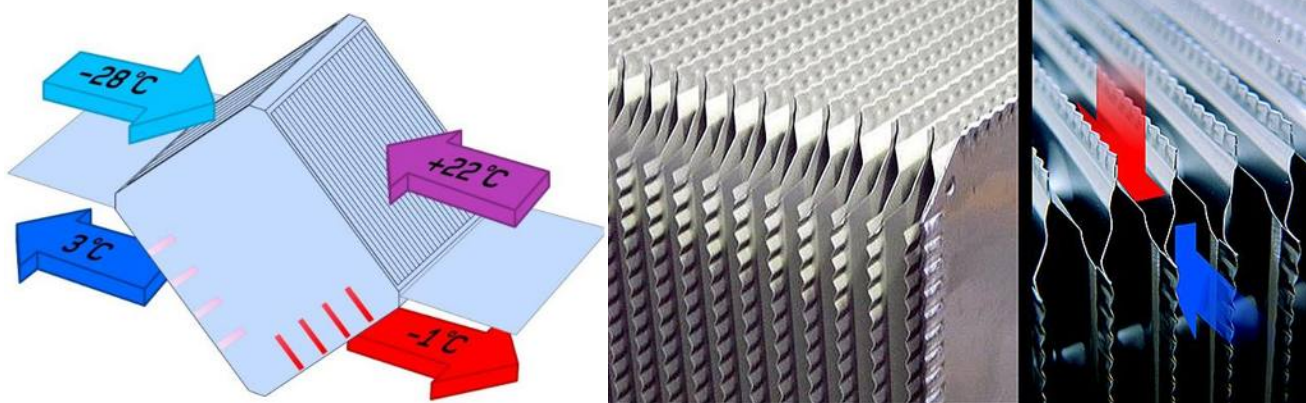


Рисунок 4.2 – Конструкция, направление и распределение потоков в пластинчатом теплообменнике

Рекуператоры со встроенным тепловым насосом – это разновидность рекуператора с промежуточным теплоносителем (рисунок 4.3). Тепловой насос

выступает как термодинамический рекуператор, в котором роль жидкостных теплообменников, труб и насоса играет холодильная машина, работающая в режиме теплового насоса. Это своеобразная комбинация рекуператора и теплового насоса. Она состоит из двух теплообменников – испарителя и конденсатора, трубопроводов, терморегулирующего вентиля, компрессора и 4-х ходового клапана. Теплообменники размещены в приточном и вытяжном воздуховоде, компрессор необходим для обеспечения циркуляции хладагента, а наличие в системе 4-х ходового перепускного клапана обеспечивает реверсирование хладагента в зависимости от сезона и позволяет переносить теплоту из вытяжного воздуха в приточный и наоборот. При этом приточно-вытяжная система может состоять из нескольких приточных и одной вытяжной установки большей производительности, объединенных одним холодильным контуром. Более того, возможности системы позволяют нескольким приточным установкам работать в разных режимах (нагрев/охлаждение) одновременно. КПД такого рекуператора варьируется от 400% до 450%, что делает его наиболее эффективным. Однако сложность конструкции и отсутствие на рынке отечественных агрегатов требует больших начальных капиталовложений для установки такой системы.

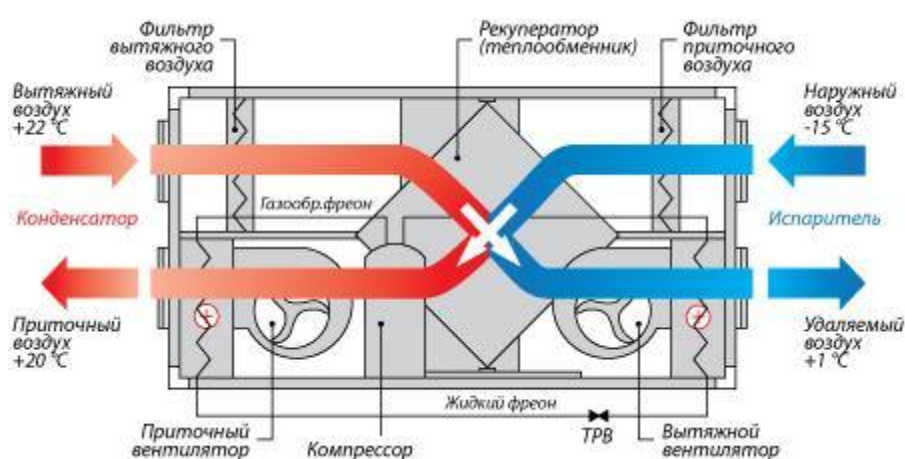


Рисунок 4.3 – Конструкция и направление потоков в рекуператоре со встроенным тепловым насосом

Преимущества воздушных тепловых насосов:

- Экономичность. Энергия, затраченная на работу системы рекуперации с тепловым насосом, используется с максимальным эффектом.
- Доступность. Тепловой насос можно установить совместно с рекуператором практически в любом воздуховоде.
- Экологичность. Способ рекуперации - экологически чистый. В насосах используются озонобезопасные фреоны, не содержащие хлоруглеродов.
- Универсальность. Эти реверсивные устройства способны не только рекуперировать тепло из вытяжного воздуха и использовать его для повторного обогрева здания, но и охлаждать помещения, перемещая на улицу с воздухом избыточное тепло.
- Безопасность. У теплового насоса повышенная взрыво- и пожаробезопасность. Здесь нет высоких температур или открытого огня, не применяется топливо. Остановка не приводит к поломке насоса или замерзанию жидкости.

4.3 ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Воздушное отопление имеет много общего с другими видами централизованного отопления. И воздушное, и водяное отопление основаны на передаче теплоты в отапливаемые помещения от охлаждающегося теплоносителя. В центральной системе воздушного отопления, как и в системах водяного отопления, имеется теплогенератор (центральная установка для нагревания приточного воздуха), расположенный в системе приточной вентиляции и теплопроводы (каналы или воздухопроводы для перемещения теплоносителя). Воздух для отопления подается в помещение нагретым до такой температуры t_r , чтобы в результате его смешения с внутренним воздухом и теплообмена с поверхностью ограждений поддерживалась заданная температура помещения. Следовательно, количество аккумулированной воздухом теплоты должно быть равно $Q_{п}$ –

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		51

максимальной теплотребности для поддержания в помещении расчетной температуры t_b .

Прежде чем наружный воздух достигнет теплообменника, в зимний период его необходимо подогреть до температуры -15°C для более эффективного теплообмена с вытяжным воздухом.

Далее приточный подогретый воздух поступает в пластинчатый теплообменник где поглощает тепловую энергию вытяжного воздуха и нагревается до определенной температуры. Температура такой смеси зависит от нескольких факторов: начальная температура, влажность, влагосодержание и расход воздуха приточной и вытяжной системы вентиляции.

Для расчетов температуры смеси нам необходимо знать долю регенерации (возврата) теплоты удаляемого воздуха, ρ , значение которой зависит от размеров рекуператора.

Таблица 4.1 – Показатели стандартного ряда пластинчатых рекуператоров для систем вентиляции (при толщине пластин $\delta = 0,005$ м).

№	Габаритные размеры $A \times B \times C$, м	Конструктивная площадь поверхности теплообменника, F , м^2	Площадь поперечного сечения каналов для воздуха, S , м^2	Количество пластин в пакете, n , шт.	Доля регенерации теплоты удаляемого воздуха, ρ
1	0,4×0,4×0,2	5,6	0,04	40	0,4
2	0,5×0,5×0,2	12,5	0,06	50	0,45
3	0,6×0,6×0,3	21,5	0,09	60	0,5

Температура воздуха в помещении подаваемая рекуператором рассчитывается по формуле:

$$t_p = t_{\text{п}} + \rho \cdot (t_b - t_{\text{п}}) \quad (4.1)$$

где $t_{\text{п}}$ – температура приточного воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

t_b – температура воздуха, удаляемого вытяжной системой, $^{\circ}\text{C}$.

Тогда, температура подаваемого рекуператором воздуха, для первого этажа соответственно, составит:

$$t_{p1} = -15 + 0,5 \cdot (18 + 15) = 1,83 \text{ }^\circ\text{C}$$

Так как расход воздуха для второго этажа меньше, чем для первого, то соответственно и рекуператор имеет меньший размер, поэтому температура на выходе рекуператора второго этажа составит:

$$t_{p2} = -15 + 0,45 \cdot (22 + 15) = 1,65 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температура смеси должна быть возможно более высокой для уменьшения количества подаваемого воздуха и уменьшения мощности, требуемой для нагрева наружного воздуха до требуемого значения в помещении, и как следствие мощности уменьшения теплового насоса. В связи с этим, соответственно, сокращаются размеры каналов, а также снижается расход электроэнергии при механическом побуждении движения воздуха.

4.4 ВЫБОР ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Мощность теплового насоса можно подбирать исходя из моновалентного или бивалентного. Моновалентный режим означает, что тепловой насос используется как единственный генератор тепловой энергии. Но поскольку продолжительность стояния очень низкой температуры воздуха составляет небольшую часть от времени отопительного сезона, средняя температура января примерно -15°C , имеет смысл использовать бивалентный режим, когда используется дополнительный генератор тепла: электронагреватель, который включается, когда температура наружного воздуха опускается ниже определенной отметки. Использование бивалентных систем имеет смысл, поскольку стоимость теплового насоса и

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		53

особенно работ по монтажу первичного контура (бурение скважин, прокладка траншей и т.п.) сильно растет при возрастании мощности теплового насоса [10].

В настоящее время промышленность нашей страны не выпускает серийно теплонаносные установки, но существуют холодильные машины, которые можно использовать как тепловые насосы. Однако надежность и характеристики таких машин далеки от иностранных производителей.

Ввиду того, что рекуперативных приточно-вытяжных установок в проектируемом объекте 2, то подберем 2 отдельных компрессорных установки, согласно теплотреблению первого и второго этажей соответственно.

С помощью *i-d* диаграммы (приложение А) определим параметры для расчета точной требуемой мощности догревателя, который нагревает приточный воздух от температуры наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92 до -15°C .

