Л. Н. ДАНИЛЕВСКИЙ

ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИНЖЕНЕРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

МИНСК 2011 г.

УДК 728.1.012:658.26-27.236
ББК 38.711
31.294.9
Д18
Рекомендовано к печати Ученым Советом государственного предприятия «Институт жилища – НИПТИС им. Атаева С. С.» Минстройархитектуры Республики Беларусь

Рецензенты:

В. И. Володин, заведующий кафедрой энергосбережения, гидравлики и теплотехники учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет», доктор технических наук, профессор *В. В. Покотилов,* доцент кафедры тепло и газоснабжение учреждения образования «Белорусский национальный технический университет», кандидат технических наук, доцент.

Данилевский Л. Н.
Принципы проектирования и инженерное оборудование энергоэффективных жилых зданий /Л. Н. Данилевский. – Минск, 2011.- 375 с.

В монографии изложены принципы создания энергоэффективного здания, как энергетической системы, находящейся во взаимодействии с окружающей средой, элементы которой дополняют друг друга в задаче минимизации потребления тепловой энергии для целей отопления и горячего водоснабжения. Решены задачи формирования и экспериментального измерения составляющих теплового баланса жилых зданий. Предложены технические решения систем приточно-вытяжной вентиляции жилых зданий с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов, обеспечивающих оптимальные температурно-влажностные параметры воздуха в помещениях. Разработаны методы оптимизации конструкции теплообменников, предложены методы расчета и исследованы процессы теплообмена с учетом фазовых переходов в каналах, а также и технические решения для работы теплообменников при низких температурах окружающего воздуха, обеспечивающие сохранение их высокой эффективности.

В монографии даны предложения по повышению теплозащитных свойств оболочки здания включая принципы создания теплоизоляции с управляемыми теплотехническими свойствами, а также по разработке и оптимизации использования современных оконных конструкций. Рассмотрены энергоэффективные решения системы горячего водоснабжения зданий с использованием солнечной энергии и утилизацией тепла сточных вод. Предложены методы расчета энергетической эффективности грунтового теплообменника и формы отражающей поверхности фокусирующих солнечных коллекторов.

В монографии приведен обширный экспериментальный материал и примеры практической реализации энергоэффективных жилых зданий, для которых определены эксплуатационные теплоэнергетические характеристики.

Монография адресована научным и инженерно-техническим работникам, занимающимся проблемами энерго-эффективного строительства и методами повышения энергетической эффективности инженерного оборудования зданий, а также асптрантам и студентам высших учебных заведений.
Табл.: 59. Ил.: 188. Библ.: 356.

ОГЛАВЛЕНИЕ	
ПРЕДИСЛОВИЕ	8
ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ СНИЖЕНИЯ ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЗДАНИЙ	10
1.1 Направления развития современной энергетики	10
1.2 Основные направления снижения тепловых потерь в зданиях	12
1.3 Пассивный или энергоэффективный?	15
1.4. Энергоэффективные здания	17
1.4.1. Технико-экономические условия, необходимые для строительства энергоэффективных зданий	18
1.4.2 Технико-экономическая эффективность энергосберегающих мероприятий	21
1.5 Выводы	25
ГЛАВА 2 ПРИНЦИПЫ ИЗМЕРЕНИЯ И ФОРМИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЗДАНИЙ	28
2.1 Исходные данные для формирования теплового баланса	28
2.2 Классификация зданий по энергоэффективности в зависимости от компактности	31
2.3 Роль окон в тепловом балансе здания	41
2.4 Архитектурные решения и энергоэффективность зданий	48
2.5 Внутренний тепловой баланс и учет энергии в многоквартирном здании с индивидуальными регуляторами	53
2.6 Методы определения составляющих внешнего теплового баланса зданий	64
2.6.1 Методы экспериментального определения составляющих теплового баланса в жилых зданиях	65
2.6.2 Расчетно-экспериментальный способ определения общего коэффициента теплопередаче, мощности внутренних источников тепла и средней температуры воздуха эксплуатируемых зданий	75
2.6.3 Определение статистической погрешности определения энергетических характеристик зданий	80
2.7 Выводы	83
ГЛАВА 3 СИСТЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ ДЛЯ МНОГОЭТАЖНЫХ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ	82
3.1 Параметры воздушной среды в жилых помещениях: санитарно-	

гигиенические условия жилых помещений	82
3.2 Актуальность перехода в жилых зданиях к механическим приточно-вытяжным системам вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов	83
3.3 Конструктивные схемы организованного воздухообмена жилых зданий	87
3.4 Аэродинамические сопротивления элементов вентиляционных систем и метод электротехнической аналогии	91
3.5 Схемы расчета систем приточно-вытяжной вентиляции различных типов	93
3.5.1 Система приточно-вытяжной вентиляции с квартирным принудительным забором и выбросом воздуха	93
3.5.2 Расчет системы принудительной приточно-вытяжной вентиляции квартир многоэтажного здания с общей вытяжной вентиляционной шахтой и квартирными вводами приточного воздуха	94
3.5.3 Система принудительной приточно-вытяжной вентиляции квартир многоэтажного здания с общими приточной и вытяжной вентиляционными шахтами и принудительными квартирными выбросами и забором воздуха	97
3.6 Управление влажностным режимом помещения	98
3.8 Выводы	104
ГЛАВА 4 ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ЖИЛЫХ ЗДАНИЯХ	107
4.1 Коэффициент эффективности рекуператора	107
4.2 Типы теплообменников воздух/воздух	109
4.3 Оптимизация конструкции рекуперативных теплообменников и схем их использования	113
4.3.1 Методы увеличения площади теплообменной поверхности	113
4.3.2 Оптимизация конструкции теплообменников-рекуператоров	114
4.4 Расчет эффективности теплообменников – рекуператоров воздух/воздух в условиях сухого воздухообмена	118
4.4.1 Сравнительная эффективность теплообменников с различной формой каналов при «сухом» теплообмене	121
4.4.2 Экспериментальное исследование канального теплообменника с треугольной формой каналов	122

4.5 Эффективность рекуперативного теплообменника с учетом фазовых переходов	124
4.5.1 Математическая модель переноса тепла в теплообменнике с конденсацией влаги в канале	124
4.5.2 Алгоритм определения температуры приточного и удаляемого воздуха в каналах рекуператора с учетом конденсации пара и результаты компьютерного моделирования	130
4.6 Конструкция рекуператора с управляемым переносом влаги	139
4.7 Исследование эффективности рекуперативного теплообменника с переносом пара между каналами в условиях низких температур	144
4.7.1 Численная модель решения задачи переноса тепла и влаги в рекуперативном теплообменнике при учете конденсации пара	145
4.7.2 Результаты численного моделирования работы рекуперативного теплообменника с паропроницаемыми стенками каналов	149
4.7.3. Экспериментальное исследование рекуперационной установки с переносом влаги между каналами.	152
4.8 Решение проблемы замерзания влаги в рекуперативном теплообменнике	156
4.9 Экспериментальное исследование способов работы теплообменного аппарата в условиях низких температур	165
4.10 Выводы	168
ГЛАВА 5 ОГРАЖДАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЗДАНИЙ	169
5.1 Воздушная прослойка в системах теплоизоляции зданий	169
5.2 Система теплоизоляции с управляемыми теплотехническими характеристиками	172
5.3 Вакуумная теплоизоляция	183
5.4 Пути снижения теплопотерь через оконные конструкции	189
5.5 Оптимизация многослойных покрытий низкоэмиссионных стекол	190
5.6 Расчет теплотехнических характеристик окон различной конструкции	200
5.7 Теплотехнические характеристики опытных образцов оконных блоков новой конструкции	206
5.8 Технология получения и свойства композитного материа-	

ла	208
5.9 Выводы	213
ГЛАВА 6 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ И ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИИ И ОБОГРЕВА ЗДАНИЙ	216
6.1 Использование почвенного теплообменника в системах с принудительной вентиляцией зданий	216
6.2 Аналитическое и численное исследование характеристик грунтового теплообменника для систем вентиляции	218
6.2.1 Вывод основных уравнений	218
6.2.2 Метод расчета	220
6.2.3 Метод быстрой оценки температуры воздуха	229
6.2.4 Результаты расчетов	230
6.3 Конструирование систем сбора низкопотенциального тепла грунта	234
6.4 Расчет параметров грунтового теплообменника для системы принудительной вентиляции зданий и сооружений	236
6.5 Экспериментальное исследование работы грунтового теплообменника в летний период	238
6.6 Утилизация тепла сточных вод и солнечная энергия в энергоснабжении зданий для условий Республики Беларусь	241
6.6.1 Экспериментальное исследование статистических характеристик температуры сточных вод в многоэтажных зданиях	242
6.6.2 Проведение измерений и исследование статистических особенностей изменения потребления горячей воды в многоэтажных зданиях во времени	244
6.7 Анализ режимов утилизации тепла	247
6.7.1 Принципиальная схема утилизации	247
6.7.2 Методика выбора параметров системы утилизации тепла сточных вод	250
6.7.2.1 Гидродинамические принципы выбора параметров системы утилизации тепла сточных вод	250
6.7.2.2 Энергетические принципы выбора параметров системы утилизации тепла сточных вод	254
6.8 Использование солнечной энергии в системе энергоснабжения здания	262
6.8.1 Концентрирующий солнечный коллектор	262
6.9 Система горячего водоснабжения с использованием сол-	

нечных коллекторов	270
6.10 Выводы	273
ГЛАВА 7 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СТРОИТЕЛЬСТВА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЗДАНИЙ	274
7.1 Реализация проектов энергоэффективных зданий в Республике Беларусь	274
7.1.1 Реализация проекта экспериментального энергоэффективного здания по адресу: ул. Притыцкого, 107, в г. Минске	274
7.1.2 Расчет напора квартирных приточных и вытяжных вентиляторов для системы принудительной приточно-вытяжной вентиляции жилого дома	281
7.1.3 Результаты тепловизионного обследования ограждающих конструкций энергоэффективного дома	283
7.1.4 Определение эффективности приточно-вытяжной системы вентиляции энергоэффективного дома	284
7.1.5 Сравнение расчетных и фактических данных потребления энергии на отопление квартир энергоэффективного жилого дома	286
7.2 Программа энергоэффективного строительства и экспериментальное строительство энергоэффективных зданий в областных центрах Республики Беларусь	288
7.2.1 Характеристика проекта жилого 69-квартирного дома по ул. Дзержинского в г. Гродно	288
7.3 Выводы	291
Библиографический Список	293
ПРИЛОЖЕНИЯ	318

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современная энергетика базируется на потреблении ископаемых видов топлива, запасы которых ограничены. Их сжигание обеспечивает получение необходимого количества тепловой энергии. Негативные явления, сопровождающие этот процесс – выделение углекислого газа, создающего «парниковый эффект», приводящий к глобальному потеплению на планете и других веществ, приводящих к загрязнению атмосферы. Уменьшение экологических последствий современной энергетики может быть достигнуто развитием ее обратной стороны – снижением потребления энергии во всех сферах деятельности человека. Учитывая, что на отопление и горячего водоснабжение зданий в нашей стране затрачивается около 40% тепловой энергии, снижение затрат энергии на эксплуатацию зданий стала приоритетной задачей при развитии строительных технологий. Увеличение стоимости энергии потребовало принятия определенных мер по снижению затрат энергии на эксплуатацию зданий. На начальном этапе, в 90 – е годы, эти меры в нашей стране ограничивались повышением теплозащитных свойств оболочки зданий. С конца 90 –х начало совершенствоваться инженерное оборудование зданий и к настоящему времени все многоэтажные здания оснащены системами учета и регулирования потреблением тепловой энергии. В то же время, оснащение зданий новым инженерным оборудованием не изменило общих принципов проектирования элементов зданий, влияющих на их теплоэнергетические характеристики. Остальные элементы и системы зданий, влияющие на их энергетические характеристики, система вентиляции, горячего водоснабжения, электроснабжения зданий остались на прежнем уровне. Проблема повышения энергоэффективности зданий носит системный характер и не может быть решена в рамках существующих традиционно применяемых технических и проектных решений. Если в предыдущие десятилетия энергоэффективные здания рассматривались как экспериментальные объекты, задающие общее направление развития , то в настоящее время они должны рассматриваться как объекты массового строительства. Это обстоятельство требует развития научных основ методология проектирование энергоэффективных зданий на основе системного анализа условий проектирования и принятия решений по следующим проблемным вопросам:

- обоснование принципов формирования теплоэнергетического баланса эксплуатируемых зданий и разработка физико-математической модели, адекватно описывающей энергоэффективное жилое здание в виде развивающейся энергетической системы, включающей в себя окружающую среду;
- оптимизация теплозащитных свойств оболочки здания с учетом климатических и архитектурных особенностей и в виде активной энергетической системы использующей энергию окружающей среды;

- поддержание оптимальных температурно - влажностных условий воздушной среды в зданиях с минимальными затратами энергии;
- разработка технических решений использования возобновляемых источников энергии и утилизация вторичных энергоресурсов в энергоснабжении здания;
- оптимизация конструкции теплообменников – рекуператоров воздух/воздух, обеспечивающей их эффективную работу в конкретных условиях эксплуатации;
- корректировка существующей нормативной базы проектирования и эксплуатации;
- экспериментальное строительство энергоэффективных зданий и мультипликация полученного опыта.

ГЛАВА 1
СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ СНИЖЕНИЯ ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЗДАНИЙ

1.1 Направления развития современной энергетики

К настоящему времени объем потребления топлива, представленный в таблице 1.1 [1] настолько велик, что последствия его сжигания ощущаются в планетарном масштабе, в частности, приводя к повышению средней температуры воздуха на нашей планете. Осознание этого факта требует оценки не только экономических, но и социальных и экологических последствий развития энергогенерирующих или энергоемких технологий [2, 3]. Понимание стоящей перед человечеством проблемы зафиксировано в [4].

Таблица 1.1 – Оценки извлекаемых мировых запасов ископаемого химического топлива и солнечной энергии

Ископаемое топливо млрд. т.у.т			Всего млрд. т.у.т	Энергия химического топлива, кВт·ч	Солнечная энергия, кВт·ч/год
уголь	нефть	природный газ			
4850	1140	310	6300	$5{,}1 \cdot 10^{16}$	$1{,}35 \cdot 10^{18}$

Энергетический и экологический баланс нашей планеты сложился, прежде всего, благодаря поступающей солнечной энергии. Поток солнечной энергии, достигающей поверхности Земли, равен 1000 Вт/м^2 [5]. Следовательно, общая мощность солнечного излучения, поступающего на нашу планету, приблизительно, равна $1{,}5 \cdot 10^{14}$ кВт.

Количество энергии, которая может быть получена при сжигании ископаемого топлива, составляет всего лишь около 3,5 % солнечной энергии, поступающей на планету в течение года. В [1] приведен уровень мировой добычи топлива на 1990 г. Он составлял в эквиваленте $7{,}7 * 10^{13}$ кВтч или 0,0057 % солнечной энергии, поступающей на планету в течение года.

Приведенные цифры задают направление развития современной энергетики: от использования ископаемых видов топлива к преобразованию и использованию солнечной энергии.

Человечество обладает техническими средствами преобразования солнечной энергии в удобную для использования форму, например, в тепловую и электрическую [6 – 15]. Чаще используют термические солнечные коллекторы [7 - 11]. Фотоэлектрические преобразователи находятся на стадии активного

развития [12 - 15]. В Западной Европе их использование для получения электрической энергии стимулируется государством, что обеспечивает их выпуск и использование. Коэффициент преобразования современных фотоэлектрических преобразователей составляет около 15% [3]. Это значит, что для получения необходимого количества энергии путем использования фотоэлектрических преобразователей необходимо, чтобы постоянно в зоне падения солнечных лучей находились ФЭП, ориентированные перпендикулярно потоку солнечной радиации общей площадью, составляющей $3{,}8 \cdot 10^{-4} F_0$, где F_0 – площадь меридианального сечения планеты.

Экономически обоснованным использование фотоэлектрических преобразователей станет в случае, когда стоимость единицы произведенной за период эксплуатации энергии станет равной или меньше аналогичной величины для тепловой электростанции при учете экологических последствий использования химического топлива. Однако отсутствие негативных экологических последствий солнечной энергетики дает ей несомненные преимущества перед традиционными источниками энергии.

Развитие энергетики, основанной на возобновляемых источниках энергии, началось. По оценкам американского общества инженеров-электриков, приведенным в [1], если в 1980г. доля производимой электроэнергии за счет возобновляемых источников энергии (ВИЭ) в мире составляла 1 %, то к 2020 г. — 13% и к 2060 г. — 33 %. Т. е., процесс развития достаточно медленный. Переходный период к экологической энергетике может занять время жизни нескольких поколений.

Снижение экологических последствий современной энергетики может быть достигнуто развитием обратной стороны энергетики – снижением потребления энергии во всех сферах деятельности человека.

Для современных технологий доминантным направлением развития с последние десятилетия стало повышение энергоэффективности, т. е. снижение расхода энергии на произведенную единицу ВВП.

Для стран Западного мира экономия энергии стала актуальной , начиная с первого энергетического кризиса в 1968 г. Для стран бывшего Советского Союза этот процесс начался с его развалом. Республика Беларусь –лидер в процессе снижения энергоемкости ВВП. На рисунке 1.1 из [15] приведены графики снижения энергоемкости ВВП в нашей стране.

На рисунке 1.2 из [16] приведены графики, иллюстрирующие изменение этой величины для Республики Беларусь в сравнении с другими странами. Из графика виден очевидный прогресс, достигнутый в этом направлении по сравнению с Россией и Украиной. В то же время, по сравнению с Германией и Австрией, у страны имеются значительные резервы снижения энергоемкости ВВП. На эксплуатацию зданий расходуется около 40% потребляемой в стране

тепловой энергии [17]. Поэтому экономия энергии при эксплуатации зданий является важной составляющей указанного резерва.

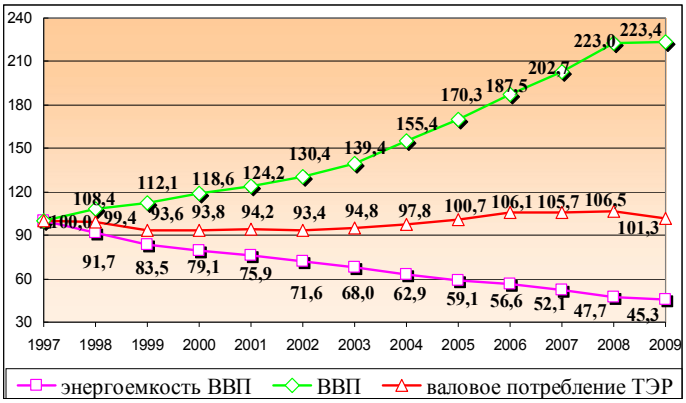
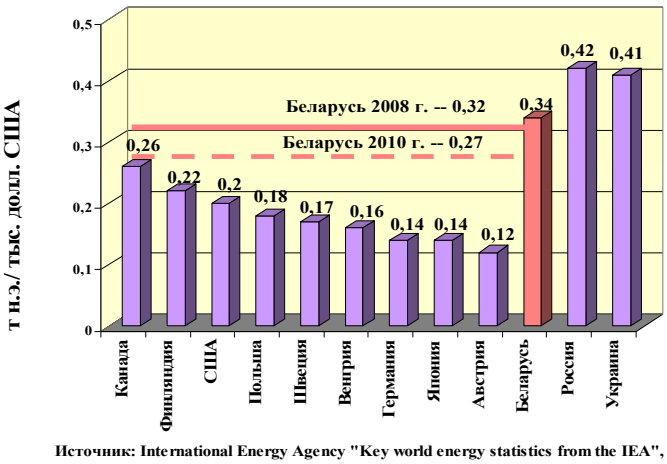


Рисунок 1.1 – Динамика ВВП, валового потребления ТЭР и энергоемкости ВВП в 1998-2009 гг. (%)



Источник: International Energy Agency "Key world energy statistics from the IEA", 2009.

Рисунок 1.2 – Показатели энергоемкости ВВП 2007 года (в ценах 2000 г. по ППС)

1.2 Основные направления снижения тепловых потерь в зданиях

В последние годы в Республике Беларусь интенсивно развиваются конструктивно-технологические системы жилых зданий, обеспечивающие гибкость объемно-планировочных решений, снижение материалоемкости, уменьшение энергозатрат при их последующей эксплуатации путем повышения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций и использования воздухонепроницаемых окон с повышенным сопротивлением теплопередаче. Увеличение стоимости энергии потребовало принятия определенных мер по утеплению оболочки зданий [18]. Остальные системы зданий, влияющие на их энергетиче-

ские характеристики, система вентиляции, горячего водоснабжения, электроснабжения зданий остались на прежнем уровне. Сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций, установленные нормативными документами разных стран [18,19,20] колеблется в пределах от 2 до 4 $м^2 \cdot ºС/Вт$ в зависимости от национальных или региональных требований. При решении задачи экономии энергии остаются, как правило, в стороне вопросы, связанные с горячим водоснабжением зданий [21].

Можно сказать, что строительная отрасль в нашей стране, как и в странах СНГ переживает сегодня системный кризис, связанный с неоднородностью развития строительных технологий, относящихся к оболочке здания и его инженерным системам. Недостатком существующих подходов к проектированию является то, что каждый элемент здания рассматривается в отрыве от остальных, что не позволяет оптимизировать конструкцию здания в виде единой энергетической системы. Основной акцент делается на решение проблем, связанных с разработкой конструктивно-технологических и объемно - планировочных решений зданий. Снижение уровня эксплуатационных теплопотерь достигается только путем утепления ограждающих конструкций. Остается в стороне инженерное обеспечение [22-25].

Сохранение в зданиях вентиляционной системы без механического побуждения, привело к негативным явлениям, связанным с ухудшением качества воздушной среды, нарушением температурного и влажностного режимов помещений [26]. К этому можно добавить, что в зданиях, строящихся по существующим нормативам, на вентиляционные выбросы приходится до 60% теплопотерь [22, 26, 27–31]. Эта проблема носит системный характер, так как не может быть решена в рамках существующих технических и проектных решений естественной вентиляции. Логика развития современного строительства приводит к необходимости перехода к проектированию зданий с механической, контролируемой системе приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла уходящего из помещений воздуха. К этому имеется несколько причин, которые не могут быть устранены иным путем.

1. Новые нормативные значения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций приводят к тому, что максимальное значение теплопотерь зданий относится к воздухообмену, достигая более 50% от общего уровня, т.е. дальнейшие перспективы энергосбережения в зданиях связаны, прежде всего, с возвратом тепла, уходящего с теплым воздухом из помещений.

2. При утепленной стене, герметичных оконных конструкциях и герметизации примыканий окон к стеновой конструкции не остается щелей, которые могли бы поддержать нормативный уровень воздухообмена. Остается единственная возможность поддержания необходимого уровня воздухообмена путем открывания окон. Однако, при этом почти теряется смысл производства окон

нового поколения и, тем более, освоения окон с еще более высоким термическим сопротивлением. Устройство клапанов или сознательная разгерметизация окон не укладывается в логику развития современных оконных технологий, т.к. окно, прежде всего, обеспечивает инсоляцию помещений [32, 33]. Задачу вентиляции необходимо решать другими, проблемно ориентированными средствами. Существующая схема вентиляции путем открывания окон или форточек приводит к тому, что качество воздуха в квартирах нижних этажей зданий не соответствует существующим санитарным нормам вследствие сильного загрязнения наружного воздуха в городе, а также к повышению уровня шума в помещениях, часто выше установленных пределов.

3. Решив все-таки, какими - то техническими средствами задачу притока воздуха и сохранив систему свободного воздухообмена, мы не решим задачу поддержания его нормативного значения. Уровень воздухообмена будет зависеть от многих

причин [27 – 31]:

- уровня ветровой нагрузки;
- высоты расположения квартиры в многоэтажном здании;
- открытия окон и степени их уплотнения;
- состояние вытяжных вентиляционных шахт.

4. Сохранение свободного воздухообмена не позволяет решить задачу использования внутренних источников тепла и поступающей в помещение солнечной энергии в общей системе энергоснабжения здания. Как правило, избыток тепла в одной из комнат, например, на кухне или в комнате на освещенном фасаде, уносится с вентиляционными выбросами. В то же время трудно найти хотя бы одну убедительную причину, не позволяющую перейти уже сегодня к механической вентиляции помещений.

Путем анализа теплового баланса зданий можно определить систему энергосберегающих мероприятий, снижающих затраты на их теплоснабжение. На рисунке 1.3 приведен тепловой баланс жилых зданий старого жилого фонда и строящихся по действующим в республике нормативам с учетом распределения теплопотерь по различным путям и затрат энергии на приготовление горячей воды. Данные приведены для условий Республики Беларусь [34], [35]. Уровень тепловых потерь через ограждающие конструкции и внутренних и технологических тепловыделений в новых зданиях существенно снизился. Это обусловлено изменением нормативных тебований и увеличением общей площади помещений, приходящейся на одного жителя, которая составляет в настоящее время в Республике Беларусь около 21 $м^2$ на одного жителя. Из приведенных на рисунке диаграмм видно, что наибольшие резервы для экономии энергии – снижение затрат энергии на вентиляцию и приготовление горячей воды, а су-

щественного снижения теплопотерь можно достигнуть только путем утилизации тепла уходящего из помещений воздуха.

Следует обратить особое внимание на наличие внутренних источников тепла в помещениях. Если поставить задачу проектирования здания так, что средняя мощность теплопотерь за отопительный сезон равна мощности внутренних и бытовых тепловыделений, мы приходим к идее пассивного дома, которая была сформулирована в [36-44].

В Западной Европе 90 – х годов оказалась чрезвычайно плодотворной идея пассивного дома [36,37]. Она позволила устранить основные противоречия, присущие массовому строительству жилья как с точки зрения экономии энергии, так и с точки зрения обеспечения комфортных условий проживания.

При постановке задачи массового строительства пассивных зданий были сформулированы следующие требования [36]:

1) стоимость строительства, несущественно отличающуюся от обычного;

2) использование при строительстве уже известных и освоенных технологий и технологических приемов;

Задаваемый уровень теплоснабжения пассивных зданий составляет 15 и менее кВтч/м^2 в год. Строительство зданий с указанным уровнем теплоснабжения продвигается на восток.

Встает вопрос о целесообразности и экономической оправданности строительства пассивных зданий в климатических и урбанистских условиях стран СНГ. В [44 - 51] была исследована возможность и перспективы развития этого направления строительства в условиях Республики Беларусь. Возможной альтернативой пассивному дому в условиях Республики Беларусь и стран СНГ может стать строительство энергоэффективных зданий, в которых системный комплекс теплотехнических мероприятий выполняется с учетом региональных особенностей строительства, климатических и экономических условий [22 – 25, 50-53, 54 - 61].

1.3 Пассивный или энергоэффективный?

Следует еще раз уточнить понятия, термины «пассивный дом» и тот смысл, который вкладывается в понятие «энергоэффективный дом.

Как сформулировано в [36, 37], Пассивный дом – здание, уровень тепловых потерь которого так низок, что можно исключить систему отопления, объединить ее с системой вентиляции здания. Там же сформулированы отличительные особенности пассивных зданий:

- уровень потребления энергии на отопление меньше 15 кВт·ч/м^2 в год;

- равномерно утепленная оболочка с сопротивлением теплопередаче не менее 10 м^2·°С/Вт;

- использование принудительной приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов;

- проектирование без мостиков холода;

- герметичная оболочка здания;

- сопротивление теплоперадаче окон которых - не менее 1,2 м^2·°С/Вт.

Из перечисленных целевым является показатель потребления тепловой энергии на отопление, равный 15 кВт·ч/м^2 в год.

В [36] впервые были приведены графики, представленные на рисунке 1.3, из которых следует обоснование этой цифры. При снижении потребления тепловой энергии на отопление снижается стоимость тепловой энергии, что показано линейной зависимостью на рисунке 1.3. Разность затрат на мероприятия по экономии тепловой энергии и стоимостью сэкономленной энергии представлены на втором графике рисунке 1.3. Минимум этой функции соответствует удельному потреблению тепла на отопление, равному 30 кВт·ч/м^2 в год. При значении этой величины, равном 15 кВт·ч/м^2 в год можно совместить систему вентиляции с воздушным отоплением здания и убрать элементы водяной системы отопления, что приводит к скачкообразному снижению затрат на графике.

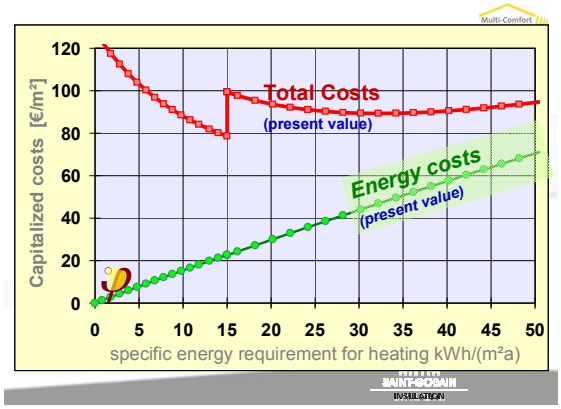


Рисунок 1.3 – Обоснование потребности в отоплении пассивного дома

На этом графике отображен уровень затрат в зависимости от потребления тепловой энергии на цели отопления.

Для конкретных климатических условий условий г. Дармштадт (Германия), уровня воздухообмена (1 ^{1}/ч для жилой площади) и блокированного 3-этажного здания было рассчитано, что для системы воздушного отопления с температурой теплоносителя 50 ^{0}С принятая кратность воздухообмена обеспечивает отопление здания с удельным потреблением тепла 15 кВт·ч/м^2 в год. Этот порог и принят сегодня для определения пассивного дома.

Рассмотрим условия возможности использования воздушного отопления в квартирах многоэтажных зданий для климатических условий г. Минска. В ка-

честве условия возможности использования воздушного отопления запишем следующее [50]:

$$q_{от.} = V_0 \cdot \rho \cdot c \cdot (T_т - T_{вн})/(S \cdot 3600), \quad (1.1)$$

где $q_{от.}$ – максимальная удельная мощность системы отопления в отопительном сезоне, Вт/м^2;

V_0 – нормативное значение воздухообмена, м^3/ч;

ρ – плотность воздуха, кг/м^3;

c – теплоемкость воздуха, Дж/(кг·ºС);

$T_т$ – максимальная температура воздуха, подаваемая из системы воздушного отопления в квартиру, °С ;

$T_{вн}$ –нормативная температура воздуха в квартире, °С ;

S – площадь квартиры, м^2.

В таблице 1.2 приведены исходные данные для расчета по формуле (1.1), взятые из [34, 54], и результаты расчетов пороговых значений удельного потребления тепловой энергии на отопление для пассивного дома в конкретных условиях Республики Беларусь в случае многоэтажных зданий. Воздухообмен для приведенных типов квартир определяется в соответствии с СНБ 3.02.04-03 «Жилые здания» (90 м^3/ч для кухни и по 25 м^3/ч для туалета и ванной комнаты).

Таблица 1.2 – Потребление тепловой энергии на отопление для квартир пассивного дома

Исходные данные: V_0=140 м^3/ч ; $T_т$=45^{0}С; $T_{вн}$=18^{0}С; $T_{ср}$= -0,9^{0}С[54].			
Тип квартиры	1 комн. 45 м^2	2 комн. 60 м^2	3 комн. 80 м^2
Средняя мощность системы отопления, $q_{ср}$, Вт/м^2	7,2	9,6	12,8
Среднее удельное потребление тепла на отопление, Q, кВтч/м^2 в год	62,0	46,0	35,0

Представленные в таблице 1.2 данные показывают, что выбранное в качестве характеристики пассивного дома в [36] значение удельного потребления энергии, равное 15 кВт·ч/м^{2}год носит случайный характер и не учитывает климатические и объемно-планировочные особенности строительства здания.

Зададим вопрос, к какому же уровню потерь тепла в зданиях следует стремиться и является ли необходимым переход к воздушному отоплению? Переход к воздушному отоплению возможен и при более высоких затратах тепла на отопление зданий. В этом случае можно сохранить кратность воздухообмена с окружающей средой, требуемую для обеспечения нормируемого качества

воздушной среды, а при необходимости увеличения кратности воздухообмена в системе воздушного отопления сверх этой величины использовать частичную рециркуляцию воздуха в системе воздушного отопления в пределах одной квартиры.

Переход к воздушному отоплению зданий, позволяет убрать из квартиры отопительные приборы системы водяного отопления. Однако взамен необходимо установить канальный нагреватель воздуха, представляющий собой теплообменник вода/воздух. Стоимость такого теплообменника может оказаться не меньше суммарной стоимости отопительных приборов в системе водяного отопления. К этому можно добавить, что настройка и балансировка воздушного отопления достаточно сложна, так как в каждую жилую квартиру воздух необходимо подавать не пропорционально ее площади, а в соответствии с уровнем тепловых потерь, а тепловые потери помещения существенно зависят от положения помещения в здании [52].

При использовании воздушного отопления возникают сложности при управлении тепловым режимом помещений. Эти сложности обусловлены возможным противоречием между нормируемым воздухообменом и воздухообменом для компенсации теплопотерь. Представим себе ситуацию, когда в комнате собралось несколько человек. Объем воздуха в комнате должен быть увеличен. В то же время, в комнате увеличится уровень тепловыделений, что потребует снижения подачи теплоносителя в комнату. На наш взгляд, более целесообразным является использование системы отопления стандартного типа

Таким образом, не видно причины, которая требовала бы доведения уровня теплоснабжения здания до значения 15 кВт·ч/м^2 в год, как это требует [36] для пассивного дома. Тем не менее, системный подход к задаче снижения потребления тепловой энергии на отопление здания, выработанный при проектировании пассивных зданий, показал свою эффективность и является отправной точкой при решении задач экономии энергии.

Следует отметить, что график на рисунке 1.3 не совсем точен. На нем отсутствует скачкообразное увеличение затрат, соответствующее появлению системы приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов.

На рисунке 1.4 представлен график, который более точно отражает изменение инвестиций при постепенном снижении потребления тепла зданиями для отопления. Снижение уровня потребления тепла на отопление вначале достигается увеличением сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций. На каком-то этапе, при R = 4 м²·ºС/Вт, выполняется переход к системе принудительной приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов. Это обеспечивает скачкообразное снижение потребления тепло-

вой энергии в здании на 40-45 кВт·ч/м^2 в год при скачкообразном увеличении инвестиций.

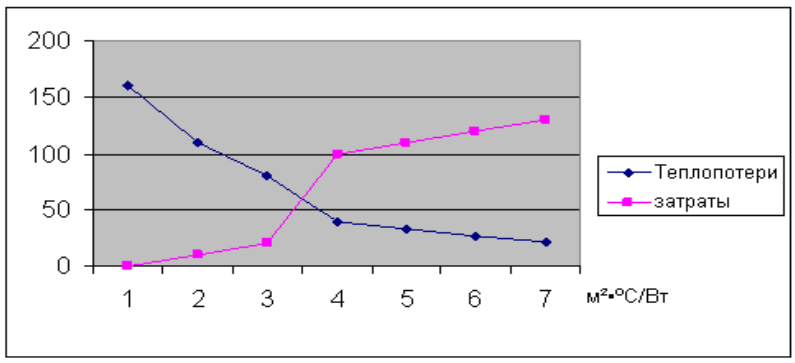


Рисунок 1.4 – Зависимость теплопотерь зданий и затрат на экономию энергии от сопротивления теплопередачи ограждающих конструкций

При определении целесообразного уровня теплопотерь следует исходить из оптимального уровня теплозащиты здания, т.е. экономически целесообразного сопротивления теплопередаче зданий [62, 63]. Фактором, оказывающим значительное влияние на уровень тепловых потерь, является компактность , т. е отношение площади наружной оболочки здания к его объему [86].

1.4. Энергоэффективные здания

Необходимо определиться с понятием «Энергоэффективное здание». В 70 -80 гг. прошлого столетия с первым энергетическим кризисом в Западном мире были сделаны первые шаги в направлении экономии тепловой энергии для эксплуатации зданий. Были построены первые здания, называвшиеся энергоэффективными [**55**]. Выбор технических решения при строительстве этих носил случайный характер, а в понятие энергоэффективности не вкладывалось глубокого смысла. Как правило, акцент делался на использование альтернативных источников энергии: солнечной, энергии ветра, геотермальной [14]. Понимание необходимости системного подхода к проектированию зданий с предельно низким уровнем тепловых потерь было продемонстрировано в проекте «Пассивный дом», выполненном в Германии в 1988-1993гг [**37**]. Основной идеей проекта было строительство зданий, в которых система отопления могла бы играть вспомогательную роль. Это первый в истории, давший толчок массовому строительству зданий указанного типа в Западной Европе. Недостатком идеологии пассивных зданий является жесткость в требованиях к уровню теплоснабжения здания (15 кВтч/м^2 в год), не учитывающая особенности объемно-

планировочных решений здания, экономические условия, климатические и социальные особенности регионов строительства.

В **[30]** декларируется системный подход к проектированию и строительству энергоэффективных зданий, однако, здание не рассматривается как развивающийся организм, увязанный с общим развитием энергоэффективных технологий.

В интенсивно развивающемся технологическом мире энергоэффективное здание нельзя рассматривать как статичную систему вне общих тенденций развития энергетики и энергоэффективных технологий.

Затраты энергии на эксплуатацию здания в течение срока его жизни можно записать в следующем виде[19-А]:

$$E = S_{от}[\sum_{n=1}^{N} \tau_n \cdot (f_1 \cdot \Delta T_n - f_{2n}) - \sum_{m=3}^{M} \sum_{n=k_m}^{N} \tau_n \cdot f_{mn}], \qquad (1.2)$$

где N - срок жизни здания, лет; M – количество энергоэффективных технологий в здании: n – номер года; m - номер технологии; k_m – номер первого года введения технологии; E - затраты энергии на эксплуатацию здания в течение срока его жизни, кВтч; $S_{от}$ – отапливаемая площадь здания, м^2; τ_i – длительность отопительного периода в i –м сезоне, час.; f_1 – общий удельный коэффициент теплопередаче здания, Вт/(м^2°СВт); f_{2i} – мощность внутренних источников тепла в здании, кВт/м^2; f_{mi} – удельная мощность энергоэффективных технологий m-й технологии в i – м году, кВт/м^2; ΔT_i – средняя разность температур воздуха внутри и снаружи здания в i – м году, °С.

Наиболее точно энергоэффективного здания характеризует следующее определение [64] :

Энергоэффективное здание - открытая энергетическая система с оптимальным для существующих технико-экономических условий уровнем потребления тепловой энергии и интерфейсом для подключения энергоэффективных модулей.

Это развивающееся с точки зрения уровня тепловых потерь здание, энергетические характеристики которого изменяются по мере развития энергогэффективных технологий, оставаясь оптимальными все время жизни здания.

1.4.1. Технико-экономические условия, необходимые для строительства энергоэффективных зданий

Снижение затрат энергии на отопление и горячее теплоснабжение зданий может быть достигнуто комплексом мероприятий [65]. Это утепление оболочки здания, утилизации тепла вентиляционных выбросов, сточных вод, оптимизация систем теплоснабжения. В то же время, задача экономии энергии должна

быть экономически оправданной. При этом следует различать задачи, решаемые при выполнении пилотных проектов, когда важно определить направление развития энергосберегающих технологий и при подготовке новых нормативных документов, определяющих развитие строительной отрасли на несколько лет. Во втором случае определяющим фактором при выборе энергосберегающих решений является их экономическая целесообразность.

В Советском Союзе основным критерием при выборе инвестиционных проектов был срок окупаемости капитальных затрат [66], т. е. величина отношения:

$$T=З_0 / \Delta Э, \qquad (1.3)$$

где $З_о$ – капитальные затраты;

$\Delta Э$ – дополнительный годовой доход от внедрения.

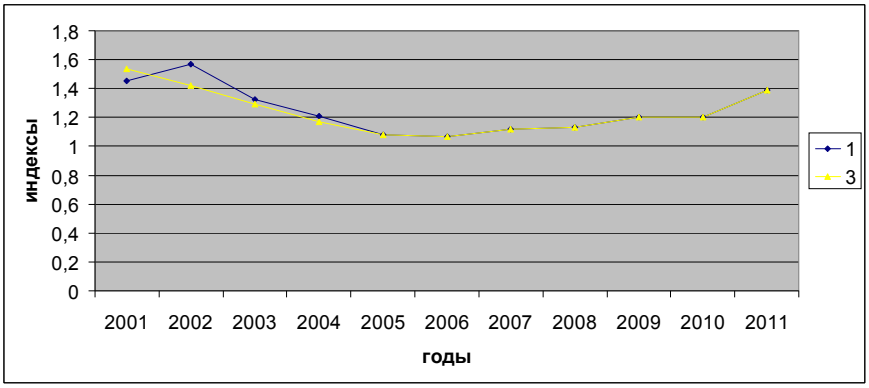
При этом нормативный срок окупаемости задавался в пределах 8 –12 лет.

В настоящее время используют новые экономические подходы к определению экономической эффективности инновационных мероприятий [67, 68], учитывающие предполагаемую доходность вложенных средств. Основным экономическим показателем эффективности вложенных инвестиций может служить полный дополнительный доход, $Э$, который может быть получен за срок эксплуатации энергосберегающих мероприятий с учетом наращивания под проценты промежуточных доходов от реализации мероприятия, т. е. наращенный доход [69].

Нельзя рассматривать развитие отрасли, в том числе и комплекса энергоэффективных мероприятий, в отрыве от общих тенденций развития общества. В [69-72] основным предположением при выборе энергосберегающих мероприятий является стабильное состояние общества, т. е. отсутствие инфляционных процессов, стабильные цены на энергоносители, постоянство кредитной ставки в банках. Удовлетворяет ли состояние хозяйственного развития в нашей стране этим условиям? На рисунке 1.5 приведены изменение индекса потребительских цен в стране в течение последних лет [73].

Графики на рисунках 1.5 наглядно показывают, что наше общество развивается в условиях постоянно действующих инфляционных процессов. Даже в наиболее спокойный период развития, в течение 2004 по 2008 гг. среднегодовой индекс потребительских цен составлял более 11%, а в 2011 прогнозируется на уровне 39% . С учетом развивающегося мирового финансового кризиса можно прогнозировать в течение трех лет индекс потребительских цен не менее 20% в год. Таким образом, рассчитывать на стабильное развитие общества в ближайшие годы не приходится. Стоимость энергоносителей и энергии в эти годы также не оставалась постоянной. В таблице 1.3 приведены изменения их стоимости, индекс инфляции и банковский процент при выдаче долгосрочных кредитов в нашей стране в последние годы.

Сведения о стоимости газа получены в департаменте ценовой политики министерства экономики Республики Беларусь, а о стоимости тепловой энергии – в концерне «Белэнерго».



1, 2- индекс потребительских цен и цен на техническую продукцию,соответственно;

Рисунок 1.5 – Изменение индекса потребительских цен и с 2001 по 2011 гг.

Приведенные в таблице данные показывают, что среднегодовой рост стоимости энергии в стране превышал в последние годы как проценты по банковским кредитам, так и изменение индекса потребительских цен. Таким образом, в настоящий момент чрезвычайно актуально определить методику определения экономической эффективности энергосберегающих мероприятий в нашем обществе в существующих условиях [74]. Одно из возможных решений – ожидание периода стабильного развития общества, что не грозит нам в ближайшем десятилетии.

Таблица 1.3 – Изменения стоимости, индекса инфляции и банковского процента

Годы	Стоимость газа (с НДС), тыс. руб.	Стоимость 1 Гкал (с НДС) тыс. руб.	Индекс инфляции, 1/α	Ставка рефинансирования Нац. Банка,
2005	145,6	36,8	1,08	0,13
2006	155,6	41,7	1,066	0,13
2007	307,4	66,8	1,121	0,13
2008	371,7	76,2	1,133	0,13
2009	619,4	112,2	1,2	0,13
2010	622,1	120,7	1,2	0,13
2011	846,5	151,4	1,2	0,13
Коэффициент увеличения стоимости	4,3	3,3	-	-
Среднегодовые значения	1,3	1,3	$\alpha_{ср} = 0,88$	0,13

Другое – разработка оптимальной стратегии для конкретных условий с учетом изменения стоимости энергетических ресурсов и инфляционных процессов в стране.

Следует отметить, что энергетическая политика в стране последние 18 лет строилась по второму сценарию.

1.4.2 Технико-экономическая эффективность энергосберегающих мероприятий

В [70-72] предлагается подход к определению экономически оптимального значения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций здания как значения, минимизирующего разность затрат на выполнение дополнительной теплоизоляции и экономического эффекта, приносимого этим мероприятием в течение некоторого определенного времени. При этом, как показано в [70], может возникнуть ситуация, что с учетом банковского дисконта это мероприятие никогда не окупится. Условие окупаемости затрат, приведенное в [70] выглядит следующим образом:

$$\Delta Э/З > p, \tag{1.4}$$

где p – процентная ставка по кредиту в банке.

Неравенство достаточно очевидно, его смысл в том, что ежегодный экономический эффект, выражаемый в стоимости сэкономленной энергии, должен покрыть выплаты по процентам и частичное погашение основной суммы кредита.

Недостатком предложенных подходов можно считать отсутствие учета увеличения стоимости энергии в течение срока использования мероприятия и учет возможных финансовых кризисов в этот период. В [74] предложен подход к расчету экономической эффективности, позволяющий дополнительно учесть прогнозируемую тенденцию изменения стоимости энергии, инфляционные и кризисные явления в экономике. Во время кризиса, как правило, происходит девальвация денег, что приводит к скачкообразному снижению их стоимости. Стоимость энергии может снизиться на кратковременном периоде, но она быстро возвращается к исходному уровню и продолжает расти дальше.

При этом окупаемость энергоэффективного мероприятия в условиях роста стоимости энергетических ресурсов и ннфляционных процессов возможна только при условии:

$$\Delta Э/З_0 > \alpha(1+p)- (1+p_1). \tag{1.5}$$

Для условия:

$$\alpha(1+p) < (1+p_1) \tag{1.6}$$

срок окупаемости энергоэффективного мероприятия будет равен:

$$n = \frac{\ln\left(\frac{\Delta Э + З_0((1+p_1) - \alpha(1+p))}{\Delta Э}\right)}{\ln\left(\frac{1+p_1}{\alpha(1+p)}\right)} \qquad (1.7)$$

Здесь где p_1 – относительное годовое увеличение стоимости энергоресурсов;
α коэффициент инфляции в стране.

Из выражения (1.7) следует, что для случая, задаваемого неравенством (1.6), мероприятия по энергосбережению всегда окупаемы [74].

Рассмотрим составляющие теплового баланса зданий на рис. 1.6. Здесь представлены здания современной постройки и энергоэффективные здания. Причем, представлены энергоэффективные здания трех поколений: соответствующие современным возможностям строительства (строящиеся в рамках программы энергоэффективного строительства в Республике Беларусь), прогноз для энергоэффективных зданий 2015-2020 гг и 2020 – 2030 гг. постройки. По прогнозу затраты на отопление и горячее водоснабжение снизятся для энергоэффективных зданий от 67 кВтч/м^2 в год до 12 кВтч/м^2 в год для энергоэффективных зданий 2020 -2030 гг. строительства. Прогноз строился на предположении, что с течением времени изменяются как составляющие теплового баланса жилых зданий, так и экономически оправданные энергоэффективные технические средства для снижения тепловых потерь жилых зданий. Рассмотрим обоснованность прогноза изменения составляющих теплового баланса.

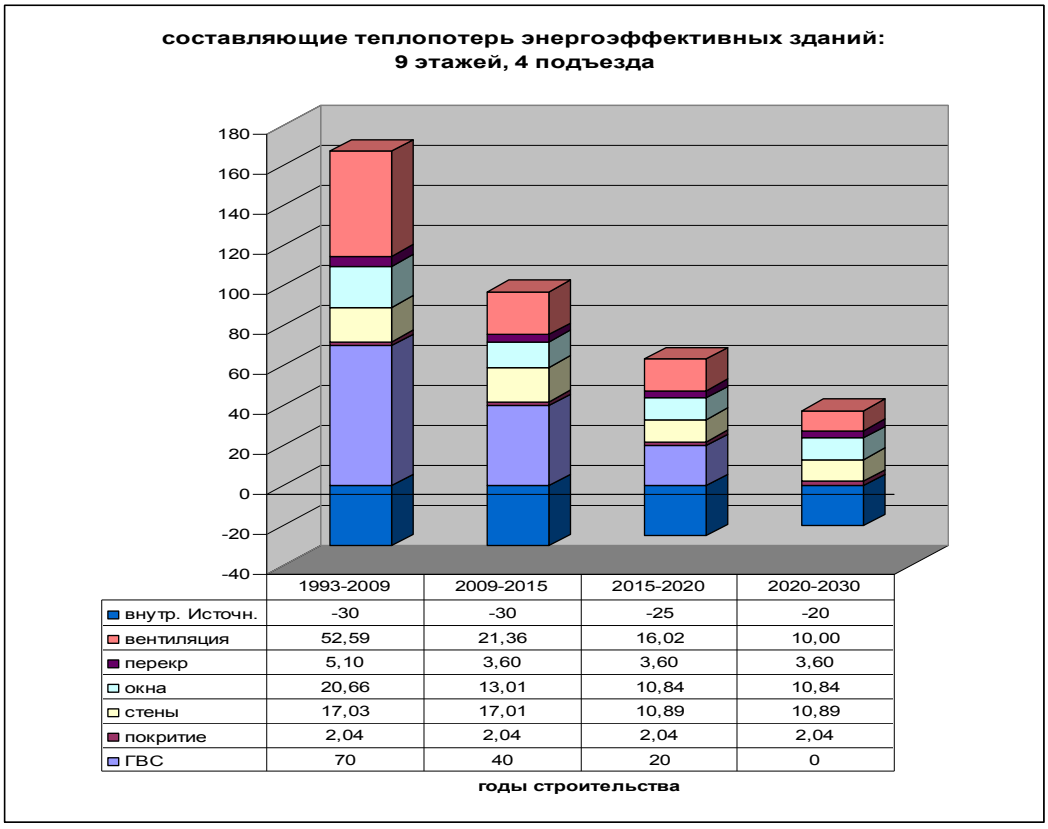


Рисунок 1.6 - Составляющие теплового баланса энергоэффективных зданий в развитии.

Начнем с мощности внутренних источников тепла. Снижение этой величины связано с двумя процессами:

- Уменьшением заселенности жилого фонда зданий (с 21м^2/чел до 30м^2/чел в 2020 г), связанной с реализацией программы жилищного строительства в стране;
- Снижением мощности электроприборов, обусловленных техническим прогрессом, в т. ч., переходом к энергосберегающему освещению.

Второе – тепловые потери через ограждающие конструкции зданий. Для существующих условий оптимальным является сопротивление теплопередаче наружных ограждающих конструкций зданий около 5 м^2°С/Вт [53]. По существующим нормативам оно равно 3,2 м^2°С/Вт [18]. С увеличением стоимости энергоносителей, повышение степени утепления зданий можно считать неизбежным, что приведет к уменьшению тепловых потерь через наружные ограждения.

Уже выпускаются окна с сопротивлением теплопередаче более 1,4 м^2°С/Вт [37]. От современных энергоэффективных окон они отличаются наполнением стеклопакета, вместо аргона используют ксенон или криптон. При использовании нового поколения энергоэффективных окон будут снижены тепловые потери через них, как это указано на рис.1.6.

Снижение удельных тепловых потерь с воздухообменом можно прогнозировать как за счет использования более эффективных теплообменников, так и за счет повышения качества строительства, что увеличит герметичность зданий, и снижения кратности воздухообмена по мере уменьшение заселенности зданий.

Уменьшение затрат тепла на горячее водоснабжение зданий в нынешнем поколении энергоэффективных зданий достигается использованием системы утилизации тепла сточных вод [75]. Дальнейшее снижение может быть достигнуто использованием солнечной энергии, вначале – тепловых солнечных коллекторов, а затем фотоэлектрических элементов.

В итоге, в зданиях 15 – 20 гг. постройки можно прогнозировать около 40 кВтч/м^2 в год, а в энергоэффективных зданиях следующего поколения – менее 15 кВтч/м^2 в год. Причем, уже сегодня при строительстве энергоэффективных зданий необходимо закладывать технические решения, обеспечивающие возможность подключения энергоэффективных модулей по мере развития технико-экономических условий их применения.

Основным критерием эффективности энергосберегающих мероприятий является срок окупаемости затрат. Используя результаты, полученные в [53], можно показать, что для заданного срока окупаемости при известных экономических условиях отношение стоимости энергии, сэкономленной за год эксплуатации к затратам на выполнение энергосберегающего мероприятия должно быть равно:

$$\frac{\Delta Э}{З_0} = \frac{(\alpha \cdot (1+p))^n \cdot (\alpha \cdot (1+p) - (1+p_1))}{(\alpha \cdot (1+p))^n - (1+p_1)^n}, \qquad (1.8)$$

На рис. 1.7 приведено значение зависимости $\Delta Э/З_0$, рассчитанное из (1.8) с значениями переменных, приведенных в таблице 1.3 от срока окупаемости затрат. В таблице 1.4 приведены значения срока окупаемости различных. Из приведенных данных можно сделать вывод, что в современном варианте энергоэффективного здания, задав срок окупаемости менее 10 лет, нецелесообразно использовать только фотоэлектрические элементы, срок использования которых подойдет через 4 – 9 лет.

Таблица 1.4 Срок окупаемости мероприятий в зависимости от изменения стоимости энергии. α = 0,88; p=0,13.

Энергоэффективная технология	Отношение $\Delta Э/З_0$	Срок окупаемости, n, лет		
		p_1=0,36	p_1=0,25	p_1=0,15
утилизатор тепла сточных вод	0,4	<3	<3	<3
утепление до R=5 м^2°С/Вт	0,06	9	7	6
солнечный коллектор	0,06	9	7	6
рекуператор тепла	0,04	11	9	7
фотоэлектрические элементы	0,01	19	14	11

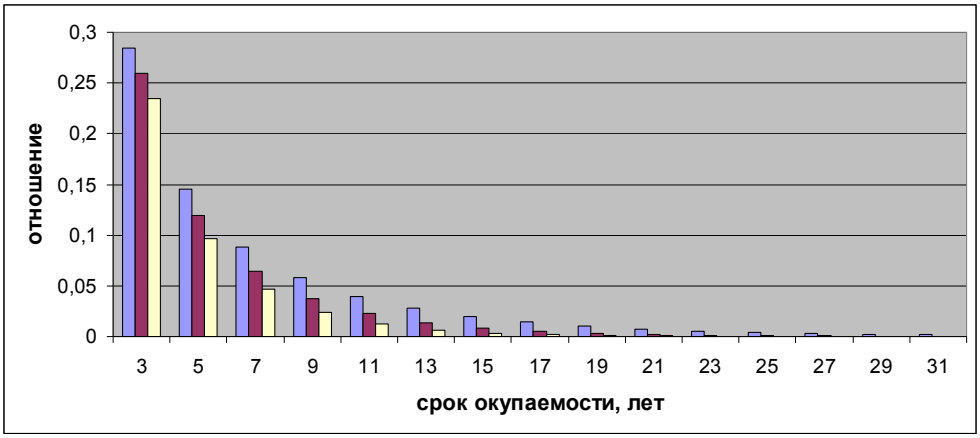


Рисунок 1.7 -Зависимости отношения $\Delta Э/З_0$ об срока окупаемости затрат

Из результатов, приведенных в таблице 4 и данных на графике рис. 1.7 можно сделать вывод, что в стране созданы технико-экономические условия для строительства энергоэффективных зданий с оболочкой, утепленной до 5 м^2°С/Вт, системой приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов, солнечным коллектором и утилизацией тепла сточных вод. В то же время, следующей энергоэффективной системой может стать система электроснабжения с использованием фотоэлектрических батарей. Ее время, предположительно, начнется с 2020 г.

1.5 Выводы

Жилой фонд зданий потребляет при эксплуатации около 40% вырабатываемой в стране тепловой энергии. Это делает задачу экономии топлива для выработки энергии на отопление и горячее водоснабжение одной из важнейших в энергетической политике.

В главе определено основное направление развития зданий в сторону минимизации потребления энергии для нужд эксплуатации путем развития технологии строительства энергоэффективных зданий [22-25,32-33,35,43-51]. Анализ мирового развития этого направления строительства позволил определить достоинства и недостатки различных подходов к решению этой проблеме и впервые сформулировать понятие энергоэффективного здания как открытой энергетической системы с оптимальным для существующих технико-экономических условий уровнем потребления тепловой энергии на отопление и горячее водоснабжение и интерфейсом для подключения энергоэффективных модулей [64] .

Такая формулировка обеспечивает возможность проектирования энергоэффективного здания с оптимальными энергетическими параметрами на момент строительства и с возможностью сохранять оптимальности с течением времени по мере развития энергоэффективных технологий.

Технико-экономический анализ существующих в стране условий строительства показал своевременность строительства энергоэффективных зданий [63].

В главе поставлены следующие актуальные для развития энергоэффективного строительства задачи:

- определение существующего и прогнозирование теплоэнергетического баланса зданий;
- оптимизация теплозащитных свойств оболочки здания с учетом климатических и архитектурных особенностей и соотношения экономии энергии к затратам;
- решение задачи поддержания оптимальных температурно- влажностных условий путем выбора рациональной системы принудительной приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов;
- оптимизация конструкции теплообменника – рекуператора обеспечивающей эффективную работу в конкретных условиях проектирования;
- разработка оптимальных решений использования возобновляемых источников энергии и утилизация вторичных энергоресурсов в энергоснабжении здания;
- корректировка существующей нормативной базы проектирования;
- экспериментальное строительство энергоэффективных зданий и мультипликация полученного опыта.

ГЛАВА 2
ПРИНЦИПЫ ИЗМЕРЕНИЯ И ФОРМИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЗДАНИЙ

2.1 Исходные данные для формирования теплового баланса

Информатизация не обошла стороной современные здания. Практически весь фонд многоэтажных зданий в нашей стране оснащен общедомовыми системами учета и регулирования потребления тепловой энергии. В проектах новых зданий нормативы предусматривают обязательную установку индивидуальных средств учета и регулирования потребления тепловой энергии, а также потребления горячей и холодной воды. Следующим шагом развития можно предвидеть автоматическую дистанционную передачу данных об учете и регулировании потребления энергетических ресурсов с целью учета на центральный пункт учета и распределения тепловой энергии и диспетчеризации, как это уже сделано в системах АСКУЭ для автоматизированного учета электрической энергии. Таким образом, у специалистов появился мощный инструмент для повышения качества проектирования зданий, которого они не имели раньше: обратная связь, дающая возможность сравнения расчетных и эксплуатационных характеристик зданий и корректировку последующих проектов на основе полученной и обработанной информации. В первую очередь, это относится к теплотехническим характеристикам. Однако, на настоящий момент отсутствует понимание ценности этой информации, а также опыта и четких методик ее использования [107].

Исходной точкой для оценки общих для здания теплоэнергетических характеристик в условиях эксплуатации является тепловой баланс. Обычно анализируется внешний тепловой баланс зданий, который устанавливает соотношение между тепловыми потерями зданий и поступлением тепловой энергии от системы отопления здания, внутренних и технологических тепловыделений и солнечной энергии в помещения через светопрозрачные ограждения при условии установившейся нормативной температуры воздуха. Принимается, что тепловой баланс определяется для стационарных условий функционирования здания [18,34,54].

Анализ составляющих теплового балансы позволяет определить приоритетные направления модернизации оболочки и инженерных систем здания, обеспечивающих снижение уровня теплоснабжения и является основой для определения направлений снижения затрат тепла на эксплуатацию зданий для многих исследователей [55, 53, 76-81].

Проектирование систем теплоснабжения зданий, включая расчет мощности отопительных элементов в помещениях, выполняется для нормативных условий микроклимата помещений и наружной температуры, в расчете на проектные значения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций зданий и уровня воздухообмена помещений [34]. В то же время, оптимальное значение температуры находится в диапазоне 20 - 22°С, что выше расчетного значения, а значение, устанавливаемое жильцами при возможности регулирования, находится в диапазоне от 18 до 25°С [99]. Т. о., на стадии проектирования закладывается противоречие между проектными и фактическими температурными режимами жилых помещений. При эксплуатации жители добиваются доступными средствами оптимальной температуры воздуха в квартирах. В зданиях основная возможность регулирования температуры воздуха – воздухообмен. Жители старого жилого фонда уплотняют притворы окон всеми возможными способами, уменьшая воздухообмен и снижая тем самым тепловые потери зданий с целью повышения температуры.

В новых зданиях, где герметичные окна не оставляют резерва экономии тепла в виде уменьшения воздухообмена, чаще возникают неприятности, связанные с высокой влажностью воздуха. У жильцов есть возможностьуправления воздухообменом, устанавливая окна в режиме микропроветривания, но на первом месте остается комфортная температура.

В итоге тепловой баланс здания в процессе эксплуатации формируется как результат строительного процесса и случайных воздействий жильцов на параметры микроклимата квартир [83]. Эти воздействия сказываются как на величине теплопотерь здания, так и перераспределяют тепловую нагрузку между отдельными квартирами. Величину средней удельной мощности теплопотерь q(Вт/м^2) здания с учетом случайных воздействий жильцов можно записать в виде:

$$q = \frac{T_{icp} - T_{out}}{S_{ot}}(c \cdot \rho \cdot v_{cp} \cdot S_{ot} + \sum_{m=1}^{M}(\frac{S_m}{R_m}(1 - \sum_{n=1}^{N}\frac{\delta R_{nm}}{R_m}) + \\ + \frac{1}{S_{ot}}\sum_{n=1}^{N}\tau_n(c \cdot \rho \cdot v_n \cdot S_n + \sum_{m=1}^{M}S_{nm}(\frac{1}{R_m} - \frac{\delta R_{nm}}{R_m^2})) \quad , \qquad (2.1)$$

S_n, S_m и S_{nm} – отапливаемая площадь n - й квартиры(м^2), площадь m - х ограждающих конструкций в здании и площадь ограждающих конструкций в n –й квартире (м^2) с приведенным сопротивлением теплопередаче, равным R_m, м^2°С/Вт; м^2;

v_{cp} – средний объем воздухообмена в здании, м^3/(м^{2}с);

τ_n – случайная величина, равная отклонению значения температуры в n – й квартире от среднего по зданию значения, °С;

v_n - случайная величина, равная отклонению значения воздухообмена в n – й квартире от среднего по зданию значения, $м^3/(м^2с)$;

δR_{nm} - случайная величина, равная отклонению значения сопротивления теплопередаче m – го ограждения в n – й квартире от среднего по зданию значения; N и M –количество квартир в здании и количество типов ограждающих конструкций, соответственно.

Первый член суммы дает нам среднее значение мощности удельных тепловых потерь здания в течение отопительного сезона, второй – случайную составляющую, обусловленную отклонениями температуры и воздухообмена в квартирах от среднего значения.

Величина среднеквадратичного отклонения удельной мощности зданий от среднего значения равна:

$$\sigma_q^2 = \frac{\sigma_\tau^2}{S_{ot}^2}(c^2 \cdot \rho^2 \cdot \sigma_v^2 \sum_{n=1}^{N} S_n^2 + \sum_{n=1}^{N}(\sum_{m=1}^{M} \frac{S_{nm}}{R_m})^2), \qquad (2.2)$$

где σ_τ и σ_v – среднеквадратичное отклонение температуры и удельного воздухообмена в квартирах от среднего значения, °С и $м^3/(м^2с)$ соответственно.

Требования к теплотехническим характеристикам зданий изменяются вместе с изменением стоимости энергоносителей. Если в [84] требования к сопротивлению теплопередаче ограждающих конструкций выбирались только из соображения теплового комфорта, то в [85] были установлены нормируемые значения для сопротивления теплопередаче для ограждающих конструкций, а в [18, 28] - нормативные значения для удельного годового потребления тепла на отопление зданий. Удельное годовое потребление тепла на отопление устанавливается и в нормативных документах стран ЕС, например [86].

Следует, отметить, что эта характеристика относится не к зданию как конструктивной системе, а дает оценку энергетической системе, включающей также климатические условия и условия эксплуатации здания.

Сравнительный анализ теплотехнических характеристик зданий, находящихся в различных климатических зонах для различных условий эксплуатации по удельному потреблению тепловой энергии на отопление некорректен в силу отмеченных особенностей. В [63] используют понятия теплотехнической характеристики здания, равной отношению удельной энергии тепловых потерь через ограждающие конструкции к объему здания и средней за отопительный сезон разности температур. В [54] она используется в качестве одного из нормируемых показателей здания.

В [19] расчет тепловых потерь здания выполняется через общий коэффициент теплопередаче здания, равный отношению удельной мощности тепловых потерь при разности температур в 1 ^{0}К к отапливаемой площади. Значение коэффициента позволяет сравнивать здания по теплоэнергетическим параметрам

независимо от места их строительства и условий эксплуатации. Общий коэффициент теплопередаче здания равен величине:

$$f_1 = \left(\left(\frac{(1-K_{oost}}{R_{ogr}} + \frac{K_{ost}}{R_{ost}} \right) \cdot \frac{S_{st}}{S_{ot}} + \frac{R_{per}+R_{pokr}}{R_{per} \cdot R_{pokr} \cdot k} + c_v \cdot \rho_v \cdot h_1 \cdot \frac{k_{kr}}{3600} \right), \qquad (2.3)$$

где f_1 – общий коэффициент теплопередаче здания, Вт/м^2°К; K_{ost} – коэффициент остекленности стены; R_{ogr} – приведенное сопротивление теплопередаче стен, м^2·ºС/Вт; R_{ost} – приведенное сопротивление теплопередаче окон, м^2·ºС/Вт; S_{st} - площадь наружных стен, м^2; R_{per} – приведенное сопротивление теплопередаче перекрытия верхнего этажа, м^2·ºС/Вт; R_{pokr} – приведенное сопротивление теплопередаче покрытия над подвалом, м^2·ºС/Вт; k – количество этажей; h_1- высота одного этажа, м; k_{kr} – кратность воздухообмена в единицу времени относительно объема здания, 1/ч.

2.2 Классификация зданий по энергоэффективности в зависимости от компактности

Структура жилищного фонда в нашей стране (как и в России) существенно отличается от западноевропейского. Одно из основных отличий состоит в том, что большинство строящихся зданий являются многоэтажными, что подтверждается данными из [87], на основании которых построена диаграмма, представленная на рисунке 2.1. Из данных, представленных на диаграмме, видно, что максимум приходится на здания 6 – 9 этажей. В связи с существующим острым дефицитом жилого фонда в стране тенденция строительства многоэтажных жилых зданий будет сохраняться еще долгое время.

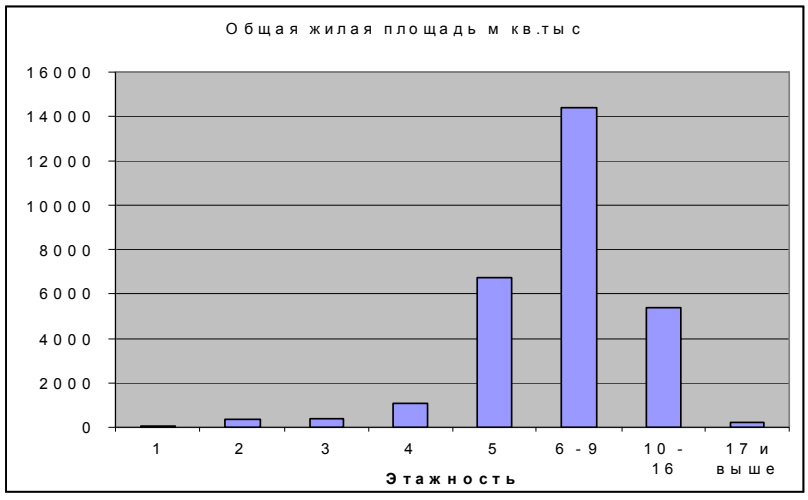


Рисунок 2.1 – Структура жилищного фонда, находящегося на техническом обслуживании жилищно-эксплутационных организаций, в системе

Министерства жилищно-коммунального хозяйства Республики Беларусь

Тепловые потери зданий существенно зависят от их конструкции. На рисунке 2.2 представлены графики зависимости энергии удельных теплопотерь зданий от показателя компактности [134, 35], т. е. отношения $\varsigma = S/V$, где S – площадь наружных ограждающих конструкций зданий, а V – объем здания. Исходные данные для расчета приведены в таблице 2.1 приложения А. Кратность воздухообмена k_{kr} = 0,5, принималась в соответствии с [34] в предположении, что жилая площадь здания составляет 50% от общей отапливаемой площади.

Здесь k_{kr} – кратность воздухообмена в здании, 1/ч.

Длительность отопительного периода была принята в расчете 201 сутки.

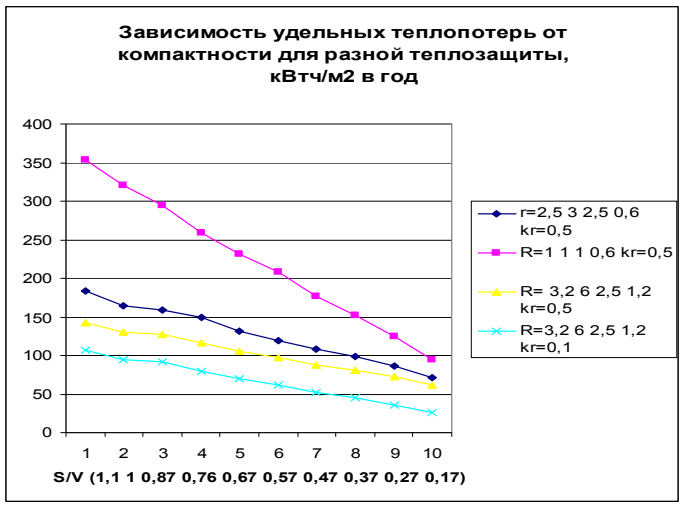


Рисунок 2.2 – Зависимость энергии удельных теплопотерь для зданий с различным уровнем тепловой защиты от показателя компактности

Из приведенных на графиках результатов можно сделать вывод, что наиболее благоприятны с точки зрения обеспечения низкого уровня теплопотерь – многоэтажные здания с высокой компактностью. В то же время, из приведенных графиков можно сделать вывод, что только утеплением ограждающих конструкций и повышением компактности невозможно обеспечить существенное снижение энергопотерь на отопление зданий. Увеличение сопротивления теплопередаче с 1 м^2·ºС/Вт до 3,2 м^2·ºС/Вт, т.е., более чем втрое, снижает теплопотери многоэтажных зданий на 30 - 40%.

Для расчета оптимальной степени утепления здания в качестве критерия оптимальности можно принять сумму чистой прибыли, полученной при эксплуатации системы теплоизоляции в течение срока ее жизни за счет экономии тепловой энергии [63]. Оптимальное сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций при использовании пенополистирола для срока жизни теплоизоляции 25 лет находится на настоящий момент около 5 м^2·ºС/Вт.

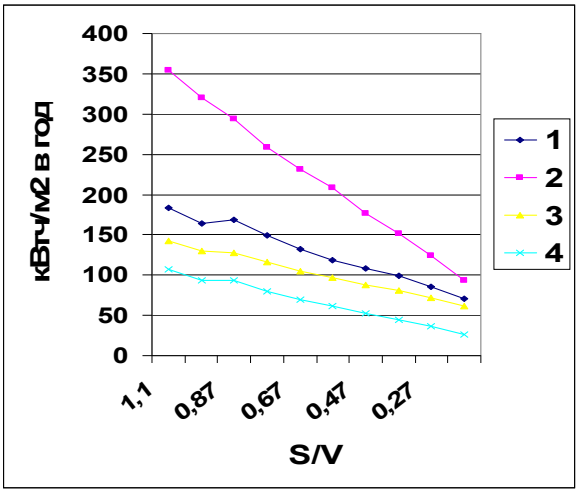
Энергия вентиляционных выбросов в современных многоэтажных зданиях достигает 50% общего уровня теплопотерь. В энергоэффективных зданиях необходимым элементом является система приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов. В этом случае в энергоснабжение зданий дополнительно используется энергия внутренних источников тепла и солнечной энергии, поступающей в помещения. Для обычных зданий этот источник энергии используется менее эффективно регулированием подачи теплоносителя в системы отопления [69, 89].

На рисунке 2.3 приведены значения годовых удельных теплопотерь энергоэффективных зданий. В таблице 2.1 приведены исходные данные для расчета. Кратность воздухообмена принималась с учетом системы рекуперации тепла равной k_{kr} = 0,2,

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета

$V_{св}$=0,1$V_{норм}$, $\eta_{рек}$=0,9. f_1= 4 Вт/м^2.					
R_{ogr} , м^2·ºС/Вт	R_{ost} , м^2·ºС/Вт	$R_{per,}$ м^2·ºС/Вт	R_{pokr}, м^2·ºС/Вт	$K_{ost,}$ %	k_{kr}, 1/ч
1,0	0,4	1	1,0	20	0,5
2,5	0,6	3	1,5	20	0,5
3,2	1,2	6	2,5	20	0,5
3,2	1,2	6	2,5	20	0,5

Примечание – Здесь k_{kr} – кратность воздухообмена в здании, 1/ч. $V_{св}$ – уровень остаточного свободного воздухообмена; $\eta_{рек}$ – эффективность рекуператора; f_1 – мощность внутренних источников тепла.



1 – $Q_{вн}$; **2** – $R_{стен}$=2,5 м^2°С/Вт; $R_{пер}$=3 м^2°С/Вт; $R_{ок}$=0,6 м^2°С/Вт; **3** - $R_{стен}$=1 м^2°С/Вт; $R_{пер}$=1 м^2°С/Вт; $R_{ок}$=0,4 м^2°С/Вт; **4** - $R_{стен}$=3,2 м^2°С/Вт; $R_{пер}$=6 м^2°С/Вт; $R_{ок}$=1,2 м^2°С/Вт;

Рисунок 2.3 – Зависимость удельного потребления тепла на отопление от компактности для зданий с различной тепловой защитой

Таким образом, энергоэффективность предполагает различные нормативы теплопотерь в зависимости от компактности здания. Уровень удельного потребления тепла энергоэффективного здания с малой компактностью (ς =0,7-1,2) – 40 – 90 кВт·ч/м^2 в год, а для компактных зданий, для которых ς<0,7 – 40кВт·ч/м^2 в год. По мере увеличения стоимости энергоресурсов понятие энергоэффективного здания будет изменяться в сторону уменьшения удельного теплопотребления. В пределе энергоэффективные здания должны функционировать без затрат энергии на отопление.

В существующей практике проектирования зданий компактность зданий ухудшается по сравнению с простейшим вариантом прямоугольного плана, что приводит к увеличению тепловых потерь в отопительном периоде.

На рисунках 2.4 и 2.5 приведены планы энергоэффективных зданий по адресу пр. Притыцкого, 107 в г. Минске и план здания той же площади в виде прямоугольника, а также аналогичные планы для здания в г. Витебск соответственно. В таблице 2.2 приведены площади наружных ограждающих конструкций энергоэффективных зданий в гг. Минск и Витебск и аналогичные характеристики здания в виде прямоугольного параллелепипеда.

Таблица 2.2 – Анализ влияния развитости площади фасада на удельный расход тепловой энергии на отопление здания

Наименование объекта	Площадь наружных стен, м^2: По проекту Расчетная	Показатель компактности k, м$^{-1}$ По проекту Расчетный	Потери теплоты через стены за год, кВтч/м^2 отапливаемой площади По проекту Расчетные	Удельный расход тепловой энергии на отопление здания, кВтч/м^2 По проекту Расчетный	Экономия Площади стен, % То же, млн.руб.
4-х секционный 142 кв. жилой дом серии 111-90	**6062** **3673**	**0,38** **0,29**	**37,6** **30,5**	**31,6** **24,7**	**65,0** **95,0**
Жилой 10 эт. 119-кв. дом в г. Витебске	**5073** **2711**	**0,45** **0,32**	**43,7** **32,1**	**35,3** **23,4**	**46,5** **94,5**

Первое из зданий представляет собой 4-подъездный панельный дом серии 111-90 МАПИД. Средний расчетный уровень потребления тепловой энергии на

отопление составляет 30 кВт·ч/м^2 в год. Из таблицы, видно, что для этого здания возможный выигрыш в стоимости строительства за счет упрощения формы мог составить 95 млн. рублей на все здание или 664тыс.руб. (301 у.е. на момент строительства здания) на квартиру. При этом уровень потребления тепла на отопление на 20% выше оптимального значения.

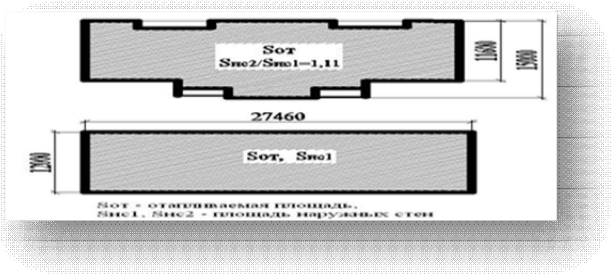


Рисунок 2.4 - План энергоэффективного здания по пр. Притыцкого, 107 в г. Минске и план здания той же площади в виде прямоугольника

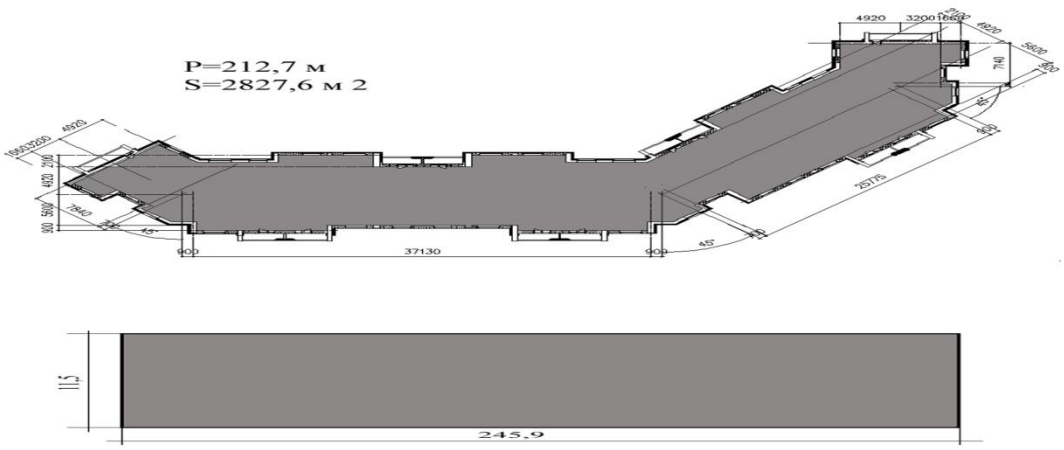


Рисунок 2.5 План энергоэффективного здания в г. Витебске и план здания той же площади в виде прямоугольника

Второе здание – энергоэффективный жилой дом, в г. Витебске, план которого представлен на рисунке 2.5. Для этого здания возможный выигрыш в стоимости строительства за счет упрощения формы мог составить 94,5 млн. рублей или 794 тыс. руб. (360 у.е.) на квартиру. Уровень потребления тепла на отопление мог быть снижен при оптимизации формы здания почти на 35%.

Можно предложить классификацию энергоэффективных зданий в зависимости от удельного расхода тепловой энергии на отопление, учитывающую их компактность [52].

Для зданий с высокой компактностью, для ς<0,5:

- более 130 - 150 кВт·ч/м^2 в год, в зависимости от региона,– здания с большими теплопотерями;

- 80 - 100 кВт·ч/м^2 в год, в зависимости от региона, - здания с нормальными теплопотерями;

- менее 40 кВт·ч/м^2 в год, независимо от региона, к которым относится фонд зданий - энергоэффективные здания.

Для зданий со средней компактностью, 0,8 >$V/S_{огр}$>0,5:

- более 160 - 180 кВт·ч/м^2 в год, в зависимости от региона,– здания с большими теплопотерями;

- 140 - 160 кВт·ч/м^2 в год, в зависимости от региона, - здания с нормальными теплопотерями;

- менее 60 кВт·ч/м^2 в год, независимо от региона, к которым относится фонд зданий - энергоэффективные здания.

Для зданий со низкой компактностью, $V/S_{огр}$>0,8:

- более 190 - 210 кВт·ч/м^2 в год, в зависимости от региона, – здания с большими теплопотерями;

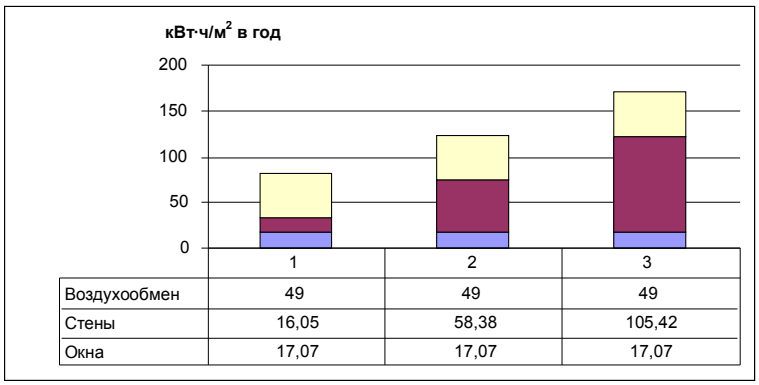
- 160 - 190 кВт·ч/м^2 в год, в зависимости от региона, - здания с нормальными теплопотерями;

- менее 80 кВт·ч/м^2 в год, независимо от региона, - энергоэффективные.