Мощность догревателя рассчитывается по формуле 4.1:

$$Q_{\text{догр}} = (i_{(-15^{\circ}\text{C})} - i_{(-34^{\circ}\text{C})}) \cdot L \cdot \rho_{(-34^{\circ}\text{C})} \quad (4.1)$$

где $i_{(-15^{\circ}\text{C})}$ и $i_{(-34^{\circ}\text{C})}$ – значение энтальпии, -15 и -34 , при температуре -15°C и -34°C соответственно, кДж/кг;

L – расход приточного воздуха, вычисляемый по формуле 3.16, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\rho_{(-34^{\circ}\text{C})}$ – плотность воздуха при температуре -34°C , равная $1,48 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Тогда, для первого и второго этажей мощности догревателя равны:

$$Q_{\text{догр}1} = (-15 - (-34)) \cdot \frac{4 \cdot 334,5}{3600} \cdot 1,48 = 10,45 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{догр}2} = (-15 - (-34)) \cdot \frac{4 \cdot 166,6}{3600} \cdot 1,48 = 5,2 \text{ кВт}$$

Мощность теплонасосной установки для отопления первого этажа $Q_{\text{тн}1}$, кВт, будет находится как разность тепловых потерь отапливаемого сооружения и мощности пикового догревателя (формула 4.2):

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		54

$$Q_{\text{тну1}} = Q_1 - Q_{\text{догр1}}, \quad (4.2)$$

$$Q_{\text{тну1}} = 30 - 10,45 = 19,55 \text{ кВт}$$

Мощность теплонасосной установки для отопления первого этажа $Q_{\text{тну1}}$, кВт, будет находится аналогично формуле 4.3:

$$Q_{\text{тну2}} = Q_2 - Q_{\text{догр2}}, \quad (4.3)$$

$$Q_{\text{тну2}} = 22 - 5,2 = 16,8 \text{ кВт}$$

Выбираем для установки в проектируемом магазине спиральную компрессорную установку Copeland, модель: ZH19K1P-TWD [11] (рисунок 4.4). Спиральные компрессоры серии ZH были специально разработаны для применения в оборудовании, которое может работать по циклу теплового насоса. Они используются для работы при низких температурах кипения и высоких температурах конденсации, чтобы тепловой насос мог нагревать воздух или воду при низкой температуре окружающей среды. Диапазон температур кипения от -25°C до $+25^\circ\text{C}$. Тепловой насос в компактном исполнении имеет встроенный ограничитель пусковых токов.

Таблица 4.1 – Технические данные ZH19K1P-TWD:

Объёмная производительность	14,7 м ³ /ч
Акустическое давление	75 dB
Масса нетто	39 кг
Наполнение маслом	1,77 л
Хладагент	R410a
Температура кипения	-7°C
Температура конденсации	50°C

Переохлаждение	4К
Перегрев	5К
Теплопроизводительность $Q_{ном}$ (при $t_{кип} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{кон} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$)	21,9 кВт
Потребляемая мощность $P_{эл}$ (при $t_{кип} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{кон} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$)	6,9 кВт
Напряжение питания трехфазной сети	380-420 В / 50 Hz
Пусковой ток	99 А
Ток, максимальный / при $t_{кип} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{кон} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	15,3 / 12,01 А
Габаритные размеры (длина/ширина/высота)	245/249/443 мм



Рисунок 4.4 – Внешний вид спирального компрессора Copeland Scroll ZH

Холодопроизводительность насоса Q_o , кВт, вычисляется по выражению 4.4:

$$Q_o = Q_{ном} - P_{ном}, \quad (4.4)$$

$$Q_o = 21,9 - 6,9 = 15,3 \text{ кВт}$$

Коэффициент преобразования находится по формуле 4.5:

$$\mu = \frac{Q_{\text{НОМ}}}{R_{\text{НОМ}}}, \quad (4.5)$$

$$\mu = \frac{21,9}{6,9} = 3,2$$

4.5 РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Для определения средней логарифмической разности температур, θ_m , °С, воспользуемся формулой 4.6:

$$\theta_m = \frac{t_{\text{В2}} - t_{\text{В1}}}{\ln \frac{t_{\text{Н}} - t_{\text{В1}}}{t_{\text{Н}} - t_{\text{В2}}}}, \quad (4.6)$$

где $t_{\text{В1}}$ – температура воздуха на входе в конденсатор, 2°С;

$t_{\text{В2}}$ – температура воздуха на выходе из конденсатора, 22°С;

$t_{\text{Н}}$ – температура насыщения хладагента R410А, 35°С.

$$\theta_m = \frac{22 - 2}{\ln \frac{35 - 2}{35 - 22}} = 21,469 \text{ °С}$$

Определение коэффициента теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности трубы начнем с определения средней температуры воздуха, $\bar{t}_{\text{В}}$, °С (формула 4.7):

$$\bar{t}_{\text{В}} = t_{\text{Н}} - \theta_m, \quad (4.7)$$

$$\bar{t}_{\text{В}} = 35 - 21,469 = 13,53 \text{ °С}$$

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						57
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Теплофизические свойства воздуха для этой температуры находим из [16]: $C_{pв} = 1006 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, $\rho_{в} = 1,23 \text{ кг/м}^3$.

Для определения коэффициента теплоотдачи от воздуха к основной поверхности трубы принимаем скорость воздуха $\omega_{в} = 10 \text{ м/с}$ и используем уравнение Мэцумуры и Удзухаси для шахматных пучков с пластинчатым оребрением (формула 4.8) [16]:

$$\alpha_{в} = 18\omega_{в}^{0,578} \quad (4.8)$$

$$\alpha_{в} = 18 \cdot 10^{0,578} = 68,120 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Определение частного коэффициента теплопередачи к внутренней поверхности трубы.

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{в}} \frac{d_{вн}}{d_{н}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \frac{d_{вн}}{d_{ср}}} \quad (4.9)$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр, 10 мм;

$d_{н}$ – диаметр по основанию ребер, 14 мм;

$\delta_{ст}$ – толщина стенки трубы, мм;

$$\delta_{ст} = 0,5(d_{н} - d_{вн}) \quad (4.10)$$

$$\delta_{ст} = 0,5(14 - 10) = 2 \text{ мм}$$

$\lambda_{ст}$ – теплопроводность материала трубы (медь), 384 Вт/м·К;

$d_{ср}$ – средний диаметр трубы, мм:

$$\delta_{ср} = 0,5(d_{н} + d_{вн}), \quad (4.11)$$

$$\delta_{cp} = 0,5(14 + 10) = 12 \text{ мм}$$

Тогда,

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{68,12} \cdot \frac{0,01}{0,014} + \frac{0,002}{384} \cdot \frac{0,01}{0,012}} = 67,449$$

Определим коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента. Теплофизические свойства фреона R410a для $t_n = 35^\circ\text{C}$ находим из [16]: $\lambda_a = 0,082775 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, $\rho_a = 1149,43 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, $r_a = 172536 \text{ Дж/кг}$, $\mu_a = 0,0001894 \text{ Па}\cdot\text{с}$

Для определения коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента используем формулу Чейто для одиночной горизонтальной трубы и формулу для определения коэффициента теплоотдачи при конденсации фреонов внутри змеевика [16]. После подстановки получим следующее выражение для определения коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_a = 0,5081B^{1,15}\theta_a^{-0,1375} \quad (4.12)$$

где B – коэффициент, определяемый по формуле 4.13:

$$B = \sqrt[4]{\frac{r_a \cdot \rho_a^2 \cdot \lambda_a^3}{\mu_a \cdot d_{вн}}} \quad (4.13)$$

$$B = \sqrt[4]{\frac{172536 \cdot 1149,43^2 \cdot 0,082775^3}{0,0001894 \cdot 0,01}} = 2874,36$$

Исходя из вышеперечисленных уравнений можно определить удельные тепловые потоки, q , Вт/м^2 , от хладагента и воздуха (формула 4.14 и 4.15):

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						59
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a = 0,5081B^{1,15}\theta_a^{0,8625}, \quad (4.14)$$

$$q_b = K_1(\theta_m - \theta_a), \quad (4.15)$$

$$q_a = 0,5081 \cdot 2874,36^{1,15} \cdot \theta_a^{0,8625} = 4820,29 \cdot \theta_a^{0,8625},$$

$$q_b = 67,449(21,469 - \theta_a).$$

Для нахождения θ_a воспользуемся графоаналитическим методом. Построим графики функций $q = f(\theta_a)$ по уравнениям 4.14 и 4.15:

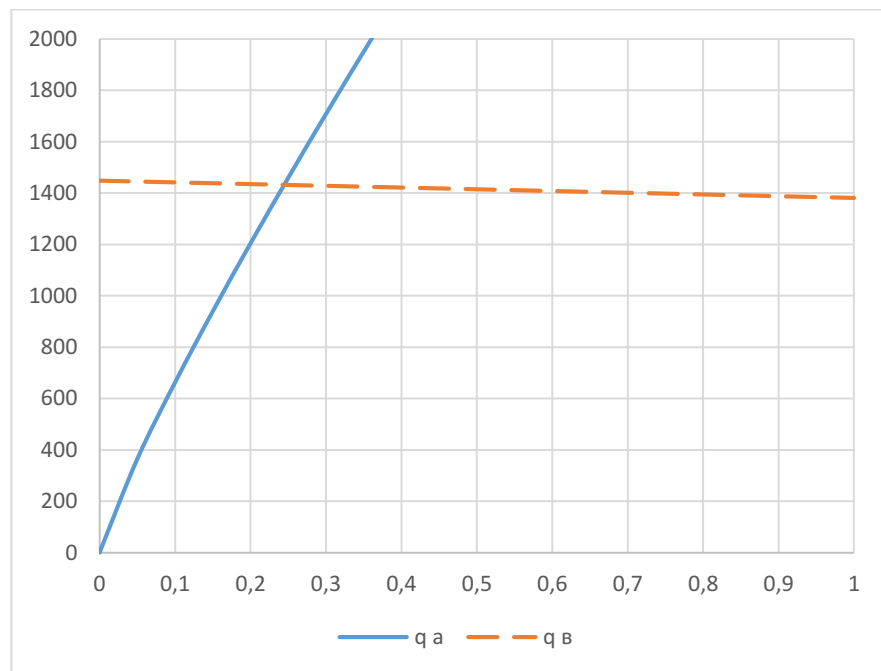


Рисунок 4.5 – Графики функций $q = f(\theta_a)$

Координата точки пересечения по оси абсцисс является искомым значением θ_a . Принимаем $\theta_a = 0,25$.