Теплопотери многоэтажных зданий носят неоднородный характер, отличаясь более чем в два раза для помещений, находящихся в середине здания от угловых помещений верхнего этажа [52]. Неоднородные теплопотери здания приводят как к различным условиям теплового комфорта, так и к различной оплате стоимости отопления при равной площади.

Расчетные данные теплопотерь различных помещений для зданий, строящихся по существующим нормативам нашей республики, приведены на диаграммах рисунка 2.6.

При однородном утеплении ограждающих конструкций отклонение от среднего уровня составляет -16 - 76%. Это значит, при расчете за фактически потребленную энергию будет соответствующий разброс в оплате. Чтобы избежать этого несоответствия необходимо ввести поправочные коэффициенты, учитывающие положение каждой квартиры в здании. Такой подход может скорректировать неравенство оплаты, но, конечно же, не устранит факта неоднородных теплопотерь.



1 – комната в середине фасада; 2 –в торце здания; 3 – угловая комната.

Рисунок 2.6 – Расчетные данные теплопотерь различных помещений

На диаграммах рисунка 2.7 представлены расчетные данные теплопотерь различных помещений энергоэффективного здания. Расчет выполнялся для исходных данных, приведенных в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Исходные данные для расчета теплопотерь энергоэффективных зданий

a, м	b, м	h_1, м	k_{ost}	R_{ogr}	ΔT,°C	R_{ost}	k_{kr}	q_{vn}, Вт/м^2
6	3	2,6	0,2	5	19,6	1,2	0,24	4

Примечание – Здесь a,b,h_1и k_{kr} относятся к отдельному жилому помещению.

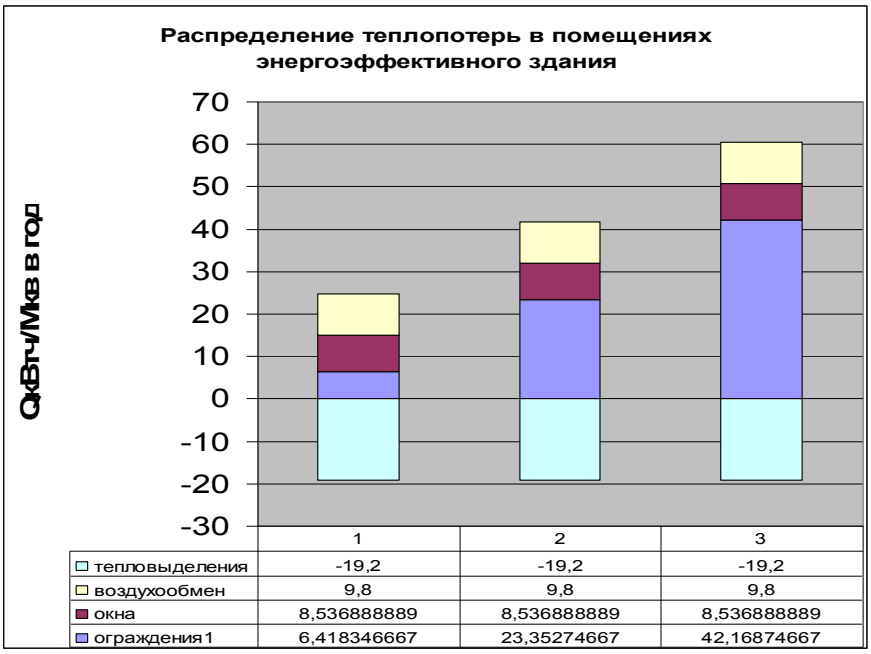


Рисунок 2.7 – Теплопотери и теплопоступления различных помещений энергоэффективного здания

Средний уровень удельного потребления тепла на отопление энергоэффективного здания для 9 и более этажей составит около 10 кВтч/м^2 в год. Если

для помещения середины фасада – теплопотери равны тепловыделениям, то максимальный уровень удельного потребления тепла для угловой комнаты при составит 36 кВтч/м^2 в год.

Для обеспечения равного уровня теплопотерь в помещениях необходимо перейти к теплозащите ограждающих конструкций в зависимости от места расположения [43,52,90]. Дополнительные преимущества неоднородной системы утепления зданий выявляются при исследовании вопроса о выборе условий начала отопительного сезона в зданиях.

Особенностью отопления отечественного фонда жилых зданий является преимущественно централизованные системы отопления. Начало и окончание отопительного сезона устанавливается для них в зависимости от наружной температуры [34]. Упрощенно можно определить этот момент из равенства уровня теплопотерь зданий мощности внутренних источников тепла. Начало и окончание отопительного сезона должны устанавливаться по помещениям с максимальным уровнем теплопотерь [52]:

$$q_{vn} = q \ , \tag{2.4}$$

где q_{vn} и q – средняя удельная мощность тепловыделений и теплопотерь, Вт/м^2.

Рассмотрим техническую возможность уменьшение длительности отопительного периода в зданиях по сравнению с действующими нормативами [34].

По данным, приведенным в [91], удельная мощность тепловыделений в современных зданиях равна 6,15 Вт/м^2. Такая мощность теплопотерь в помещении для середины фасада в здании, соответствующему требованиям[18], соответствует наружной температуре 7°С.

На следующих рисунках 2.8 и 2.9 приведены значения сопротивлений теплопередаче ограждающих конструкций для помещений в различных частях здания и соответствующие температуры наружного воздуха, при которых уровень теплопотерь здания компенсируется внутренними источниками тепла.

На рисунке 2.8 приведены графики для зданий со свободной системой вентиляции, а на рисунке 2.9 – для энергоэффективных зданий. В первом случае неоднородное утепление позволяет снизить температуру начала и окончания отопительного сезона с 8 до 5°С, т.е на 3ºС. Предельно низкая температура наружного воздуха, которую можно принять за начало отопительного периода находится для зданий с естественной вентиляцией из соотношения:

$$q_{vn} = q_{вент.} \tag{2.5}$$

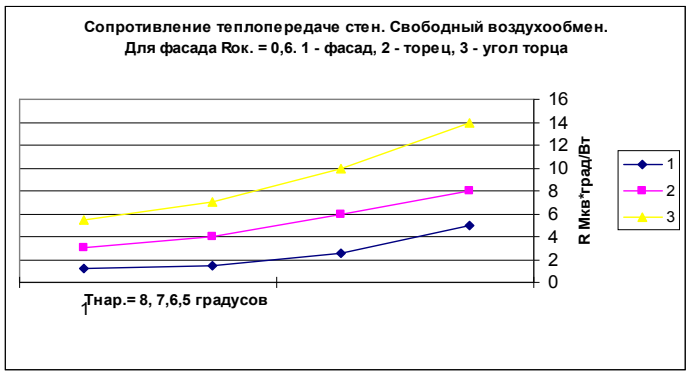


Рисунок 2.8 – Значения термических сопротивлений ограждающих конструкций для помещений в различных частях здания, м^2°С/Вт

Для q_{vn} =6,15 Вт/м^2 получим Т = 2,5°С при условии нулевых теплопотерь через ограждающие конструкции, что практически недостижимо.

Переход к строительству энергоэффективных зданий позволяет снизить температуру начала отопительного периода до -2°С для тех же значений сопротивления передач ограждающих конструкций.

Рассмотрим вопрос о возможной длительности отопительного периода для энергоэффективных зданий. В таблице2.4 приведены данные для климатических параметров холодного периода года из [54] для г.Минска.

Таблица 2.4 – Климатические параметры холодного периода года для г.Минска

Средняя суточная температура не выше T_0	0°С	8°С	10°С
Продолжительность отопительного периода N	131	202	221
Средняя наружная температура, Тср, °С	-4,6	-1,6	-0,7

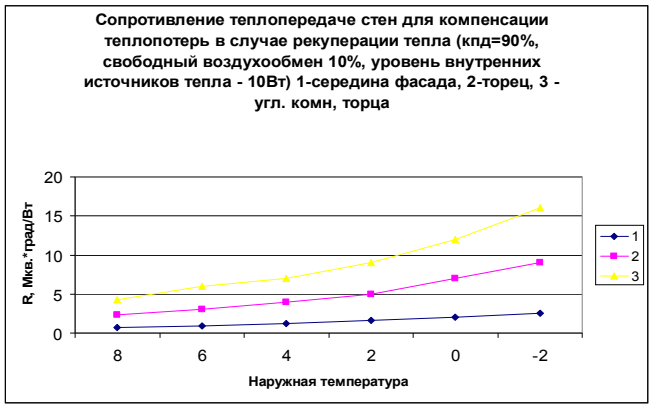


Рисунок 2.9 – Значения сопротивлений теплопередаче ограждающих конструкций для помещений в различных частях энергоэффективного здания, м^2°С/Вт

Выполнена интерполяция продолжительности холодного периода в виде квадратного трехчлена:

$$N = 0{,}125 \cdot T_0^2 + 7{,}75 \cdot T_0 + 131, \quad (2.6)$$

а для средней температуры в виде:

$$T_{ср} = 0{,}0075 \cdot T_0^2 + 0{,}315 \cdot T_0 - 4{,}6. \quad (2.7)$$

Значения для $T_{ср}$ и N, рассчитанные в соответствии с выражениями (2.6) и (2.7) представлены в таблице 2.5. Там же представлены значения уровня теплопотерь зданий и значения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций зданий, для которых достигалось при расчетах выполнение этого равенства.Удельные теплопотери зданий в течение отопительного периода определялись по формуле:

$$Q = q_{vn} ((18 - T_{ср}) / (18 - T_0) - 1) \cdot N \cdot 24/1000, \quad (2.8)$$

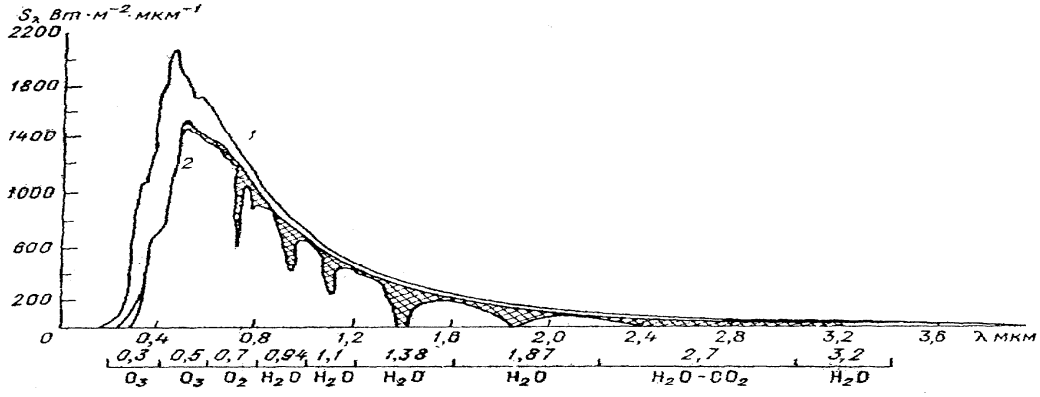
Из данных таблицы 2.5 можно сделать вывод, что энергоэффективное здание с уровнем теплопотерь менее 25 кВт·ч/м^2 в год можно построить для сопротивления теплопередаче трех участков здания, середины фасада, торца и угловой комнаты торца, равных 1,2, 4 и 7 м^2·ºС/Вт. При этом длительность отопительного периода здания сократится на 1 месяц, что позволит получить дополнительную экономию энергии.

Таблица 2.5 – Значения средней за отопительный период температуры $T_{ср}$ и длительность отопительного периода N для зданий с различной теплозащитой

Удельные теплопотери энергоэффективных зданий, Q, кВт·ч/м^{2}в год	T_0, °С	N	$T_{ср}$, °С	R_1, м^2·°С/Вт	R_2, м^2·°С/Вт	R_3, м^2·°С/Вт
6,05	1	123	-4,9	2,5	9	16
8,03	0	131	-4,6	2,25	8	14
10,35	1	138	-4,3	2,0	7	12
13,10	2	147	-3,9	1,8	6	10,5
16,38	3	155	-3,6	1,4	4,5	8,0
20,3	4	164	-3,2	1,2	4,0	7,0
25,01	5	173	-2,8	1,1	3,5	6,5
30,72	6	182	-2,4	0,7	2,3	4,3
37,70	7	191	-2,0	0,8	2,7	5,2
46,31	8	201	-1,6	0,9	3,0	6,0

2.3 Роль окон в тепловом балансе здания

На рисунке 2.10 из [7] представлено распределение спектральной плотности потока солнечной радиации. Пик распределения приходится на длину волны 0,5μ, эта же длина волны соответствует максимальной чувствительности глаза. Около 50% энергии приходится на область волн более длинных, в основном, инфракрасных. В этом диапазоне волн значитель



1 – наблюдаемая инсоляция на уровне верхней границы атмосферы (по Текаекара),
2 – наблюдаемая инсоляция на уровне моря; заштрихованные области показывают поглощение различными газами в чистой атмосфере, внешняя огибающая заштрихованных областей характеризует ослабление солнечной радиации за счет рассеяния.

Рисунок - 2.10 Распределение спектральной плотности потока солнечной радиации.

ная часть излучения поглощается в атмосфере парами воды и углекислым газом. 40% излучения приходится на видимый диапазон волн 0,4 – 0,7 микрона. 10% приходится на коротковолновое излучение, преимущественно ультрафиолетовое. При прохождении через атмосферу оно поглощается слоем озона. Прямая и рассеянная солнечная радиация, попадающие на стены здания и через окна вовнутрь, поглощаются материалом стен и элементами интерьера и преобразуются в тепловую энергию. Эта часть солнечной энергии, несомненно, должна быть учтена в тепловом балансе здания.

В оболочке здания окна играют особую роль. Одновременно окно выполняет несколько функций:

1) доступ дневного света в помещение;
2) получение визуальной информации извне;
3) вентиляция помещений;
4) теплоизоляция помещений.

Для выпускаемых в настоящее время и производившихся ранее окон существует противоречие при выполнении различных функций. Увеличение освещенности помещений требует увеличения площади остекления, что приводит к увеличению общего уровня теплопотерь. В то же время, увеличение остекленности увеличивает поступление солнечной энергии в помещения.

Обеспечение нормативного уровня воздухообмена в помещениях предпо-

лагает наличие форточек или других элементов окон, что также входит в противоречие с улучшением их теплофизических характеристик. Направление совершенствования конструкций окон задается необходимостью устранения конфликта функций, то есть обеспечения максимального светового комфорта при высоких теплофизических характеристиках [92-93].

Теплопотери из помещения через окна определяются суммой двух важнейших составляющих, радиационной и конвективной [63].

$$q_1 = q_2 + q_3\,, \tag{2.9}$$

где q_2 - радиационная составляющая теплопередачи, Вт, равная:

$$q_2 = \varepsilon(\lambda)\,\sigma\left(T_{in}^4 - T_{out}^4\right) \tag{2.10}$$

где $\varepsilon(\lambda)$ - приведенная степень черноты;

λ - длина волны излучения, μ;

σ - постоянная Стефана-Больцмана, Вт/м^2·^{0}К$^{-4}$;

q_3 - составляющая теплопередачи, обусловленная конвекцией воздуха, Вт.

$$q_3 = \alpha\,(T_{c1} - T_{c2}) \tag{2.11}$$

где α – коэффициент конвективного теплообмена, Вт/м^2°С;

T_{c1} *и* T_{c2} – температуры стекол в стеклопакете, ^{0}С.

В зависимости от наружной температуры радиационная составляющая теплопотерь может достигать 50% их общего уровня.

В таблице 2.6 представлены значения солнечной энергии, поступающей в окна в течение года [5]. Чтобы максимизировать отношение «солнечной энергии/теплопотери», необходимо иметь на северной стороне минимальную площадь остекления, причем, требования к сопротивлению теплопередаче окон северной стороны должны быть повышены.

Таблица 2.6 – Месячные и годовые суммы суммарной солнечной радиации, поступающей к стенам при средних условиях облачности, (Q_S, кВт·ч/м^2) (в г. Минске) [5,36]

Ориентация стен	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Год
С	13,6	25,6	41,9	41,7	59,2	69,4	64,7	48,9	32,8	18,3	8,9	8,1	433
СВ	13,6	26,1	46,1	50,6	75,6	88,6	81,1	61,9	39,2	19,2	8,9	8,1	519
В	17,5	32,2	62,2	68,1	97,5	108,6	100,0	83,1	56,7	27,8	11,9	10,0	676
ЮВ	28,6	45,0	81,9	80,0	103,9	107,8	103,3	94,7	73,3	41,7	18,9	16,1	795
Ю	35,6	54,4	94,2	81,9	95,8	95,8	94,2	92,8	80,6	50,6	23,3	19,7	819
ЮЗ	29,7	47,8	85,0	77,8	95,8	100,6	97,5	89,4	72,5	43,1	19,4	16,4	775
З	18,3	34,2	64,7	65,8	88,9	99,4	94,2	78,3	56,4	28,9	12,5	10,3	652
СЗ	13,6	26,4	46,9	50,0	71,7	83,1	77,8	60,8	39,2	19,7	8,9	8,1	506
среднее	21,3	36,5	65,4	64,5	86,0	94,2	89,1	76,3	56,3	31,1	14,1	12,1	647

Для того чтобы окно стало по своим теплофизическим характеристикам в равные условия с остальными ограждающими конструкциями, достаточно выполнения условия:

$$Q - E > P. \qquad (2.12)$$

Здесь Q и E - суммарное количество поступающей и теряемой через окна энергии, кВтч/м^2 в год; P – тепловые потери через стены, кВтч/м^2 в год.

Встает вопрос об оптимальном использовании солнечной энергии, т. к. ее поступление ограничено во времени. Оптимальным является перераспределение избытка поступающей в одно или несколько помещений солнечной энергии по остальным помещениям. Эта возможность может быть реализована только при оборудовании квартиры системой приточно-вытяжной вентиляции.

Развитие технологии производства окон позволяет в широких пределах регулировать сопротивление теплопередаче: от 0,35 до 2м^2·°С/Вт [94,95]. В современных стеклопакетах снижение радиационных теплопотерь достигается напылением интерференционных покрытий на поверхность стекла. Такие покрытия имеют частотную зависимость коэффициента отражения с максимумом в инфракрасной области. Дополнительное увеличение теплозащитных свойств обеспечивает заполнение пространства в стеклопакете инертным газом, аргоном или, что дает лучший эффект, криптоном, имеющим меньшее значение коэффициента теплопроводности, чем воздух.

Рассмотрим методику, позволяющую рассчитать минимально допустимое значение сопротивления теплопередаче окон [92,93,96] в зависимости от нормативных требований к сопротивлению теплопередаче непрозрачных ограждающих конструкций. Мощность потока солнечной энергии q_{so}, поступающей через окна можно рассчитать из выражения:

$$q_{so} = k_d \cdot q_S \ , \qquad (2.13)$$

где k_d – коэффициент диффузного пропускания света через окна.

В таблице 2.7 представлены средние удельные значения солнечной энергии, поступающей через окна различного типа в помещение.

В таблице 2.8 представлены значения теплового баланса через окна для среднего уровня солнечной радиации из таблицы 2.6 и различного типа окон по данным из таблицы 2.7 для климатических данных Минска из [36]. Из значений, представленных в таблице 2.8 очевидна роль степени пропускания солнечной энергии окнами в энергоснабжении здания. Значение теплового баланса через окна рассчитывается по формуле:

$$Q_o = (T_{in}-T_{out})/R - k_d \cdot Q_S \, . \qquad (2.14)$$

Из данных таблицы ясно, что для апреля месяца тепловой баланс через окна отрицателен для всех типов окон. В марте и октябре условие отрицательного теплового баланса выполняется для окон с сопротивлением теплопередаче

более 0,75 м^2·°С/Вт. Остальные месяцы отопительного сезона потери энергии через окна превышают уровень поступающей солнечной энергии.

Таблица 2.7 – Средние удельные значения солнечной энергии, поступающей через окна различного типа

Свойства окон	Сопротивление теплопередаче окон, м^2·°С/Вт	0,35	0,55	0,75	1,34	1,59
	Коэффициент диффузного пропускания света через окна, kd	0,61	0,52	0,46	0,29	0,19
Q_o, кВт·ч/м^2 в месяц	Октябрь	19,3	16,4	14,5	9,2	6
	Ноябрь	8,54	7,2	6,44	4	2,7
	Декабрь	7,32	6,24	5,52	3,4	2,3
	Январь	12,9	21,7	9,8	6,1	4
	Февраль	22,3	19	16,8	10,6	6,4
	Март	40	34	30,2	19	12,5
	Апрель	39	33,4	30	18,7	12,3

Таблица 2.8 – Значение теплового баланса через окна, Q_{bo}, кВт·ч/м^2 в месяц

Приведенное сопротивление теплопередаче окна, м^2·°С/Вт		0,35	0,55	0,75	1,34	Стена, R=2,5 м^2·°С/Вт
Q_{bo}, кВт·ч/м^2 в месяц	Октябрь	15,5	5,7	3,1	-0,06	3,63
	Ноябрь	42,3	25,1	19,4	9,2	5,13
	Декабрь	56,4	34,3	26,8	13,2	6,64
	Январь	58,2	34,2	26,3	12,4	7,4
	Февраль	46,8	25,02	18,3	7,5	6,5
	Март	17,1	2,2	-1,2	-4,1	5,85
	Апрель	-3,6	-10,7	-11,5	-9,3	3,6

Если рассмотреть тепловой баланс для различных направлений, получим, что для южного направления у всех представленных типов окон в октябре, марте и апреле энергия, поступающая в помещение через окна, в среднем, превышает уровень теплопотерь. Начиная со значения термического сопротивления 0,55 м^2·°С/Вт, отрицательный баланс энергии для этих месяцев выполняется для всех направлений, включая северное. Для окон с термическим сопротив-

лением 0,69 м^2·°С/Вт уровень теплопотерь через стену с термическим сопротивлением 2,5 м^2°К/Вт практически равен или превышает значение баланса энергии через окна южного направления для всех месяцев отопительного сезона, исключая январь. А для наилучших в теплофизическом отношении окон с термическим сопротивлением 0,1,34 м^2·°С/Вт уровень теплопотерь через стену равен или превышает значение баланса энергии через окна южного направления для всех месяцев отопительного сезона. Тепловой баланс энергии через такие окна с других направлений несущественно превышает уровень теплопотерь через стену. В таблице 2.9 представлены значения теплового баланса для различного типа окон, кВт·ч/м^2 и различных направлений.

Таблица 2.9 – Значения теплового баланса за отопительный сезон для различного типа окон и различных направлений, кВт·ч/м^2

Приведенное сопротивление теплопередаче окна, м^2·°С/Вт		0,35	0,55	0,75	1,34	Стена, R=2,5 м^2·°С/Вт
Q_{bog}, кВт·ч/м^2 в год	Север	180	94	58	27	40
	Восток	136	56	26	6	
	Юг	58	-10	-32	-32	
	Запад	133	54	24	4	
	Среднее значение	127	48	19	1	

Исходя из величины сопротивления теплопередаче стены, мы можем выбрать значение сопротивления теплопередаче окна таким образом, чтобы значение теплового баланса (разность теплопотери – теплопоступления) через окна не превышало уровень теплопотерь через стену на единицу площади. В таблице 2.10 представлены значения сопротивления теплопередаче стены и найденные по предложенной методике соответствующие им типы окон.

Таблица 2.10 – Сопротивления теплопередаче стен и соответствующих типов окон

Стены, Rст, м^2·°С/Вт	1,0	2,5	5,0	7,5
Окна, Rок, м^2·°С/Вт	>0,35	>0,6	>0,77	>1,2

В данных, приведенных в таблицах 2.9 и 2.10 , предполагается равномерное распределение площади остекляющей поверхности по сторонам света. Не-

обходимо избегать этой равномерности. Максимальная площадь остекления должна соответствовать южному направлению, северному – минимальная. Если выбрать соотношение площади остекления по сторонам света: юг – 1, запад и восток – 0,5, а север – 0,2, средний тепловой баланс через окна существенно изменится, что иллюстрируют данные в таблице 2.11. Из таблицы 2.11 видно, что для стен с термическим сопротивлением 2,5 м^2·°С/Вт подходят окна с сопротивлением теплопередаче около 0,5 м^2·°С/Вт.

Таблица 2.11 – Средний тепловой баланс через окна

Приведенное сопротивление теплопередаче окон, м^2·°С/Вт		0,35	0,55	0,75	1,34	Стена , R = 2,5м2°С/Вт
Qbog, кВт·ч/м^2 в год	Север	180	94	58	27	40
	Восток	136	56	26	6	
	Юг	58	-10	-32	-32	
	Запад	133	54	24	4	
	Ср. значение	104	29	2	-9	

Говоря об улучшении теплофизических характеристик окон, нельзя забывать, что окно, прежде всего, является светопропускающим элементом ограждающей конструкции. В ином случае логически оправданным было бы строительство зданий без окон. Снижение радиационных теплопотерь через окна путем увеличения количества стекол и нанесения селективных покрытий приводит к уменьшению светопропускания. Для сохранения значения освещенности необходимо соответственно увеличить площадь остекления, что может привести к общему снижению приведенного сопротивления теплопередаче стены в целом и к увеличению теплопотерь.

Чтобы оценить энергетическую эффективность применения окон с улучшенными теплофизическими свойствами необходимо выполнить сравнение теплопотерь в исходном варианте и после установки новых окон и определить площадь остекленной поверхности, позволяющий сохранить уровень освещенности помещений, что сделано в [92-93, 96-97].

$$Q_{1o}=k_0 S_1 +k_1 S_2;$$
$$Q_{2o}=k_0 (S_1 - (a-1)S_2)+k_2 a S_2 ; \qquad (2.15)$$
$$Q_{2o} < Q_{1o},$$

где Q_{1o} и Q_{2o} - теплопотери через стену с окном в исходном варианте и после замены существующих окон на окна с улучшенными теплофизическими характеристиками, кВт·ч/м^2; S_1 и S_2 - площадь стены и окна соответственно, м^2;

k_0, k_1 и k_2- коэффициенты теплопроводности стены и окна (обычного и с улучшенными характеристиками) соответственно Вт/(м^2·°С);

a - коэффициент относительного изменения площади окна с целью сохранения нормативной освещенности в помещении.

Последнее неравенство задает условие уменьшения теплопотерь в помещении после установки окон нового типа. После простых преобразований получим:

$$K_2 < (k_1 + k_0(1 - a))/a \; ; \qquad (2.16)$$

В таблице 2.12 приведены верхние границы для k_2, полученные из формулы (2.16) при замене остекления с двумя стеклами на более экономичные. При расчетах задавались: относительная остекленность стены в исходном состоянии, равная: S_2/S_1 =0,2 и значение k_0 = 0,4.

Таблица 2.12 – Верхние границы для k_2

$R_{ок}$, м^2·°С/Вт	Значение a	Верхняя граница k_2, Вт/м^2 °С	Фактическое значение k_2, Вт/м^2 °С	$(Q_2/Q_1 - 1)\cdot 100$, %
0,4	1		2.847	0
0,55	1,175	2.48	1.81	16
0,75	1.33	2.23	1.451	22
1,34	2.1	1.56	0.748	35

Из таблицы 2.12 становится очевидным выигрыш при переходе от простого однокамерного стеклопакета к двухкамерному (R=0,55 м^2°С/Вт) или к однокамерному стеклопакету с низкоэмиссионным стеклом и аргоновым заполнением (R=0,75 м^2°С/Вт). Дальнейшее усложнение конструкции стеклопакета не дает такого выигрыша. Обращает на себя внимание факт, что переход к стеклопакету с высоким значением термического сопротивления требует двойного увеличения площади стеклопакета для сохранения значения освещенности в помещениях.

Т.е. помимо усложнения конструкции и технологии изготовления стеклопакета окна становятся слишком большими, что также усложняет и удорожает их производство. Поэтому очень важно найти решение задачи увеличения освещенности помещений при сохранении площади остекления.

2.4 Архитектурные решения и энергоэффективность зданий

В соответствии с [98] при осуществлении архитектурной, градостроительной и строительной деятельности должно обеспечиваться формирование полноценной и эстетически выразительной среды обитания.

Архитектурное решение для здания или сооружения всегда является результатом компромисса между противоречивыми требованиями, которые должен учесть архитектор. Это художественная выразительность объемно-пространственного решения, новизна облика здания и в то же время экономичность при строительстве и эксплуатации, долговечность, эффективность вложения инвестиций, ремонтопригодность.

У архитекторов имеется набор приемов, придающий индивидуальность зданиям. Это ориентация и форма здания, цвет, архитектурные детали в виде рельефа наружной поверхности или скульптура, комбинации использования стекла, стали и бетона на фасадах зданий. Важным требованием, которое должен учитывать архитектор, является учет влияния этих факторов на энергоэффективность здания, т. к. к затратам на строительство здания будут добавлены эксплуатационные теплопотери, связанные с архитектурными решениями. Рассмотрим использование некоторых архитектурных приемов с точки зрения изменения удельных энергетических характеристик здания [82].

Одним из архитектурных приемов является использование выпуклого рельефа поверхности наружных стен. Рассмотрим изменение энергетических характеристик здания на примере панельного. На рисунке 2.11 представлен поперечный разрез трехслойной стеновой панели. Для определения теплового потока через конструкцию можно составить систему уравнений для теплового баланса [29-А], в которой неизвестными величинами являются q_1, q_2, T_2 и T_3:

$$\begin{cases} q_1 = \alpha_1 \cdot (T_1 - T_2) \\ q_1 = \dfrac{T_2 - T_3}{R} \\ q_2 = \alpha_2 \cdot (T_3 - T_4) \\ q_1 \cdot S_1 = q_2 \cdot S_2 \end{cases} \qquad (2.17)$$

где q_1 и q_2 – тепловой поток через внутреннюю и наружную поверхность наружной стены, Вт/м^2;

α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях наружной стены, Вт/м^2·°С;

S_1, S_2 - площади внутренней и наружной поверхностей наружной стены,м^2;

T_1, T_4 –соответственно температура воздуха внутри и снаружи здания, °С;

T_2 и T_3 – температура воздуха на внутренней и наружной поверхностях наружной стены,°С;

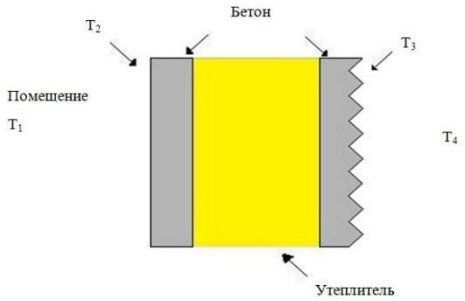


Рисунок 2.11 – Поперечный разрез трехслойной стеновой панели

На рисунке 2.12 представлены графики абсолютного и относительного изменения мощности теплового потока через наружную стену в зависимости от термического сопротивления для различной развитости наружной поверхности, полученные из решения системы уравнений (2.17). С увеличением термического сопротивления величины этого изменения уменьшаются и для значения термического сопротивления, превышающего 3 м^2°С /Вт составляют около 1% от теплового потока, соответствующего гладкой наружной поверхности.

Таким образом, рельеф на наружной поверхности стен практически не влияет для современных зданий на уровень тепловых потерь.

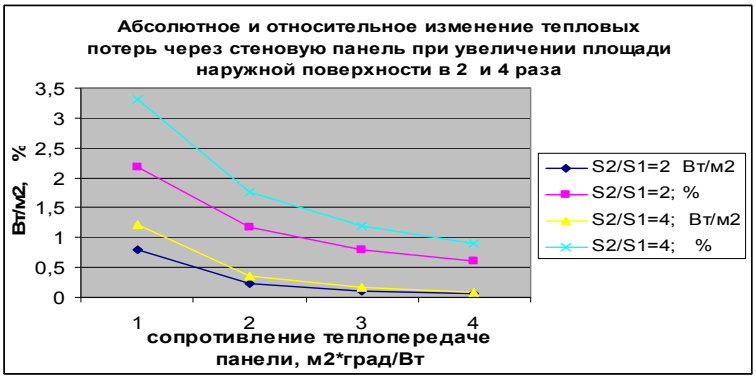


Рисунок 2.12 – Графики зависимостей абсолютного и относительного изменения мощности теплового потока через наружную стену

Оптические свойства поверхности наружных стен также учитываются при расчете тепловых потерь. Для инженерных расчетов используется упрощенное выражение с коэффициентами теплоотдачи на наружной и внутренней поверхностях ограждания [63]. Более точно удельную мощность теплообмена поверхности ограждающей конструкции здания с окружающей средой можно определить по формуле (2.9).

Следует отметить, что значение $\varepsilon(\lambda)$ в (2.9) зависит от длины волны излучения, поэтому ее влияние на тепловые потери здания определяется свойствами в диапазоне длин волн инфракрасного излучения для $\lambda>20\mu$. Взаимодействие

поверхности здания с солнечной радиацией определяется свойствами этой величины в диапазоне до значений λ <1 μ. Поэтому цвет здания не всегда характеризует свойства поверхности в диапазоне теплового излучения. Для определения температуры на поверхности ограждающей конструкции можно записать уравнение теплового баланса:

$$q_s = q_p, \tag{2.18}$$

$$q_p = (T_1 - T_3)/R, \tag{2.19}$$

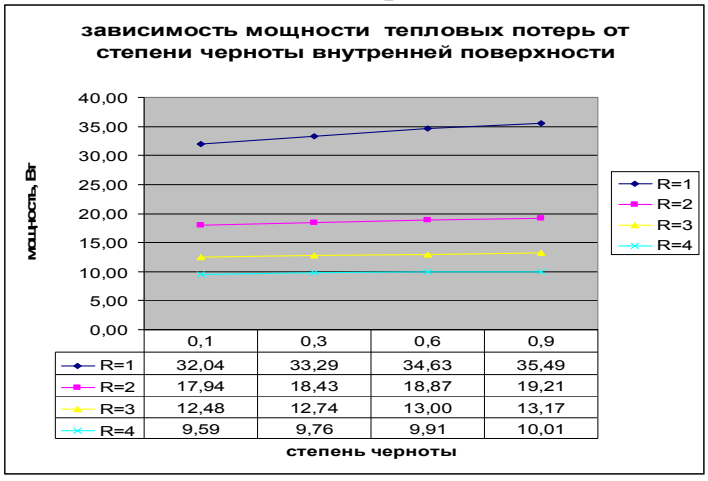
где R – сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции, равное:

$$R = R_r + 1/\alpha, \tag{2.20}$$

где R_r – термическое сопротивление ограждающей конструкции, м^2·°С/Вт;

α – коэффициент теплоотдачи поверхности с противоположной стороны ограждения, Вт/(м^2·°С).

На графиках рисунка 2.13 рассмотрен случай изменения значения степени черноты внутренней поверхности наружной стены. Из уравнения теплового баланса (2.18) определялось значение температуры поверхности стены, затем по формуле (2.19) определяли величину теплового потока. Температура воздуха в помещения принята равной 18 °С, а температура наружного воздуха (-24°С). Из графиков, приведенных на рисунке 2.13, можно сделать вывод, что, подобрав покрытие с значением $\varepsilon(\lambda>20\mu) = 0{,}1$, можно экономить около 4% тепловых потерь через наружную стену. Из приведенных на рисунке 2.13 результатов можно сделать вывод о том, что низкоэмиссионное покрытие для внутренней поверхности можно рекомендовать для всей наружной стены здания. С увеличением сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции здания влияние изменения значения $\varepsilon(\lambda)$ на тепловые потери снижается.



	0,1	0,3	0,6	0,9
R=1	32,04	33,29	34,63	35,49
R=2	17,94	18,43	18,87	19,21
R=3	12,48	12,74	13,00	13,17
R=4	9,59	9,76	9,91	10,01

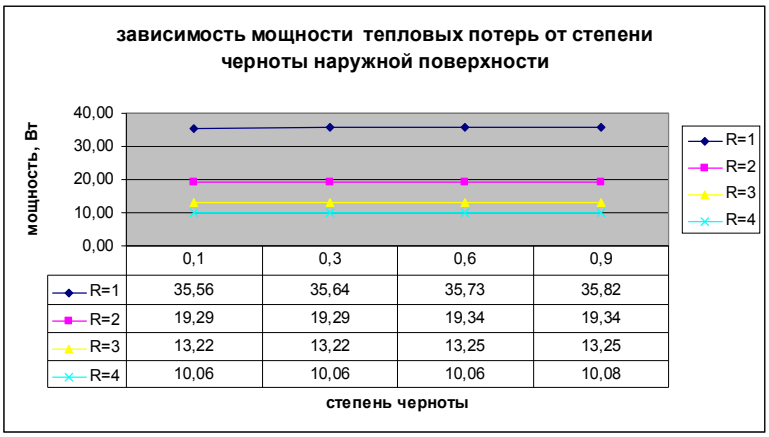
Рисунок 2.13 – Зависимость мощности теплопотерь от изменения степени черноты внутренней поверхности наружной стены

На графиках рисунка 2.14 рассмотрено влияние степени черноты наружной поверхности стены на теплопотери для тех же температурных условий. Из

графической информации можно сделать вывод, что изменение $\varepsilon(\lambda)$ в области теплового излучения незначительно (от 1% до 0,1%) влияет на теплопотери.

Однако, ситуация меняется для покрытия верхнего этажа здания и отдельно стоящего дома, где радиационный теплообмен происходит с небесным сводом. Для пасмурной погоды температура небесного свода принимается равной температуре наружного воздуха, однако, в ясную погоду температура небесного свода рассчитывается по формуле [100]:

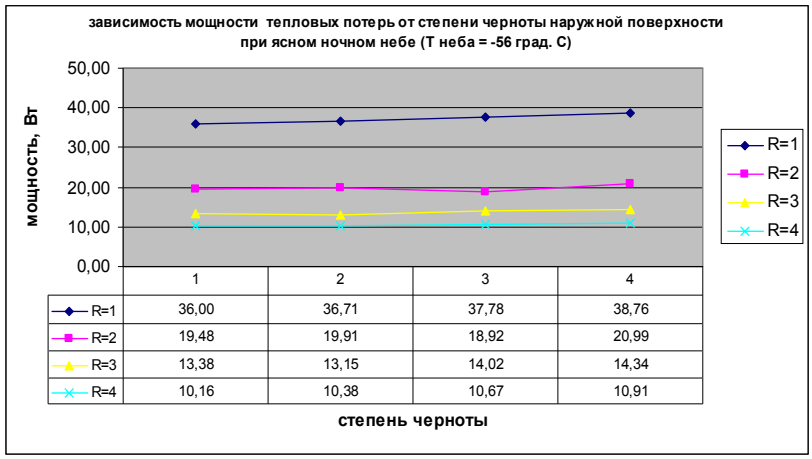
$$T_{неб} = 0{,}0552(T_{возд} + 273)^{3/2}. \qquad (2.21)$$



	0,1	0,3	0,6	0,9
R=1	35,56	35,64	35,73	35,82
R=2	19,29	19,29	19,34	19,34
R=3	13,22	13,22	13,25	13,25
R=4	10,06	10,06	10,06	10,08

Рисунок 2.14 – Зависимость мощности теплопотерь от изменения степени черноты наружной поверхности стены

На рисунке 2.15 представлены зависимости величины теплового потока из помещения от степени черноты наружной ограждающей поверхности (стены или покрытия верхнего этажа). T_{in}=18°C; T_{out}=-24°C при ясном небе. Из графиков можно сделать вывод, что подобрав для значениz $\varepsilon(\lambda>20\mu)<0{,}1$ в ясную погоду можно экономить около 8 % тепловых потерь через наружное ограждение.



	1	2	3	4
R=1	36,00	36,71	37,78	38,76
R=2	19,48	19,91	18,92	20,99
R=3	13,38	13,15	14,02	14,34
R=4	10,16	10,38	10,67	10,91

Рисунок 2.15 – Зависимость величины теплового потока из помещения

от степени черноты наружной поверхности кровли здания

На рисунке 2.16 приведены графики значений температуры поверхности ограждения для этих условий. При T_{out}=-24°С температура наружной поверхности ограждения вследствие радиационного теплообмена с небом опускается до -25,6 – -27°С, что и приводит к увеличению удельных теплопотерь.

Однако, для использования рекомендации по выбору оптических свойств покрытий необходима информация о спектральных характеристиках покрасочных покрытий в области инфракрасного излучения с длиной волны более 20μ, которая отсутствует в нормативной и справочной литературе.