Расчет общего коэффициента теплопередачи, K , Вт/(м·К) произведем по формуле 4.16:

$$\alpha_a = 0,5081 \cdot 2874,36^{1,15} \cdot 0,25^{-0,1375} = 5835,18 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} \frac{d_{BH}}{d_H} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} \frac{d_{BH}}{d_{CP}} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (4.16)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{68,12} \cdot \frac{0,01}{0,014} + \frac{0,002}{384} \cdot \frac{0,01}{0,012} + \frac{1}{5835,18}} = 66,678 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Окончательный расчет удельного теплового потока, q_f , Вт/м² (формула 4.17):

$$q_f = K \cdot \theta_m, \quad (4.17)$$

$$q_f = 66,678 \cdot 24,469 = 1431,542 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Определение необходимой поверхности теплообмена, F , м² (формула 4.18):

$$F = \frac{Q}{q_f}, \quad (4.18)$$

где Q – тепловая производительность конденсаторов, 21 900 Вт.

$$F = \frac{21900}{1431,542} = 15,3 \text{ м}^2$$

Тогда общая длина труб, $L_{об}$, м, будет равна:

$$L_{об} = \frac{F}{\pi \cdot d_H}, \quad (4.19)$$

$$L_{об} = \frac{15,3}{\pi \cdot 0,014} = 347,82 \text{ м}$$

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		61



Рисунок 4.6 – Внешний вид теплонасосной установки в сборе с теплообменными аппаратами

Применяем трубчатый теплообменник компании «Alfa Laval» марки CB52 60HX, площадь теплообмена которого равна 16 м^2 . Подбор теплообменника, исходя из требуемых размеров, произведен с помощью программы «webcALc» [23].

4.6 ВЫБОР ДОГРЕВАТЕЛЬНОГО ИСТОЧНИКА ТЕПЛА

В качестве догревательного источника тепла на подогрев приточного воздуха используем электрические калориферы, установленные до рекуператора, которые должны автоматически включаться в период низких температур. Мощность определяется, согласно данным рассчитанным по формуле 4.1 и соответствует 10,45 кВт и 5,2 кВт соответственно для первого и второго этажей.

Предлагается выбрать два калорифера мощностью 12 кВт и 5 кВт соответственно для систем вентиляции первого и второго этажей.

4.7 ИСТОЧНИК НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ПОТЕНЦИАЛА

В качестве источника тепла для рассчитываемого помещения используем низкопотенциальное тепло вытяжного воздуха, выбрасываемого в атмосферу. В обычных вытяжных установках температура выбрасываемого в атмосферу равна температуре внутри помещения, то есть 18°C...20°C, а значит обладает большим запасом тепловой энергии, которую можно извлечь с помощью теплового насоса.

4.8 НАГРЕВ ВОДЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Исходя из рассчитанных ранее норм потребления горячей воды, выбираем объем водонагревателя для стандартной 8-ми часовой рабочей смены.

Для приготовления горячей воды используем накопительный электрический водонагреватель «Electrolux EWH 50 Quantum Pro» [13] рисунок 3.10.

Технические характеристики:

- Объем водонагревателя – 50 л;
- Период нагрева с 10 °С до 45 °С – 55 мин;
- Норма водоразбора – 15 л/мин;
- Мощность ТЭН – 1,5 кВт.



Рисунок 4.7 – Накопительный водонагреватель «Electrolux EWH 50 Quantum Pro»

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		63

4.9 ВНЕДРЕНИЕ СИСТЕМЫ РЕКУПЕРАЦИИ С ТЕПЛОВОМ НАСОСОМ В ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНУЮ СИСТЕМУ ВЕНТИЛЯЦИИ

Схема работы и направления потоков воздуха активного рекуператора выглядит следующим образом (рисунок 4.8)

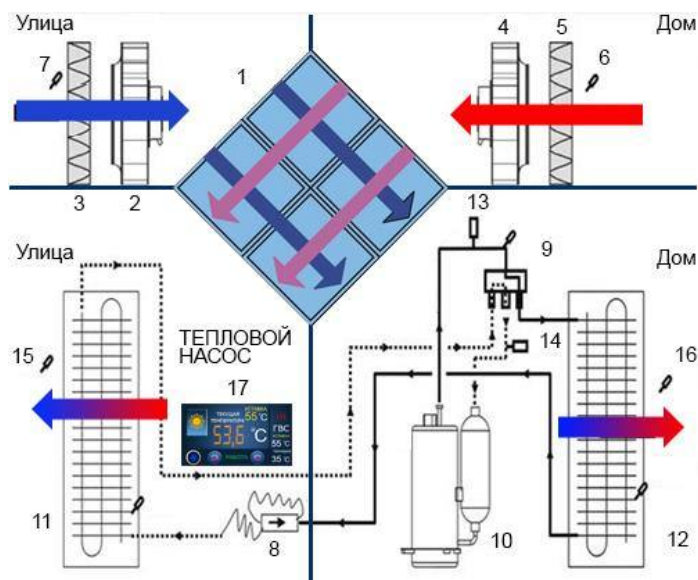


Рисунок 4.8 – Схема работы активного рекуператора: 1 – пластинчатый рекуператор; 2 – вентилятор приточный; 3 – фильтр приточный; 4 – вентилятор вытяжной; 5 – фильтр вытяжной; 6 – датчик температуры помещения; 7 – датчик температуры наружного воздуха; 8 – расширительный вентиль; 9 – реверсивный вентиль; 10 – компрессор; 11 – испаритель; 12 – конденсатор; 13 – датчик высокого давления; 14 – датчик низкого давления; 15 – датчик температуры испарителя; 16 – датчик температуры конденсатора; 17 – система автоматического управления.

Эффект снижения эксплуатационных затрат и минимизации потерь тепловой энергии усиливается благодаря рекуперации остаточной тепловой энергии вытяжного воздуха в тепловом насосе. Пластинчатый теплообменник, а затем тепловой насос осуществляют нагрев или охлаждение поступающего с улицы

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР

Лист

64

приточного воздуха за счет тепловой энергии вытяжного воздуха, удаляемого из помещения на улицу.

Пластинчатый теплообменник снижает потери тепловой энергии и эксплуатационные затраты на обогрев помещения в холодный период года (рисунок 4.9) или кондиционирование помещения в теплый период года (рисунок 4.10).

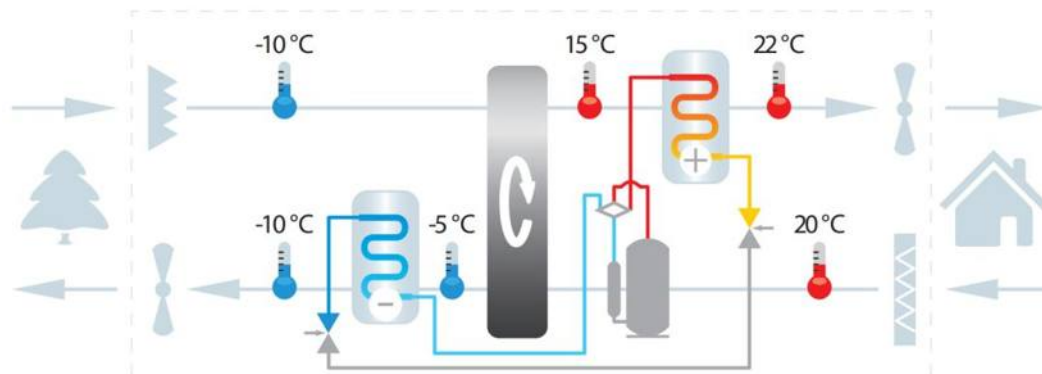


Рисунок 4.9 – Работа в режиме вентиляции с регенерацией тепла и нагревом воздуха

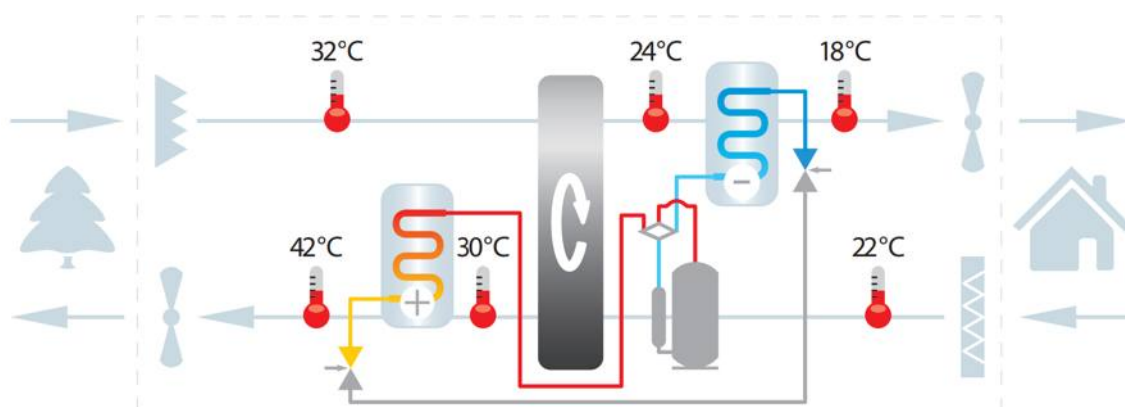


Рисунок 4.10 – Работа в режиме вентиляции с регенерацией тепла и охлаждением воздуха

Теплонасосную установку можно внедрить практически в любую приточно-вытяжную систему вентиляции, в том числе и с пассивным рекуператором. После исследования рынка приточно-вытяжных установок, за основу решено использовать следующее оборудование:

Для первого этажа выбрана приточно-вытяжная установка (ПВУ) Electrolux EPVS-1300 [13] (рисунок 4.11).

Таблица 4.1 – Характеристики ПВУ Electrolux EPVS-1300.

Максимальная потребляемая мощность	450 Вт
Максимальный расход воздуха	1280 м ³ /час
Напряжение питания	220 В
Регулировка скорости вращения вентилятора	Двухступенчатая
Мощность встроенного вспомогательного нагревателя	12 кВт

Для второго этажа, аналогичная установка, но меньшей производительности, Electrolux EPVS-650.

Таблица 4.2 – Характеристики ПВУ Electrolux EPVS-650.

Максимальная потребляемая мощность	190 Вт
Максимальный расход воздуха	650 м ³ /час
Напряжение питания	220 В
Регулировка скорости вращения вентилятора	Двухступенчатая
Мощность встроенного вспомогательного нагревателя	6 кВт



Рисунок 4.11 – Внешний вид ПВУ Electrolux серии EPVS

Отличительными особенностями данных установок является:

- Встроенная система автоматики с функцией самодиагностики;
- КПД рекуператора до 90% при максимальном расходе воздуха;
- Бесперебойная работа без обмерзания при температуре до -15°C ;
- Два режима работы при температуре ниже -15°C :
 - автоматический режим оттаивания рекуператора;

- режим предотвращения обмерзания с подключением внешнего электронагревателя

Как можно заметить, в технических характеристиках указано, что имеется встроенный вспомогательный электрический нагреватель, имеющий мощности, превышающие требуемые нам по расчету. Это означает, что не требуется покупка и установка дополнительной подогревающей системы (догревателя) перед входом в ПВУ как для системы отопления первого этажа, так и для второго.