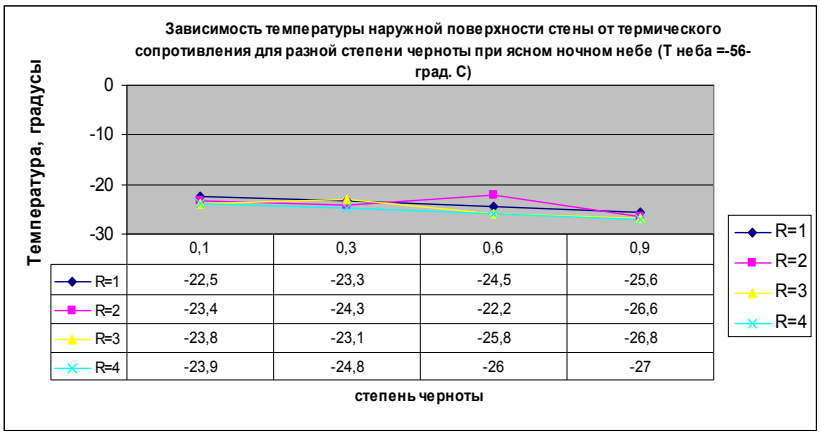


Рисунок 2.16 – Зависимость температуры наружной поверхности от термического сопротивления для разной степени черноты при ясном небе

Не менее важным вопросом является поглощение солнечной энергии. Оптические свойства поверхности наружных стен должны обеспечить максимальное поглощение солнечной энергии зимой и уменьшение степени поглощения в летнее время. Для этого степень черноты поверхности здания должна быть максимальна в видимом диапазоне волн (0,4 - 0,7μ) и минимальна в диапазоне инфракрасного излучения (>20μ). В диапазоне видимого излучения степень поглощения должна зависеть от угла склонения солнца над горизонтом, обеспечивая максимальное поглощение солнечного излучения зимой и минимальное – летом. Это достигается конструкцией стены в [101] или прозрачной теплоизоляционной системой [102-104].

2.5 Внутренний тепловой баланс и учет энергии в многоквартирном здании с индивидуальными регуляторами

В многоквартирном жилом доме важную роль в учете тепла на отопление квартир играет внутренний баланс тепла, учитывающий теплообмен между со-

седними квартирами. С этой проблемой столкнулись при проектировании зданий с системами регулирования теплоснабжения и индивидуальным учетом.

Регулирование подачи тепла для отопления зданий – один из наиболее эффективных и быстро окупаемых способов экономии энергии [64]. В Беларуси широкое использование автоматических регуляторов в тепловых пунктах жилых и общественных зданий, а также в центральных тепловых пунктах началось в середине девяностых годов прошлого столетия с появлением первых программируемых устройств [64, 89, 105], [106, 107].

Следующим шагом стало применение индивидуальных регуляторов мощности отопительных элементов [108] или системы отопления квартир [109] для управления температурой воздуха. Их использование обязательнов соответствии с действующими нормативами [34].

Точность определения составляющих расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию зданий важна как при выборе системы отопления, так и при эксплуатации зданий. Считая погрешность оценки каждой составляющей теплового баланса зданий в (2.1) независимыми случайными величинами, зависимость среднеквадратичного отклонения определения расхода тепловой энергии на отопление σ_s от погрешности составляющих теплового баланса можно записать в виде [17]:

$$\sigma_s = \sqrt{(\sigma_{ts}^2 + \sigma_{is}^2 + \sigma_{hs}^2 + \sigma_t^2)}, \qquad (2.22)$$

где σ_{ts}, σ_{is}, σ_t σ_{hs} – погрешность определения удельных годовых трансмиссионных и инфильтрационных теплопотерь, теплопотерь, обусловленная температурным разбросом в квартирах здания, и энергии удельных тепловыделений соответственно, кВт·ч/м² в год;

Пользуясь теорией ошибок из [110], получим:

$$\sigma_{ts} = g_1 \cdot \sigma_R / R_2, \qquad (2.23)$$

где $$g_1 = 0{,}024 \cdot 201 \cdot \Delta T \ (^oC \cdot ч), \qquad (2.24)$$

ΔT=19,6ºС – разность нормативной температуры в помещениях и средней температуры наружного воздуха в отопительном сезоне для г.Минска [54];

σ_R – погрешность определения сопротивления теплопередаче соответствующего ограждения, м²·ºС/Вт.

$$\sigma_{is} = g_2 \cdot \sigma_v \cdot V, \qquad (2.25)$$

где $g_2 = 24 \cdot 201 \cdot \Delta T \cdot c_v \cdot \rho_v \cdot 0{,}278 \cdot 10^{-6}$; (2.26)

σ_V – погрешность определения объема инфильтрационного воздуха, м^3/ч.

$$\sigma_t = \sigma_{\Delta t} / \Delta T \cdot Q_0, \qquad (2.27)$$

где $Q_0 = g_1 \cdot f_1$.

При увеличении теплозащиты зданий абсолютная величина погрешности определения трансмиссионных теплопотерь становится незначительной. Вариация коэффициента термического сопротивления ограждений при грамотном проектировании может возникать из-за статистическим разбросом влажности утеплителя. Значения приведенного сопротивления теплопередаче трехслойных стеновых панелей с пенополистиролом в качестве утеплителя для различных значений коэффициента теплопроводности утеплителя, задаваемых условиями эксплуатации [18] не превышают 20% номинального значения. Для значения R>2,5 м^2°С/Вт величина погрешности удельных годовых трансмиссионных теплопотерь не превысит 5 кВт·ч/м^2 в год.

Точность определения уровня воздухообмена, в случае системы вентиляции со свободным воздухообменом, более существенно влияет на погрешность определения теплопотерь здания, которая достигает 10 кВт·ч/м^2 в год при погрешности определения воздухообмена, равной 20%. Для энергоэффективных зданий эта погрешность существенно уменьшится.

В таблице 2.13 приведены значения погрешности определения удельного уровня теплоснабжения здания, обусловленные конструктивными особенностями, а также условиями эксплуатации. По мере повышения энергоэффективности зданий относительная погрешность определения потребления тепла в квартирах по показаниям общедомового счетчика будет возрастать, достигая 40 % для обычных зданий и 50% для энергоэффективных зданий.

Таблица 2.13 – Погрешности определения удельного уровня теплоснабжения здания, кВтч/м² в год

Тип здания	Q	σ_{ts}	σ_{is}	σ_{hs}	σ_t
Стандартное	80	3	10	15,3	8,4
Энергоэффективное	40	2	2	15,3	4,2

Выходом из этой ситуации является переход к оплате тепловой энергии по индивидуальным счетчикам тепла [111–117] в соответствии с требованиями [28] в соответствии с методикой [118]. Однако и в этом случае возникают проблемы, приводящие к ошибкам в расчетах [119 – 121].

Вследствие различия температур в квартирах, возникающего при регулировании, между ними возникает процесс переноса тепла, приводящий к погрешностям в системе учета. Поэтому важной задачей является определение величины потоков тепла между квартирами в зависимости от температурных режимов, сопротивления теплопередаче межквартирных перегородок и перекрытий для зданий с различным уровнем тепловых потерь и учет влияния этих процессов на показания индивидуальных счетчиков тепла [119-121].

Для решения поставленной задачи была разработана математическая модель и выполнено моделирование процесса регулирования температуры воздуха и учета тепла в квартирах многоквартирного здания. В модели был рассмотрен случай стационарных внешних условий. Для моделирования был выбран алгоритм последовательного приближения к заданной температуре.

N – мерный вектор распределения значений температур, задаваемых в квартирах и на лестничной площадке рассчитывался по формуле:

$$\mathbf{T_0} = T_0\mathbf{E} + \delta T^*\mathbf{r}. \qquad (2.28)$$

где T_0 и δT – средняя температура воздуха в здании и разброс значений температур в квартирах, °С;

$\mathbf{T_0}$ - N - компонентный вектор начальных значений температуры в квартирах и на лестничных площадках здания, °С;

r – вектор с компонентами, равными r_i, которые являются случайными числами, равномерно распределенными в диапазоне [0;1];

E – вектор с N компонентами, равными 1;

Начальная мощность теплоснабжения в квартирах рассчитывалась из условия равенства мощности тепловых потерь квартиры через наружные ограждающие конструкции и с вентиляционными выбросами для нормативного уровня воздухообмена и средней в отопительном сезоне наружной температуры T_{out} [36]. Температура в i - й квартире принималась равной T_i. Компоненты вектора начальной мощности $\mathbf{Q_0}$ системы отопления в i-й квартире при оговоренных выше условиях рассчитывалась по формуле:

$$q^0{}_i = (T^0{}_i - T_{out}) \cdot \left(\sum_{m=1}^{M_i} \frac{S_{mi}}{R_{mi}} + \frac{\rho c V_i}{3600} \right), \; m=1,\ldots,M_i, \; i=1,\ldots,N, \qquad (2.29)$$

где $T^0{}_i$ – начальная температура в i – й квартире, °С;

S_{mi}– площадь m-й наружной ограждающей конструкции в i-й квартире, м^2;

R_{mi}– приведенное сопротивление теплопередачи m-й наружной ограждающей конструкции в i-й квартире, м^2°С/Вт;

V_i – часовой объем воздухообмена в квартире, м^3/час;

M_i - количество наружных ограждающих конструкции в i-й квартире;

N – количество квартир в здании;

На следующем шаге расчета определяются значения температуры в квартирах с учетом теплообмена между ними и лестничной клеткой. Мощность потока тепла, поступающего в i – ю квартиру, равна:

$$q_i = q_i^0 - \sum_j \frac{(T_i^0 - T_j^0) S_{ij}}{R_{ij}} \qquad (2.30)$$

где S_{ij}– площадь ограждающих конструкций между i-й и j-й квартирами, м^2;

R_{ij} – приведенное сопротивление теплопередаче между i-й и j-й квартирами, м^2·ºС/Вт;

При известных T_i значения мощности источников тепла q_i могут быть определены прямым расчётом, как это было сделано в [122].

Однако, не все значения температур в квартирах физически реализуемы. Может возникнуть ситуация, когда, вследствие теплообмена с соседними квартирами, температура в квартире не может быть ниже определённого уровня.

Прямой расчёт мощностей не позволяет выявить такие ситуации. К тому же, была поставлена задача математического моделирования процесса изменения температур в квартирах многоэтажного здания в процессе регулирования. Температура в каждой квартире управляется регулятором, автоматически учитывающим поступления тепла от всех источников. С этой целью для полученных ранее значений мощности источников тепла в квартирах составляется и решается система уравнений теплового баланса для квартир при заданных условиях и определенных ранее, на k-1 шаге расчета, значениях мощности источников тепла в них:

$$[A]\mathbf{T}^k = \mathbf{Q}^k, \qquad k=1,\ldots,K\,. \tag{2.31}$$

[A] – матрица N*N коэффициентов при расчете значений температуры в квартирах при регулировании;

$\mathbf{T}^k$ – N-компонентный вектор значений температуры в квартирах на k –м шаге регулирования, ^{0}C;

K – количество шагов регулирования.

Элементы матрицы коэффициентов [A] равны:

$$a_{ij} = -\frac{S_{ij}}{R_{ij}}, \quad a_{ii} = \sum_{m=1}^{M_i}\frac{S_{mi}}{R_{mi}} + \sum_j \frac{S_{ij}}{R_{ij}} + \frac{\rho c V_i}{3600}, \quad i, j = 1\ldots N; \tag{2.32}$$

j – номера квартир, соседних с квартирой под номером i.

После вычисления из уравнения (2.31), а также на каждом k-м шаге, вектора значений температуры, выполняется коррекция значений мощности источников тепла в квартирах по формуле:

$$\mathbf{Q}^k = \mathbf{Q}^{k-1} + \mathbf{D}, \qquad k=1,\ldots,N \tag{2.33}$$

где компоненты вектора **D** равны:

$$d_i = \begin{cases} d_0, если T_i^k < T_i^0, \\ 0, если T_i^k = T_i^0, \\ -d_0, если T_i^k > T_i^0. \end{cases}$$

Если выполняются условия $q_i^k < q_i^{\min}$, то значение мощности источника тепла в квартире принимается равным:

$$q_i^k = q_i^{\min}, \tag{2.34}$$

Если выполняются условия $q_i^k > q_i^{\max}$, то значение мощности источника тепла в квартире принимается равным:

$$q_i^k = q_i^{\max} . \quad (2.35)$$

Таким образом, условиями (2.34) и (2.35) мощность источников тепла в квартирах ограничена сверху и снизу, что соответствует реальной ситуации. Ограничение сверху задавалось произвольно, ограничение снизу определялось наличием внутренних источников тепла в квартирах с учетом данных, приведенных в [91]:

$$q_i^{\min} = p_i \cdot S_i . \quad (2.36)$$

где S_i – общая площадь i-й квартиры, м^2.

Вычисленные значения вектора мощностей подставляются в уравнение (2.31) для повторного расчета значений температуры. Вычисления повторяются до выполнения условия:

$$\sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(T^k{}_i - T^0{}_i)^2} < \delta , \quad (2.37)$$

где δ - значение среднеквадратичного отклонения значений температуры в квартирах от заданных, при котором прекращается процесс регулирования, ^{0}C.

В расчетах удельное значение мощности внутренних источников тепла в квартире задавалось случайным числом, равномерно распределенным в диапазоне от 4 до 8 Вт со средним значением, равным 6 Вт/м^2 [19]. Вектор значений удельной мощности внутренних источников тепла определяется по формуле:

$$\mathbf{P} = 4\ (\mathbf{E}+\mathbf{r}) . \quad (2.38)$$

P - N – компонентный вектор с компонентами равными p_i, Вт/м^2;

p_i – значение удельной мощности внутренних источников тепла в i – й квартире, Вт/м^2.

При расчетах предполагалось, что мощность источника теплоснабжения на лестничной клетке также может регулироваться и там постоянно поддерживается температура 16ºС. Температура наружного воздуха принималась равной (-0,9°С) среднему значению за отопительный сезон для г.Минска [54].

Была разработана математическая программа, листинг которой приведен в приложении А.1, и выполнен расчет для двухсекционного трёхэтажного здания панельного типа со стандартными планировочными решениями квартир, аналогичными серии 111-90 МАПИД. Три этажа и два подъезда выбраны с целью выполнения всего возможного комплекса граничных условий для квартир.

На рисунке 2.17 представлен план расположения квартир в здании. Нумерация квартир – по часовой стрелке. Квартиры с номерами 1, 6, 7 и 8 – двухкомнатные, каждая общей площадью 59 м^2. Квартиры с номерами 2, 3, 4 и 5 – трехкомнатные, каждая общей площадью 79,1 м^2. На остальных этажах схема

расположения квартир повторяется. Площади перегородок между квартирами и ограждение лестничной площадки рассчитывались по геометрическим размерам, считая высоту этажа 2,80 м, а толщину межэтажных перекрытий – 0,22 м. Исходные данные для расчета приведены в таблице 2.14.

Таблица 2.14 – Исходные данные для расчёта

Номер варианта	$R_{ок}$, $м^2°С/Вт$	$R_{нар}$ $м^2°С/Вт$	$R_{пер}$ $м^2°С/Вт$	$R_{подв.}$ $м^2°С/Вт$	$R_{межкомн.}$ $м^2°С/Вт$	$R_{этаж.пер}$ $м^2°С/Вт$	V_{2k} $м^3$	V_{3k} $м^3$	S_{2k} $м^2$	S_{3k} $м^2$
1	0.6	1	1	1.5	0.31	0.423	110	140	59	79
2	0.6	1	1	1.5	0.6	0.8	110	140	59	79
3	0.6	2.5	3	1.5	0.31	0.423	110	140	59	79
4	0.6	2.5	3	1.5	0.6	0.8	110	140	59	79
5	1	3.2	6	2.5	0.31	0.423	110	140	59	79
6	1	3.2	6	2.5	0.6	0.8	110	140	59	79
7	1	3.2	6	2.5	0.31	0.423	22	28	59	79
8	1	3.2	6	2.5	0.6	0.8	22	28	59	79

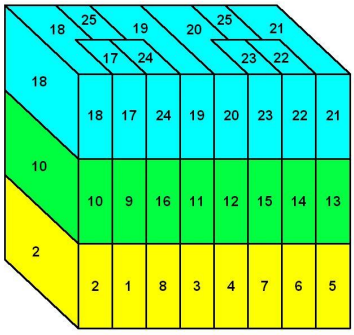


Рисунок 2.17 – План расположения квартир в здании

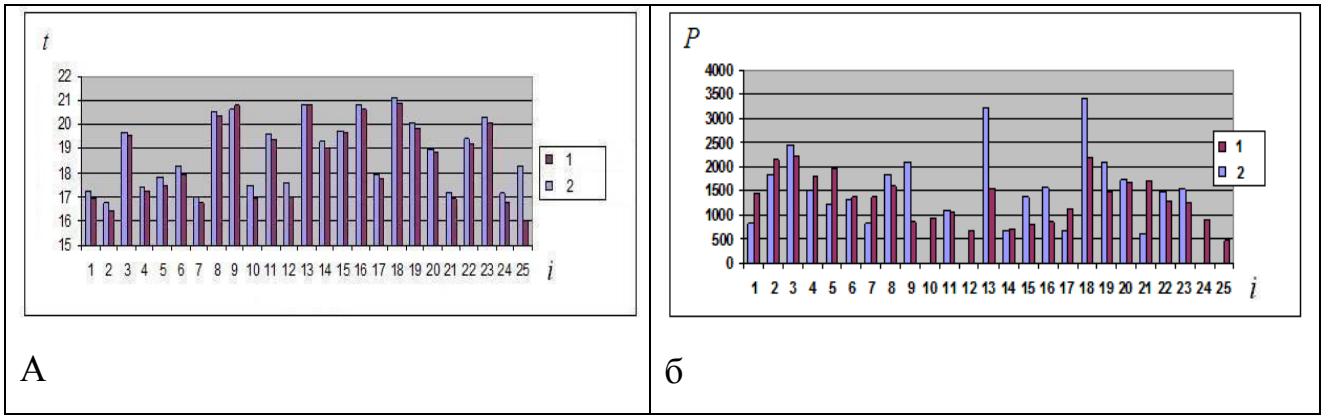
Выбранные варианты расчетов позволяют определить особенности регулирования температуры в квартирах многоквартирного дома для зданий старого жилого фонда, новых зданий, с учетом изменений нормативов и энергоэффективных зданий.

На рисунке 2.18 представлены диаграммы распределения начальных и полученных в результате моделирования значений температуры и мощности источников теплоснабжения в каждой квартире здания для варианта 3 из таблицы 2.14. Выбранный вариант соответствует зданиям, построенным по действующим нормативам [18].

На рисунке 2.18а приведены заданное и достигнутое в процессе регулирования распределение температуры в квартирах. Диапазон регулирования температуры на графиках от 16 до 21°С. Для рассматриваемого случая ошибка

Таблица 2.15 – Теплофизические характеристики ограждающих конструкций

Наименование конструкции	R, м^2·ºС/Вт	S, м^2	$S_{общ.}$, м^2
Наружные стеновые панели	2,5	3434,9	8028
Окна	0,6	615,82	
Перекрытие над техподпольем	1,5	802,8	
Совмещенное покрытие	3,0	802,8	



(а)- температура (*1* –исходная; *2* –конечная); *(б)*- мощность (*1* –исходная; *2* –конечная) варианта 1 таблицы 2.15. Диапазон регулирования температуры δТ= 5^{0}С

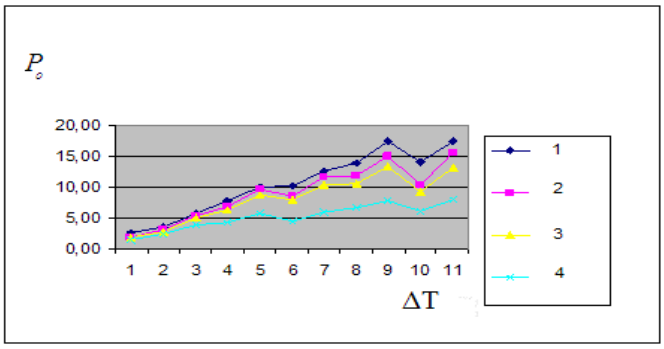
Рисунок 2.18 – Исходные и конечные значения регулирования распределения температур и мощности в квартирах

регулирования температуры не превышает 0,5 ºС. В то же время, можно отметить значительное изменение значений мощности источников тепла по сравнению с исходным вариантом. Например, в квартире 10, источник отопления в результате работы регулятора выключен, см. рисунок 2.18б. В соседних квартирах, 9 и 18, мощность тепловых источников, установленная в процессе регулирования, превышает расчетную начальную, что обусловлено перетоками тепла из этих квартир в квартиры с более низкой температурой, например, в 10. Аналогичные тенденции можно проследить для квартир 12 и 24..

На рисунке 2.19 приведены графики зависимости среднеквадратичного отклонения удельной мощности отопления в квартирах от начальных значений для зданий различных типов. Для диапазона регулирования температуры, не превышающего 3 ^{0}С, значения ординат графиков отличаются незначительно. С увеличением диапазона регулирования различия растут. При снижении удельных теплоопотерь зданий уменьшается среднеквадратичное отклонение значений мощности. Для энергоэффективных зданий мощность источника теплоснабжения в обычных условиях приближается к мощности тепловыделений в квартире. Минимальная температура в квартире определяется этим значением, поскольку после достижения нижнего порога мощности системы отопления,

равного мощности тепловыделений, регулирование прекращается. С увеличением диапазона регулирования для энергоэффективных зданий возрастает среднеквадратичное отклонение температуры от заданной по сравнению с обычными, что видно на рисунке 2.20.

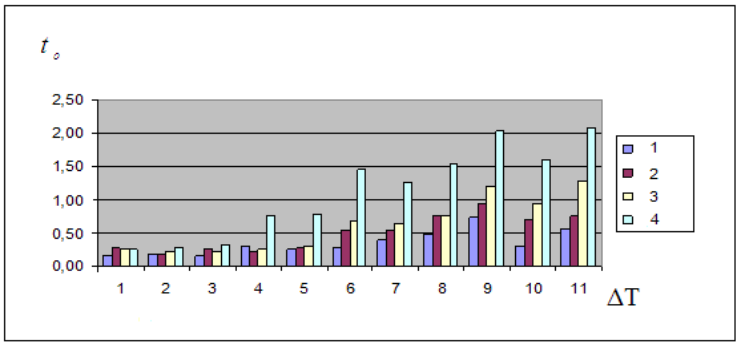
В наибольшей степени увеличение среднеквадратичного отклонения температуры проявляется для категории энергоэффективных зданий.



Po – отклонение мощности от начальной, Вт; ΔT - диапазон температуры, ºС. 1 –варианта №1; 2 –вариант №3; 3 –варианта №5; 4 –вариант расчета №7, таблица2.15

Рисунок 2.19 – Значения среднеквадратичного отклонения мощности источников тепла в квартирах от начальных в зависимости от диапазона регулирования

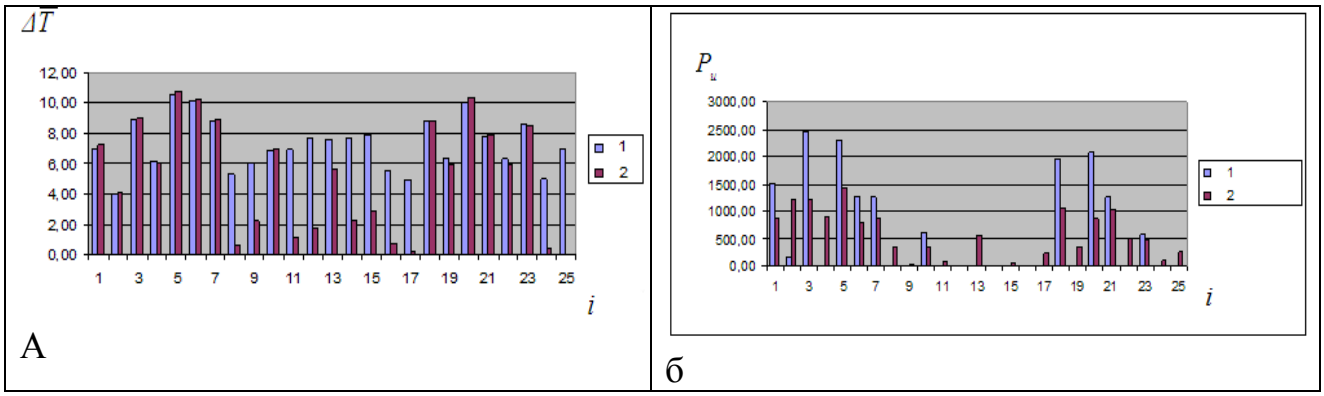
На рисунке 2.21а представлены распределения значений температуры в квартирах энергоэффективного здания (вариант 7 из таблицы 2.15) при диапазоне регулирования 11 °С. Окончательный диапазон температур в квартирах, установившийся после регулирования, составил 5°С. Уменьшение диапазона произошло за счет подъема нижней границы, т. к. даже при нулевой мощности отопительных приборов в квартире тепловой поток из соседних квартир достаточен для поддержания более высокой температуры, чем задавалась.



t_o – отклонение температуры от заданной, ^0C;ΔT - диапазон регулирования, ^oC. 1 –вариант №7; 2 –вариант №5; 3 –варианта №3; 4 –вариант расчета №1, таблица 2.15

Рисунок 2.20 – Среднеквадратичное отклонение температуры от требуемой

На рисунке 2.21,б видно, что в квартирах, где температура после регулирования существенно выше заданной, мощность источника тепла равна нулю. Аналогичные выводы можно сделать, анализируя значения температур и мощностей источников тепла на рисунке 2.18, б.



1 – конечная; *2* – начальная. $P_{внср}$ = 6(4-8)Вт, T_0 = 16, $\Delta\overline{T}$ =11 ^{0}С. ΔT - диапазон температуры, ^0C; $P_и$ – мощность источника тепла, Вт. Вариант №1, таблица 2.15

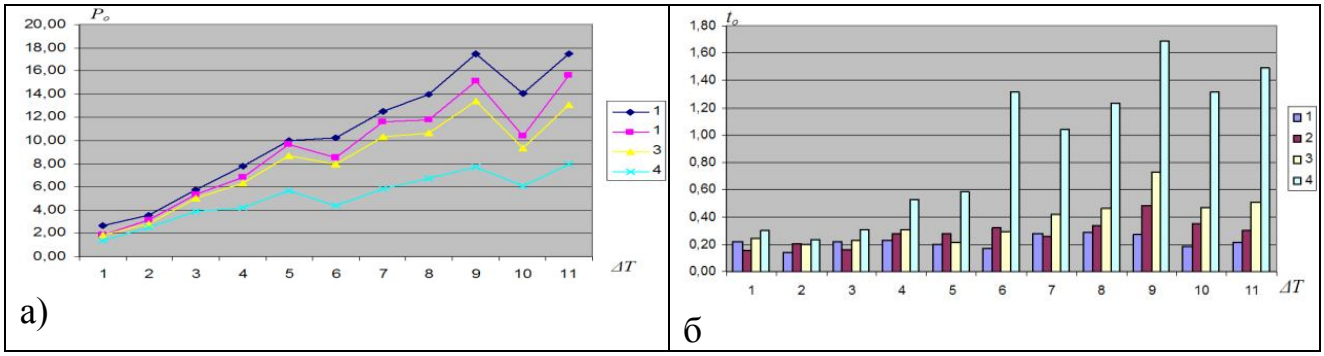
Рисунок 2.21 – Диапазон температур после и до регулирования (а) и мощность отопления при регулировании (б):

Результаты математического моделирования распределения мощности источников тепла в здании с индивидуальными регуляторами при учете теплообмена между квартирами продемонстрировали отклонение показаний счетчиков от расчетных значений потребления тепла. Это означает неадекватность показаний счетчиков затратам тепла на компенсацию теплопотерь.

Одним из способов повышения достоверности показаний может быть увеличение сопротивления теплопередаче межквартирных перегородок и перекрытий. На рисунке 2.22 представлены среднеквадратичные отклонения итоговых величин удельной мощности и температуры от начальных значений в зависимости от диапазона регулирования температуры для различных типов зданий. Особенностью вариантов расчета являются удвоенные по сравнению с существующими в современных зданиях значения сопротивления теплопередаче межквартирных перегородок и перекрытий (варианты 2, 4, 6 и 8 в таблице 2.15). Отклонения температуры и мощности на графиках рис.2.22 уменьшились в 1.5 – 2 раза по сравнению с рассмотренными на рисунке 2.18 случаями.

Таким образом, увеличение сопротивления теплопередаче межквартирных перегородок не решает полностью проблемы переноса тепла между квартирами. Следует отметить, что это техническое решение нецелесообразно экономически, поскольку не уменьшает отопительной нагрузки здания. Площадь межквартирных перегородок и перекрытий для рассмотренного варианта здания составит 2070 м^2, а площадь наружных ограждающих конструкций равна

1800 м^2. Это значит, что утепление межквартирных перегородок потребует значительных средств без получения экономически целесообразного результата.



1 –вариант №2; 2 – вариант №4; 3 – вариант №6; 4 – вариант №8 , таблица 2.15.

Рисунок 2.22 – Зависимость среднеквадратичных значений отклонения мощности *(а)* и температуры *(б)* от диапазона регулирования

Для учета тепловой энергии необходимо разработать методику расчета, учитывающую перетоки тепла между квартирами. Информацию о площади и значении термического сопротивления наружных стен и межквартирных перегородок и перекрытий можно получить из проектной документации. Для получения информации о температуре воздуха в квартирах необходима соответствующая автоматизированная измерительная система.

При наличии этих данных можно определить значение фактических тепловых потерь квартиры по формуле [123].

$$Q_i = Q_{i0} + \sum_j (T_i - T_j) S_{ij} / R_{ij}. \qquad (2.39)$$

где Q_{i0} – показания счетчика тепла в квартире.

Теплофизические характеристики исследуемой квартиры и соседних с ней в здании определяют также величина и направление тепловых потоков на ограждающих конструкциях квартиры, граничащих с соседними квартирами здания.

Следовательно, одновременно с измерением количества потребленной энергии с помощью счетчика установленного на трубопроводах подачи теплоносителя в квартиру, альтернативно определению значений температур в квартирах можно определить величину и направление тепловых потоков на межквартирных ограждающих конструкциях, а количество тепла на отопление квартиры определить по формуле [123].:

$$Q_i = Q_{i0} - \sum_j S_j \int_{t_1}^{t_2} q_{ij}(t)dt \quad \text{при} \quad j=1,\ldots,N, \qquad (2.40)$$

где q_{ij} – тепловой поток на межквартирной ограждающей конструкции, м^2;

Формула (2.40) эквивалентна по результату формуле (2.39) и позволяет решить задачу учета тепла.

Реализация способа с измерением тепловых потоков позволяет выполнять автономную обработку данных для каждой квартиры. Количество датчиков теплового потока, установленных в здании, будет равно N·M. При организации общей систему обработки количество датчиков теплового потока уменьшится до величины, равной количеству межквартирных перегородок и перекрытий.

Следует обратить внимание на особенность индивидуального учета тепла, связанную с зависимостью тепловых потерь квартиры от расположения в здании[52]. Один из путей решения этой проблемы – неоднородная система утепления [43, 52, 119].

Для зданий, строящихся по обычным проектам, можно предложить следующую методику расчета затрат тепла на отопление. Предлагается принять тепловые потери квартир с повышенным, вследствие неблагоприятного расположения, уровнем, равными такой же в середине фасада, разность фактических и расчетных значений вычесть из показаний квартирного счетчика и добавить к общим теплопотерям здания, которые разделятся между квартирами пропорционально их площади.

Эта проблема актуальна для жителей верхнего и нижнего этажей, а также жителей торцевых квартир здания.

В этом случае, учет тепловой энергии должен вестись по формуле:

$$Q_{iрасч.} = Q_i - \sum_m (S_{im}-S_{im0})(T_i-T_{im})/R_{im}+Q_{общ.}\cdot S_i/S_{общ.}, \qquad (2.41)$$

где $Q_{iрасч.}$- теплопотери квартиры, предъявляемые для расчета за тепловую энергию в *i*-й квартире, кВт·ч;

S_{im} *и* $S_{im0.}$- площадь *m* -й наружной ограждающей конструкции в *i* – й квартире и площадь аналогичной *m*-й в квартиры середины фасада м^2;

T_{im} – температура за m – м наружным ограждением i – й квартиры, °С;

R_{im} – сопротивление теплопередаче *m* –го наружного ограждения *i* – й квартиры, м^2·ºС/Вт;

$Q_{общ.}$ - общедомовые тепловые потери, такие как теплопотери на лестничных клетках;

S_i и $S_{общ}$ – площадь i –й квартиры и отапливаемая площадь здания.

Расчет за потребленную тепловую энергию в соответствии с выражением (2.42) позволяет устранить ошибки расчета, вызванные теплообменными процессами между квартирами, а также устранить недостатки расчета обусловленные зависимостью тепловых потерь от расположения квартиры в здании.

2.6 Методы определения составляющих внешнего теплового баланса зданий

Определение составляющих теплового баланса зданий на стадии эксплуатации необходимо для решения многих задач:

- Для приведения эксплуатационных теплотехнических характеристик здания в соответствие проектным.
- Для выполнения энергетической паспортизации зданий.
- Для получения информации, необходимой при проектирования систем теплоснабжения и ограждающих конструкций зданий.

На настоящий момент отсутствуют корректные методики определения составляющих теплового баланса эксплуатируемых зданий.

Нормируемое значение мощности бытовых и технологических тепловыделений в помещениях было завышено [34]. Начиная с [125] и в последующих стандартах, [24, 126], на отопление и вентиляцию жилых зданий, имеется записи, что «…тепловой поток, поступающий в комнаты и кухни жилых домов, следует принимать -21 Вт на 1 $м^2$ пола». Следует отметить, что в стандартах предыдущих поколений, например, в [127] не устанавливалась конкретная цифра уровня тепловыделений.

За последние десятилетия вырос размер площади помещений в жилых зданиях, приходящийся на одного человека. Сейчас он составляет, в среднем по республике, 21 $м^2$ на человека. Уменьшилась мощность многих бытовых приборов. Мощность внутренних источников тепла с повышением энергоэффективности зданий играет все более существенную роль в расчете расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания. В энергоэффективных зданиях тепловыделения могут играть роль единственного источника тепла.

Отсутствие корректной информации о мощности внутренних источников тепла затруднял корректное проектирование систем отопления и прогнозирование уровня теплопотерь[121].

2.6.1 Методы экспериментального определения составляющих теплового баланса в жилых зданиях

Возможно несколько путей решения задачи определение мощности внутренних тепловыделений в эксплуатируемых зданиях. Экспресс – метод определения составляющих теплового баланса жилого здания, в т. ч. мощность внутренних тепловыделений, был предложен в [35, 119].

Методика измерений мощности внутренних источников тепла в жилом доме по косвенным измерениям, предложенная в [35, 119] заключается в сле-

дующем. В течение определенного промежутка времени выполняются измерение и регистрация наружной температуры и температуры воздуха в помещениях здания. Средняя температура воздуха внутри помещений здания определяется по температуре вентиляционных выбросов на выходе общих вентиляционных шахт здания. Измерения, выполненные ранее в [128], показали, что в этом случае температура вентиляционных выбросов на 1 °С выше средней температуры в квартирах. В каждой из вентиляционных шахт определяется скорость движения воздуха и объем вентиляционных выбросов. Расчетным путем по проектным данным и измеренным значениям температуры воздуха внутри и снаружи здания и уровню воздухообмена определяются тепловые потери через ограждающие конструкции и инфильтрационные теплопотери здания.

Измерения выполняют в течение отопительного сезона или в переходной период года, когда отопление уже отключено, но низкая температура наружного воздуха (8 – 12°С) заставляет жителей эксплуатировать здание в режиме низких температур, т. е. без открытых форточек и окон.

При выполнении измерений в течение отопительного периода по групповому счетчику тепла определяют потребленную для отопления тепловую энергию в здании. Разность между значениями общих тепловых потерь в здании и потребленной для отопления тепловой энергии даст значение энергии, выделенной внутренними источниками тепла в этот период. Отсюда можно получить удельную мощность внутренних источников тепла.

При выполнении измерений в переходном периоде года температура воздуха в помещениях поддерживается только за счет наличия внутренних источников тепла. Разделив величину средней мощности теплопотерь на общую площадь здания, получим удельную мощность внутренних источников тепла.

Объектом исследования в [35, 119] был выбран жилой дом по ул.Горецкого, 61 в г. Минске. Это двухподъездный 10 – этажный крупнопанельный жилой дом серии М 111-90. Теплофизические характеристиками оболочки здания представлены в таблице 2.15.

При проведении экспериментальных исследований регистрировались значения температуры и влажности воздуха, а также уровень воздухообмена в вытяжных вентиляционных шахтах. Для регистрации температуры использовались цифровые автономные программируемые регистраторы, устанавливаемые на длительное время в месте регистрации температуры (рисунок 2.23).

Рисунок 2.23 - Цифровые автономные программируемые регистраторы температуры

Для измерения влажности воздуха и скорости воздуха в вытяжных шахтах применялись регистраторы параметров микроклимата и цифровой прибор “МЭС - 200”.

На рисунке 2.24 иллюстрируется методика измерений параметров удаляемого из помещений воздуха на выходах вентиляционных шахт.

Рисунок 2.24 – Установка автономного цифрового регистратора измерения температуры

Измерения выполнялись для одной секции здания и результаты измерений при расчетах распространялись на все здание.

При расчетах предполагалось, что температура и влажность воздуха на выходах вентиляционных шахт соответствуют средним значениям в квартирах, расположенных на соответствующей вертикали.

Измерения и регистрация температуры воздуха в вентиляционных шахтах были выполнены в период с 01.03.05 по 15.03.05 г. Измерения уровня воздухообмена и влажности воздуха на выходах вентиляционных шахт проводились с 14 по 16 часов 01.03.05г. Температура воздуха внутри вентиляционных шахт регистрировалась с интервалом 30 мин в течение всего указанного периода.

Средняя температура наружного воздуха за время наблюдения составляла (-5,2 °С), средняя температура в помещении была равна 21,5°С.

При выполнении измерений по большинству вентиляционных стояков и в среднем по вентиляционным стоякам был получен фактический уровень воздухообмена, меньший нормативного значения на 4%, т. е., приближается к нормативному, несмотря на установленные в квартирах окна с повышенной герметичностью.

На рисунке 2.25 представлен типичный график температуры на выходе одной из вентиляционных шахт на крыше здания в течение отопительного периода. Можно предположить, что участок графика с резким снижением температуры соответствует случаю опрокидывания вентиляции.

Были выполнены измерения температурно-влажностных параметров воздуха и уровня воздухообмены после окончания отопительного сезона в период с 05.05.05 по 12.05.05 г. Несмотря на то, что отопительный сезон уже завершился и наблюдалась достаточно низкая средняя температура окружающего воздуха, равная 9,4 °С, средняя температура внутри помещения составила,

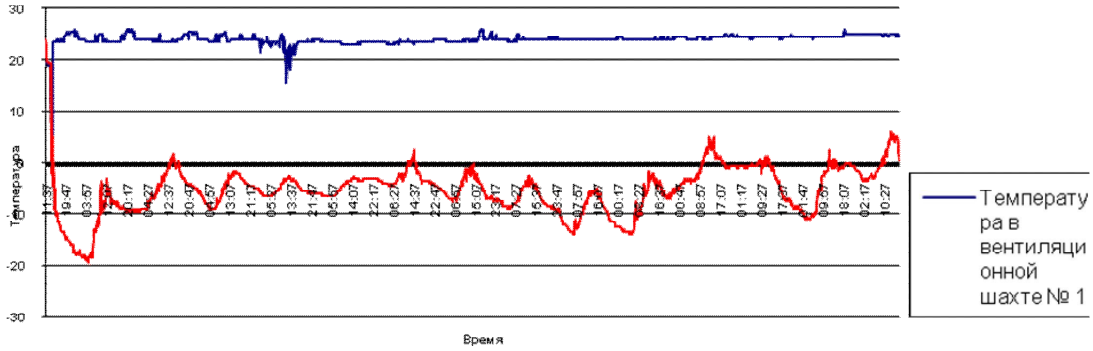


Рисунок 2.25 – Температура на выходе вентиляционной шахты

по результатам измерений, 20,3 °С. С учетом того, что отопление было отключено в г. Минске 06.04.05г., за месяц до проведения измерений, тепловой режим эксплуатации здания можно считать установившимся. Типичные графики изменения температуры в шахтах и температуры окружающего воздуха представлены на рисунке 2.26. Температура в помещениях здания поддерживалась на стабильном уровне все время измерений. Ее колебания не превышали 0,5ºС. По измеренным параметрам воздуха и проектным характеристикам ограждающих конструкций был выполнен расчёт теплопотерь здания за период с 01.03.05 по 15.03.05 г., а также с 05.05.05 по 12.05.05 г. Следует отметить, что как в первой серии экспериментов, так и во второй измерения проводились в облачную погоду в условиях низкой солнечной активности. Это обстоятельство можно проследить на приведенных графиках. Если на рисунке 2.25 отсутствуют выбросы наружной температуры, которые обусловлены солнечной энергией, то на рисунке 2.26 присутствуют 5 кратковременных всплесков температуры, которые несущественно сказываются на средней температуре воздуха и его энергетических характеристиках здания.

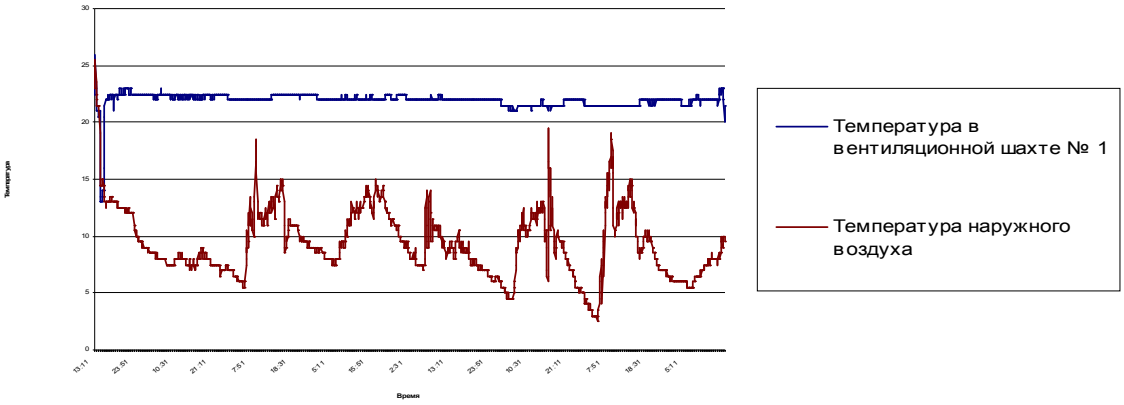


Рисунок 2.26 – Графики изменения температуры в шахтах и температуры окружающего воздуха

Составляющие теплового баланса здания приведены в таблице 2.16. Мощность бытовых тепловыделений и поступающая в здание солнечная энергия в таблице А.16 составляют 9 Вт/м^2.

Таблица 2.16 – Составляющие теплового баланса здания

Дата измерений	№ п/п	Окна	Стены	Перекрытие	Покрытие	Воздухообмен	Всего теплопотери	Показания счетчика тепла	Удельная мощность тепловыделений, Вт/м^2
01.03.05 - 15.03.05	Q, Гкал	10,9	14,5	2,9	2,5	48,7	79,5	51,5	10
05.05.05 - 12.05.05	Q, Гкал	2,2	3,0	0,6	0,5	10,0	16,3	0	9

Результаты расчета уровня тепловыделений по экспериментальным данным, полученным во время отопительного периода и вне его, отличаются на 10%. Это различие может быть обусловлено различными причинами, в том числе, различной солнечной активностью в периоды измерений. Близость полученных результатов позволяет сделать вывод о корректности предложенной методики определения уровня тепловыделений

При таком подходе к измерениям точность измерений определяется многими статистически неопределенными факторами. Во-первых, это информация о сопротивлении теплопередаче ограждающих конструкций здания. Как было определено ранее, среднеквадратичное отклонение, может составлять около

10% и дать погрешность определения итоговой величины 0,5 Вт/м^2. Оценочная погрешность определения объема вентиляционных выбросов для используемых измерительных приборов составляет 10% измеряемой величины.

Для получения более точных значений был выполнен анализ потребления электрической энергии и газа при приготовлении пищи, тепловых выделений жителей с учетом статистики по общей площади, приходящейся на одного жителя из [129]. Такая работа была выполнена по статистическим данным о расходе энергетических ресурсов в жилых зданиях, полученным из областных центров Республики Беларусь и г. Минска [91].

Тепловые выделения в зданиях обусловлены следующими факторами:

- наличием людей, при этом в спокойном состоянии мужчина выделяет 100 Вт, а женщина или ребенок – 70 Вт тепловой энергии [130];
- потреблением электрической энергии;
- сгоранием газа при приготовлении пищи.

В случае использования электрических плит при приготовлении пищи тепловые выделения в зданиях обусловлены только двумя первыми факторами.

Для определения среднего значения электрической энергии, потребляемой в жилых зданиях, был выполнен анализ показаний общих счетчиков электрической энергии в зданиях.

Для определения средних величин использовался объем выборки для зданий постройки от 1959 до 2005 года, охватывающий 141 здание г. Могилева и около 50000 жителей, смотри таблицу 2.17.

Таблица 2.17 – Характеристика исследуемого жилого фонда

Группа зданий	Год постройки	Кол-во зданий	Кухонное оборудование	Сумма, общая площадь, м^2	Сумма, жилая площадь, м^2	Кол-во квартир	Кол-во жителей	Средняя фактическая заселенность, м^2/чел	
								по общей площади	по жилой площади
Серия 90	до 1995	124	Газ	1043264	600655	17409	48701	21	12
	1995-2003	5	Газ	36998	19534	557	1754	21	11
	до 1995	1	Электр.	6245	2653	79	220	28	12
	1995-2003	2	Электр.	15616	6233	177	583	27	11
Серия 464	до 1995	9	Газ	48258	26394	869	2219	22	12

Для упрощения было принято, что в тепло преобразовывается 100% электрической энергии и энергии сгорания газа.

В таблицах 2.18 – 2.21 приведены удельные расходы электрической энергии в жилых зданиях в расчете на одного человека и на 1 м^2 общей площади здания. В таблицах 2.18 -2.19 приведена информация по зданиям с газовыми плитами, а в таблицах 2.20 и 2.21– с электрическими.

Таблица 2.18 – Средние месячные удельные тепловыделения от электроприборов по групповому счетчику учета электроэнергии, кВт·ч/м^2

Группа дома	Год постройки	Октябрь 2006	Ноябрь 2006	Декабрь 2006	Январь 2007	Февраль 2007	Март 2007	Апрель 2007	За отопительный период
Серия 90	до 1995	1,83	1,79	2,37	1,81	1,64	1,57	1,51	12,56
	1995-2003	2,01	1,82	2,43	2,03	1,75	1,70	1,60	13,36
Серия 464	до 1995	1,61	1,69	2,04	1,66	1,47	1,56	1,41	11,43

Таблица 2.19 – Средние месячные тепловыделения от электроприборов по групповому счетчику учета электроэнергии, кВт·ч/чел.

Группа дома	Год постройки	Октябрь 2006	Ноябрь 2006	Декабрь 2006	Январь 2007	Февраль 2007	Март 2007	Апрель 2007	За отопительный период
Серия 90	до 1995	38,86	38,28	50,45	38,59	34,89	33,48	32,09	266,65
	1995-2003	46,42	42,21	56,32	46,81	40,61	39,45	37,34	309,16
Серия 464	до 1995	35,19	36,70	44,39	35,90	31,93	34,03	30,67	249,00

Таблица 2.20 – Средние месячные удельные тепловыделения от электроприборов по групповому счетчику учета электроэнергии для дома с электрическими плитами, кВт·ч/м^2

Группа дома	Год постройки	Кол. жителей	Окт. 2006	Ноя. 2006	Дек. 2006	Янв. 2007	Фев. 2007	Мар. 2007	Апр. 2007	За отопительный период
Серия 90	до 1995	220	2,09	2,30	2,82	1,93	2,52	1,97	1,67	15,3
	1995-2003	583	2,26	1,93	2,74	2,30	1,96	1,90	2,08	15,2

Таблица 2.21 – Средние месячные тепловыделения от электроприборов по групповому счетчику учета электроэнергии для дома с электрическими плитами, кВт·ч/чел.

Группа дома	Год постройки	Кол. жителей	Окт. 2006	Ноя. 2006	Дек. 2006	Янв. 2007	Фев. 2007	Мар. 2007	Апр. 2007	За отопительный период
Серия 90	до 1995	220	59,30	65,35	80,16	54,80	71,67	56,06	47,37	435
	1995-2003	583	60.51	52.82	74.02	61.99	53.20	51.46	56.01	410

Уровень тепловыделений находится в диапазоне около 32 кВт·ч/м^2 в год для зданий с газовыми плитами и 26 кВт·ч/м^2 в год для зданий с электрическими плитами. Анализ полученных результатов показывает, что уровень тепловыделений несущественно зависит от типа зданий и устойчив в расчете на одного человека. В таблицах 2.22 и 2.23 приведены усредненные удельные мощности бытовых тепловыделений в зданиях серий 90 и 464, с газовыми и электрическими плитами для приготовления пищи. Из приведенных результатов можно сделать вывод о том, что фактический уровень тепловыделений в квартирах существенно ниже нормативного. Для квартир с газовыми плитами уровень тепловыделений несколько выше, чем для квартир с электрическими, но разница незначительна и составляет 0,17 Вт.

Таблица 2.22 – Усредненные удельные бытовые тепловыделения в жилых домах серий 90, 464, с газовыми плитами для приготовления пищи

Группа дома	Год постройки	Тепловые выделения, Вт/чел.			Суммарная величина бытовых тепловыделений	
		От электр.	От газ.	От чел.	Вт/чел	Вт/м²
Серия 90	до 1995	52,14	35	47	134,14	6,30
	1995 - 2003	54,32	35	47	136,32	6,20
Серия 464	до 1995	48,90	35	47	130,90	6,00
Среднее значение удельной мощности		**51,79**	**35**	**47**	**133,79**	**6,17**
Среднеквадратичное отклонение для здания					**7,1**	**0,33**
Среднеквадратичное отклонение для квартиры					**84,5**	**3,92**

Таблица 2.23 – Усредненные удельные бытовые тепловыделения в жилых домах серий 90, 464 с электрическими плитами для приготовления пищи

Группа дома	Год постройки	Тепловые выделения, Вт/чел.			Суммарная величина бытовых тепловыделений	
		От электр.	От газ.	От чел.	Вт/чел	Вт/м^2
Серия 90	до 1995	85,44	-	47	132,44	6.11
	1995 -2003	80,58	-	47	127,58	5,9
Среднее значение		**83,01**	**-**	**47**	**130,01**	**6**

На рисунке 2.27 представлена диаграмма значений мощности внутренних источников тепла для всех зданий. Из данных рисунка 2.27 можно сделать вывод о том, что разброс данных по зданиям незначителен. При среднем значении удельной мощности, f_2 , равном 6,15 Вт/м^2 общей площади здания среднеквадратичное отклонение равно 0,3 Вт/м^2, что составляет 5,3% от средней величины.. Отсюда следует, что для заселенных многоэтажных зданий в расчетах можно использовать полученное значение удельной мощности внутренних источников тепла.

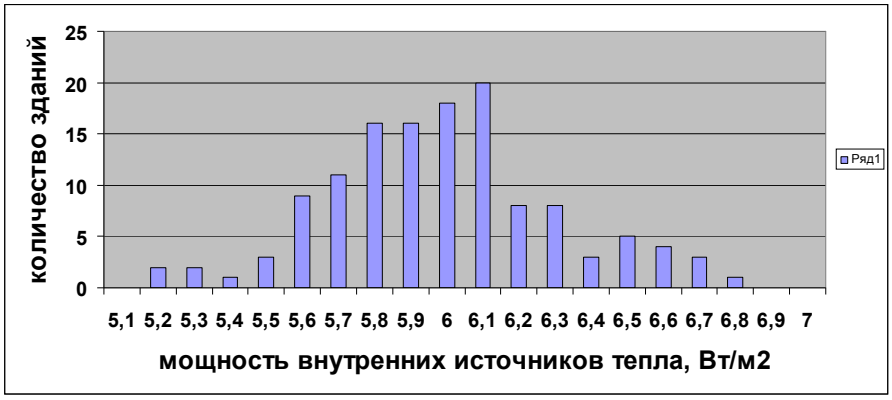


Рисунок 2.27 – Диаграмма значений мощности внутренних источников тепла для зданий с газовыми плитами

Усреднение данных в каждом доме выполнялось по количеству квартир, , отсюда значение среднеквадратичного отклонения значений удельной мощности внутренних источников тепла для отдельной квартиры равно [110]:

$$\sigma_{кв.} = \sigma_{зд.} N^{-0,5} \qquad (2.42)$$

где $\sigma_{кв}$ и $\sigma_{зд.}$ - среднеквадратичное отклонения значений удельной мощности внутренних источников тепла для отдельной квартиры и для здания;

N – среднее количество квартир в здании, равное 139.

Рассчитанное значение $\sigma_{кв.}$=3,45 Вт/м^2.

Эта же величина, f_2, полученная в [35,119] по анализу теплового баланса здания расчетно-измерительным путем, существенно выше, чем в результатах, полученных в [91]. Этот факт объясняется тем, что в приведенных выше результатах не учтены тепловыделения в ванной комнате от полотенцесушителя. При измерении параметров вентиляционных выбросов в [35,119] эти тепловыделения присутствуют.

Для квартирного полотенцесушителя получим дополнительно 2,64 Вт/м^2. Следовательно, в вентиляционных выбросах квартир присутствует 8,8 Вт/м^2 тепловыделений. Эта цифра хорошо согласуется с полученной в [35, 119].

В энергоэффективных зданиях рекуператор забирает часть этого тепла и включает в общую систему энергоснабжения. Поэтому для таких зданий внутренние тепловыделения должны включать тепловыделения в ванной комнате.

Полученные результаты были использованы для внесения изменений в норматив [34]. В результате исследований можно сделать вывод, что мощность тепловыделений в квартирах или зданиях следует связывать не с площадью помещений, а с количеством проживающих в нем людей, пересчитывая результаты на общую или жилую площадь здания в зависимости от его заселенности.

В [91] были исследованы теплоэнергетические характеристики жилых зданий г. Могилева по результатам отопительного сезона 2006 – 2007 гг. На рис. 2.28 представлены распределения удельного потребления тепла на отопление зданий старого жилого фонда серий КПД 90, 464, 335, 334 по месяцам отопительного сезона. Распределения имеют выраженный случайный характер.

На рисунке 2.29 представлено статистическое распределение удельного годового потребления тепла на отопление тех же зданий. Представленное на рис. 2.29 распределение имеет среднее значение 128 кВтч/м^2 в год при стандартном отклонении 19,6 кВтч/м^2 в год, что составляет 15,5%.

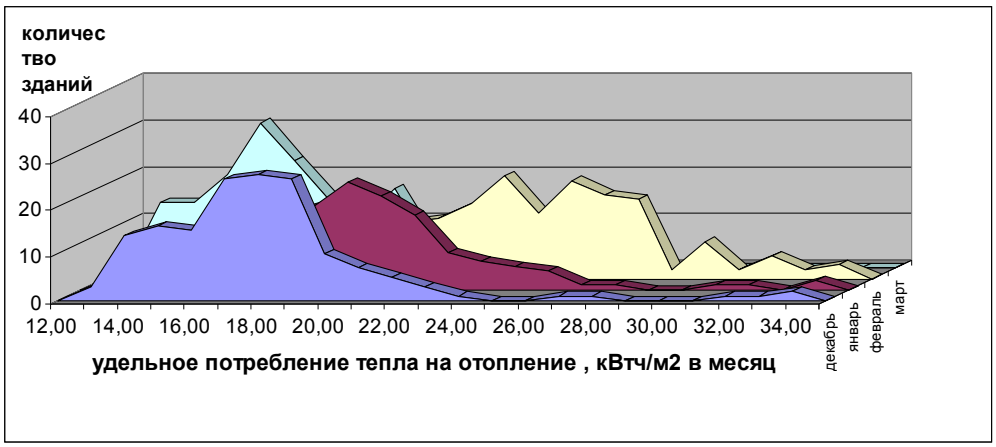


Рисунок - 2.28. Удельное за месяц потребление тепла на отопление зданий старого жилого фонда в отопительном сезоне 2006-2007 гг.

В [131] расчетным путем установили среднюю температуру в зданиях в течение отопительного сезона, равную 21°С, что дает расчетное значение удельных тепловых потерь в здании, равное 166 кВтч/м^2 за отопительный сезон.

С учетом энергии внутренних источников тепла, расчетное значение удельного потребления тепловой энергии за отопительный сезон, равно 137,7 кВтч/м^2 за отопительный сезон, что больше эксплуатационного значения на 9,7 кВтч/м^2 в год, отклонение составляет 7% расчетной величины. Таким образом, расчетное удельное потребление тепла зданиями старого жилого фонда, в среднем, хорошо согласуется с измеренными эксплуатационными значениями. С учетом возможных случайных колебаний температуры, отклонений теплотехнических характеристик ограждающих конструкций и уровня воздухообмена в квартирах от проектных значений.

На рисунок 2.30 представлено удельное годовое потребление тепла на отопление новых зданий постройки 2000 – 2003 гг. Среднее значение, определенное по показаниям счетчиков тепла для 17 многоэтажных зданий, равно 91 кВтч/м^{2}в год при стандартном отклонении 15,5 кВтч/м^{2}в год. Среднее расчетное значение удельных годового потребления тепла на отопление для условий отопительного сезона 2006 -2007 гг. г. Могилева и средней температуры воздуха в квартирах, равной 21°С, и определенной ранее мощности внутренних источников тепла равно 85 кВтч/м^{2}в год, что на 6 кВтч/м^{2}в год меньше эксплуатационного значения, отклонение составляет 6,7% .

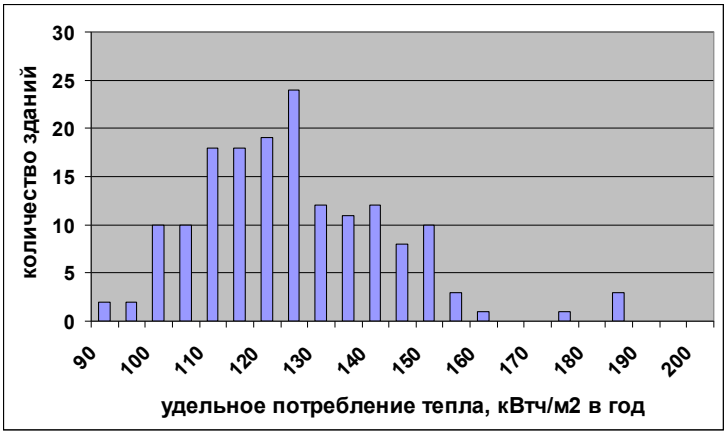


Рисунок - 2.29. Удельное годовое потребление тепла на отопление зданий старого жилого фонда в отопительном сезоне 2006-2007 гг., кВтч/м^{2}в год

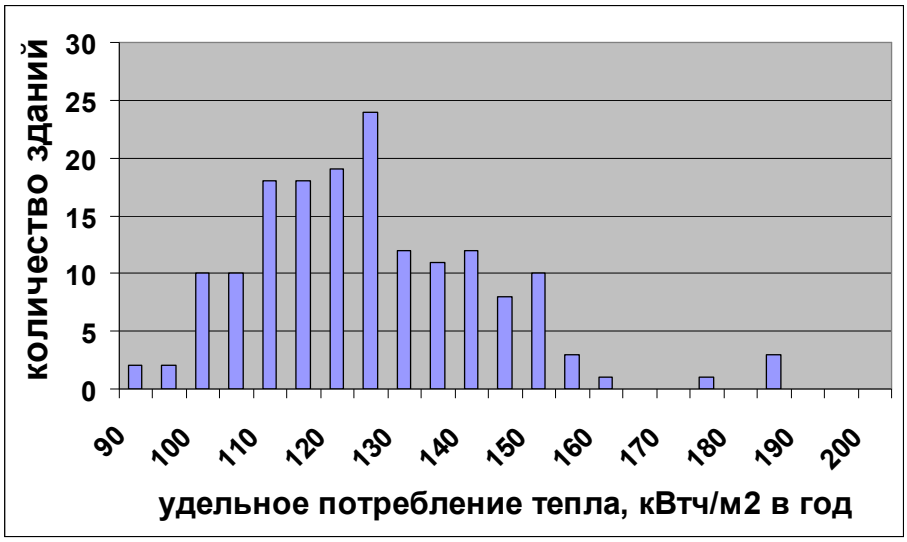


Рисунок 2.30 - Удельное годовое потребление тепла на отопление новых зданий в отопительном сезоне 2006-2007 гг., кВтч/м^{2}в год

2.6.2 Расчетно-экспериментальный способ определения общего коэффициента теплопередаче, мощности внутренних источников тепла и средней температуры воздуха эксплуатируемых зданий

Требования к теплотехническим характеристикам зданий изменяются вместе с изменением стоимости энергоносителей. Если в [132] требования к сопротивлению теплопередаче ограждающих конструкций выбирались только из соображения теплового комфорта, то в [133] были установлены нормируемые значения для сопротивления теплопередаче для ограждающих конструкций, а в [18, 34] - нормативные значения для удельного годового потребления тепла на отопление зданий. Удельное годовое потребление тепла на отопление устанавливается и в нормативных документах стран ЕС, например [134].

Однако, эта характеристика относится не к зданию как конструктивной системе, а дает оценку энергетической системе, связанной со зданием, но включающей также климатические условия и условия эксплуатации здания.

Сравнительный анализ зданий, находящихся в различных климатических зонах и с различными условиями эксплуатации по удельному потреблению тепловой энергии на отопление некорректен в силу отмеченных особенностей.

В [63] для сравнительного анализа зданий используют понятие теплотехнической характеристики здания, равной отношению удельной энергии тепловых потерь через ограждающие конструкции к объему здания и средней за отопительный сезон разности температур. В [18] она используется в качестве одного из нормируемых показателей здания.

В [19] расчет тепловых потерь здания выполняется через общий коэффициент теплопередаче здания, равный отношению удельной мощности тепловых

потерь при разности температур в 1 ^{0}К к отапливаемой площади. Значение коэффициента позволяет сравнивать здания по теплоэнергетическим параметрам независимо от места их строительства и условий эксплуатации.

Прогнозные значения общего коэффициента теплопередаче здания, f_1, можно определить по проектным данным. Фактическое значение f_1 можно определить в течение отопительного сезона, при использовании данных по учету тепловой энергии на отопление зданий. Однако, к показаниям счетчика тепла дополнительно необходима информация о мощности внутренних источников тепла, для определения которой, например [91], требуется измерение многих параметров, что представляет достаточно трудоемкую задачу.

В [131, 135] предложен метод определения общего коэффициента теплопередаче по значению тепловой энергии, затраченной на отопление здания на нескольких интервалах времени. Средняя удельная мощность источника тепла в отоплении здания на i –м временном интервале измерений равна:

$$P_i = \Delta T_i \cdot f_1 + f_2, \qquad \Delta T_i = (T_{i\text{in.}} - T_{i\text{out.}}), \quad i=1 \ldots NN, \tag{2.43}$$

где P_i - средняя удельная мощность источника тепла в отоплении здания, Вт/м^2;

f_1 – общий коэффициент теплопередече здания, Вт/(м^{20}К);

f_2 – средняя удельная мощность внутренних тепловыделений в здании, взятая со знаком «минус», Вт/м^2;

T_{iin} – средняя температура воздуха в здании на i-м интервале измерений,°С;

T_{iout} - средняя температура наружного воздуха на i – м интервале измерений °С.

Считая общий коэффициент теплопередаче здания и среднюю мощность внутренних источников тепла в здании константами, можно записать систему уравнений для их определения:

$$[A] \cdot \vec{f} = \vec{P} \tag{2.44}$$

где [A] – матрица размерностью NN*2, элементы которой равны: $a_{i1}=\Delta T_i$; $a_{i2}=1$;

$\vec{f}$ - вектор размерностью 2 с компонентами f_1 и f_2;

$\vec{P}$ - вектор размерностью N с компонентами, равными P_i.

Для решения системы относительно неизвестных величин f_1 и f_2 достаточно двух уравнений. При наличии большего количества уравнений для решения можно воспользоваться приемом «псевдообращения» матрицы [136], тогда система (2.44) преобразуется к виду:

$$[B] \cdot \vec{f} = \vec{P}_1, \tag{2.45}$$

где $[B]$ - матрица размерностью 2*2, равная:

$$[B] = [A]^T [A], \tag{2.46}$$

где $$b_{11} = \sum_{i=1}^{N} \Delta T_i^2 \;; \quad b_{12} = b_{21} = \sum_{i=1}^{N} \Delta T_i \;; \quad b_{22} = NN \,. \tag{2.47}$$

$\vec{P_1}$ - двухкомпонентный вектор, равный:

$$\vec{P_1} = [A]^T \cdot \vec{P} \,; \tag{2.48}$$

где $$P_{11} = \sum_{i=1}^{N} P_{1i} \cdot \Delta T_i \,; \quad P_{12} = \sum_{i=1}^{N} P_{1i} \,. \tag{2.49}$$

При известных значениях мощности внутренних источников тепла и значении температуры воздуха в здании на одном, например, *k*-м измерительном интервале из системы уравнений (2.44) можно определить общий коэффициент теплопередаче здания и температуру воздуха в здании на остальных измерительных интервалах. В этом случае значение f_1 равно:

$$f_1 = \frac{Q_k}{T_k - T_{kout}} \,, \tag{2.50}$$

где $$Q_k = P_k - f_2 \,, \tag{2.51}$$

$$T_i = T_{iout} + \frac{Q_i}{f_1} \,, \; i \neq k \,. \tag{2.52}$$

Известны работы [91], [136], в которых определены значения удельных затрат тепла на отопление зданий. В [137] проведено сопоставление фактического и ожидаемого потребления тепловой энергии на отопление зданий в г.Москве. Однако, без значения величины внутренних источников тепла в зданиях невозможно сделать однозначный вывод о теплотехнических характеристиках зданий. Первичная информация по расходу тепла в зданиях различных типов г. Могилева была использована для определения их энергетических характеристик по предложенной методике [131, 135]. Общий коэффициент теплопередаче определялся по ежемесячным данным затрат тепловой энергии на отопление зданий и значениям температуры наружного воздуха в зданиях решением системы уравнений (2. 44).

Так как для каждого из этих зданий была определена мощность внутренних источников тепла, [91], информация по фактическому расходу тепловой энергии и мощности внутренних источников тепла в зданиях г. Могилева была использована также для определения общего коэффициента теплопередачи зданий по предложенной методике решением системы уравнений (2.47) – (2.49).

В таблице 2.24 приведены данные гидрометеоцентра по средним значениям температуры наружного воздуха г. Могилеве в отопительном сезоне 2006 – 2007 гг., использованные при расчетах.

Таблица 2.24 – Средние температуры в г. Могилеве в отопительном сезоне 2006 – 2007 гг.

Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Январь	Февраль	Март	Апрель
7,6	1,7	2	-0,5	-9,7	4,8	5,8

При выполнении расчетов использовалась измерительная информация по четырем месяцам, с декабря 2006 по март 2007г.

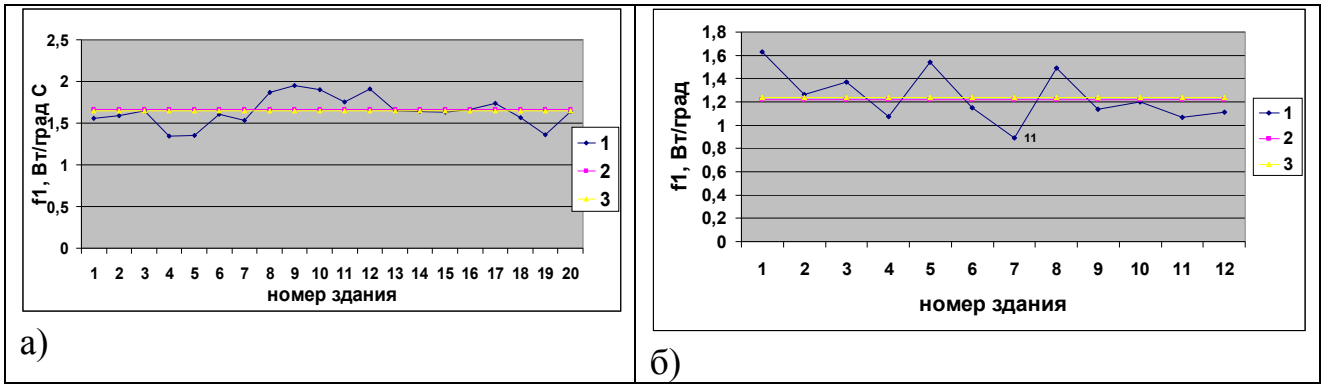
Для решения задачи определения f_1 и f_2 дополнительно к значениям расхода тепловой энергии на отопление для различных измерительных интервалов, информация о которой имелась (см. рисунки 2.28, 2.29), в соответствии с уравнением (2.45) необходима информация о значениях ΔT_i. Информация о температуре воздуха в здании отсутствовала. Поэтому было сделано несколько предположений.

Средняя температура воздуха в здании предполагалась постоянной в период выполнения измерений и определялась следующим образом. Для известных значений удельной мощности источника отопления в каждом месяце и для известных значений средней температуры наружного воздуха была разработана математическая программа, листинг которой приведен в приложении А.2, с помощью которой выполнялось решение системы уравнений (2.44) относительно f_1 и f_2. Значение температуры воздуха в здании определялось методом последовательных приближений. Температура воздуха подбиралась на каждом шаге расчета таким образом, чтобы удельная мощность внутренних источников тепла для здания, рассчитанная из (2.45), совпала с известным для этого здания значением. Дополнительно принималось условие, что температура воздуха в зданиях для самого холодного месяца (февраля в данном случае) равна 18°С. Это условие соответствует практике «недотопа» в холодные месяцы.

На рисунке 2.31а приведен график значений f_1 для зданий, построенных до 1993 г., рассчитанных из уравнения (2.44). На этом же рисунке приведены среднее значение f_1, полученное по этим данным и расчетное теоретическое значение из таблицы 2.25. Обращает на себя факт совпадения среднего значения и теоретического значения. Однако, на графике виден значительный, до 20%, разброс значений общего коэффициента теплопередаче от среднего, что обусловлено индивидуальными особенностями зданий. На рисунке 2.31б приведены графики значений общего коэффициента теплопередаче для зданий, построенных после 1993 г..Здесь также имеем совпадение среднего значения и теоретического значения из таблицы 2.25 для зданий нового жилого фонда. На графике также виден значительный, до 30% разброс значений энергетической характеристики от среднего значения.

Таблица 2.25 – Вычисленные значения удельных тепловых потерь и общего коэффициента теплопередаче для зданий различного типа

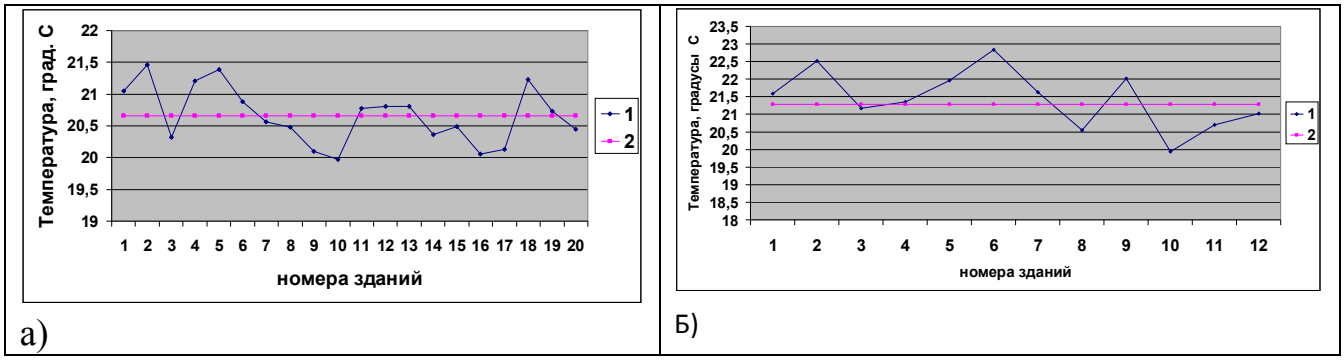
Тип зданий	Старый жилой фонд	Новые здания	Соответствующие изменению №1, [18]	Энерго-эффективные
Величина теплопотерь, кВтч/м^2 в год	150	110	85	65
Общий коэффициент теплопере-даче, Вт/м^2 ºС	1,66	1,22	0,94	0,72



1- расчет по экспериментальным данным; 2 – теоретическое, 3– среднее значение

Рисунок 2.31 – Общий коэффициент теплопередаче зданий старого жилого фонда (а) и нового строительства (б), Вт/(м^2°К)

На рисунке 2.32 приведен график средней температуры воздуха для каждого из зданий старого (а) и нового (б) жилого фонда. Она выше нормативного значения, равного 18°С и находится в интервале оптимальных значений [138].



1 –рассчитанное значение; 2 – среднее по зданиям

Рисунок 2.32 – Температура в зданиях старого жилого фонда (а) и новых зданий (б)

Из системы уравнений (2.46) – (2.48) были получены значения среднемесячной температуры в зданиях и их общего коэффициента теплопередаче. Значения общего коэффициента теплопередаче для зданий старого жилого фонда практически совпадают с рассчитанными ранее из уравнения (2.44). Значения среднемесячных температур воздуха, рассчитанные для зданий старого жилого фонда представлены на рисунке 2.33.

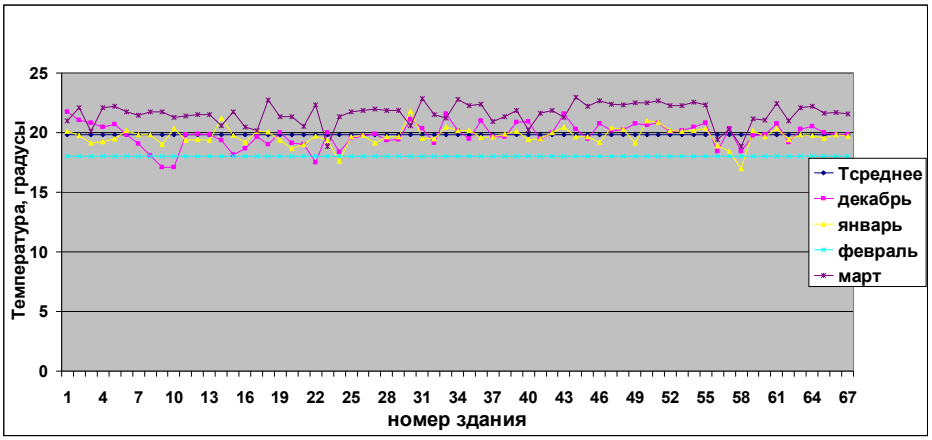


Рисунок 2.33 – Расчетные среднемесячные температуры для зданий старого жилого фонда (до 2003 г.)

2.6.3 Определение статистической погрешности определения энергетических характеристик зданий

Погрешность определения f_1 и f_2 можно рассчитать, используя формулу переноса ошибок в случае одного параметра, зависящего от нескольких независимых переменных [110]:

$$\sigma^2(f_k) = \sum_{i=1}^{N} \left(\frac{\partial f_k}{\partial(\Delta T_i)}\right)^2 \sigma^2(\Delta T_i) + \sum_{i=1}^{N} \left(\frac{\partial f_k}{\partial(P_i)}\right)^2 \sigma^2(P_i) \qquad (2.53)$$

Для случая неизвестного значения мощности внутренних источников тепла из (2.45) можно получить:

$$\frac{\partial f_1}{\partial(\Delta T_i)} = \frac{N \cdot P_i - P_{12} - 2 f_{1cp}(N \cdot \Delta T_i - b_{12})}{N \cdot b_{11\cdot} - b_{12}^2}, \qquad (2.54)$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial(\Delta T_i)} = \frac{2P_{12} \cdot \Delta T_i - b_{12} \cdot P_i - P_{11} - 2 f_{1cp}(N \cdot \Delta T_i - b_{12})}{N \cdot b_{11\cdot} - b_{12}^2}, \qquad (2.55)$$

$$\frac{\partial f_1}{\partial(P_i)} = \frac{N \cdot \Delta T_i - b_{12}}{N \cdot b_{11\cdot} - b_{12}^2}, \qquad (2.56)$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial (P_i)} = \frac{b_{11} - b_{12} \cdot \Delta T_i}{N \cdot b_{11\cdot} - b_{12}^2} . \qquad (2.57)$$

При N=2 для значений среднеквадратичной погрешности измерения f_1 и f_2 можно записать выражения:

$$\sigma(f_1) = \sqrt{\frac{2(\sigma^2(P) + f_1^2 \cdot \sigma^2(\Delta T))}{(\Delta T_1 - \Delta T_2)^2}} , \qquad (2.58)$$

$$\sigma(f_2) = \sqrt{\frac{(\Delta T_1^2 + \Delta T_2^2)\sigma^2(P) + ((P_1 - f_2)^2 + (P_2 - f_2)^2) \cdot \sigma^2(\Delta T)}{(\Delta T_1 - \Delta T_2)^2}} . \qquad (2.59)$$

Для случая известного значения f_2 для значения f_1 и для T_i получим значения среднеквадратичной погрешности, равные:

$$\sigma_{f_1} = \sqrt{\frac{\sigma_Q^2}{\Delta T_k^2} + \frac{Q_k^2 \cdot \sigma_{\Delta T_k}^2}{\Delta T_k^4}} , \qquad (2.60)$$

$$\sigma_{T_i} = \sqrt{\sigma_{T_{нар}}^2 + \frac{\sigma_Q^2}{f_1^2} + \frac{Q_i^2 \cdot \sigma_{f_1}^2}{f_1^4}} , \; i \neq k . \qquad (2.61)$$

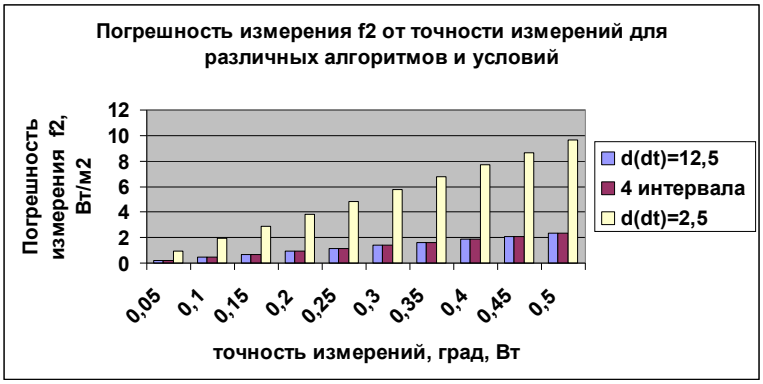
Где $\sigma_Q^2 = \sigma_P^2 + \sigma_{f_2}^2$.

На рис. 2.34 представлены значения погрешности f_2 от точности измерений температуры при расчете по двум алгоритмам. В первом использовалась информация, полученная для четырех месяцев отопительного сезона, и расчет погрешности выполнялся по формуле (2.53). Варианты 1 и 3 – расчет выполнялся для двух измерительных интервалов, а погрешность определения f_2 вычислялась по формуле (2.59) для разности значений ΔT, равной 12,5 °С (февраль и март) и для разности значений ΔT равной 2,5 °С (декабрь и январь). Минимальная погрешность соответствует вариантам расчета 1 и 2.

На рис. 2.35 представлены значения статистической погрешности определения f_1 от точности измерения температуры воздуха и мощности источника тепла в здании. Вариант 1 – известно значение f_2, расчет погрешности определения f_1 выполнялся по формуле (2.60) для разности значений ΔT, равной 12,5 °С (февраль и март месяцы) и разности значений ΔT равной 2,5 °С (декабрь и январь месяцы). В варианте 2 расчет погрешности f_1 выполнялся по формуле (2.53) для четырех месяцев отопительного сезона. Варианты 3 – расчет выполнялся для двух измерительных интервалов, погрешность определения f_1 вычислялась по формуле (2.57). Из результатов, представленных на рисунке, можно сделать вывод, что минимальная погрешность (менее 1%) соответствует вариантам 2 и 3.

На рис. 2.36 представлена погрешность определения температуры воздуха в здании (менее 1°С) в случае известного значения f_2.