В данный блок приточно-вытяжной установки монтируется тепловой насос, испаритель, конденсатор, согласно схеме, показанной на рисунке 4.8.

Для внедрения рекуперативной установки необходимо провести модернизацию существующей системы вентиляции первого и второго этажей. Схема вентиляции первого и второго этажей до и после модернизации представлены в приложении Б на рисунках Б.1, Б.2 и Б.3, Б.4 соответственно.

4.10 СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Система автоматического управления теплонасосной установкой состоит из:

- средств контроля и измерения (датчики);
- объектов управления (приточные и вытяжные вентиляторы, догреватели);
- управляющих устройств (контроллер).

В качестве управляющего устройства применяется контроллер ТРМ 133М-02 [14] и (рисунок 4.12), специально разработанные для управления ТНУ и системами приточно-вытяжной вентиляции.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		67



Рисунок 4.12 – Внешний вид контроллер ТРМ 133М

Контроллеры – электронные устройства, реализующие сложный алгоритм управления отопительной установкой при изменяющихся внешних условиях [28].

ТРМ 133М-02 – контроллер, предназначенный для непосредственного управления тепловым насосом и системой вентиляции. Он комплектуется набором измерительных датчиков температуры и предназначен для осуществления безопасной эксплуатации теплового насоса, управления работой компрессора, вентиляторов, рекуператора, вспомогательных догревателей, а также исполнения режима управления: поддержания постоянной температуры теплоносителя или изменения температуры теплоносителя в соответствии с внешними параметрами. Контроллер обладает множеством интеллектуальных систем управления.

В ТРМ 133М-02 предусмотрена функция защиты от замерзания, она активна во всех программах управления, помимо этого, присутствует функция программирования недельного расписания работы установки.

Также в контроллере заложены различные предустановленные функции:

- Автоматический. Система поддерживает заданную температуру воздуха в помещении с помощью рекомбинации объемов приточного и вытяжного воздуха, то есть без использования догревателей или теплового насоса и рекуператора (если это необходимо);
- Нагрев. При падении температуры ниже установленной тепловой насос активируется в режиме нагрева или догревателя, в зависимости от требуемой мощности;

- Охлаждение. При повышении температуры выше заданной, тепловой насос включается в режиме охлаждения;
- Вентиляция. Обеспечение вентиляции помещения без поддержания температуры и активации вспомогательного оборудования;
- Размораживание. Если в ходе автоматической проверки на обледенение потребуется разморозить теплообменник теплового насоса, система автоматически активирует данный режим и заблокирует работу вентилятора. В ходе завершения данного режима система самостоятельно возвращается в последний режим работы;
- Преднагрев. При падении температуры падающего воздуха ниже установленного, система активирует вспомогательные догреватели и повышает тем самым температуру поступающего в теплообменник воздуха.
- Рециркуляция. Режим автоматически активируется при падении температуры наружного воздуха ниже установленного значения.

Контроллер ТРМ 133М-02 состоит из базового устройства, электронных модулей и блока управления. Контроллер имеет: выключатель установки, индикаторное табло с цифровым дисплеем, термостат, ограничитель температуры [27]. Для увеличения количества выходных портов был выбран модуль расширения ОВЕН МР1.

Технические характеристики контроллера:

Номинальное напряжение – 90...245 В;

Номинальная частота – 50 Гц;

Максимальная потребляемая мощность 12 ВА;

Степень защиты – IP 20;

Допустимая температура окружающей среды: от -10°C до $+55^{\circ}\text{C}$ в помещениях и в тепловых пунктах с относительной влажностью 90%.

Схемы подключения внешних проводок контроллера и расширительного модуля изображены в приложении В.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		69

Во время перерывов в снабжении электроэнергией энергоснабжающей организацией контроллер показывает «Тепловой насос остановлен из-за блокировки электропитания». После возобновления снабжения электроэнергией энергоснабжающей организацией контроллер продолжает работать в соответствии с выбранным ранее режимом.

Отопление помещений осуществляется не только во время отопительного периода. Собственный отопительный период определяется по наружной температуре. Возможно переключение в режимы: «Отопление помещений с нормальной температурой», «Отопление помещений с пониженной температурой», «Резервный режим» и «Ручной режим» [14].

ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 4

В данном разделе были рассмотрены приточная и вытяжная вентиляционные системы, виды рекуператоров их конструкция, преимущества, а также недостатки.

В ходе знакомства с рекуператорами со встроенным тепловым насосом был подобран спиральный компрессор, являющийся основой всей теплонасосной установки, согласно необходимой тепловой мощности для отопления помещения. Также были рассчитаны и подобраны пиковые догреватели, включение которых происходит при падении температуры ниже установленного значения. Была рассчитана необходимая площадь испарителя и конденсатора, на основании которой выбрали подходящие варианты теплообменников. Помимо этого, ввиду потребности в горячем водоснабжении был рассчитан накопительный электрический водонагреватель соответствующего объема.

С помощью i-d диаграммы влажного воздуха была рассчитана оптимальная температура смеси приточного и вытяжного воздуха равная +2°C. Так же были выбраны приточно-вытяжные установки с пассивным рекуператором в которые планируется установка теплового насоса.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						70
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

В качестве основы для системы автоматизации управления и поддержания микроклимата в помещении был использован контроллер ТРМ 133М-02. Основные функции и характеристики данного контроллера также были изучены.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		71

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА В УСЛОВИЯХ ЮЖНОГО УРАЛА

Принято считать, что теплонасосные установки являются дорогостоящим оборудованием для использования их в системах отопления. Однако, если рассмотреть затраты на эксплуатацию ТНУ в течение всего срока его службы и сравнить полученный результат с наиболее распространенными системами отопления, например, газовое и электрическое отопление, то получим вполне сопоставимые цифры.

5.1 СОСТАВЛЕНИЕ СМЕТЫ КАПИТАЛЬНЫХ ВЛОЖЕНИЙ

В данном проекте приведен расчет систем отопления торгово-офисного помещения площадью 527,1 м² с применением ТНУ теплопроизводительностью 21,9 кВт и потребляемой мощности 6,9 кВт.

Капиталовложения, К – это стоимость оборудования с учетом монтажа. Капитальные вложения в ТНУ сведены в таблице 5.1

Таблица 5.1 – Капитальные вложения в ТНУ

Наименование	Ед. измер.	Кол-во	Цена за единицу, тыс. руб.	Сумма, тыс. руб.
Приточно-вытяжная установка Electrolux EPVS-1300	шт	1	84,5	84,5
Приточно-вытяжная установка Electrolux EPVS-650	шт	1	48,5	48,5
Водонагреватель Electrolux EWH 50 Quantum Pro	шт	2	6	12
Компрессор Copeland ZH19K1P-TWD	шт	2	135	270
Теплообменники «Alfa Laval» CB52 60H	шт	2	80,4	160,8
Контроллер ТРМ133М-02	шт	2	14,5	29
Модуль расширения МР1	шт	2	3,5	7
Сигнальная лампа МТ22-Д3х	шт	4	0,2	0,8
Преобразовательный интерфейс ЕКОН134	шт	2	11,5	23
Блок питания БП30Б-Д3-24	шт	2	2,9	5,8
Переключатели и кнопки	шт	6	0,34	2,06
Группа клемм МТУ	шт	90	0,05	4,5
Сборка и пусконаладочные работы	шт	1	8,2	8,2

Окончание таблицы 5.1

Трубы, запорно-регулирующая арматура	компл.	2	26,5	53
Фреон	л	20	0,08	1,6
Итого				710,76

5.2 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ ОТОПЛЕНИЯ

Для сравнения рассмотрим варианты систем отопления и вентиляции:

– воздушное отопление с помощью приточно-вытяжной установки с активным рекуператором;

– воздушное отопление электрическими калориферами без рекуперативной установки;

– централизованное отопление от городских тепловых сетей.

Стоит отметить, что капитальные затраты учитывают только стоимость материалов и монтажа греющего элемента без учета строительных работ и стоимости покрытия. Также считаем, что данный объект не имеет технологического присоединения к электрическим и тепловым сетям и не имеют систем принудительной вентиляции.

Эксплуатационные издержки складываются из затрат на потребляемый энергоноситель и затрат на техническое обслуживание и ремонт [15].

Затраты на сервисное обслуживание, $Z_{тр}$, тыс. руб., принимаем 1% от капитальных вложений.

Годовые затраты на электроэнергию, связанные с отоплением, вычисляем по формуле 5.1:

$$Z_{э.о} = P_{ср} \cdot 24 \cdot 218 \cdot I_{э}, \quad (5.1)$$

где 24 – количество часов в сутках;

218 – число дней отопительного периода;

P_{cp} – средняя потребляемая мощность в кВт за отопительный период (принимаем 60% от Q_{om} максимальной расчетной),

$$P_{cp} = 52 \cdot 0,6 = 31,2 \text{ кВт.}$$

Для ТНУ, средняя потребляемая мощность вычисляется по формуле 5.2:

$$P_{cp \text{ ТНУ}} = k_{исп} \cdot \frac{P_{cp}}{\mu_{ТНУ}}, \quad (5.2)$$

где $k_{исп}$ – коэффициент использования электроэнергии в ночное время, $k_{исп} = 0,9$;

$\mu_{ТНУ}$ – коэффициент преобразования ТНУ, $\mu_{ТНУ} = 3,2$, (формула 4.5)

$$P_{cp \text{ ТНУ}} = 0,9 \cdot \frac{31,2}{3,2} = 8,78 \text{ кВт}$$

I_3 – тариф электроэнергии, $I_3 = 5,25$ руб/кВт·ч [25]

Годовые затраты на электроэнергию, связанные с нагревом горячей воды:

$$Z_{3,2} = P_{вод} \cdot 24 \cdot 365 \cdot I_3, \quad (5.3)$$

где $P_{вод}$ – потребляемая мощность, кВт, потребляемая нагревателем для приготовления горячей воды (пункт 4.8), $P_{вод} = 1,5$ кВт;

Результаты расчета сведены в таблице 5.2. В таблице не учтено потребление электрической энергии на освещение и бытовые нужды.

Годовые затраты на тепловую энергию, поставляемую городскими теплосетями, вычисляются по формуле (5.4):

$$Z_{ГТС} = P_{ГТС} \cdot 218 \cdot 24 \cdot I_{мэ}, \quad (5.4)$$

где $P_{ГТС}$ – расчетная тепловая нагрузка на отопление и горячее водоснабжение, $P_{ГТС}=0,076$ Гкал/час;

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						74
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$I_{тэ}$ – Тариф на тепловую энергию. Для г. Челябинск составляет 1634,2 руб./Гкал.