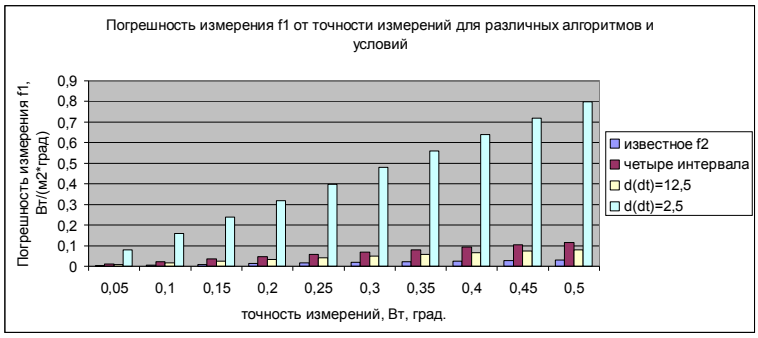
Результаты статистической обработки измерительной информации показывают, что при измерении параметров, f_1 и f_2, необходимо выбирать интервалы времени, максимально различающиеся по наружной температуре или использовать алгоритм псевдообращения матрицы [110].



f_2=6,5Вт/м^2. 1 –февраль и март; 3 - в декабрь и январь. 2 –по четырем месяцам.

Рисунок 2.34 - Зависимость погрешности определения f_2 от точности измерения температуры воздуха, °С и мощности источника тепла в здании, Вт.

Статистические характеристики теплового баланса зданий должны учитываться при проектировании зданий, особенно серийных для домостроительных комбинатов. В процессе эксплуатации однотипных зданий необходимо выполнять статистический контроль показаний счетчиков тепла, определяя значение общего коэффициента теплопередаче здания по методике, изложенной в [131].



F_1=1,97. Вариант 1 – известно значение f_2; Варианты 3 – – измерения в феврале и марте; 4 - - в декабре и январе. 2 - расчет по четырем месяцам.

Рисунок 2.35. Погрешность определения f_1 от точности измерения температуры, °С и f_2, Вт, для различных условий и алгоритмов измерения.

Данные статистической обработки должны стать основанием для корректировки теплотехнических характеристик здания, таких как сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций, так, чтобы выполнялось условие:

$$f_{1пр.} < f_{1ср.} + \sigma, \qquad (2.62)$$

Где $f_{1пр.}$и $f_{1ср}$ – проектное и определенное для эксплуатируемых зданий значение общего коэффициента теплопередаче здания, Вт/(м^2°С); σ – стандартное отклонение значения f_1, Вт/(м^2°С);

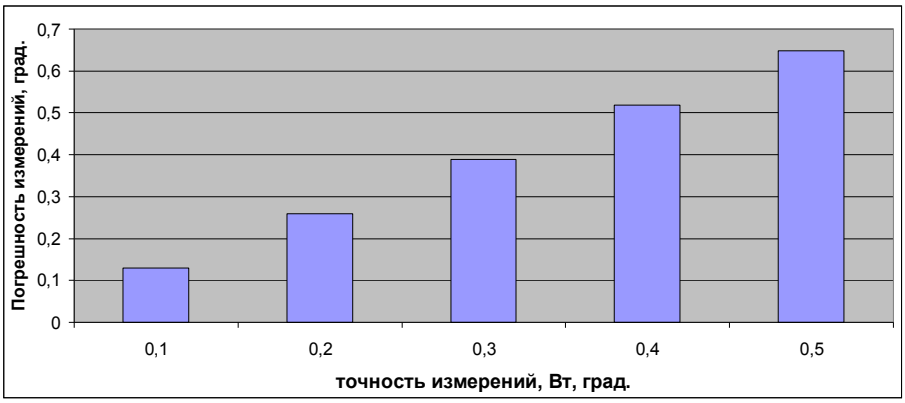


Рисунок 2.36. Погрешность определения температуры в здании в случае известного значения f_2.

Такой подход к проектированию и строительству обеспечит заинтересованность застройщика в качестве работ, так как в ином случае недостатки качества придется компенсировать дополнительными затратами на утепление зданий.

2.7 Выводы

При эксплуатации зданий тепловой баланс формируется под влиянием й с дефектов строительства, режимов потребления тепла в квартирах и климатических условиямй. Эти режимы сказываются на величине теплопотерь здания и распределяют тепловую нагрузку между отдельными квартирами [119-131, 123].

Предложено определение энергоэффективного здания с учетом компактности [52, 64].

Впервые разработана модель теплотехнического расчета рациональной неоднородной схемы утепления ограждающих конструкций здания, уравнивающая тепловые потери различных элементов конструкции путем неоднородного утепления [52, 90, 124], что позволило выполнить оптимизацию длительности отопительного периода и уменьшить тепловые потери зданий.

Разработаны методики измерения мощности внутренних и бытовых тепловыделений в жилых зданиях [52, 91]. Апробация методик на экспериментальных объектах позволила с высокой точностью определить фактическое значение этой величины для современных условий функционирования зданий.

По анализу энергетических источников в зданиях определены усредненные удельные мощности бытовых тепловыделений [52, 91]. Полученные значения не зависят от типа рассматриваемых зданий или года постройки и могут быть использованы при проектировании зданий различных конструктивных систем.

Сделан вывод о том, что мощность внутренних тепловыделений в квартирах или зданиях следует связывать не с площадью помещений, а с количеством проживающих в нем людей, пересчитывая результаты на общую или жилую площадь здания в зависимости от его заселенности [91].

Для энергоэффективных зданий к мощности внутренних тепловыделений необходимо добавить тепловыделения в ванной комнате, составляющие 2,64Вт/м^2 [91].

Предложена методика измерений обобщенного коэффициента теплопередаче и средней мощности внутренних источников тепла в эксплуатируемом здании по показаниям счетчика тепла и средней температуре воздуха внутри и снаружи здания в течение двух или более периодов отопительного сезона с различающейся температурой наружного воздуха [131, 138].Обработка экспериментальных данных для зданий старого жилого фонда и новой постройки подтвердила ее работоспособность и позволила впервые получить статистические величины составляющих теплового баланса и значения обобщенного коэффициента теплопередаче для зданий старого и нового жилого фонда, причем, средние значения по группам зданий практически совпадают с теоретическими, рассчитанными для этих групп.

Для известных значений мощности внутренних источников тепла решена задача расчетного определения средней температуры воздуха в здании [131, 138]. Рассчитанные в соответствии с предложенной методикой значения средней температуры воздуха в зданиях дали значения в диапазоне 20 – 22 °С, то - есть в диапазоне оптимальных значений температуры. Анализ статистической погрешности методики подтвердил высокую точность измерений.

Выполнена оценка влияния теплообмена между квартирами на потребление тепловой энергии для отопления отдельной квартиры и предложено для определения расхода тепловой энергии учитывать этот фактор помимо показаний счетчика тепла [119, 120, 123].

Определены требования к размерам и теплотехническим характеристикам окон для энергоэффективных зданий в зависимости от сопротивления теплопередаче стен и определена степень влияния архитектурных приемов, таких как оптические свойства внутренней и наружной поверхности стены, рельеф на поверхности стен, сложность фасадов, на теплоэнергетические характеристики здания [97, 99].

Предложен новый подход к проектированию теплотехнических характеристик зданий с учетом статистических параметров теплового баланса в процессе эксплуатации [107].

ГЛАВА 3

СИСТЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ ДЛЯ МНОГОЭТАЖНЫХ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

3.1 Параметры воздушной среды в жилых помещениях: санитарно-гигиенические условия жилых помещений

В процессе жизнедеятельности человека выделяется тепло, а при дыхании выделяется влага и углекислый газ [139] – [141]. Эти выделения зависят от многих факторов [139], и их объем представлен в таблица 3.1. Для выделяющегося углекислого газа в [140] приведена величина, равная 20 л/(ч.чел). В жилище имеются также источники влаги [142], приведенные в таблице 3.2.

Таблица 3.1 Зависимость отдачи человеком тепла и водяного пара от температуры окружающей среды

Температура воздуха		ºС	18	20	22	23	24	25	26
Отсутствие активной физической деятельности	$Q_{св}$ (явное тепло)	Вт	100	95	90	85	75	75	70
	$Q_{п}$(скрытое тепло)	Вт	25	25	30	35	40	40	45
	$Q_{общ}$ (общая теплоотдача)	Вт	125	120	120	120	115	115	115
	Отвод водяного пара m0	г/час	35	35	40	50	60	60	65
Среднетяжелая работа	$Q_{общ}$ (общая теплоотдача)	Вт	270	270	270	270	270	270	270
	$Q_{св}$ (явное тепло)	Вт	155	140	120	115	110	105	95

Таблица 3.2 Влагоотдача в жилых помещениях.

Горшочные растения	7-15 г/час
Фикус среднего размера	10-20 г/час
Сушка белья, барабан 4,5 кг с центрифугой	50-100 г/час
Ванная комната	Примерно 1100 г за 1 купание
Душевая кабина	Примерно 1700 за 1 купание
Блюда быстрого приготовления	400-500 г/час варки
Блюда длительного приготовления	450-900 г/час варки
Посудомоечная машина	Около 200г за 1 процесс мытья
Стиральная машина	200-350 г за 1 стирку
Человек - во время сна	 40-50 г/час
- при выполнении работы по дому	Около 90 г/час
- при напряжённой деятельности	Около 175 г/час

В то же время существуют оптимальные условия среды обитания [143], приведенные в таблице 3.3 и допустимые параметры микроклимата в отопительном периоде, приведенные в таблице 3.4.

Таблица 3.3 Показатели оптимального микроклимата в жилых помещениях.

Показатели оптимального микроклимата	Период года	
	Холодный и переходные условия	Тёплый
Температура воздуха (ºС)	20-22	21-25
Относительная влажность (%)	30-45	30-60
Скорость движения воздуха (м/сек)	0,1-0,15	Не более 0,25
Температурный перепад между температурой воздуха помещений и стен (ºС)	Не более 6	-
Температурный перепад между температурой воздуха помещений и пола(ºС)	2	-

Таблица 3.4 Допустимые параметры микроклимата в отопительный период.

Параметры	Значения
Температура воздуха	+18 +22 ºС
Относительная влажность	30-65%
Скорость движения воздуха	Не более 0,25 м/сек
Температурный перепад между температурой воздуха помещений и стен	Не более 6ºС
Температурный перепад между температурой воздуха помещений и пола	Не более 2 ºС

Для обеспечения определенных в таблицах 3.3 и 3.4 параметров микроклимата система вентиляции помещений должна обеспечить определенную кратность воздухообмена, а мощность системы отопления – соответствовать тепловым потерям здания.

Критерием санитарного состояния воздуха служит содержание в нем углекислого газа (CO_2) [144].

В [145] приведены требования к расчетному воздухообмену в нашей стране. В [146] приведен уровень воздухообмена, принятый в различных странах. В приложениях Б.1 – Б3 приведены сведения об оптимальном газовом составе воздуха в жилых помещениях на основании информации, представленной в [144]- [146].

3.2 Актуальность перехода в жилых зданиях к механическим приточно-вытяжным системам вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов

. Сохранение вентиляционной системы естественного типа, без механического побуждения в современных зданиях, привело к негативным явлениям, связанным с ухудшением качества воздушной среды, нарушением температурного и влажностного режимов помещений. К этому можно добавить, что в зданиях, строящихся по существующим нормативам, на вентиляционные выбросы приходится более 50% теплопотерь здания [24, 27, 147].

Проблемы с воздухообменом в квартирах современных многоэтажных зданий возникают вследствие системных недостатков естественной вентиляции, [33, 107]. Расчеты воздухопроницаемости современных ограждающих конструкций зданий, выполненные в соответствии с [18], не оставляют возможности обеспечить нормативный уровень воздухообмена. На рис. 3.1 приведена кратность воздухообмена вследствие фильтрации воздуха через ограждающие конструкции различных систем жилых зданий, которая не превышает 10% от нормативного уровня [148]. Часто положение с воздухообменом усугубляется строительным браком, вследствие которого вытяжные вентиляционные шахты зданий не могут выполнять свои функции по удалению воздуха из квартир.

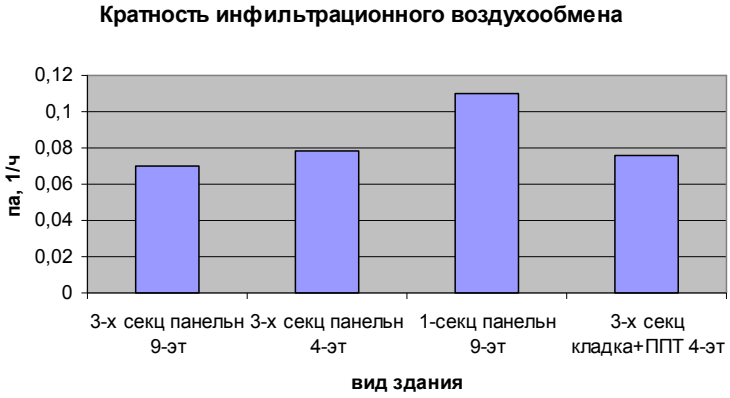


Рисунок 3.1 - Кратность воздухообмена вследствие фильтрации воздуха через ограждающие конструкции различных систем зданий.

В [107] исследовано состояние систем вентиляции в многоэтажных жилых зданиях. На рис.3.2 приведены образцы типичного строительного брака при монтаже вентиляционных шахт жилых зданий, снижающего уровень воздухообмена ниже допустимых пределов.

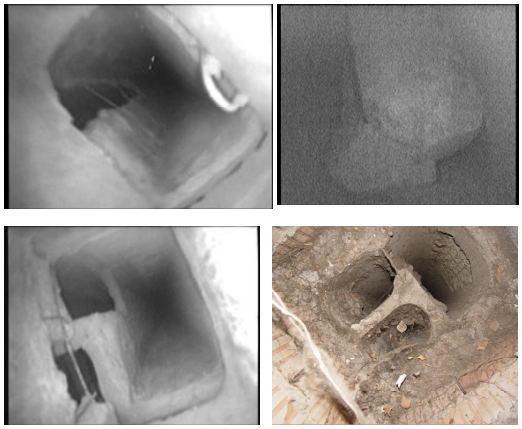


Рисунок 3.2 - Образцы типичного строительного брака в каналах вентиляционных шахт зданий

На рисунке 3.3 приведены фотографии последствий высокой влажности в квартирах в проблемных квартирах, выполненные при их обследовании.

Как правило, выпадение влаги на стенах и другие негативные явления - плесень, отставание от стен обоев, вызываются совпадением нескольких обстоятельств: недостаточый воздухообмен, ошибки проектирования и брак строительных конструкций. Вместе они приводят к появлению мостиков холода, что снижает температуру поверхности стены в комнате ниже точки росы.

Рисунок 3.3 - Последствия недостаточного воздухообмена в квартирах

Практически во всех случаях, воздухообмен в проблемных квартирах ниже нормативных требований. На рисунке 3.4 приведена гистограмма распределения уровня воздухообмена на кухне, в санузле, ванной и суммарного в квартире. Проблемы с воздухообменом возникают чаще в новых зданиях или в старых при замене окон старой конструкции. Чаще всего, в квартирах современных зданий окна закрыты. Среднее значение общего воздухообмена в обследованных квартирах было равно 51 м^3/час при стандартном отклонении 34 м^3/час. Исходя из нормативного значения при наличии газовых плит, 140 м^3/час или электрических, 110 м^3/час, уменьшение тепловой нагрузки здания для получен-

ных экспериментальных данных составляет 32 кВтч/м^2 в год в первом случае и 27 кВтч/м^2 в год во втором при стандартном отклонении 12 кВтч/м^2 в год.

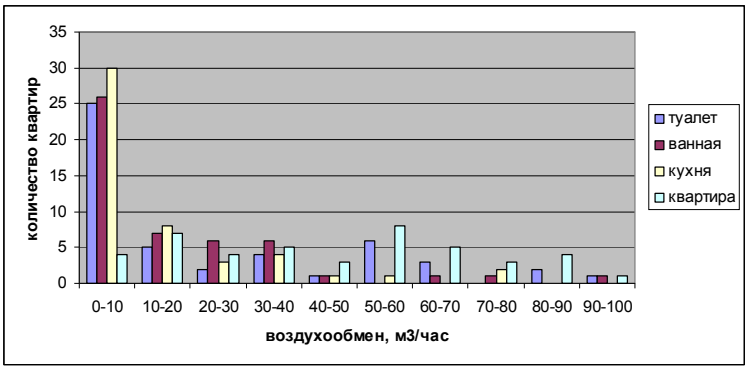


Рисунок 3.4 -Уровень воздухообмена в проблемных квартирах

Логика развития современного строительства приводит к необходимости перехода к проектированию энергоэффективных зданий [147, 149, 150]. К этому имеется несколько причин, перечисленных в главе 1.

Существенным фактором, затрудняющим решение вопроса . необходимость дополнительных затрат на новую инженерную систему, которые можно уменьшить, перейдя одновременно с системой приточно-вытяжной вентиляции к воздушному отоплению жилых зданий. Однако, при этом следует общий уровень теплопотерь здания снизить до величины, обеспечивающей совпадение кратности нормативного воздухообмена и необходимой кратности подачи воздуха в системе воздушного отопления. Условие целесообразности использования воздушного отопления можно записать в виде:

$$\rho \cdot V \cdot c \cdot (T_{max} - T_{norm}) = P_{mpot}, \qquad (3.1)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м^3;

V – объем воздуха при нормативном воздухообмене, м^3/с;

c – теплоемкость воздуха, Дж/кг·°С;

$T_{ma\,x}$= 45°С максимальная температура воздуха в системе отопления [148];

T_{norm} = 18°С – нормативная температура жилых помещений;

P_{mpot} – максимальная мощности теплопотерь помещения, соответствующая наружной температуре (-25°С).

Организация принудительной приточно-вытяжной вентиляции помещений жилых и общественных зданий требует решения ряда вопросов по выбору схемы забора и выброса воздуха их помещений, определению необходимой производительности приточного и вытяжного вентиляторов, определения необходимых сечений приточных и вытяжных воздуховодов.

Переход к механической приточно-вытяжной системе вентиляции в многоэтажных зданиях требует новых решений в организации воздухообмена. Не-

обходимо рассмотреть целесообразность сохранения в нормативных документах [148] ряда ограничений, принятых для систем естественной вентиляции зданий:

1. Запрет на объединение вентиляционных каналов туалета и кухни и сохранение канала естественной вытяжки на кухне с газовой плитой, что снижает эффективность системы утилизации тепла вентиляционных выбросов;

2. Значительное разнесение входа приточного и выхода вытяжного каналов, что удорожает и усложняет систему вентиляции.

Для эффективного проектирования систем принудительной вентиляции с возможностью гибкого реагирования на изменение условий работы необходима разработка быстрых алгоритмов расчета и управления параметрами вентиляционной системы.

3.3 Конструктивные схемы организованного воздухообмена жилых зданий

При организации принудительного воздухообмена жилых и производственных помещений возможны различные варианты исполнения систем вентиляции.

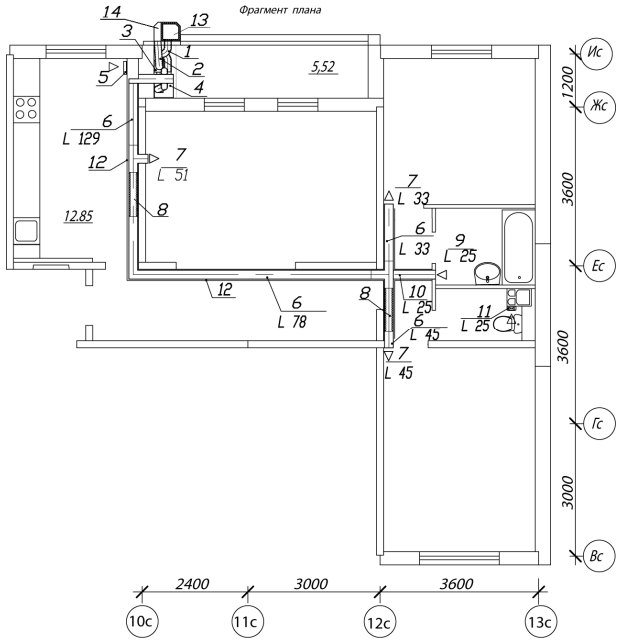
Наиболее простой выглядит схема вентиляции отдельной квартиры, когда забор приточного воздуха осуществляется непосредственно с улицы, а выброс отработанного воздуха помещений также осуществляется на улицу. К достоинствам такой схемы вентиляции следует отнести независимость ее работы от систем вентиляции других квартир, малая длина приточного и вытяжного воздуховодов, простота. К недостаткам следует отнести, необходимость организации вентиляционных выбросов на фасад здания, что создает возможность попадания отработанного воздуха одних квартир в приточные каналы других квартир.

Для многоэтажных зданий предпочтительнее выглядит децентрализованная система вентиляции с общей вытяжной вентиляционной шахтой. Для крупных городов с неудовлетворительным качеством воздуха целесообразно выполнить и общий забор воздуха с уровня верхних этажей. Типичная схема вентиляции квартиры с электрической кухонной плитой представлена на рис 3.5, реализованная в энергоэффективных зданиях в гг. Минск и Гродно [151]. Поскольку норматив [34] запрещает объединение вытяжных вентиляционных канналов кухни и санузла, в туалете сохраняется канал свободной вентиляции. С целью экономии энергии, на входе в канал установлены клапан и вентилятор, включаемые в работу только при включении света в туалете.

Для квартир с газовыми плитами имеются свои особенности, связанные с необходимостью наличия канала свободной вентиляции на кухне. С целью решения задачи экономии энергии для таких квартир предложена схема вентиля-

ции, представленная на рисунке 3.6. Отличие от схемы на рис. 3.5 заключается в том, что во входном отверстии вентиляционной шахты на кухне установлен обратный клапан, закрывающий отверстие при работающем вытяжном вентиляторе системы механической вентиляции. В этом случае воздух из кухни направляется на рекуператор, где отдает свое тепло. При выключении системы принудительной вентиляции обратный клапан открывается, организуется естественная вентиляция квартиры.

В схеме на рисунке 3.7а выброс отработанного воздуха квартир различных этажей, расположенных друг над другом, осуществляется в общую вентиляционную шахту. Дополнительно в данной схеме может быть введен общий вытяжной вентилятор, расположенный в крышном вентиляторном блоке.



1. Воздуховод удаляемого воздуха на выходе рекуператора; 2. Приточный воздуховод на входе в рекуператор; 3. Фильтр приточного воздуха; 4. Рекуператор; 5. Фильтр для удаляемого воздуха; 6. Воздуховод для распределения воздуха внутри квартиры; 7. Приточный диффузор; 8. Звукогасящая вставка; 9. Вытяжной диффузор; 10. Воздуховод удаляемого воздуха в квартире; 11. Электровентилятор с заслонкой обратной тяги; 12. Короб зашивки воздуховодов; 13. Вентиляционная шахта для удаляемого воздуха; 14. Вентиляционная шахта для свежего воздуха.

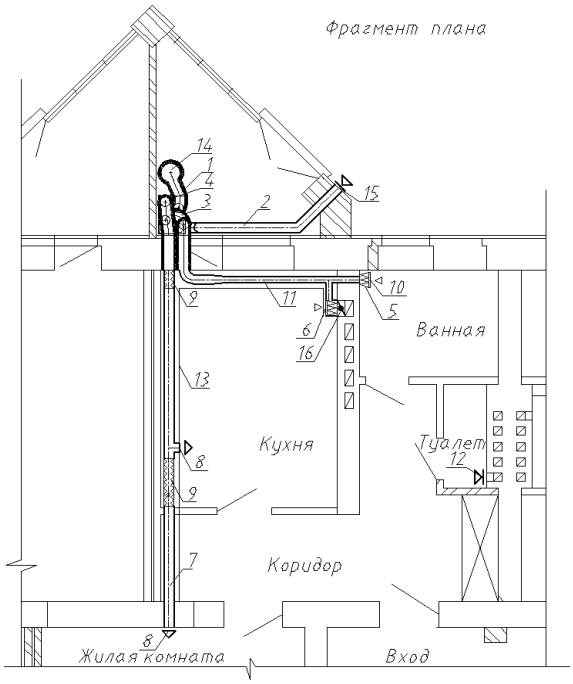
Рисунок 3.5 - Типичная схема системы вентиляции в энергоэффективных зданиях с электрическими кухонными плитами

При организации общей вытяжной вентиляционной шахты с целью исключения проблем, связанных с возможностью конденсации влаги на наружной поверхности воздуховода целесообразным выглядит решение с наружной вытяжной вентиляционной шахтой, где утепления воздуховода должна исключить замерзание сконденсированной влаги внутри вытяжной шахты.

Недостатком такой схемы вентиляции является неудовлетворительное качество воздуха в нижних этажах зданий больших городов, где более целесо

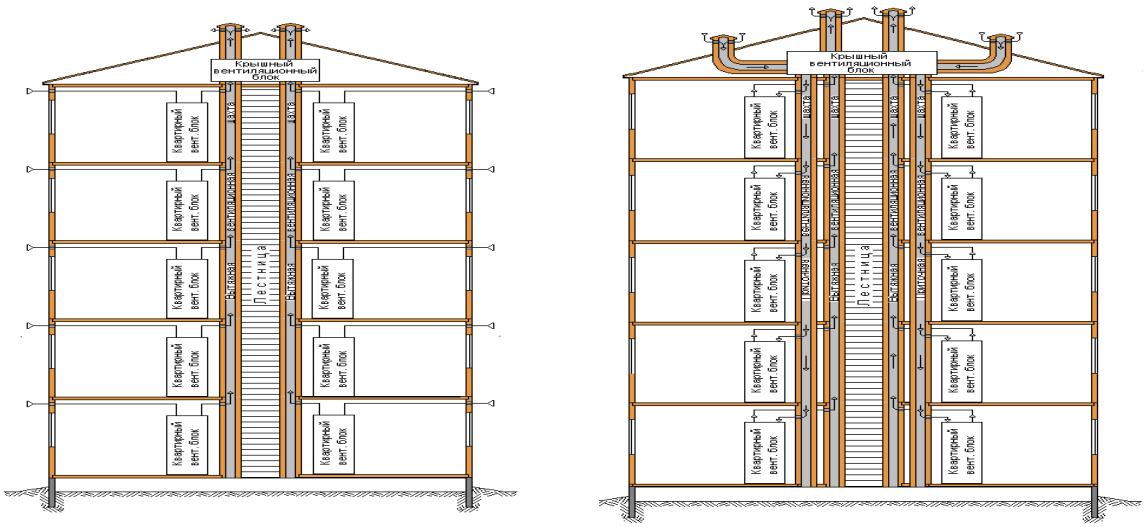
образной является организация притока свежего воздуха в квартиры через общую приточную вентиляционную шахту [151], как показано на рисунке 3.7б.

Определение потерь давления на участках системы вентиляции и расчет необходимой производительности как квартирных, так и центральных вентиляторов представляет собой отдельную задачу, решение которой возможно методом электротехнической аналогии.



16.Обратный клапан.

Рисунок 3.6 - Типичная схема системы вентиляции в энергоэффективных домах при установке на кухнях газовых плит



а) **б)**

Рисунок 3.7 – Принципиальная схема вентиляции квартир многоэтажного здания с поквартирными вводами приточного воздуха (а) и общими приточной и вытяжнойвентиляционными шахтами (б)

3.4 Аэродинамические сопротивления элементов вентиляционных систем и метод электротехнической аналогии

Потери давления $\Delta P_{тр}$, Па, на трение для прямолинейных воздуховодов произвольного сечения определяются по известной в гидравлике формуле Вейсбаха (3.3) [152].

$$\Delta P_{тр} = \psi \cdot \frac{П}{f} \cdot l \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \qquad (3.2)$$

где ψ – коэффициент трения к формуле Вейсбаха;

$П$ – периметр проходного сечения воздуховода, м;

f – площадь проходного сечения воздуховода, м^2;

v – скорость (средняя) движения воздуха, м/с;

l – длина воздуховода, м.

Для круглых воздуховодов отношение $П/f = 4/d$, где d – диаметр воздуховода, м, и формула Вейсбаха может быть записана в виде формулы (3.3), предложенной д'Арси.

$$\Delta P_{тр} = \lambda_{тр} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2d} \cdot l, \qquad (3.3)$$

где обозначено $\lambda_{тр} = 4\psi$.

При течении воздуха в гидравлически гладких трубах, относительной шероховатостью которых можно пренебречь, значение коэффициента трения $\lambda_{тр}$ при турбулентном течении при $Re < 10^5$ может быть определено по формуле Блазиуса (3.4).

$$\lambda_{тр} = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}, \qquad (3.4)$$

При расчете вентиляционных систем с достаточной точностью $\lambda_{тр}$ можно определять [153] по формуле Шифринсона (3.5).

$$\lambda_{тр} = 0.11 \cdot \left(\frac{K_э}{d} \right)^{0.25}, \qquad (3.5)$$

где $K_э$ – абсолютная эквивалентная шероховатость стенок воздуховода, м.

При расчете воздуховодов некруглой формы пользуются таблицами и зависимостями, составленными для круглых воздуховодов, вводя при этом понятие «эквивалентного диаметра»[152]. Для прямоугольного воздуховода с размерами сторон a и b эквивалентный диаметр определяется по формуле (3.6).

$$d_v = \frac{2ab}{a+b}, \qquad (3.6)$$

При применении неметаллических воздуховодов в значение потерь давления на трение вводится поправка на шероховатость материала β, учитывающая абсолютную эквивалентную шероховатость принятого материала.

Потери давления в местных сопротивлениях на участке воздуховода находят по формуле (3.7) [153]..

$$\Delta P_m = \sum_k \xi_k \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \qquad (3.7)$$

где ξ_k - коэффициент местного сопротивления на участке воздуховода. Суммирование ведется по всем местным сопротивлениям участка воздуховода.

Общие потери давления на неразветвленной части воздуховода могут быть записаны в виде формулы

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м} = \sum_i \lambda_{тр\,i} \cdot \rho \cdot \frac{v_i^{\,2}}{2d_i} \cdot l_i + \sum_k \xi_k \cdot \rho \cdot \frac{v_k^{\,2}}{2}, \qquad (3.8)$$

Объемный расход воздуха q, м^3/с, в произвольном сечении неразветвленного воздуховода определяется по формуле

$$q = v_i \cdot f_i, \qquad (3.9)$$

где v_i – скорость потока в выбранном сечении воздуховода, м/с;

f_i – площадь поперечного сечения воздуховода, м^2.

Выражая скорость движения воздуха на участке воздуховода через расход воздуха из формулы (3.9) и подставляя это выражение в формулу (3.8), потери давления на неразветвленном участке воздуховода можно записать в виде формулы (3.10).

$$\Delta P = R \cdot q^2, \qquad (3.10)$$

где R – аэродинамическое сопротивление неразветвленного участка воздуховода, Па·с/м^3, определяемое по формуле (3.11).

$$R = \sum R_i, \qquad (3.11)$$

где R_i - аэродинамическое сопротивление отдельных участков воздуховода, определяемых по формуле (3.12).

$$R_i = \frac{8}{\pi^2} \cdot \lambda_{тр\,i} \cdot \frac{\rho}{d_i^{\,5}} \cdot l_i + \sum \frac{8}{\pi^2} \cdot \xi_k \cdot \frac{\rho}{d_i^{\,4}}, \qquad (3.12)$$

где суммирование ведется по всем местным сопротивлениям, отнесенным к i-му участку воздуховода.

При параллельном соединении воздуховодов суммируются расходы воздуха отдельных воздуховодов, а общее аэродинамическое сопротивление R через сопротивления отдельных воздуховодов R_i определяется по формуле (3.13).

$$\frac{1}{\sqrt{R}} = \sum \frac{1}{\sqrt{R_i}}, \qquad (3.13)$$

Существует аналогия и существенные различия между движением воздуха в воздуховоде и движением тока по отрезку проводника.

Введем понятие эквивалентного аэродинамического сопротивления $R_{экв}$, определив его по формуле (3.14) как произведение аэродинамического сопротивления воздуховода R на расход воздуха q через его поперечное сечение.

$$R_{экв} = R \cdot q, \qquad (3.14)$$

Падение давления участке воздуховода можно записать в виде (3.15).

$$\Delta P = R_{экв} \cdot q, \qquad (3.15)$$

Общее эквивалентное сопротивление последовательно соединенных отрезков воздуховода определяется по формуле (3.16):

$$R_{экв} = \sum R_{экві}\,, \tag{3.16}$$

Общее эквивалентное сопротивление параллельно присоединенных воздуховодов определяется, как и в электротехнике, по формуле (3.17).

$$\frac{1}{R_{экв}} = \sum \frac{1}{R_{экві}}, \tag{3.17}$$

Понятия эквивалентного аэродинамического сопротивления позволяет рассчитывать схемы вентиляции по правилам электротехники.

3.5 Схемы расчета систем приточно-вытяжной вентиляции различных типов

3.5.1 Система приточно-вытяжной вентиляции с квартирным принудительным забором и выбросом воздуха

Система приточно-вытяжной вентиляции с забором воздуха с улицы и выбросом отработанного воздуха, показанная на рисунке 3.7а, может быть представлена в виде электрической схемы, показанной на рисунке 3.8.

На рисунке 3.8 сопротивление R_1 соответствует эквивалентному аэродинамическому сопротивлению приточной части системы вентиляции и включает эквивалентные сопротивления приточных воздуховодов, фильтра, рекуператора, противопожарного клапана, подогревателя приточного воздуха, глушителя шума и т.д. Сопротивление R_2 соответствует эквивалентному аэродинамическому сопротивлению вытяжной части системы вентиляции. Напряжения U_1 и U_2 соответствуют разностям давлений, создаваемых приточным и вытяжным вентилятором соответственно. Ток i в цепи соответствует расходу воздуха в системе вентиляции.

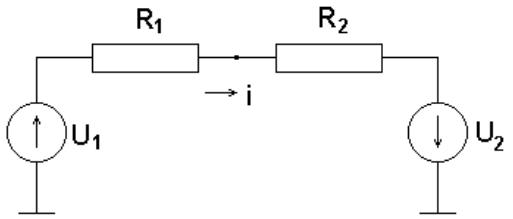


Рисунок 3.8 – Эквивалентная электрическая схема системы квартирной приточно-вытяжной вентиляции с забором воздуха с улицы и выбросом отработанного воздуха на улицу

По закону Ома ток в цепи схемы, показанной на рисунке 3.7б, определяется по формуле (3.18).

$$i = \frac{U_1 + U_2}{R_1 + R_2}, \tag{3.18}$$

Учитывая возможный дисбаланс между напором приточного и вытяжного вентиляторов, из выражения (3.18) можно найти по формуле (3.19) или (3.20) необходимый напор приточного вентилятора для обеспечения в системе вентиляции заданного расхода воздуха в обозначениях схемы на рисунке 3.8.

$$U_1 = \frac{1}{2+k} \cdot \left(R_1 + R_2\right) \cdot i, \tag{3.19}$$

в обозначениях аэродинамики

$$\Delta P_{прит} = \frac{1}{2+k} \cdot \left(R_{экв1} + R_{экв2}\right) \cdot q, \tag{3.20}$$

где k – коэффициент депрессии, определяемый по формуле (3.21).

$$k = \left(\Delta P_{прит} - \Delta P_{выт}\right) / \Delta P_{прит}, \tag{3.21}$$

3.5.2 Расчет системы принудительной приточно-вытяжной вентиляции квартир многоэтажного здания с общей вытяжной вентиляционной шахтой и квартирными вводами приточного воздуха

Для здания из N этажей, с принудительным забором воздуха для каждой квартиры непосредственно с улицы, а выбросом отработанного воздуха из каждой квартиры в общую вытяжную вентиляционную шахту (рисунок 3.6), эквивалентная электрическая схема системы вентиляции может быть представлена в виде, показанном на рисунке 3.9.

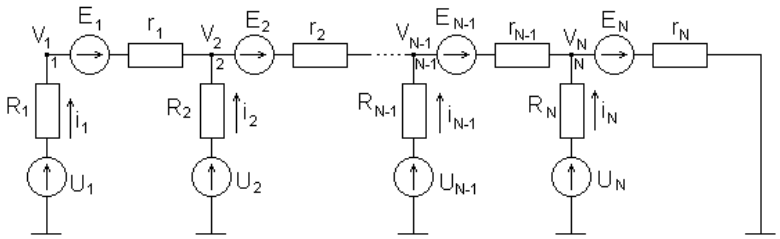


Рисунок 3.9 – Эквивалентная схема системы принудительной приточно-вытяжной вентиляции квартир многоэтажного здания с общей вытяжной вентиляционной шахтой и поквартирными вводами приточного воздуха

На схеме рисунка 3.9 напряжение U_i соответствует суммарному напору квартирных приточного и вытяжного вентиляторов i-го этажа; сопротивление R_i соответствует общему эквивалентному аэродинамическому сопротивлению

приточного и вытяжного трактов квартиры, включая рекуператор; напряжение E_i соответствует гравитационной разности давлений в пределах одного этажа; сопротивление r_i соответствует эквивалентному аэродинамическому сопротивлению участка вытяжной шахты между i-м и (i+1)-м этажами; напряжение V_i соответствует избыточному давлению в вентиляционной шахте в месте выхода вытяжного воздуховода из квартиры i-го этажа; ток i_i соответствует расходу воздуха в квартире i-го этажа.

Гравитационная разность давлений определяется по формуле (3.22).

$$\Delta P_{ест} = g \cdot (\rho_{прит} - \rho_{выт}) \cdot h, \tag{3.22}$$

где g – ускорение свободного падения, g = 9,81 м/с^2;

$\rho_{прит}$ – плотность приточного воздуха, кг/м^3;

$\rho_{выт}$ – плотность вытяжного воздуха, кг/м^3;

h – высота, на которой определяется величина гравитационной разности давлений, м.

Зависимость плотности воздуха от температуры при нормальном давлении хорошо апроксимируется формулой (3.23).

$$\rho = \frac{352}{T}, \tag{3.23}$$

где T – температура воздуха, ^{o}К.

Напряжение E_N соответствует гравитационной разности давлений между серединой оконного проема последнего этажа и устьем вытяжной шахты. При установке на выходе вентиляционной шахты общего вытяжного вентилятора к гравитационной разности давлений следует добавить аэродинамический напор вытяжного вентилятора.

Для электрической схемы, приведенной на рисунке 3.7б, по законам Кирхгофа [154] можно составить две системы уравнений (3.24) и (3.25), которые в матричной форме имеют следующий вид.

$$\overline{U} - \overline{V} = [R] \cdot \overline{i}, \tag{3.24}$$

$$[L] \cdot \overline{V} + \overline{E} = [r] \cdot [D] \cdot \overline{i}, \tag{3.25}$$

где $\overline{U}$ – вектор-столбец размера 1xN, элементами которого являются напряжения U_i;

$\overline{V}$ – вектор-столбец размера 1xN, элементами которого являются напряжения V_i;

$\overline{E}$ – вектор-столбец размера 1xN, элементами которого являются напряжения E_i;

$[R]$ – диагональная матрица размере NxN, диагональными элементами которой являются сопротивления R_i,

$[r]$ - диагональная матрица размере NxN, диагональными элементами которой являются сопротивления r_i,

$[L]$ – ленточная матрица размера NxN, элементы главной диагонали которой равны 1, элементы первой наддиагонали равны минус 1, а остальные элементы равны нулю, т. е. матрица $[L]$ определяется равенством (3.26).

D – нижняя треугольная матрица размера NxN, вид которой определяется равенством (3.27).

$$[L]=\begin{pmatrix} 1 & -1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \tag{3.26}$$

$$[D]=\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot & \cdot \\ 1 & 1 & 1 & \dots & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & \dots & 1 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & \dots & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \tag{3.27}$$

Простым перемножением можно убедиться, что для матриц L и D справедливо соотношение (3.28).

$$L^{-1} = D^{\text{т}}, \tag{3.28}$$

где L^{-1} – матрица, обратная матрице L, «т» – знак транспонирования.

Искомый вектор напряжений $\overline{U}$ определим по формуле (3.29).

$$\overline{U} = (D^m \cdot (r) \cdot D + (R)) \cdot \bar{i} - D^m \cdot \overline{E}\,, \tag{3.29}$$

3.5.3 Система принудительной приточно-вытяжной вентиляции квартир многоэтажного здания с общими приточной и вытяжной вентиляционными шахтами

При организации принудительного притока свежего воздуха в квартиры многоэтажного жилого дома через общую приточную вентиляционную шахту и удалении отработанного воздуха принудительно из каждой квартиры в общую вытяжную вентиляционную шахту (рисунок 3.7б) систему приточно-вытяжной вентиляции можно представить в виде эквивалентной электрической схемы, показанной на рисунке 3.10. Обозначения на рисунке 3.10 практически совпадают с обозначениями рисунка 3.9. Отличие состоит лишь в том, что для элементов схемы, относящихся к приточному тракту системы вентиляции, введен нижний индекс «п», а для элементов вытяжного тракта – нижний индекс «в».