Таблица 5.2 – Техничко-экономическое сравнение вариантов

Показатели	ТНУ	Калорифер	ГТС
Капиталовложения			
Источники тепла	710,76	80	-
Приточные установки ВПА 315-6,0-3 и ВПА 200-3,4-1	-	66,8+62,2	66,8+62,2
Вытяжные установки ВА 01	-	73,5+73,5	73,5+73,5
Сборка и пусконаладочные работы	8,2	8,2	8,2
Водонагреватель	12	12	-
Радиаторы с монтажом	-	-	140
Подключение к электрическим и/или тепловым сетям	128,1	128,1	110
Всего капиталовложения, К	850,86	504,3	534,2
Эксплуатационные затраты в год			
Затраты на сервисное обслуживание 1%	8,509	5,043	5,342
Годовой расход электроэнергии на отопление, кВт*ч	51,012	163,24	-
Годовой расход на центральное отопление, Гкал.	-	-	397,63
Годовой расход электроэнергии на приготовление горячей воды кВт*ч	15,696	15,696	-
Годовые затраты на отопление и приготовление горячей воды, тыс. руб.	350,217	939,414	648,81
Итого эксплуатационные затраты в год	358,73	944,457	654,152

Экономический эффект от внедрения оборудования – это экономия затрат. Для сравнения затрат на отопление помещений, тем или иным способом, необходимо сопоставить суммарные затраты (капитальные вложения и эксплуатационные издержки) на использование того или иного источника энергии.

Экономия затрат на отопление в год – через снижение энергоемкости по сравнению с иным видом обогрева, рассчитывается по формуле 5.5:

$$\Delta E = Z_i - Z_{э\text{ТНУ}}, \quad (5.5)$$

где Z_i – затраты на отопление для отопления, отличного от отопления ТНУ, тыс.руб.

$$\Delta E_{\text{калор}} = 939,414 - 350,217 = 589,197 \text{ тыс. руб.}$$

$$\mathcal{E}_{ГТС} = 648,81 - 350,217 = 298,593 \text{ тыс. руб.}$$

Выбор лучшего варианта произведем по минимуму приведенных затрат $Z_{пр}$, тыс.руб. по формуле 5.6:

$$Z_{пр} = \mathcal{E} + E_n \cdot K, \quad (5.6)$$

где \mathcal{E} – годовые эксплуатационные расходы, тыс.руб.;

E_n – нормативный коэффициент сравнительной эффективности капитальных вложений, в современной литературе нормативного срока окупаемости нет, его сравнивают с показателем, обратным сроку окупаемости – нормативным коэффициентом эффективности:

$$E_n = \frac{1}{T_{рас}}, \quad (5.7)$$

где $T_{рас}$ – расчетный срок окупаемости. Поскольку ТНУ рассчитана на длительный период работы (срок службы не менее 25 лет), рассчитаем на срок окупаемости 10 лет.

$$E_n = \frac{1}{10} = 0,1.$$

$$Z_{пр.ТНУ} = 358,244 + 0,1 \cdot 850,86 = 443,812 \text{ тыс.руб.};$$

$$Z_{пр.калор} = 944,457 + 0,1 \cdot 504,3 = 994,887 \text{ тыс.руб.};$$

$$Z_{пр.ГТС} = 648,81 + 0,1 \cdot 534,2 = 707,572 \text{ тыс.руб.}$$

Тот вариант, где приведенные затраты стремятся к минимуму, является наиболее экономически целесообразным [15]. В этом случае отдаем предпочтение варианту, с ТНУ с наименьшими затратами на электроэнергию.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						76
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Срок окупаемости капиталовложений в приточно-вытяжную систему с рекуперативной установкой:

$$T = \frac{K_{\text{ТНУ}}}{3_i - 3_{\text{ТНУ}}}, \quad (5.8)$$

где $K_{\text{ТНУ}}$ – капиталовложения в теплонасосную установку, тыс. руб.;

3_i – приведенные затраты, тыс. руб.;

$3_{\text{ТНУ}}$ – приведенные затраты на теплонасосную установку, тыс. руб.

$$T_{\text{калор}} = \frac{850,86}{994,887 - 443,812} = 1,44 \approx 1,5 \text{ года};$$

$$T_{\text{ГТС}} = \frac{850,86}{707,572 - 443,812} = 3,23 \approx 3,5 \text{ года}.$$

Коэффициент экономической эффективности показывает, какова доходность с каждого вложенного рубля.

$$E = \frac{1}{T}, \quad (5.9)$$

$$E_{\text{калор}} = \frac{1}{1,5} = 0,67$$

$$E_{\text{ГТС}} = \frac{1}{3,5} = 0,29$$

ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 5

В данном разделе были рассчитаны капиталовложения и эксплуатационные для различных систем отопления помещения, а именно воздушное с использованием ТНУ, воздушное с использованием электрических калориферов и централизованное водяное отопление, подключенное к центральным тепловым

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						77
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

сетям. Проведен анализ годовых затрат на тепловую энергию для каждой системы отопления, срок окупаемости и экономический коэффициент для системы с теплонасосной установкой. По приведенным выше расчетам срок окупаемости проектируемой установки равен 3,5 года.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						78
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение возобновляемых источников энергии в наше время – одно из приоритетных направлений. Это энергия солнца, ветра, подземных и поверхностных вод и т.д. Преобразовать эту энергию до уровня, необходимого для теплоснабжения позволяет тепловой насос.

В дипломной работе был проанализирован опыт использования тепловых насосов в России и за рубежом, в ходе анализа установлено, что использование теплонасосных установок широко распространено во всем мире, особенно в Европейских и Скандинавских странах. В России применение источников низкопотенциальной энергии только начинает развиваться. Это направление перспективно в связи с тем, что устраняет недостатки традиционной энергетики, такие как увеличение энергетической, экономической и экологической эффективности.

Нами рассмотрена возможность теплоснабжения торгово-офисного помещения с использованием теплового насоса. Тепловые потери рассчитываются путем составления теплового баланса административного помещения. Предлагаемый метод основан на методе расчета тепловых потерь через отдельные ограждающие конструкции с использованием коэффициента теплопередачи.

Тепловые насосы наиболее эффективно работают в системах низкотемпературного отопления, в особенности в системе напольного отопления «теплый пол». Такая система используется в основном для отопления жилых помещений (котеджей, квартир, дач и др.), так как обеспечивает наиболее комфортные температурные условия для проживания. В торгово-производственных помещениях, ввиду большой свободной площади, применяются системы воздушного отопления. По этой причине для компенсации тепловых потерь была выбрана энергосберегающая приточно-вытяжная система вентиляции с интегрированной рекуперационной установкой с использованием теплового насоса. Так же был добавлен дополнительный источник тепла – пиковый

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист 79
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

догреватель для случаев, когда температура окружающей среды будет ниже заданных -15°C .

Ввиду отсутствия на российском рынке серийно выпускаемых тепловых насосов, на основании рейтинга мировых компаний в области производства тепловых насосов, был выбран спиральный компрессорный агрегат фирмы Copeland модели ZH19K1P-TWD, разработанный специально для применения в теплонасосных установках.

Источником низкопотенциальной энергии был выбран выбрасываемый в атмосферу вытяжной воздух и была рассчитана теплоотдача от теплоносителя.

Расчет экономической эффективности показал, что использование тепловых насосов для обеспечения автономного теплоснабжения в условиях Южно-Уральского климата экономически оправданно: несмотря на высокую стоимость теплонасосного оборудования, срок окупаемости незначителен ввиду существенной экономии на эксплуатационных затратах.

Задачи, поставленные в данном дипломном проекте, выполнены. Спроектирована схема соединения уже имеющейся приточной и вытяжной вентиляции в единую систему через рекуперационную установку с тепловым насосом. Разработана схема подключения внешних проводок к контроллеру. Выбранное оборудование обеспечивает комфортный для работы микроклимат, то есть надлежащие качество и температуру воздуха согласно нормам СНиП, и отвечает правилам техники безопасности и энергоэффективности.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						80
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Bonin, J. Heat pump planning handbook // Florence Production Ltd. – 2015. – 337 p.
2. Энергообеспечение автономных потребителей с использованием тепловых насосов: учебное пособие / О.С. Пташкина-Гирина, Р.Ж. Низамутдинов, О.С. Волкова. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2017. – 64 с.
3. СНиП 23.02.2003. Тепловая защита здания. – М.: Госстрой России, 2003. – 27 с.
4. СНиП 23.01.99. Строительная климатология. – М.: Госстрой России, 2000. – 114 с.
5. Пластиковые окна КВЕ. - <http://www.kbe.ru>
6. СНиП 41.01.2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: Госстрой России, 2004. – 56 с.
7. Отопление и вентиляция жилых зданий/Центр. науч. – исслед. и проект.-эксперим. ин-т инж. оборуд. – М.: Стройиздат, 1990. – 24 с.
8. Проектирование тепловой защиты зданий СП 23-101-2004. – М.: Стройиздат, 2004. – 140с.
9. СНиП 2.04.01-85. Внутренний водопровод и канализация зданий. – М.: ФГУП ЦПП, 2006. – 60 с.
10. Энергоснабжение сельскохозяйственных потребителей с использованием возобновляемых источников: учебное пособие / Л.А. Саплин, С.К. Шерязов, О.С. Пташкина-Гирина, Ю.П. Ильин. Челябинск: Изд-во ЧГАУ, 2000. – 203с.
11. Каталог компрессоров Copeland <http://www.emerson-climate.com>
12. Каталог «Альфа-Лаваль, Россия». - <http://local.alfalaval.com/ru-ru/Pages/default.aspx>
13. Каталог продукции Electrolux <http://www.electrolux.com>
14. ОВЕН ТРМ133М контроллер для приточно-вытяжной вентиляции. - <https://www.owen.ru/product/trm133m>

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		81

15. В.Т. Водяников. Экономическая оценка энергетики АПК: Учебное пособие для студентов высших учебных заведений. – М.: ИКФ «ЭКМОС», 2002. – 304 с.
16. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ / С.Н. Богданов, С.И. Бурцев, О.П. Иванов, А.В. Куприянова; Под общ. ред. С.Н. Богданова. – СПб.: Агропромиздат, 1999. – 308 с.
17. Отопление и вентиляция жилых зданий / Центр. науч. – исслед. и проект.-эксперим. ин-т инж. оборуд. – М.: Стройиздат, 1990. – 24 с.
18. Инструкция по проектированию. Тепловые насосные установки Vitocal 300/350 / Viessmann. – 96 с.
19. Шерьязов С.К., Пташкина-Гирина О.С. Использование возобновляемых Источников энергии в сельском хозяйстве: учебное пособие/ С.К. Шерьязов, О.С.Пташкина-Гирина. – Челябинск: ЧГАА, 2013. – 280с.
20. Магнитова Н.Т., Нагорная А.Н., Анисимова Е.Ю. Учебное пособие «Теоретические основы создания микроклимата в помещении». Челябинск: 2009. – 59 с.
21. СТО ЮУрГУ 04–2008 Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению / составители: Т.И. Парубочная, Н.В. Сырейщикова, В.И. Гузеев, Л.В. Винокурова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 56 с.
22. Системы электроснабжения. Выпускная квалификационная работа по направлению подготовки «Электроэнергетика и электротехника»: учебное пособие / А.М. Ершов, Н.Ю. Аверина, Р.Г. Валеев и др.; под ред. А.М. Ершова. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2016. – 69 с.
23. А. Э. Пиир, О. А. Козак, В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий Тепловой расчет пластинчатых рекуператоров для систем вентиляции / Северный Арктический Федеральный Университет им. М. В. Ломоносова, Белорусский государственный технологический университет. – 2018. С 236-243.
24. Guide to geothermal heat pumps / U.S. Department of energy // EERE Information Center. – 2011. – P.1-2.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		82

25. DOE Energy Savers: Geothermal Heat Pumps. – www.energysavers.gov/geothermal_heat_pumps
26. Energy 101: Geothermal Heat Pumps. – www.eere.energy.gov/multimedia/video_geothermal_heat_pumps.html
27. Low carbon heat: heat pumps in London. // Etude. – 2018. – P. 45-50.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		83

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

i-d диаграмма

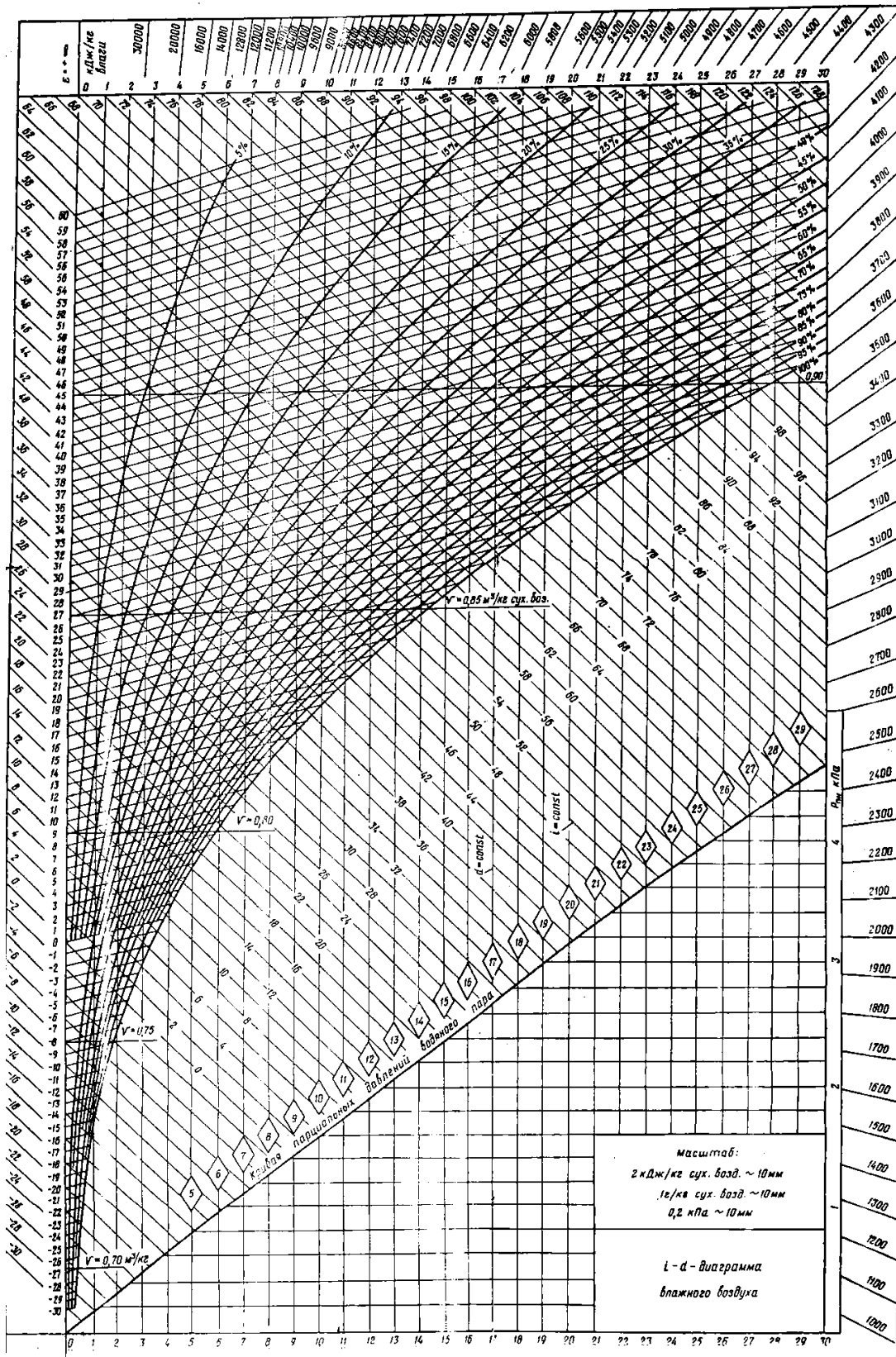


Рисунок А.1 – i-d диаграмма влажного воздуха

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
Система вентиляции

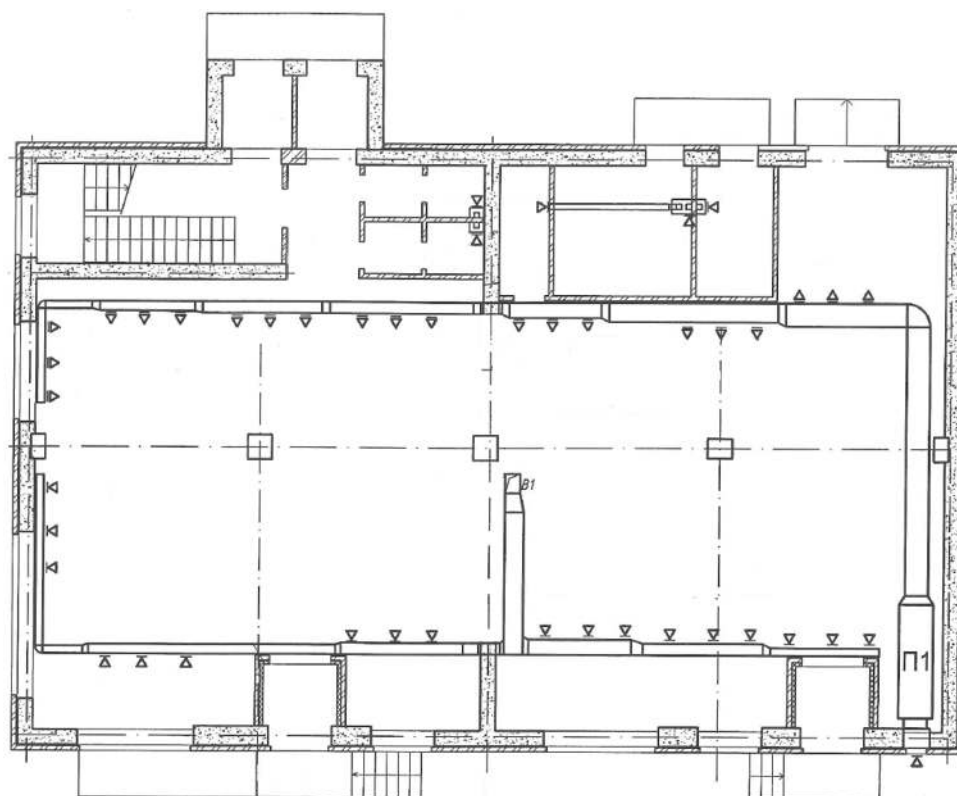


Рисунок Б.1 – Существующая схема вентиляции первого этажа

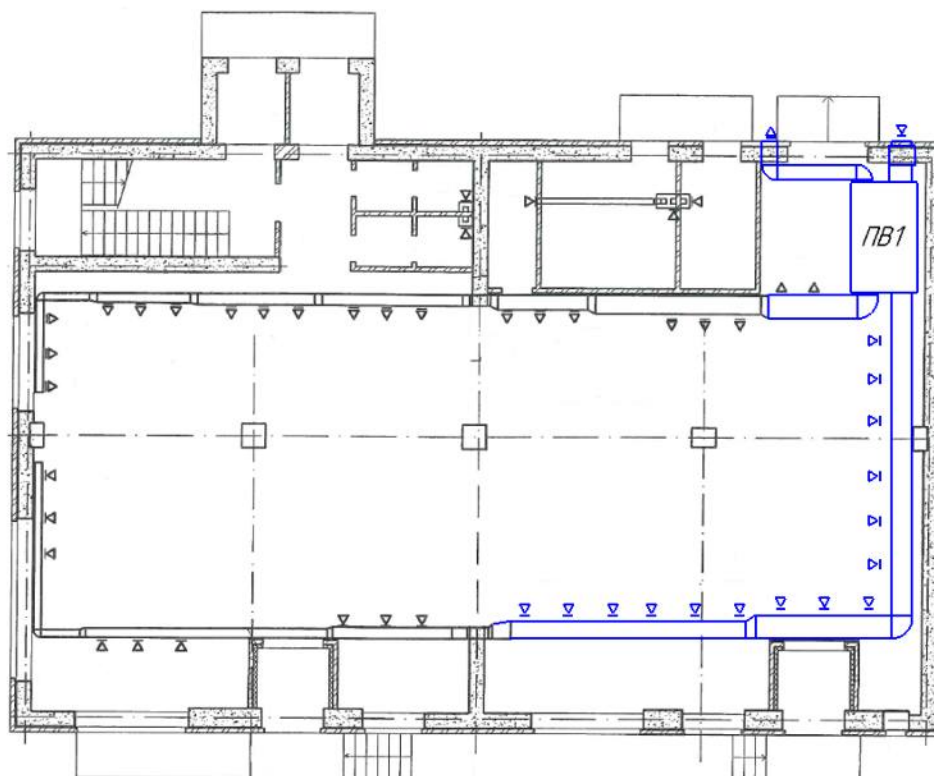


Рисунок Б.2 – Схема вентиляции первого этажа после внедрения рекуперативной установки