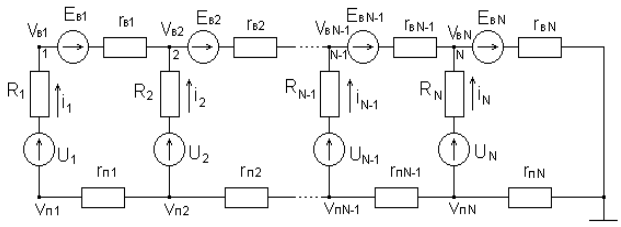


Рисунок 3.10 – Эквивалентная электрическая схема системы принудительной приточно-вытяжной вентиляции квартир многоэтажного здания с общими приточной и вытяжной вентиляционными шахтами

Матричные уравнения, связывающие сопротивления, токи и напряжения в ветвях схемы рисунка 3.10 идентичны уравнениям для схемы рисунка 3.9, за исключением того, что добавляется еще одно уравнение, относящееся к приточному вентиляционному каналу. Эти уравнения представляются матричными формулами (3.30), (3.31) и (3.32).

$$\overline{U} - \overline{V}_в + \overline{V}_n = [R] \cdot \bar{i}\,, \tag{3.30}$$

$$[L] \cdot \overline{V}_в + \overline{E}_в = [r_g][D] \cdot \bar{i}\,, \tag{3.31}$$

$$-[L] \cdot \overline{V}_n + \overline{E}_n = [r_n][D] \cdot \bar{i}\,, \tag{3.32}$$

Знак «минус» перед первым членом уравнения (3.32) обусловлен тем, что нумерация узлов приточной ветви ведется против направления тока в ветви.

В приточной ветви схемы на рисунке 3.9 отсутствуют напряжения, соответствующие гравитационной разности давлений между этажами здания, так как можно считать, что температура воздуха в приточной шахте постоянна по высоте шахты, следовательно, постоянна и плотность приточного воздуха. Поэтому все компоненты вектора $\overline{E}_n$ равны нулю за исключением компоненты E_{nN}, , которая при наличии общего приточного вентилятора равна его аэродинамическому напору, а при его отсутствии – также равна нулю.

Решая систему уравнений (3.30) – (3.32) относительно вектора $\overline{U}$, получаем формулу (3.33) для определения напряжений U_i, соответствующих суммарному аэродинамическому напору приточного и вытяжному квартирных вентиляторов.

$$\overline{U} = [D]^m \cdot ([r_n] + [r_g]) \cdot [D] \cdot \bar{i} - [D]^m \cdot ([E]_в + [E]_n) + [R] \cdot \bar{i}\,, \tag{3.33}$$

При известном дисбалансе между притоком и вытяжкой для каждой квартиры по значениям компонент вектора $\overline{U}$ можно определить напор квартирных приточного и вытяжного вентиляторов в отдельности.

Разработанная математическая модель расчета аэродинамического напора квартирных приточно-вытяжных вентиляторов при различных схемах организа-

ции принудительного воздухообмена в здании, основанная на методе электротехнической аналогии, позволила создать расчетную компьютерную программу, листинг которой приведен в приложении Б.4, с помощью которой можно по заданным расходам воздуха в каждой квартире и при заданных параметрах воздуховодов определить необходимую производительность квартирных приточно-вытяжных вентиляторов в соответствии с формулой (3.33) для вектора $\overline{U}$ суммарного напора квартирных вентиляторов.

Программы, позволяет моделировать работу системы приточно-вытяжной вентиляции здания при оперативном изменении режимов ее работы, т.е. изменении расходов воздуха , изменении аэродинамических сопротивлений воздуховодов и изменении температуры воздуха на входе и выходе системы вентиляции.

3.6 Управление влажностным режимом помещения

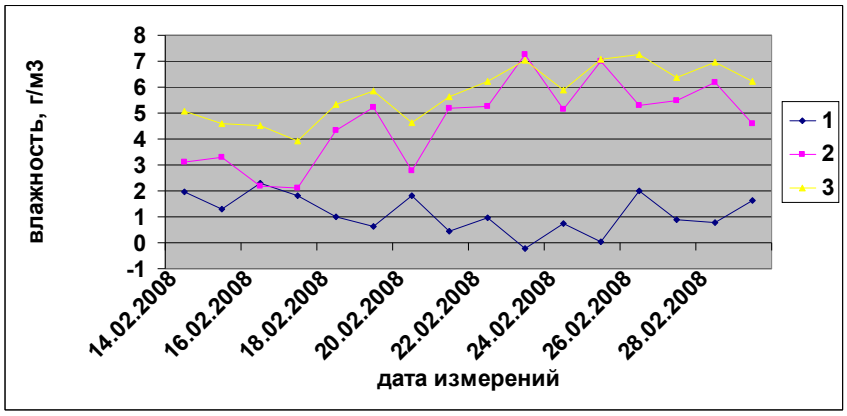
Для определения необходимого объема подачи воздуха необходимо иметь достоверную информацию об объеме выделения влаги, углекислого газа и вредных веществ в помещениях. Источниками углекислого газа в жилых зданиях является человек и газ, сгорающий при приготовлении пищи. В [91] приведены данные по потреблению газа для приготовления пищи и средней заселенности квартир многоэтажных зданий. В таблице 3.5 приведено рассчитанное по данным из [91] выделение углекислого газа. В расчетах предполагалось, что человек находится в жилых помещениях, в среднем, 14 часов в сутки, а пища готовится в течение 4 часов в сутки. Среднее выделение влаги в квартире можно рассчитать исходя из средней заселенности, данных, приведенных в таблице 3.10, и, добавив влагу, выделяемую при сгорании газа. Однако, в таком расчете остается много неопределенных факторов.

Таблица 3.5 – Дополнительное выделение влаги и углекислого газа в квартирах при сгорании природного газа

Средняя заселенность, м²/чел	Среднее потребление газа		Среднее выделение CO_2		Среднее выделение H_2O	
	$м^3$/чел. в сутки	$м^3/м^2$ в час	$м^3$/чел. в сутки	$м^3/м^2$ в час	$м^3$/чел. в сутки	г/$м^3$
20	0,1	$2{,}1 \cdot 10^{-4}$	0,1	$2{,}1 \cdot 10^{-4}$	0,2	0,128

По данным газовых счетчиков среднее потребление газа на приготовление пищи составляет 0,1 м³ газа на человека в сутки. Дополнительное выделение влаги и углекислого газа в квартирах при сгорании природного газа представлены в таблице 3.5.

Для определения среднего количества влаги, выделяющейся в жилом здании, была выполнена регистрация относительной влажности воздуха на выходе вентиляционных шахт жилого панельного здания серии 111-90 МАПИД и наружного воздуха [35]. Кухни этого здания оборудованы электрическими плитами для приготовления пищи. Для этого случая средний уровень нормативного воздухообмена в квартирах составляет 110 м^3/ч [34], что, в среднем, совпадало с экспериментальными данными, приведенными в гл. 1. Измерения выполнялись в период с 14 по 29 февраля. На рисунке 3.11 приведены среднее значение абсолютной влажности воздуха в вентиляционных шахтах, наружного воздуха и разность этих величин. На рис. 3.12 приведены значения температуры воздуха в помещении и снаружи здания. Предполагается, что параметры воздуха в квартирах и вентиляционных шахтах идентичны. Из приведенных графиков можно сделать вывод, что влагосодержание воздуха в помещениях жилого дома обусловлено, в основном, влажностью наружного воздуха.



1 – разность значений содержания пара; 2 – содержание пара в воздухе помещений; 3 - содержание пара в наружном воздухе.

Рисунок 3.11 – Абсолютная влажность воздуха в вентиляционных шахтах, наружного воздуха и их разность, г/м^3

Массу выделяющейся в квартире влаги можно найти из выражения:

$$M=V\cdot(\rho_{вн}-\rho_{нар}), \qquad (3.34)$$

где M – масса влаги, выделяющаяся в квартире, г/ч;

V – воздухообмен в квартире, м^3/ч;

$\rho_{вн}$ – плотность пара в воздухе помещений, г/м^3.

$\rho_{нар}$ – плотность пара в наружном воздухе, г/м^3.

Среднее выделение влаги в жилых помещениях, обусловленные деятельностью человека, дают при обработке экспериментальных данных 1,15 г/м^3 удаляемого из помещений воздуха. Поэтому среднее количество влаги, выделяемое в квартире и рассчитанное по формуле (3.36) равно 126,5 г/ч.

Относительная влажность воздуха в помещениях в процессе измерений соответствовала оптимальному значению, в соответствии с [138]. Для обеспечения в квартире нижней граница относительной влажности, согласно [138], равной 30%, к выделению влаги в помещениях, равному 1,15г/м^3 в час, необходимо добавить из наружного воздуха около 4 г влаги в час, что соответствует 100% влажности при (-2°С). Таким образом, при температуре воздуха ниже (-2°С) необходимо предусматривать мероприятия по повышению влажности воздуха в помещениях.

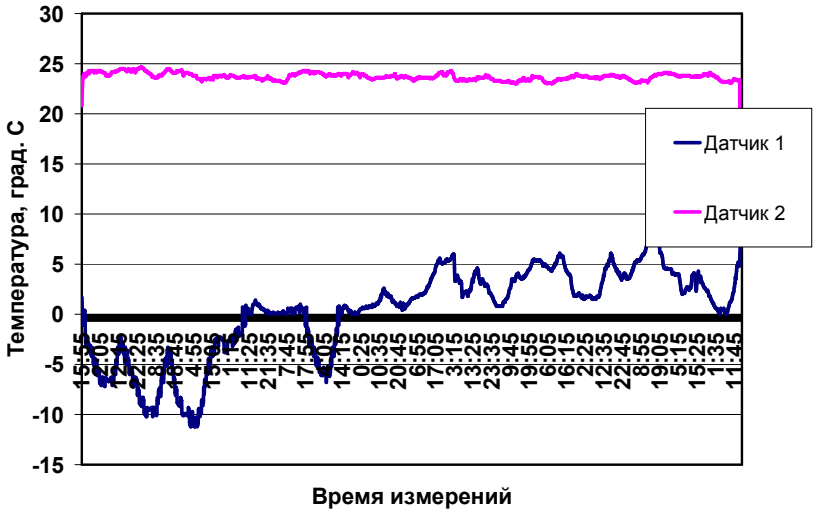


Рисунок 3.12 – Изменение температуры наружного воздуха и воздуха в помещениях, °С

Качество воздушной среды помещений определяется температурой воздуха, содержанием вредных веществ и его влажностью [47]. Управление влажностью в помещениях требует дополнительных мероприятий, например, установки увлажнителей воздуха [45], что потребует дополнительных затрат энергии на испарение влаги. Альтернативой является использование рекуператоров тепла, разделители потоков в которых изготовлены из мембранных структур, обладающих высокой степенью паропроницания [60-62]. В этой связи стоит задача определения необходимых требований к уровню возврата влаги через приточный канал рекуператора в помещение, обеспечивающий нормативное значение влажности и, соответственно, требований к конструкции рекуператора.

В [155] рассмотрен влажностный режим помещения при использовании системы приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла уходящего воздуха. На рисунке 3.13 приведены схема, иллюстрирующая механизм влагообмена в помещении с системой приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла уходящего из помещения воздуха.

Предполагается, что в помещении с объемом воздуха V_0 и плотностью водяного пара ρ_0 имеются источники влаги, выделяющие в единицу времени водяной пар массой M_1. В помещении имеется система приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла уходящего из помещений воздуха, которая удаляет из помещения в единицу времени объем воздуха V_1. Вместе с воздухом системой приточно-вытяжной вентиляции из помещения удаляется в единицу времени водяной пар массой $M_{выт}$. При этом через паропроницаемую структуру стенок теплообменника [60, 61] часть пара из уносимого воздуха возвращается в помещение. Часть водяного пара, обозначаемая $M_{св}$, уносится из помещения со свободным воздухообменом и путем фильтрации через ограждающие конструкции помещения.

С учетом поступления в помещение и уноса влаги системой приточно-вытяжной вентиляции и свободным воздухообменом изменение плотности водяного пара в помещении во времени может быть представлено в виде дифференциального уравнения [155] (3.35).

$$V_0 \cdot \frac{d\rho_0}{dt} = -(1-k)V_1(\rho_0 - \rho_{нар}) - k_1 V_0(\rho_0 - \rho_{пар.}) + M_1, \qquad (3.35)$$

Решение уравнения (3.35) можно записать в виде (3.36):

$$\rho_0 = \rho_{нар} + \frac{M_1}{(1-k)V_1 + k_1 V_0} + C \cdot \exp\left(-\frac{(1-k)V_1 + k_1 V_0}{V_0} t \right), \qquad (3.36)$$

где C – постоянная, которую можно найти из начального условия, предполагая, что в момент времени $t=0$ плотность водяного пара в помещении равна плотности водяного пара в наружном воздухе:

$$\rho \Big|_{t=0} = \rho_{нар}, \qquad (3.37)$$

Из уравнений (3.36) и (3.37) находим:

$$C = -\frac{M_1}{(1-k)V_1 + k_1 V_0}, \qquad (3.38)$$

С учетом найденной величины постоянной C зависимость для плотности водяного пара в помещении от времени приобретает вид:

$$\rho_0 = \rho_{нар} + \frac{M_1}{(1-k)V_1 + k_1 V_0}\left(1 - e^{-\frac{(1-k)V_1 + k_1 V_0}{V_0} t}\right), \qquad (3.39)$$

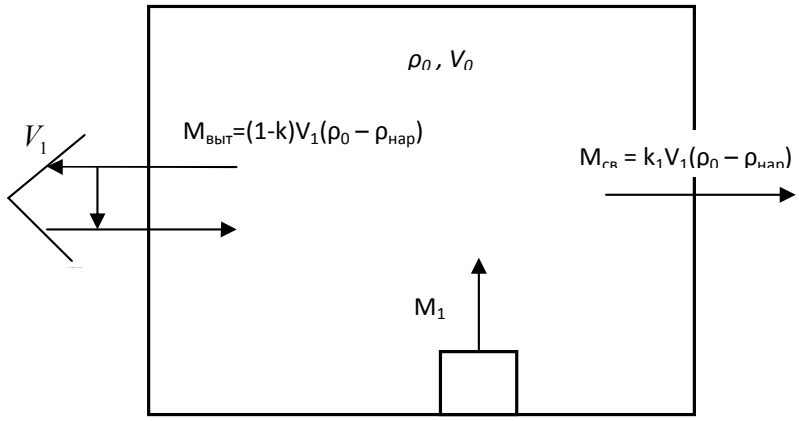
В установившемся режиме ($t \to \infty$)при неизменных наружных условиях влажность воздуха в помещении определяется из следующего выражения:

$$\rho_0 = \rho_{нар} + \frac{M_1}{(1-k)V_1 + k_1 V_0}, \qquad (3.40)$$

На рисунке 3.14 представлены графики зависимости установившейся влажности в помещении от коэффициента возврата влаги в рекуператоре для условий, представленных в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Исходные данные для расчета установившейся влажности в помещении

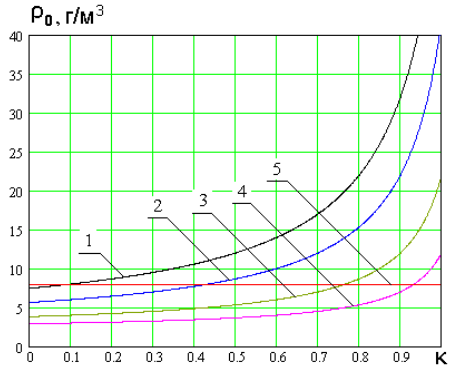
V_0, м^3	V_1, м^3/ч	K_1, 1/ч	$\rho_{нар}$, г/м^3
50	50	0,1	2



V_0 – объем помещения, м^3; ρ_0 – плотность водяного пара в помещении, кг/м^3; $\rho_{нар}$– плотность водяного пара в наружном воздухе, кг/м^3; V_1– объем воздуха, проходящий через вентиляционную систему в единицу времени, м^3/ч; M_1– масса влаги, выделяемой в единицу времени в помещении, кг/ч; $V_{св.}$– объем воздуха, участвующего в свободном воздухообмене, м^3/ч; $k_1 = V_{св.}/ V_0$ – кратность свободного воздухообмена, 1/ч; $k = (\rho_{возвр} - \rho_{нар})/ (\rho_0 - \rho_{нар})$ – коэффициент возврата влаги рекуператором; $\rho_{возвр}$ - плотность водяного пара в воздухе, поступающем через вентиляционную систему в помещение, кг/м^3; $M_{св}$ – масса влаги, уносимая из помещения в единицу времени со свободным воздухообменом, кг/ч; $M_{выт}$ – масса влаги, уносимая из помещения в единицу времени системой приточно-вытяжной вентиляции, кг/ч.

Рисунок 3.13 – Схема влагообмена в помещении с системой приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла уходящего из помещения воздуха

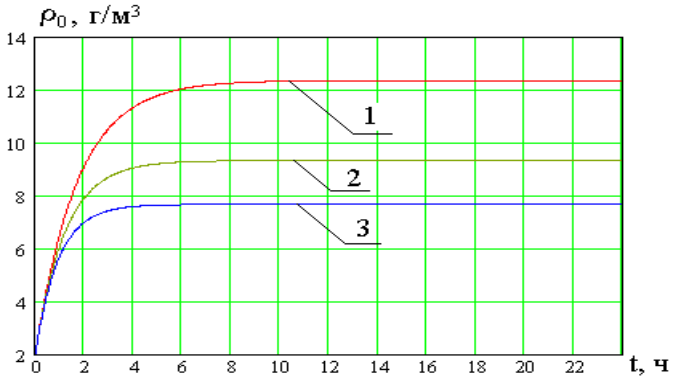
Из зависимостей, представленных на рисунке 3.14 можно сделать вывод, что необходимо управлять коэффициентом возврата пара в помещение в зависимости от условий использования рекуператора. В случае, когда источник влаги выделяет более 2 г/м^3 в час влаги, высокий коэффициент возврата влаги в рекуператоре приведет к превышению верхней границы оптимального значения, равного 8 – 9 г/м^3 при температуре в помещении от 18 до 20°С. Более того, при выделении влаги более 6 г/м^3 в час для значения $k_1 > 0,7$ влажность в помещении превысит значение насыщения. То же самое произойдет для 6 г/м^3 в час при значении $k_1 > 0,85$. При выделении влаги более 6 г/м^3 в час оптимальная влажность будет поддерживаться только за счет внутренних источников влаги.



1 – M_1/V_0 = 6 г/(м^3·ч); 2 – M_1/V_0 = 4 г/(м^3·ч);3 – M_1/V_0 = 2 г/(м^3·ч);
4 – M_1/V_0 = 1 г/(м^3·ч); 5 – оптимальная влажность воздуха, ρ_0=8 г/м^3.

Рисунок 3.14 - Зависимость абсолютной влажности воздуха в помещении от коэффициента возврата влаги

Время, необходимое для достижения установившегося значения влажности определяется показателем экспоненты в формуле (3.41). На рисунке 3.15 приведены графики зависимости влажности в помещении от времени при различных расходах воздуха. Из зависимостей, представленных на рисунке 3.15 можно сделать вывод, что время выхода на стационарный режим от 3 до 6 часов в зависимости от уровня воздухообмена. Увеличение воздухообмена при сохранении влаговыделения приводит к уменьшению времени выхода на стационарный режим.



к = 0,4; $к_1$ = 0,1ч$^{-1}$; M_1/V_0 = 6 г/(м^3·ч); 1 – V_1= 40 м^3/ч; 2 – V_1 = 60 м^3/ч; 3 – V_1 = 80 м^3/ч

Рисунок 3.15 – Зависимость влажности воздуха в помещении от времени

3.8 Выводы

Для жилых зданий обеспечение воздухообмена в жилых помещениях решается системой естественной вентиляции, что привело к проблемам в обеспечении качества воздуха [24, 33]. В этой связи, созрел переход к использованию механических систем вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбро-

сов [33, 90, 127]. Возможны как централизованные, так и децентрализованные системы вентиляции. Преимуществом децентрализованных систем является возможность индивидуального управления режимами работы и обслуживания [157] .

Для расчета аэродинамических характеристик использован метод электротехнической аналогии, что обеспечивает расчет напора приточных и вытяжных вентиляторов системы принудительной вентиляции жилого дома для различных схем организации забора и выброса воздуха и дает возможность использования данного подхода для контроля и управления работой системы принудительной приточно-вытяжной вентиляции жилого дома.

На основании экспериментальных данных установлено, что выделение влаги в жилых помещениях, обусловленные деятельностью человека, равно 1,15 г/м^3 в час [35]. Относительная влажность воздуха в помещениях определяется, в основном, влажностью наружного воздуха и при значении наружной температуры ниже -2^{0}С не соответствует оптимальному значению. Это обстоятельство требует увлажнения воздуха при низкой температуре .

Управление влажностным режимом помещений возможно использованием рекуператоров с переносом влаги между каналами. Сделан вывод о необходимости управления коэффициентом возврата пара в помещение в зависимости от условий использования рекуператора [155]. Влажностью воздуха помещений в установившемся состоянии можно управлять, изменяя расход воздуха через рекуператор.

ГЛАВА 4

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ЖИЛЫХ ЗДАНИЯХ

4.1 Коэффициент эффективности рекуператора

Основным элементом, обеспечивающим экономию энергетических ресурсов в системе вентиляции зданий, является теплообменник воздух/воздух [24, 147, 158-165]. Он обеспечивает передачу тепла вентиляционных выбросов свежему воздуху. В теплообменнике приточный воздух нагревается от значения температуры T_1 до температуры T_2, а уходящий из помещения остывает от температуры T_2 до температуры T_0. Для энергетического коэффициента эффективности теплообменника η [166] можно записать выражение (4.1).

$$\eta = (H_2(T_0) - H_2(T_2))/ (H_1(T_1) - H_1(T_2)), \quad (4.1)$$

где $H(T)$ – термодинамический потенциал воздуха [166].

Значение термодинамического потенциала воздуха можно записать в виде формулы (4.2).

$$H(T) = c_в \cdot T + g\cdot(c_п T + L), \quad (4.2)$$

где $c_в$ – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·ºС);

$c_п$ – удельная теплоемкость пара, Дж/(кг·ºС);

g –содержание влаги, кг;

L – энтальпия воздуха, Дж/кг .

Из формулы (4.2) после преобразований получим выражение (4.3).

$$T_0 = T_2 + \eta\cdot((H_1(T_1) - H_1(T_2))/(c_в + g_{2c} c_п), \quad (4.3)$$

Следует отметить, что выражение (4.3) дает упрощенную зависимость температуры на выходе приточного канала теплообменника, т. к. не учитывает в полной мере физику процессов теплообмена с учетом фазовых переходов. Наличие влаги в воздухе позволяет существенно повысить температуру воздуха на выходе теплообменника, однако создает проблему, связанную с необходимостью удаления конденсата из теплообменного аппарата и с возможностью замерзания конденсата. При замерзании конденсата вытяжные каналы теплообменника могут оказаться закупоренными, что приведет к аварийной ситуации в вентиляционной системе.

Обычно в паспортных данных приводят температурный коэффициент эффективности теплообменного аппарата η_1 [109], равный величине:

$$\eta_1 = (T_1 - T_2)/(T_1 - T_3) = (T_4 - T_3)/(T_1 - T_3), \quad (4.4)$$

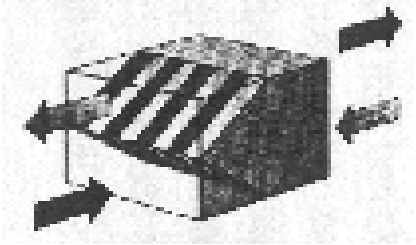
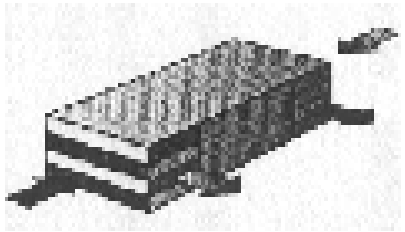
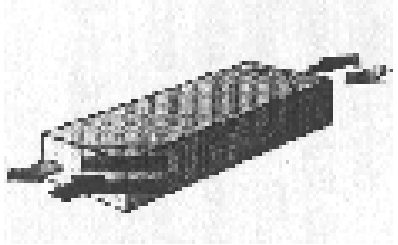
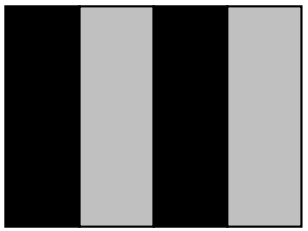
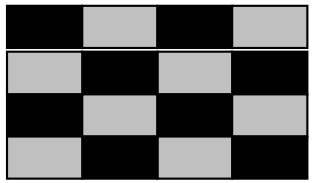
где T_1, T_2 – температура удаляемого воздуха соответственно на входе и выходе рекуператора,°С;

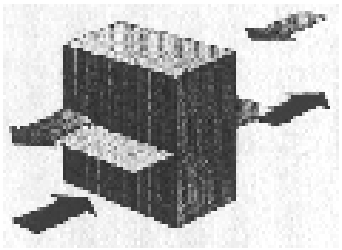
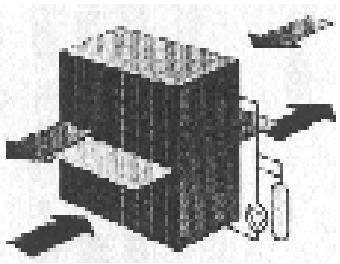
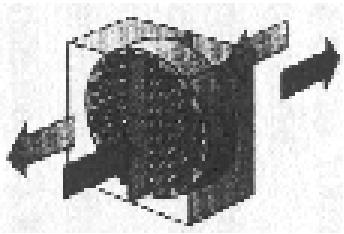
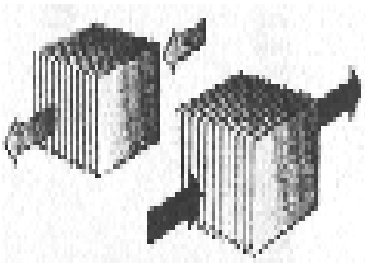
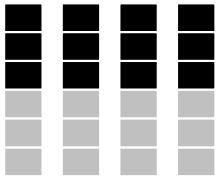
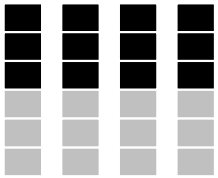
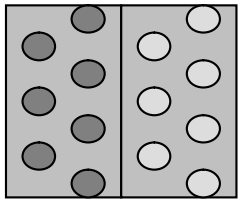
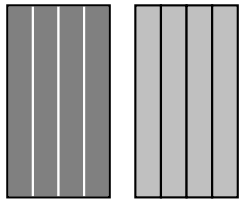
T_3, T_4 – температура приточного воздуха соответственно на входе и выходе рекуператора, °С.

4.2 Типы теплообменников воздух/воздух

На настоящий момент имеется достаточное количество типов теплообменников, используемых в системах утилизации тепла отработанного воздуха [167-178]. В таблице 4.1 из [167] приведены основные характеристики с указанием их особенностей и возможности использования.

Таблица4.1 – Сравнительный анализ теплообменников

	РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ		
	1	2	3
Принцип действия			
Профиль потока			
Тип теплообменника	a) Пластинчатые теплообменники с перекрестными потоками	b) Пластинчатые теплообменники с противотоком	c) Противоточные канальные теплообменник
Область применения	Широко распространенные системы возврата тепла	Широко используемые системы	В системах вентиляции зданий и помещений
КПД	50-70%	70-85%	85-90%
Преимущество	Простое конструктивное устройство	Благоприятное управление потоками	Высокая эффективность (КПД); Двойной теплообмен по сравнению с плоскими теплообменниками; Термодинамичны, нет отклонения потока
Недостатки	Объемный куб, Термодинамически неблагоприятные потоки	Относительно незначительная теплообменная поверхность	Необходимы Now-How для изготовления

	РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ		РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ	
	4	5	6	7
Принцип действия				
Профиль потока				
Тип теплообменника	d) теплообменник на тепловых трубах в виде ломнелей	e) Система с частичной рециркуляцией	f) Теплообменник вращения	g) Статический теплообменник
Область применения	В устройствах с большой производительностью	Не используются в жилых помещениях	Децентрализованные устройства и индустрия	Децентрализованные устройства и индустрия
КПД	40-65%	40-65%	45%	60-75%
Преимущество	Хорошая передача тепла (испарение и конденсация)	Хорошая теплопередача путем перекачки воды	Относительно высокий КПД для промышленных помещений	Относительно высокий КПД
Недостатки	Используется жидкий теплоноситель	Необходима дорогостоящая дополнительная техника	Низкий КПД при вентиляции квартир;	Запахи и частицы пыли попадают из вращающего наполнителя теп-

		Нет разделенного воздушного управления; запахи и бациллы попадают в свежий воздух; Дорогостоящая конструкция управления (промывка, продувка, поворачивающиеся и вращающиеся части)	лообменника и фильтра назад в помещение. Из-за постоянной смены направления воздушного потока запахи из кухни и туалетных комнат попадают в жилые комнаты; при вытяжке холодный воздух попадает в квартиру

4.3 Оптимизация конструкции рекуперативных теплообменников и схем их использования

4.3.1 Методы увеличения площади теплообменной поверхности

Современные вентиляционные системы используют потенциал тепла уходящего из здания воздуха с помощью теплообменников и автоматизированных систем управления. Это позволяет гибко управлять параметрами микроклимата в вентилируемых помещениях, существенно сокращать затраты энергии на отопление зданий. Экономия энергии при использовании теплоутилизирующих агрегатов, в качестве которых используют рекуперативные теплообменники, может достигать 95% по сравнению с традиционной вентиляцией помещений [167]. Применение утилизации тепла в системах вентиляции является основным средством снижения потребления теплоты, при отоплении зданий.

В системах вентиляции используют различные типы теплообменников с высокой эффективностью [167-177]. Наиболее эффективными являются канальные рекуперативные теплообменники. Их эффективность может достигать 99%. Одно из направлений развития теплообменных систем - совершенствование формы каналов с целью повышения площади теплообменной поверхности без увеличения объема теплообменника. Рекуперативные теплообменники предыдущих поколений изготавливались, как правило, из плоских металлических пластин, а для увеличения площади теплообменной поверхности и интенсификации процессов теплообмена использовались металлические гофрированные вставки [179]. В 90 – е годы были предложены теплообменники из пластмасс, технология изготовления которых позволяет формовать пластины практически юбой формы [105, 179-185]. На рисунке 4.1 представлены поперечные разрезы теплообменников различных конструкций. Наиболее просты теплообменники с плоской теплообменной поверхностью (рисунок 4.1а). В [182-184] с целью увеличения площади теплообменной поверхности предложен теплообменник с прямоугольными каналами (рисунок 4.1б). Площадь теплообменной поверхности у него вдвое больше аналогичного с плоскими пластинами. Конструкция теплообменника с треугольным сечением каналов [105, 180, 186-188] (рисунок 4.1в) позволяет еще на 30%, а тип, представленный на рис. 1г [181] – теоретически бесконечно увеличить площадь теплообменной поверхности по сравнению со [182]. Ограничением служит соответствующее увеличение аэродинамического сопротивления.

Достаточно распространены теплообменники на перекрестных потоках [167-169]. Имея более низкую эффективность, они просты в изготовлении и могут быть использованы для утилизации тепла более высокотемпературных вы-

бросов воздуха. Для повышения эффективности утилизации тепловой энергии возможно последовательное включение нескольких теплообменников с небольшой эффективностью [37, 189]. Исследование эффективности теплообменников при различных схемах включения приведено в [143]. Противоточные теплообменники более компактны и находят сегодня более широкое применение [189].

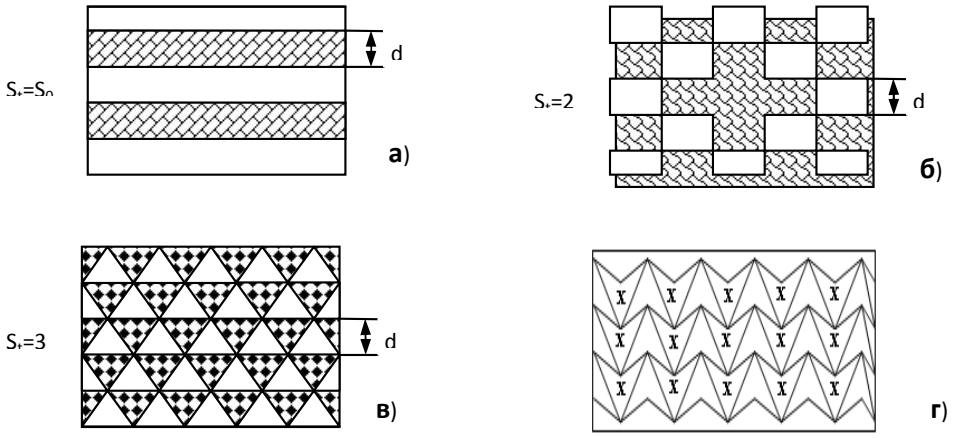


Рисунок 4.1 – Поперечный разрез каналов в теплообменниках

При конструировании противоточных теплообменников-рекуператоров стоит проблема оптимизации конструкции с учетом формы теплообменной поверхности и выбора оптимальных схем включения, как это решено в [187].

4.3.2 Оптимизация конструкции теплообменников-рекуператоров

Проектирование теплообменников потребовало разработки теории и расчетных методик. Этой задаче посвящены обширная научная литература, а результаты исследований обобщены в монографиях [77, 139-144]. Теплообменники различают как по конструкции так и по схеме движения теплообменных сред [143]. В зависимости от схемы движения различают прямоточные, в которых теплообменные среды движутся параллельно, противоточные, где они движутся навстречу друг другу, в перекрестноточных направления потоков отличаются на 90° а в многоходовых перекрестноточных поток одной среды пересекает поток второй среды то в одном, то в другом направлении под углом 90°. Наибольшей эффективностью обладают противоточные теплообменники, наименьшей – прямоточные. В системах вентиляции зданий наибольшее применение нашли противоточные и перекрестноточные теплообменники.

В [187,188] поставлена и решена задача оптимизации габаритных размеров теплообменного пакета таким образом, чтобы выполнялись условия:

1. Коэффициент полезного действия теплообменника $\acute{\eta}$ остается постоянным для фиксированного объема воздуха V, прокачиваемого через него в единицу времени.

2. Гидравлическое сопротивление пакета ΔP также остается постоянным для этих условий.

$$\Delta P = c_2 , \tag{4.5}$$

Для математической записи условия 1, воспользуемся тем, что коэффициент полезного действия теплообменника при прочих равных условиях, определяется площадью теплообменной поверхности, S_m [105]. Тогда можно записать условие 1 в виде формулы:

$$S_T = c_1 , \tag{4.6}$$

где величина теплообменной поверхности равна для рекуператора с плоскими пластинами:

$$S_T = (N-1)\cdot t \cdot l. , \tag{4.7}$$

где l – длина канала, t – ширина пластины, N – количество пластин;
для рекуператора с системой каналов:

$$S_T = N \cdot N_1 \cdot p \cdot l , \tag{4.8}$$

где p – периметр каналов;

N_1 – количество каналов в одном ряду;

N_2 – общее количество рядов.

Используя формулы Вейсбаха, д'Арси и Шифринсона [152, 153, 145, 146] для перехода от каналов произвольного сечения к круглым, можно получить для величины потери давления на трение в каналах следующее выражение:

$$\Delta P_{TP} = 0{,}11 \cdot k^{0{,}25} \cdot p \cdot v^2 \cdot 1/(2 \cdot D^{1{,}25}), \tag{4.9}$$

где ρ - плотность среды;

k – абсолютная эквивалентная шероховатость стенок каналов;

v – скорость движения воздуха в каналах;

D – эквивалентный диаметр сечения канала, равный:

$$D = 4f / p, \tag{4.10}$$

где f – площадь сечения канала.

Общие потери давления в теплообменнике можно представить в виде:

$$\Delta P = \Delta P_{TP} + p \cdot v^2 / 2 \cdot \sum \xi_i , \tag{4.11}$$

где ξ_i – i-е местное сопротивление.

Из условий (4.5) - (4.7), а также определив по известному объему воздуха скорость потока, можно записать систему уравнений:

$$\begin{cases} S_t = c1 \\ 0{,}11 \cdot k^{0{,}25} \cdot p \cdot v^2 \cdot 1/(2 \cdot D^{1{,}25}) + p \cdot v^2 / 2 \cdot \sum \xi_i = c_{2,,} \\ .v = 8 \cdot V /(N \cdot \pi \cdot D^2) \quad \text{– для плоских пластин;} \\ .v = 4 \cdot V /(N \cdot N_1 \cdot \pi \cdot D^2) \ \text{–для прямоугольных и треугольных каналов;} \end{cases} \tag{4.12}$$

Из системы уравнений (4.12) можно получить уравнение для минимальной длины пакета l:

$$A \cdot l^3 + B \cdot l^2 - c_2 = 0, \tag{4.13}$$

где для теплообменника с плоскими пластинами можно записать:

$$A = 3{,}52 \cdot k^{0,25} \cdot p \cdot V^2 \cdot t^2 / (c_1^2 \cdot \pi^2 D^{5,25});$$
$$B = 32 \cdot p \cdot V^2 \cdot p^2 / (c_1^2 \cdot \pi^2 D^4) \cdot \sum \xi_i, \tag{4.14}$$

Для теплообменника с системой каналов:

$$A = 0{,}88 \cdot k^{0,25} \cdot p \cdot V^2 \cdot (S^2 \cdot D^{3,25});$$
$$B = 6 \cdot p \cdot V^2 / (S^2 \cdot D^2) \cdot \sum \xi_i, \tag{4.15}$$

На рисунке 4.2 - рассчитанные из уравнения (4.13) зависимости минимальной длины канала, обеспечивающей заданные потери давления на теплообменнике, от расстояния между пластинами в пакете для различных конструкций теплообменника. Наибольшая возможная длина соответствует плоским пластинам, затем следует теплообменник с квадратным сечением каналов, наименьшая длина соответствует теплообменнику с треугольными каналами.

На рисунке 4.3 представлены зависимости объема теплообменника от расстояния между пластинами для различной конструкции пластин. Очевидно преимущество теплообменника с треугольным сечением каналов Отсюда следуют отличия в конструкции теплообменников различного типа. Если для теплообменника, сформированного из плоских пластин возможна вытянутая в длину форма, то для канального теплообменника целесообразной является конструкция, сочетающая короткие каналы с широкими пластинами.

С точки зрения теплопотерь через корпус теплообменника, оптимальной является форма шара, что технически трудно реализуемо. Из прямоугольных параллелепипедов при равном объеме минимальную форму поверхности имеет куб. Однако, теплопотери можно уменьшить утеплением корпуса. Поэтому, форма пакета диктуется, скорее, технологическими соображениями.

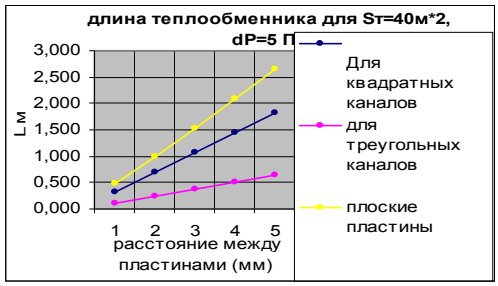


Рисунок 4.2 – Зависимость минимальной длины канала, от расстояния между пластинами в пакете

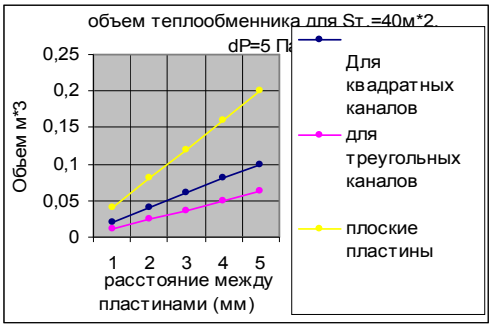


Рисунок 4.3 – Зависимость объема теплообменника от расстояния между пластинами

Существуют технические и технологические ограничения на величину расстояния между пластинами. Для плоских пластин – это перепад давлений между соседними каналами, который может привести к слипанию соседних пластин. Для канальных – технологические трудности изготовления пластин. При влажном теплообмене появляется ограничение, связанное с конденсацией влаги в каналах. Для удаления влаги из каналов теплообменника необходимо, чтобы сила поверхностного натяжения в капиллярах [146], создаваемых каналами, была меньше аналогичной, образуемой перепадом давлений вентилятора. Это условие можно записать для круглого канала в следующем виде (4.16):

$$\Delta P / p > 2\sigma \cdot \cos\alpha /(p \cdot g \cdot r), \qquad (4.16)$$

где ρ – плотность воды;

σ – коэффициент поверхностного натяжения воды;

α – угол смачивания материала стенок канала;

g – ускорение свободного падения;

r – радиус канала.