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР

Лист

85

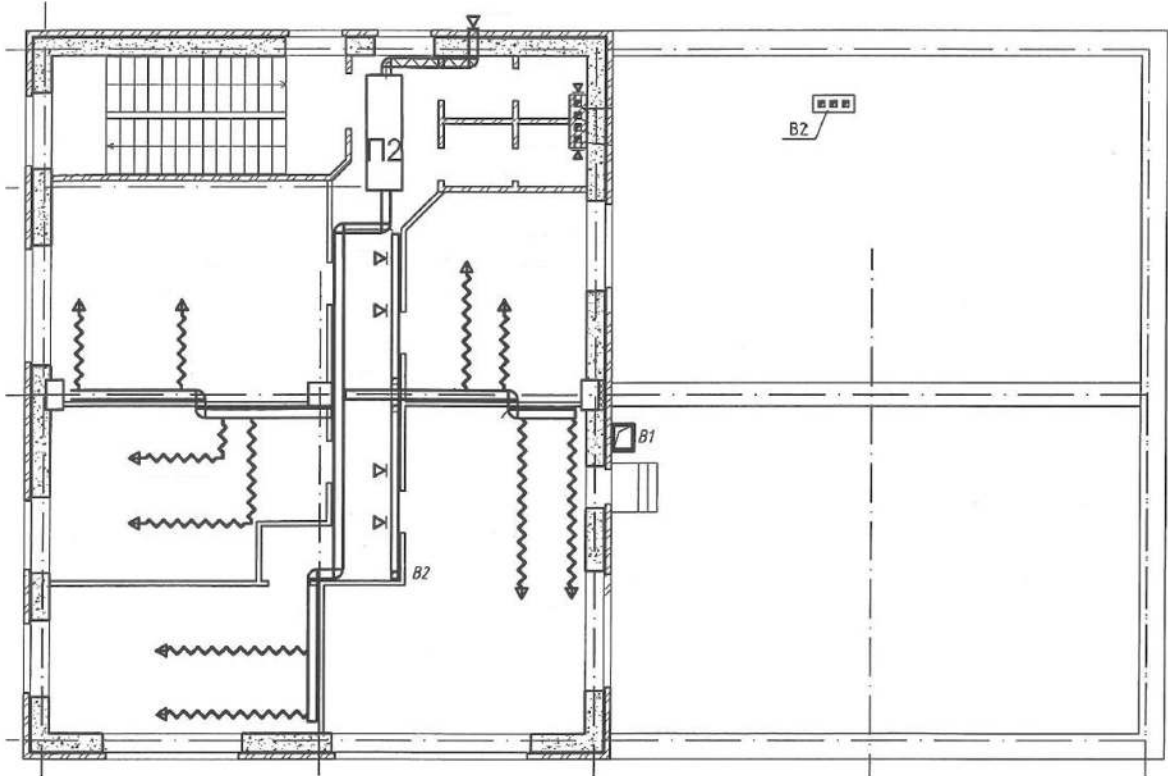


Рисунок Б.3 – Существующая схема вентиляции второго этажа

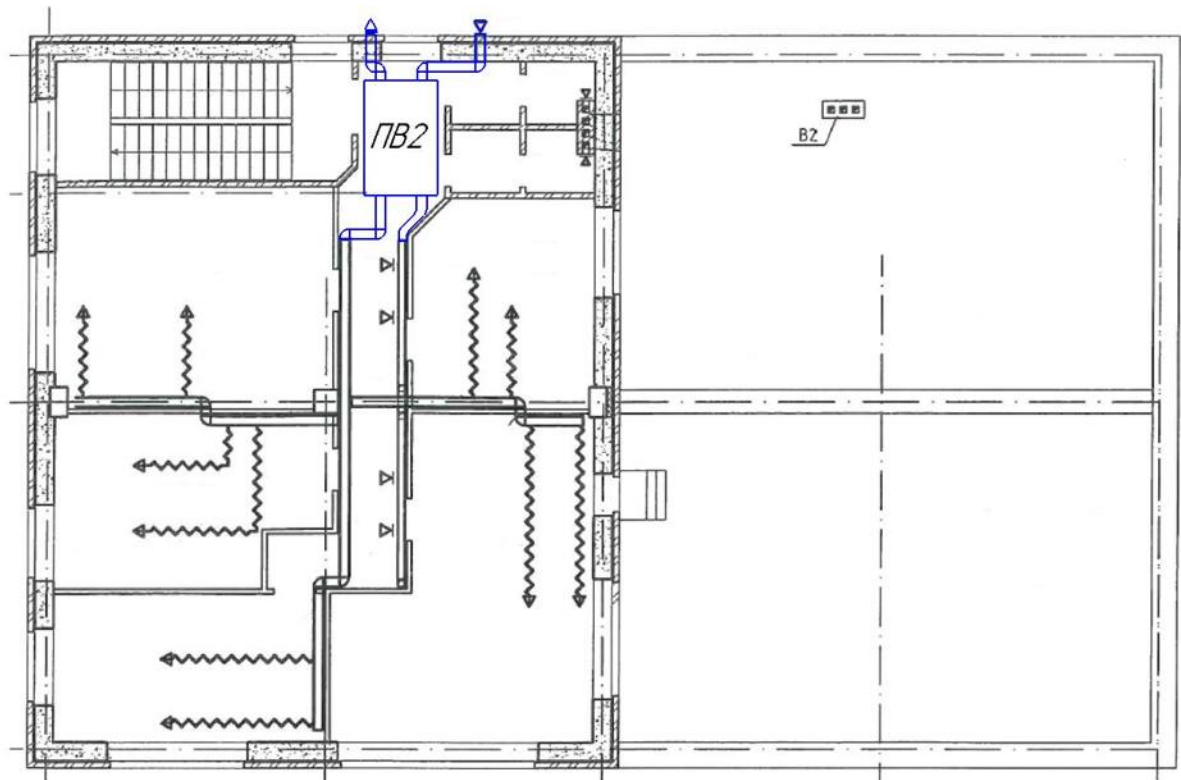


Рисунок Б.4 – Схема вентиляции второго этажа после внедрения рекуперативной установки

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР

ПРИЛОЖЕНИЕ В
Схема подключения внешних проводов

Для контроля состояния внешнего оборудования, диагностики работоспособности системы, а также подключения внешних устройств управления состоянием контроллера предусмотрены восемь дискретных входов (С1...С8), предназначенных для подключения контактных датчиков типа «сухой контакт». В качестве датчиков типа «сухой контакт» могут быть использованы датчики с выходом «сухой контакт», а также различные выключатели, кнопки, концевые выключатели, контакты реле и т.д.

Для каждого дискретного входа в зависимости от типа подключенного к нему датчика (нормально замкнутый или нормально разомкнутый) пользователь задает логику его обработки в соответствующем разряде параметра «Логика Дискр.Вх». Сигналы формируются в результате подачи напряжения на соответствующий дискретный вход.

С целью фильтрации от помех, а также подавления дребезга контактов в модуле дискретных входов контроллера реализован параметр, который определяет время задержки переключения дискретного входа.

Выходные устройства (ВУ) предназначены для передачи выходного управляющего сигнала на исполнительные механизмы. Контроллер обладает 6 ВУ. ВУ могут быть двух типов: дискретные и аналоговые.

					13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР	Лист
						87
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

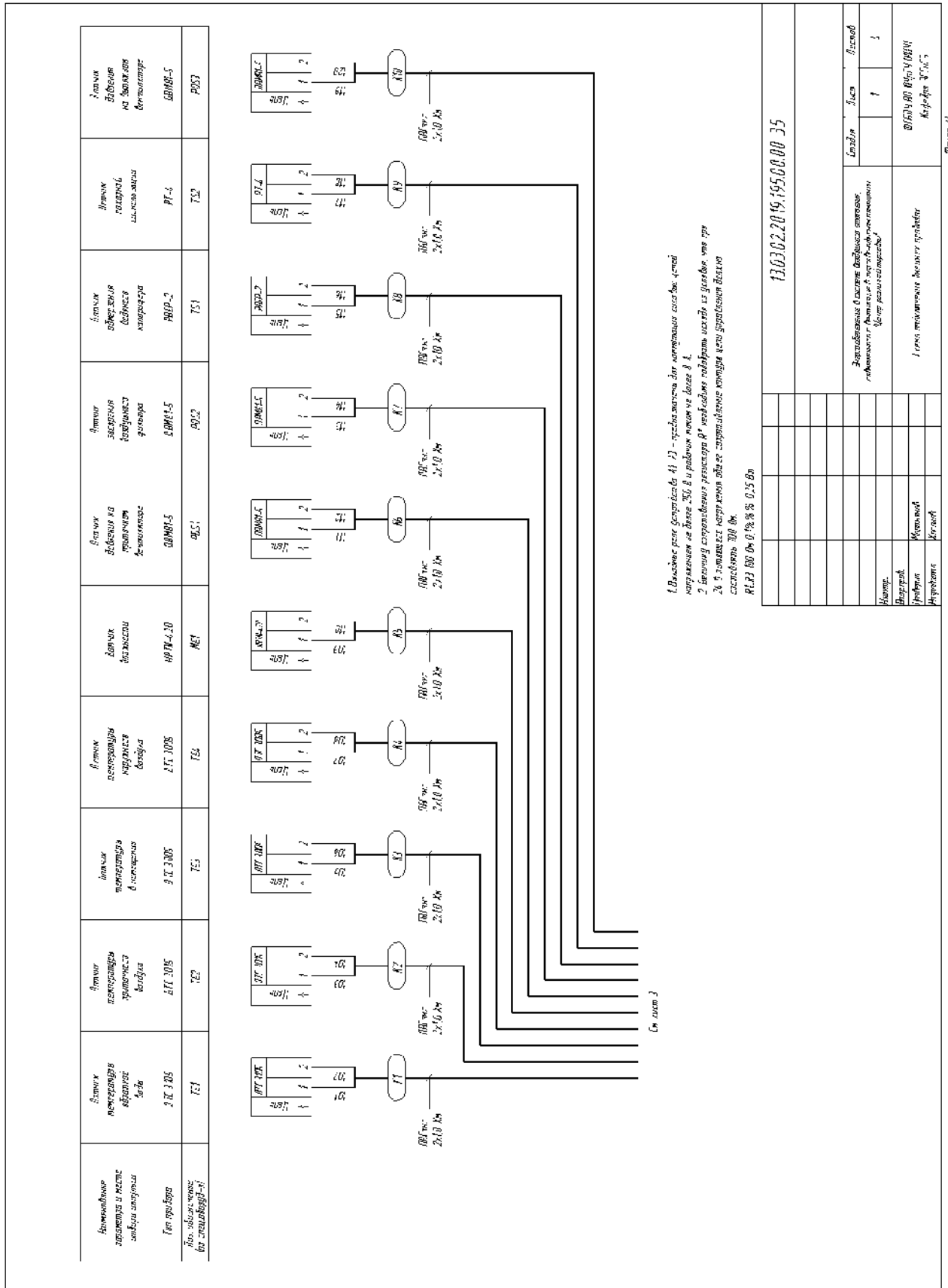
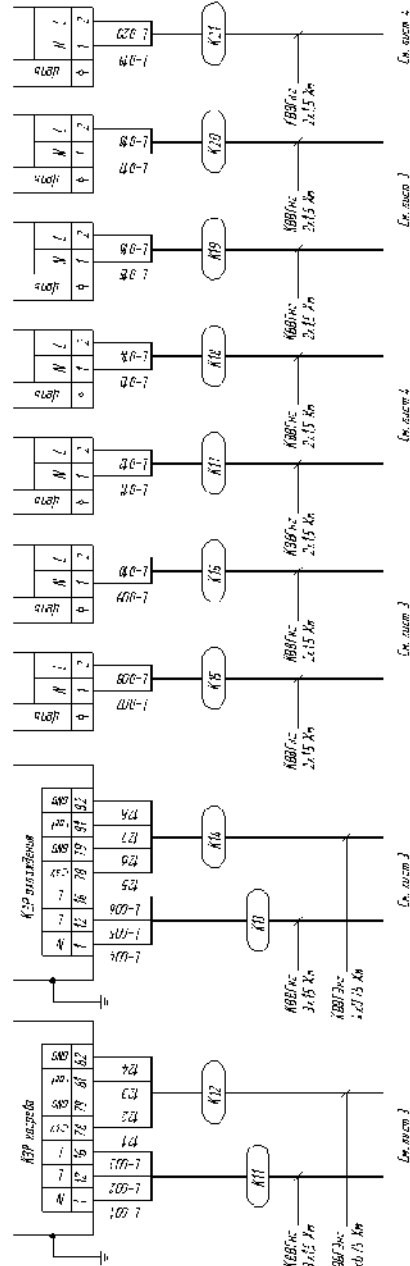


Рисунок В.1 – Э5. Схема подключения внешних проводов

Автоматизация управления и места контроля системы	Автоматизация управления объектами	Пробой электрооборудования	Пробой трансформации энергии	ТЭВ в режиме выключения	Вспомогательный генератор	Генератор энергии
ЭУ	ЭУ	ЭУ	ЭУ	ЭУ	ЭУ	ЭУ



Изд. №	Код документа	Дата	Исполнитель

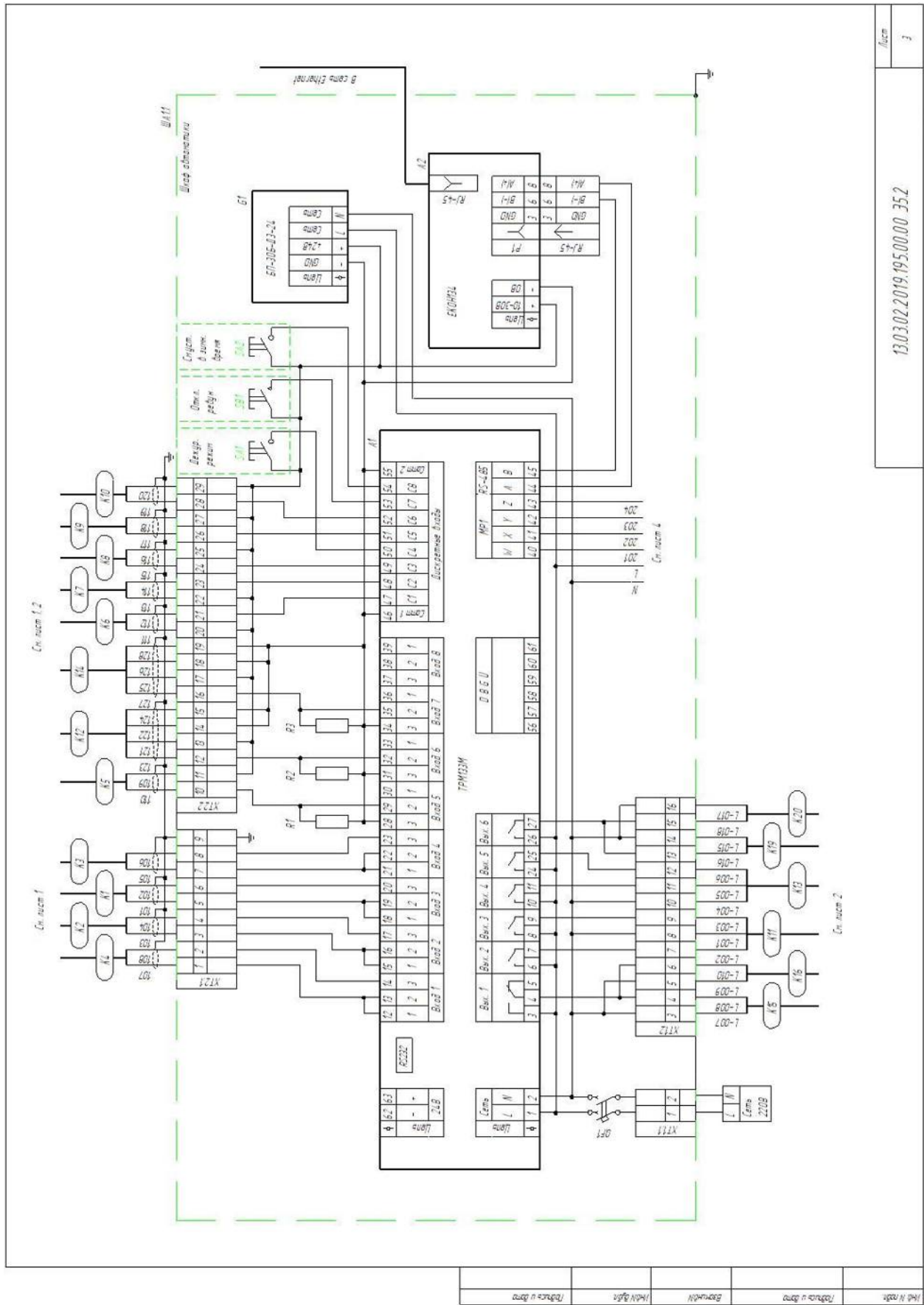
Лист	7
------	---

Вып. 2

Рисунок В.2 – Э5.1.1. Схема подключения внешних проводов

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР



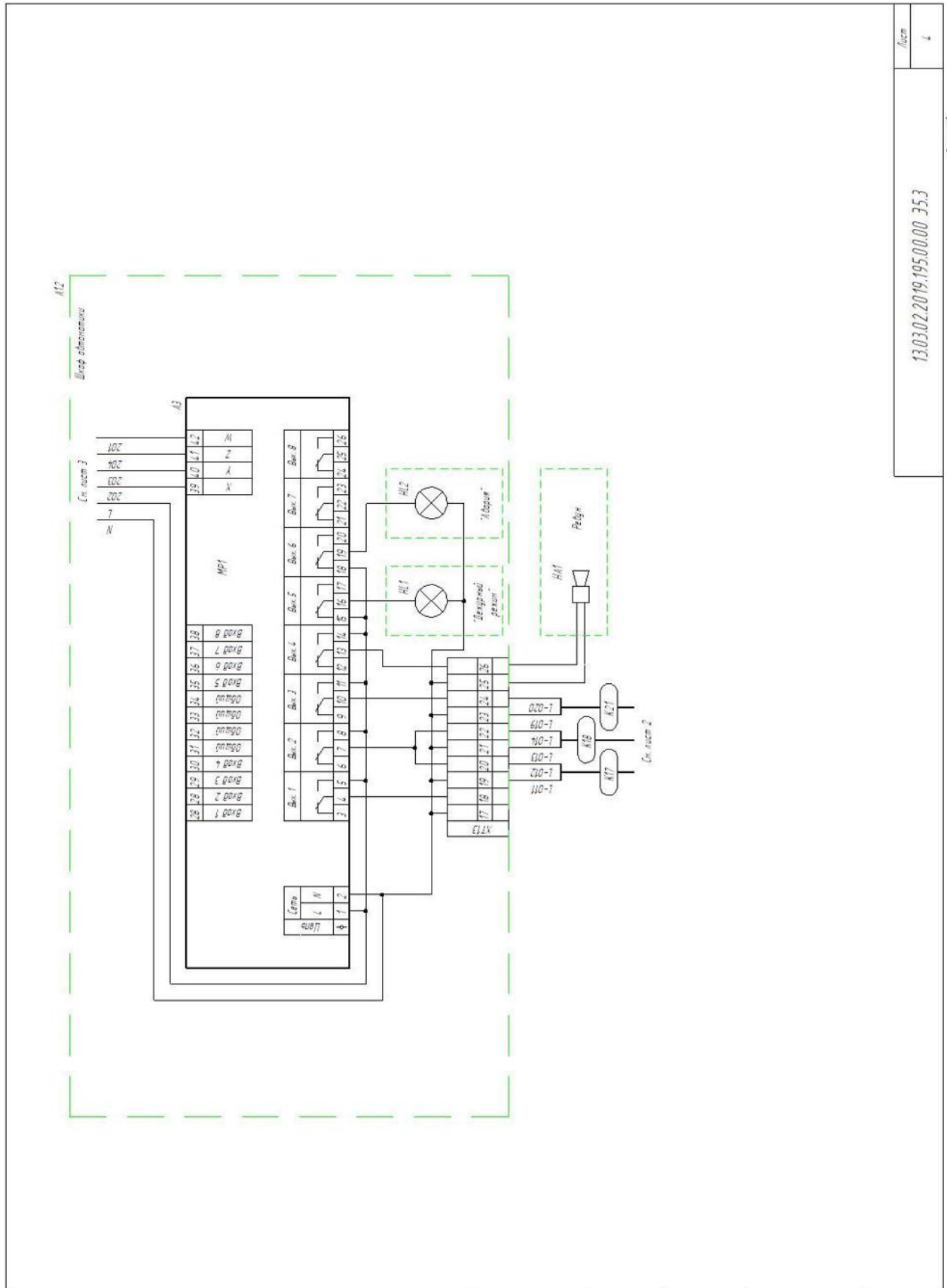
13.03.02.2019.195.00.00 35.2

Формат А3

Рисунок В.3 – Э5.2. Схема подключения внешних проводов

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР



Лист 4
13.03.02.2019.195.00.00.353

Формат А3

Рисунок В.2 – Э5.3. Схема подключения внешних проводов

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

13.03.02.2019.195.00.00 ПЗ ВКР