Из формулы (4.16) следует, что для минимизации габаритных размеров целесообразно использовать для изготовления теплообменника материалы с несмачиваемой поверхностью.

4.4 Расчет эффективности теплообменников – рекуператоров воздух/воздух в условиях сухого воздухообмена

Предыдущие поколения теплообменных аппаратов воздух – воздух конструировались для использования, прежде всего, в технологических процессах [179, 139-144, 190] и изготавливались из металла, а для повышения эффективности между плоскими металлическими листами устанавливались дистанцирующие металлические гофрированные вставки, служащие одновременно для увеличения теплообменной поверхности и обеспечивающие передачу тепла из воздушного промежутка к теплообменным поверхностям.

Массовое строительство пассивных и энергоэффективных зданий стимулировало появление нового поколения теплообменников воздух-воздух [171, 178, 183, 184, 180, 181,188, 191-193, 194–196]. Пластины для новых теплообменников изготавливают из пластмасс методом штамповки или вакуумной формовки [183, 181]. Форма пластин при сборке теплообменника формирует каналы для движения сред, плоские в [183], треугольные в [180] или более сложной формы в [181]. Эти особенности конструкции позволяют увеличить площадь теплообменной поверхности, уменьшить вес и стоимость, упростить технологию изготовления. Появилось новое поколение теплообменников с переносом пара между каналами [194, 195, 191, 192, 197-199].

Совершенствование конструкций теплообме5нников требует дальнейшего развития методов расчета оптимизации.

Для расчета характеристик наиболее простым является режим работы теплообменника в условиях отсутствия фазовых переходов в каналах. Этот режим исследован в [105, 183, 129-133]. В [179] в качестве основной характеристики теплообменника предлагается использовать NTU – число единиц передачи тепла, равное:

$$NTU = \frac{k \cdot F}{W_{\min}}, \tag{4.17}$$

где k – общий коэффициент теплопередачи, отнесенный к единице поверхности, Вт/(м^2·°С);

F – общая площадь одной стороны теплообменной поверхности, м^2;

$W = c \cdot G$, Вт/°С:

c – теплоемкость среды, Дж/(кг·°С);

G – массовый расход, кг/с.

С использованием этой величины эффективность теплообменника равна:

$$\eta = \frac{1 - \exp(-NTU \cdot (1 - \frac{W_1}{W_2}))}{1 - \frac{W_1}{W_2} \exp(-NTU \cdot (1 - \frac{W_1}{W_2}))} \tag{4.18}$$

Здесь индексы 1 и 2 относятся к двум каналам теплообменника.

Для случая равных массовых расходов выражение для эффективности теплообменника упрощается и имеет вид:

$$\eta = \frac{NTU}{1 + NTU} \tag{4.19}$$

Проблемным моментом в расчете NTU является определение значения k.

В [179]значение коэффициента теплопередаче принято постоянной величиной, которую можно получить из следующего выражения:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \tag{4.20}$$

Где α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи на поверхности теплообмена со стороны первой и второй сред, Вт/(м^2·°С).

Определим коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 в каналах рекуператора. В приточном, а также в вытяжном каналах, среднее значение коэффициентов α_i (i=1,2) при турбулентном течении воздуха в каналах теплообменника может быть вычислено [200] по формуле (4.21):

$$\alpha_i = 3{,}51 \cdot v_i^{0,8} \cdot d^{-0,2}, \ (i=1,2) \qquad (4.21)$$

где v_i – скорости движения воздуха в каналах рекуператора, м/с;

d – эквивалентный диаметр канала, по которому движется воздух в теплообменнике.

При ламинарном течении воздуха в каналах теплообменника и при большом значении отношения длины канала теплообменника к его эффективному диаметру величина α_i (i=1,2) становится практически постоянной [200] и определяется только эффективным диаметром канала.

$$\alpha_i = 0{,}1d^{-1}, \qquad (4.22)$$

Для оценки вероятности конденсации влаги и возможности замерзания теплообменника важно определить распределение температуры по длине теплообменника. В [105, 141] приведены зависимости значений температуры по длине противоточного теплообменника для различных и равных массовых расходов теплообменных сред.

Для случая равных массовых расходов воздуха в приточном и вытяжном каналах рекуператора получим зависимость температуры удаляемого воздуха от расстояния от точки входа в рекуператор в виде зависимости:

$$T(x) = T_{in} - \frac{(T_{in} - T_{out}) \cdot x}{L + (\beta_1 + \beta_2)}, \qquad (4.23)$$

где

$$\beta_1 = \frac{c \cdot G_1}{\alpha_{out} \cdot l_1}, \qquad \beta_2 = \frac{c \cdot G_2 \cdot}{\alpha_{in} \cdot l_2} \ . \qquad (4.24)$$

Для случая различных значений расхода воздуха в каналах зависимость температуры уходящего воздуха от расстояния до точки его входа в рекуператор принимает вид (4.25).

$$T(x) = T_{in} - \frac{T_{in} - T_{out}}{\kappa + 1} \frac{1 - e^{-\gamma x}}{1 - e^{-\gamma L}}, \qquad (4.25)$$

где γ – коэффициент, имеющий размерность м$^{-1}$ и представимый в виде (4.26).

$$\gamma = \frac{1 - \delta}{\beta_1 + \delta \cdot \beta_2}, \qquad (4.26)$$

$$\delta = (G_1/G_2).$$

Уравнения, аналогичные уравнениям (4.23) и (4.25), получаются и для зависимости температуры приточного воздуха от расстояния до его входа в реку-

ператор при перестановке местами температур воздуха в помещении и наружного воздуха.

4.4.1 Сравнительная эффективность теплообменников с различной формой каналов при «сухом» теплообмене

С целью определения эффективности теплообменников с различной формой каналов [179, 182-185, 180, 181] были выполнены расчеты с использованием полученных зависимостей.

На рисунке 4.4 приведены зависимости эффективности теплообменника от площади теплообменной поверхности для различных значений расхода воздуха. Значения для физических характеристик воздуха взяты из [201], а для α – из [202].

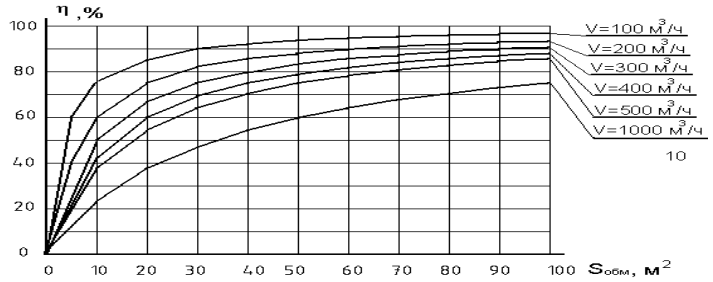


Рисунок 4.4 – Зависимость эффективности теплообменника от площади теплообменной поверхности

Рассмотрим в качестве исходного варианта плоский теплообменник [109] с каналами, формируемыми между плоскими пластинами в соответствии с рисунком 4.1а. Обозначим расстояние между пластинами h, площадь теплообменной поверхности – S_{pl}, а объем теплообменника V_0.

Увеличить площадь теплообменной поверхности можно переходом к изготовлению канальных теплообменников. В [180-184] описаны конструкции теплообменников, представленных на рисунках 4.1б, в, г. Крестиками обозначены каналы для удаляемого, а точками – для приточного воздуха. Теплообменник изготавливается из профильных пластин, образующих систему каналов с квадратным, треугольным или более сложным сечением.

Вполне реальным становится создание теплообменников – рекуператоров с эффективностью более 90%. На рисунке 4.5 приведен график зависимости эффективности рекуператора от отношения расхода воздуха в вытяжном и приточном каналах для случая $S_{обм}$=42 м^2 и G_1= 360 кг/ч.

Из рисунка 4.5 следует, что эффективность рекуператора тем больше, чем больше поток приточного воздуха по сравнению с вытяжным.

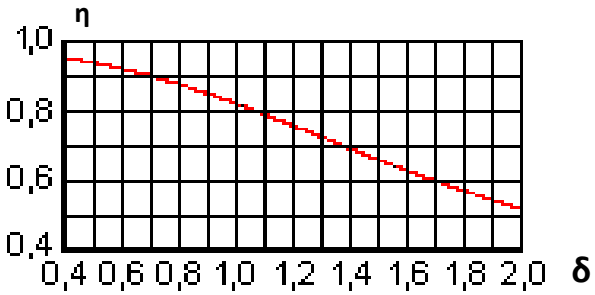


Рисунок 4.5 – Зависимость эффективности рекуператора от соотношения расходов вытяжного и приточного воздуха

4.4.2 Экспериментальное исследование канального теплообменника с треугольной формой каналов

Целью экспериментального исследования характеристик теплообменника-рекуператора в [105] явилась проверка результатов аналитических расчетов к.п.д. рекуператора и температур воздуха в приточном и вытяжном каналах.

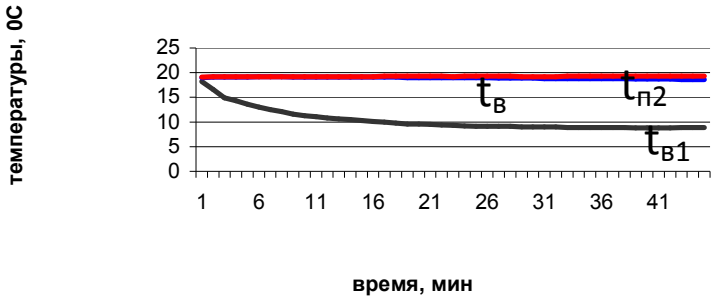
Был изготовлен канальный теплообменник с треугольной системой каналов [105, 180, 181], представляющих в сечении равносторонние треугольники со стороной 5мм. Габаритные размеры корпуса теплообменника равны 46×55×110 см. Размеры теплообменника – 32х40х60 см.

В каждом канале теплообменника были установлены датчики температуры с возможностью долговременной регистрации измерительной информации. При выполнении экспериментов контролировалась также скорость движения воздуха. Перед выполнением экспериментов выполнялась выравнивание скоростей потоков воздуха в приточном и вытяжном каналах рекуператора.

На рисунках 4.6 и 4.7 приведены графики температуры в каналах теплообменника. В начале работы системы температура воздуха во всех каналах рекуператора равна комнатной. Из графиков можно сделать вывод, что время выхода рекуператора на стационарный режим работы составляет около 40 минут. Таким образом, экспериментальные данные подтверждают целесообразность исследования характеристик рекуператора в стационарном рассмотрении, т. к. переходной период у рекуператора занимает время, незначительное по сравнению с периодичностью изменения наружных условий.

На рисунках 4.8 и 4.9 представлены результаты расчета термической эффективности рекуператора с использованием экспериментальных результатов, приведенных на графиках рисунков 4.6 и 4.7.

Из графика на рисунке 4.6 можно сделать вывод, что в стационарном режиме работы эффективность рекуператора при уровне воздухообмена 140 м^3 в час равен 0,93. Расчетное значение, представленное на графиках рисунка 4.4 дает значение 0,91. Для уровня воздухообмена 210 м^3 в час экспериментальное значение эффективности на рисунке 4.7 в установившемся режиме равен 0,91, в то время как расчетное значение, представленное на графиках рисунка 4.4 дает значение 0,88. Превышение фактического значения эффективности рекуператора над расчетным на 2 – 3 % , по-видимому, обусловлено тем, что в процессе теплообмена участвует и водяной пар, присутствующий в удаляемом воздухе, что не учитывалось при аналитических расчетах.



$t_{в1}$ - температура удаляемого воздуха; $t_в$ - температура воздуха в помещении; $t_{п2}$ - температура приточного воздуха после рекуператора

Рисунок 4.6 – Изменение температуры воздуха от времени при объеме поступления воздуха 150м^3 в час

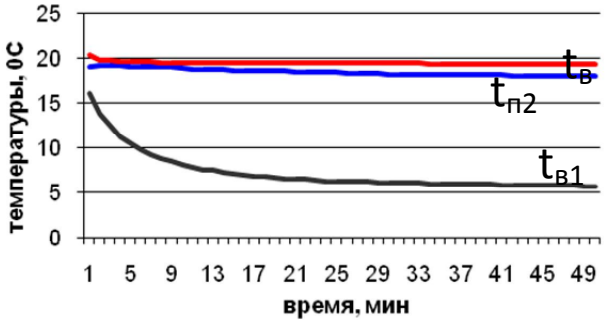


Рисунок 4.7 – Изменение температур воздуха от времени при объеме поступления воздуха 210 м³ в час

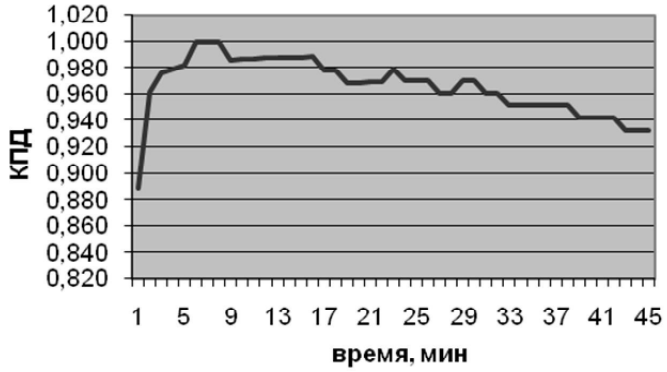


Рисунок 4.8 – Изменение эффективности рекуператора от времени при объеме поступления воздуха 150 м³ в час

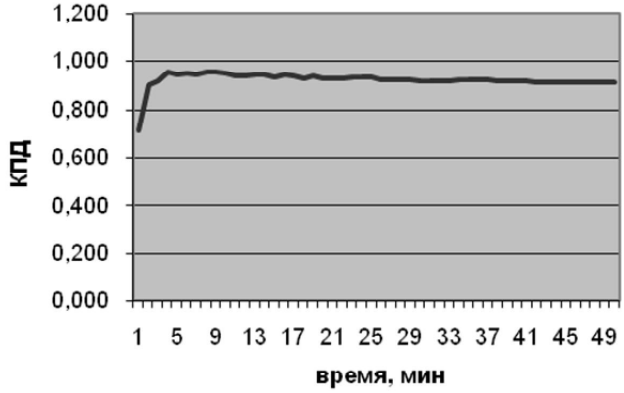


Рисунок 4.9 – Изменение эффективности рекуператора от времени при объеме поступления воздуха 210 м³ в час

4.5 Эффективность рекуперативного теплообменника с учетом фазовых переходов

4.5.1 Математическая модель переноса тепла в теплообменнике с конденсацией влаги в канале

При использовании теплообменников в жилых зданиях с нормируемыми условиями микроклимата [138] обычным является конденсация влаги в канале удаляемого воздуха. При эксплуатации в условиях низких температур существует проблема замерзания конденсата в вытяжном канале рекуператора. Методы борьбы с этим явлением рассмотрены в [191-193, 190, 196, 197, 204-209].

Для более полного понимания данной проблемы и выработки технических решений важно определить, при какой температуре наружного воздуха

воздух в вытяжном канале на выходе рекуператора охладится до температуры замерзания конденсата. В [179, 139, 140] рассмотрены методы расчета эффективности работы теплообменников с использованием приближенных аналитических зависимостей. В [139] границы сухой и влажной зон предлагается искать по диаграмме изменения параметров приточного воздуха в паровоздушной смеси, что дает приблизительное описание процессов теплообмена.

Известны работы, в которых приведены результаты численного математического моделирования работы рекуперативных теплообменников с учетом фазовых переходов в каналах [139, 209]. В [139] теплообменник разбивается на несколько, а для каждого из них выполняется независимый расчет. К сожалению, отсутствует описание алгоритма расчета и результаты, приведенные в [139] невоспроизводимы. В [209] разработана математическая модель и программа расчета теплообменника с изменяющимся сопротивлением теплопередаче пластин в пакете, что позволяет исключить его обмерзание при низких температурах. При расчете используется разностная схема, в которой конечная температура предыдущего элемента становится начальной для следующего. В [206] приведены результаты расчета условий замерзания перекрестноточного рекуперативного теплообменника методом конечных элементов. Численное моделирование на ЭВМ позволяет получить конкретные результаты для заданных условий. Поэтому при отсутствии стандартных математических программ и описания алгоритмов расчета каждая постановка задачи решается разработкой нового алгоритма и математической программы.

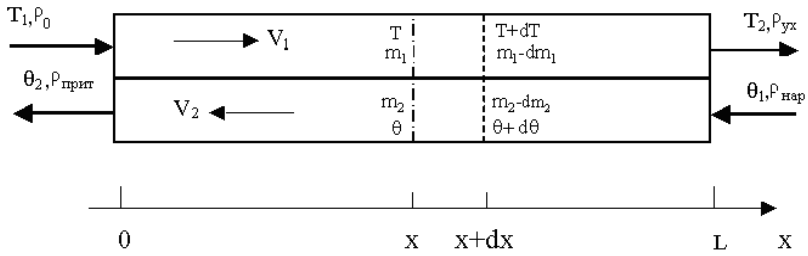
Для определения условий замерзания противоточного канального теплообменника в [210] разработана математическая модель и программа расчета характеристик, листинг которой приведен в приложении В.1. На рисунке 4.10 приведена условная схема рекуперативного противоточного теплообменника, использованная для разработки математической модели.

В [210] был разработан с использованием схемы на рисунке 4.10 численный метод расчета эффективности работы противоточного рекуперативного теплообменника в условиях низких температур с учетом конденсации влаги в вытяжном канале. Рассмотрим баланс энергий в приточном и вытяжном каналах рекуператора с учетом влажности приточного и удаляемого воздуха.

При определении условий отсутствия замерзания конденсата в вытяжном канале рекуператора следует рассматривать два случая:

1) температура точки росы удаляемого из помещений воздуха, $T_{т.р.}$, меньше нуля;

2) температура точки росы удаляемого из помещений воздуха, $T_{т.р.}$, больше нуля.



T_1 и T_2– температура удаляемого воздуха на входе и выходе рекуператора ºС;
θ_1 и θ_2– температура приточного воздуха на входе и выходе рекуператора, ºС;
ρ и $\rho_{ух}$ – плотность пара в удаляемом воздухе на входе и на выходе рекуператора кг/м^3;
$\rho_{нар}$ и $\rho_{прит}$ – плотность пара в приточном воздухе на входе и выходе рекуператора кг/м^3;
m_1 и m_2– количество водяного пара, проходящего через поперечное сечение вытяжного и приточного каналов в единицу времени, кг/сек; L – длина рекуператора.

Рисунок 4.10 – Схема рекуперативного противоточного теплообменника

В первом случае воздух, удаляемый из помещения, может быть охлажден в теплообменнике рекуператора без опасения замерзания конденсата до температуры T_1, удовлетворяющей условию (4.27).

$$0 \geq T_1 \geq T_{m.p.}\,, \tag{4.27}$$

Во втором случае, для предотвращения замерзания конденсата на выходе вытяжного канала рекуператора, температура удаляемого воздуха на выходе теплообменника должна удовлетворять условию (4.28).

$$T_1 \geq 0\,, \tag{4.28}$$

В случае теплообмена с конденсацией влаги при значении температуры точки росы больше нуля в дифференциальные уравнения теплового баланса необходимо добавить слагаемое, соответствующее теплоте, выделяющейся при конденсации пара.

На расстоянии x от точки ввода удаляемого воздуха выделим в сечении рекуператора слой толщиной dx и предположим, что точка x находится в зоне конденсации пара в воздухе вытяжного канала. Тогда поток тепла dq_1, «оставленного» удаляемым воздухом в слое dx вытяжного канала, равен:

$$dq_1 = -\left[c_в \cdot \rho_{св}(T_1) + c_п \cdot \rho_п(T_1)\right] \cdot V_1 \cdot dT - E \cdot \frac{d\rho_{нас}(T)}{dT} \cdot V_1 \cdot dT\,, \tag{4.29}$$

где $c_в$, $c_п$ – удельные теплоемкости сухого воздуха и водяного пара, соответственно, Дж/(кг·К) [211];

$\rho_{св}(T_1)$, $\rho_п(T_1)$ – плотность сухого воздуха и водяного пара в удаляемом воздуха при температуре T_1, соответственно, кг/м^3 [211];

V_1 – объемный расход воздуха в вытяжном канале, м^3/с;

E – скрытая теплота парообразования, Дж/кг [211];

$\rho_{нас}(T)$ – плотность насыщенного водяного пара при температуре T [211], кг/м^3.

Поток тепла dq_2, получаемый приточным воздухом в слое dx приточного канала, равен:

$$dq_2 = -\left[c_в \cdot \rho_{св}(\theta_1) + c_п \cdot \rho_п(\theta_1)\right] \cdot V_2 \cdot d\theta\,, \qquad (4.30)$$

Считаем, что корпус рекуператора хорошо утеплен. Без потери общности можно утверждать, что весь тепловой поток, «оставленный» в слое *dx,* вытяжного канала, передается слою *dx* приточного канала, т.е.:

$$dq_1 = dq_2\,, \qquad (4.31)$$

Соотношение (4.31) с учетом выражений (4.29) и (4.30) позволяет определить связь между изменениями температуры в вытяжном и приточном каналах по длине рекуператора. Для нахождения этой связи с целью сокращения записей введем следующее обозначение:

$$C(T) = c_в \cdot \rho_{св}(T) + c_п \cdot \rho_п(T)\,, \qquad (4.32)$$

где *C(T)* – объемная теплоемкость воздуха при температуре *T*, °С, и заданной относительной влажности *φ, %.*

С учетом обозначения (4.32) связь между изменением температуры удаляемого воздуха и изменением температуры приточного воздуха по длине рекуператора принимает вид:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{C(T_1)}{C(\theta_1)} \cdot \frac{V_1}{V_2} \cdot \left[1 + \frac{E}{C(T_1)} \cdot \frac{d\rho_{нас}(T)}{dT}\right] \cdot \frac{dT}{dx}\,, \qquad (4.33)$$

С целью сокращения дальнейших записей введем еще одно обозначение:

$$\gamma_1(T) = \frac{C(T_1)}{C(\theta_1)} \cdot \frac{V_1}{V_2} \cdot \left[1 + \frac{E}{C(T_1)} \cdot \frac{d\rho_{нас}(T)}{dT}\right], \qquad (4.34)$$

С учетом обозначения (4.34) выражение (4.33) запишется в виде:

$$\frac{d\theta}{dx} = \gamma_1(T) \cdot \frac{dT}{dx}\,, \qquad (4.35)$$

Рассмотрим теперь передачу тепла через стенку рекуператора, разделяющую удаляемый и приточный воздух. Очевидно, что все количество теплоты, «оставленной» удаляемым воздухом в слое *dx*, уходит на разделяющую потоки воздуха стенку рекуператора. Тогда

$$dq_1 = \alpha_1 \cdot l_1 \cdot dx \cdot (T - T_{c1}), \qquad (4.36)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи на поверхности разделяющей стенки со стороны удаляемого воздуха, Вт/(м^2·°С);

l_1 – длина поверхности теплообмена в поперечном сечении рекуператора между удаляемым воздухом и разделяющей потоки стенкой рекуператора, м;

T_{c1} – температура разделяющей стенки со стороны удаляемого воздуха,°С.

С другой стороны, тепловой поток, поступающий в слой *dx* приточного канала рекуператора, приходит от разделяющей потоки стенки, следовательно:

$$dq_2 = \alpha_2 \cdot l_2 \cdot dx \cdot (T_{c2} - \theta), \qquad (4.37)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи на поверхности разделяющей стенки со стороны приточного воздуха, Вт/(м^2·°С);

l_2 – длина поверхности теплообмена в поперечном сечении рекуператора между приточным воздухом и разделяющей потоки стенкой рекуператора, м;

T_{c2} - температура разделяющей стенки со стороны удаляемого воздуха,ºС.

В выражениях (4.36) и (4.37) можно предположить, что

$$l_1 = l_2 = S_{об}/L, \tag{4.38}$$

где $S_{об}$ – площадь теплообменной поверхности между приточным и удаляемым воздухом, м^2;

Кроме того, в силу малой толщины стенки, разделяющей в рекуператоре приточный и удаляемый потоки воздуха, и большого коэффициента теплопроводности материала стенки можно считать, что

$$T_{c1}=T_{c2}=T_c, \tag{4.39}$$

Приравнивая правые части выражений (4.29), (4.30) и (4.36), (4.37), а затем, складывая оба полученных выражения с учетом ранее введенных обозначений (4.32) и (4.34) и с учетом соотношения (4.35), получаем систему дифференциальных уравнений первого порядка (4.40), (4.41) изменения температуры удаляемого воздуха и температуры приточного воздуха по длине рекуператора:

$$\gamma_1(T)\cdot\gamma_2\cdot\frac{dT}{dx} = -(T-\theta), \tag{4.40}$$

$$\gamma_2\cdot\frac{d\theta}{dx} = -(T-\theta), \tag{4.41}$$

где γ_2 – коэффициент, определяемый выражением:

$$\gamma_2 = \frac{C(\theta_1)\cdot V_2\cdot L}{S_{об}}\left(\frac{1}{\alpha_1}+\frac{1}{\alpha_2}\right), \tag{4.42}$$

Рассмотрим зависимость от температуры величин, входящих в уравнения (4.40) и (4.41). Удельные теплоемкости сухого воздуха $c_в$ и водяного пара $c_п$ в обычном для вентиляционного процесса диапазоне температур можно считать постоянными и равными [211, 212]:

$$c_в = 1{,}005 \text{ кДж/(кг·ºС)} \text{ и } c_п = 1{,}8068 \text{ кДж/(кг·ºС)}, \tag{4.43}$$

Плотность пара в удаляемом и в приточном воздухе определяется соответствующей относительной влажностью воздуха и может быть записана в виде выражений:

$$\rho_п(T_1) = \varphi_в\cdot\rho_{нас}(T_1)/100, \tag{4.44}$$

$$\rho_п(\theta_1) = \varphi_н\cdot\rho_{нас}(\theta_1)/100, \tag{4.45}$$

где $\varphi_в$ и $\varphi_н$ - соответственно, относительная влажность воздуха помещения и наружного воздуха в %.

По аналогичным формулам определяется давление пара в удаляемом и в приточном воздухе путем подстановки вместо плотности насыщенного пара его давления насыщения.

Зависимость плотности насыщенного пара от температуры дается уравнением Клапейрона-Менделеева состояния идеального газа [146]:

$$\rho_{нас}(T) = \frac{p_{нас}(T)}{461\cdot(273+T)}, \tag{4.46}$$

где $p_{нас}(T)$ – давление насыщенного водяного пара при температуре Т, Па.

В свою очередь, значение давления насыщенного водяного пара $p_{нас}(T)$ при температуре Т может быть найдено по формуле Магнуса [213]:

$$p_{нас}(T) = p_{нас}(0) \cdot exp\left(\frac{17{,}5043 \cdot T}{241{,}2 + T}\right), \quad (4.47)$$

где $p_{нас}(0)$ – давление насыщенного водяного пара при температуре 0 °С.

Плотность сухого воздуха в удаляемом воздухе при температуре T_1 с учетом закона Дальтона о давлении смеси газов определяется по формуле:

$$\rho_{св}(T_1) = \frac{353}{273 + T_1} \cdot \left[1 - 0{,}01 \cdot \varphi_в \cdot \frac{p_{нас}(T_1)}{101325}\right], \quad (4.48)$$

где $p_{нас}(T_1)$ – давление насыщенного пара при температуре воздуха помещений.

Аналогично (4.48) определяется плотность сухого воздуха в приточном воздухе при температуре θ_1.

Определим коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 в каналах рекуператора. В приточном канале, а также в той части вытяжного канала, где температура воздуха выше температуры точки росы воздуха, удаляемого из помещений, среднее значение коэффициентов α_i (i=1,2) при турбулентном течении воздуха в каналах теплообменника может быть вычислено [200] по формуле:

$$\alpha_i = 3{,}51 \cdot v_i^{0,8} \cdot d^{-0,2}, \ (i=1,2) \quad (4.49)$$

где v_i – скорости движения воздуха в каналах рекуператора, м/с;

d – эквивалентный диаметр канала, по которому движется воздух в теплообменнике.

При ламинарном течении воздуха в каналах теплообменника и при большом значении отношения длины канала теплообменника к его эффективному диаметру величина α_i (i=1,2) становится практически постоянной [200] и определяется только эффективным диаметром канала.

$$\alpha_i = 0{,}1d^{-1}, \quad (4.50)$$

В той части вытяжного канала, где температура воздуха ниже температуры точки росы воздуха, удаляемого из помещений, значение коэффициента α_1 может быть вычислено [214] по формуле:

$$\alpha_1 = \left(\frac{E \cdot \rho_{ж}^2 \cdot g \cdot \lambda_{ж}^3}{4 \cdot \mu_{ж} \cdot (T - T_c) \cdot x_1}\right)^{0,25}, \quad (4.51)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность воды, кг/м^3;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

$\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м· °С);

$\mu_{ж}$ – динамическая вязкость воды, (н·с)/м^2;

T_c – температура стенки, разделяющей потоки воздуха, °С;

x_1 – расстояние от точки начала конденсации до рассматриваемой точки по длине рекуператора, м.

Температура стенки рекуператора, разделяющей приточный и удаляемый воздух, определяется из уравнений (4.36) и (4.37) с учетом выражения (4.39).

$$T_c = \frac{\alpha_1 \cdot T + \alpha_2 \cdot \theta}{\alpha_1 + \alpha_2}, \tag{4.52}$$

Для нахождения зависимости изменения температуры воздуха в приточном или вытяжном каналах по длине рекуператора дифференциальные уравнения первого порядка (4.40) и (4.41) можно свести к одному дифференциальному уравнению второго порядка относительно T или θ. Однако, учитывая приведенную выше зависимость коэффициента γ_1 от температуры, а также зависимость в зоне конденсации коэффициента теплоотдачи α_1 от температуры удаляемого воздуха и температуры стенки по длине рекуператора, решение такого уравнения в явном виде будет затруднительно. Более приемлемым является исследование изменения температур T и θ по длине рекуператора методом последовательных итераций на основе уравнений (4.40) и (4.41), представив их несколько в ином виде:

$$dT = \frac{T - \theta}{\gamma_1(T) \cdot \gamma_2} \cdot dx, \tag{4.53}$$

$$d\theta = \frac{T - \theta}{\gamma_2} \cdot dx, \tag{4.54}$$

4.5.2 Алгоритм определения температуры приточного и удаляемого воздуха в каналах рекуператора с учетом конденсации пара и результаты компьютерного моделирования

Изменение температуры приточного и удаляемого воздуха по длине рекуператора определяется путем решения системы уравнений (4.43)-(4.44) методом последовательных итераций. В качестве исходных данных задаются значения физических констант для воздуха, водяного пара и воды, необходимые для вычислений по приведенным выше формулам. Задаются параметры рекуператора, а также параметры наружного и удаляемого воздуха. Для удаляемого воздуха из равенства давления водяного пара в удаляемом воздухе давлению насыщенного водяного пара при температуре точки росы определяется значение температуры точки росы $T_{m.p}$.

По формулам (4.46), (4.47) определяются давление и плотность насыщенного водяного пара приточного и удаляемого воздуха, а по формулам (4.44) и (4.45) находятся фактическая плотность и давление водяного пара приточного и удаляемого воздуха: $\rho_n(T_1)$, $\rho_n(\theta_1)$ и $p_n(T_1)$, $p_n(\theta_1)$.

По формуле (4.48) определяется плотность сухого воздуха в каналах рекуператора: $\rho_{св}(T_1)$, $\rho_{св}(\theta_1)$.

Так как температура точки росы в зависимости от относительной влажности удаляемого воздуха может быть как больше нуля, так и меньше нуля, вводится значение предельной температуры T_{np}, при которой будет происходить замерзание конденсата в удаляемом воздухе. Очевидно:

если $T_{m.p.} \geq 0$ °C, то $T_{np} = 0$ °C, а если $T_{m.p.} < 0$ °C, то $T_{np} = T_{m.p.}$.

В качестве начального значения температуры удаляемого воздуха на входе в рекуператор (при $x=0$) принимается значение температуры воздуха помещения, т.е.

$$T(0) = T_1, \tag{4.55}$$

Значение температуры приточного воздуха на выходе из рекуператора (при $x=0$) принимается равным температуре воздуха помещения, уменьшенной на некоторую наперед заданную малую величину $\delta\theta_1$, т.е.

$$\theta(0) = T_1 - \delta\theta_1, \tag{4.56}$$

Полученные значения плотности пара и плотности сухого воздуха в каналах рекуператора позволяют по формуле (4.34) с учетом формулы (4.32) определить значение коэффициента γ_1. При этом в формуле (4.34) значение производной от плотности насыщенного пара по температуре принимается равным нулю, так как при относительной влажности удаляемого воздуха меньше 100% температура точки росы меньше температуры удаляемого воздуха на входе рекуператора. Учитывая, что $T_{m.p.} < T_1$, значения коэффициентов α_1 и α_2 определяем по формуле (4.49) или (4.50) и вычисляем по формуле (4.42) значение коэффициента γ_2.

По формулам (4.53) и (4.54) определяем изменение температуры удаляемого и приточного воздуха в каналах рекуператора dT_1 и $d\theta_1$ на расстоянии dx от входа в рекуператор удаляемого воздуха. Определяем значение температуры в каналах рекуператора на расстоянии dx от входа в рекуператор удаляемого воздуха как:

$$T(dx)=T(0)+dT_1, \tag{4.57}$$

$$\theta(dx)=\theta(0)+d\theta_1, \tag{4.58}$$

Если температура приточного воздуха $T(dx)$ больше температуры точки росы $T_{m.p.}$, повторяем вычисления аналогично предыдущим и определяем значение температуры удаляемого и приточного воздуха на расстоянии 2 dx от входа в рекуператор удаляемого воздуха:

$$T(2dx)=T(dx)+dT_2, \tag{4.59}$$

$$\theta(2dx)=\theta(dx)+d\theta_2, \tag{4.60}$$

Вычисление значений температуры удаляемого и приточного воздуха в каналах рекуператора, аналогично предыдущим вычислениям, проводим до тех пор, пока температура удаляемого воздуха в вытяжном канале рекуператора не станет равной, или меньше температуры точки росы. Причем, значения темпе-

ратуры удаляемого и приточного воздуха в каналах рекуператора на *i*-м шаге вычислений определяются по формулам:

$$T(x_i = idx) = T(x_{i-1}) + dT_i, \tag{4.61}$$

$$\theta(x_i = idx) = \theta(x_{i-1}) + d\theta_i, \tag{4.62}$$

При выполнении условия $T(x_i) \le T_{m.p.}$, используя формулы (4.61) и (4.62) по формуле (4.63) находим значение производной $d\rho_{нас}(T(x_i))/dT$ и используем это значение на $(i+1)$-м шаге вычислений.

$$\frac{d\rho_{нас}(T(x_i))}{dT} = \rho_{нас}(0) \cdot \frac{273}{273+T} \cdot \left[\frac{-1}{273+T(x_i)} + \frac{17{,}5043 \cdot 241{,}2}{(241{,}2+T(x_i))^2} \right] \cdot exp\left(\frac{17{,}5043 \cdot T(x_i)}{241{,}2+T(x_i)} \right). \tag{4.63}$$

Начиная с $(i+1)$-го шага вычислений значение коэффициента теплоотдачи α_1 вычисляется по формуле (4.51) с учетом соотношения (4.52).

Вычисления повторяются до выполнения условия:

$$x_i = L, \tag{4.64}$$

Если вычисленное значение температуры удаляемого воздуха на выходе рекуператора $T_2=T(L)$ больше предельной температуры $T_{пр}$, вычисляются значения плотности пара и плотности сухого воздуха, соответствующие температуре приточного воздуха на входе рекуператора $\theta_1 = \theta(L)$ и расчет повторяется с значения $x=0$. При этом начальное значение температуры приточного воздуха принимается равным:

$$\theta(0) = \theta(0) - \delta\theta_1, \tag{4.65}$$

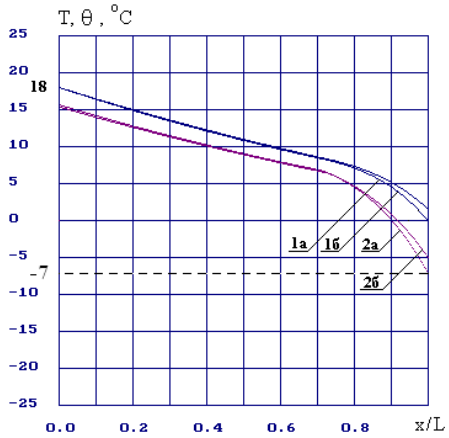
Если при $x=L$ оказывается, что $T_2=T(L) < T_{пр}$, дальнейшие вычисления прекращаются. В результате вычислений определяются значения T_1, $T_2=T(L)$, $\theta_1 = \theta(L)$ и θ_2, а также графики изменения температуры приточного и удаляемого воздуха по длине рекуператора и значения температурной эффективности рекуператора, определяемой как отношение разности температуры воздуха (приточного или удаляемого) на входе и выходе каналов рекуператора к максимально возможной разности температуры этого воздуха.

В соответствии с приведенным выше алгоритмом была написана на языке ПАСКАЛЬ [215] компьютерная программа, листинг которой приведен в приложении В.1. С ее помощью выполнено исследование работы рекуператора при различных характеристиках приточного и удаляемого воздуха и при различных конструктивных параметрах теплообменника-рекуператора.

На рисунке 4.11 приведено изменение температуры приточного и удаляемого воздуха по длине рекуператора при следующих условиях, приведенных в таблице 4.2. При указанных параметрах теплообменника и рассматриваемых объемах расхода воздуха значение числа Рейнольдса для каналов рекуператора значительно меньше критического, что указывает на ламинарный характер

движения воздуха в каналах. Вычисленное по формуле (4.51) значение коэффициента теплоотдачи α_2 в приточном канале и в области «сухого» теплообмена в вытяжном канале α_1 равно 29 Вт/(м^2·ºС). Однако, проведенные аналитические исследования температурной эффективности рекуператора при «сухом» теплообмене и их экспериментальная проверка показали, что коэффициент теплоотдачи в рекуператоре при «сухом» теплообмене равен 20 Вт/(м^2·ºС). Данное значение коэффициента теплоотдачи в области «сухого» теплообмена и было принято при моделировании работы рекуператора с учетом конденсации пара.

1– температура уходящего воздуха; 2 – температура приточного воздуха;



а – температура наружного воздуха –7 ºС; б – –5 ºС

Рисунок 4.11 – Изменение температуры приточного и удаляемого воздуха по длине рекуператора

Таблица 4.2 – Условия расчета

T_1, °С	$\varphi_{ух}$, %	$\varphi_{пр}$, %	L, м	d, мм	S, м^2	V_1=V_2, м^3/ч	Форма каналов
18	55	80	0,34	5	32	140	треугольная

Площадь теплообменной поверхности рекуператора $S_{об}$ определяется не только геометрическими размерами теплообменника, но и формой каналов для прохождения воздуха, образуемых пластинами теплообменника при их сборке в общий пакет. Площадь теплообменной поверхности рекуператора $S_{об}$ связана с площадью поперечного сечения канала рекуператора $S_{сеч}$ и его геометрическими размерами соотношением:

$$S_{сеч} = \frac{S_{об} \cdot d}{2 \cdot k \cdot L}, \qquad (4.66)$$

где k – коэффициент, зависящий от формы каналов пластин рекуператора.

Для плоских пластин – k = 1; для каналов квадратной формы – k =2; для каналов в виде равносторонних треугольников формы – k =3. При моделировании работы рекуператора при различных характеристиках приточного и удаляемого воздуха значение коэффициента k принято равным 3, как для каналов

треугольной формы, имеющих максимальную площадь теплообменной поверхности при равном объеме [105].

Из рисунка 4.11 следует, что при температуре наружного воздуха меньше минус 7 ºС конденсат в удаляемом воздухе будет замерзать. При температуре наружного воздуха выше минус 7 ºС из удаляемого воздуха не будет извлечено доступное до замерзания конденсата количество тепловой энергии, которую можно передать приточному воздуху. До точки, соответствующей выпадению конденсата графики изменения температуры в каналах - параллельные прямые. Дальше ход графиков изменяется. Вследствие конденсации влаги изменение температуры в приточном канале больше, чем в вытяжном. Из рисунка 4.11 следует, что температурная эффективность работы рекуператора по приточному каналу выше, чем для случая сухого теплообмена. Для условий, соответствующих графикам рисунка 4.11, значения температурной эффективности рекуператора равны:$\eta_{прит}$=90,2%.

В таблице 4.3 приведены расчетные значения температур удаляемого воздуха на выходе рекуператора, приточного воздуха после рекуператора и значения температурной эффективности рекуператора по приточному и по удаляемому воздуху в зависимости от температуры приточного воздуха для различных значений площади теплообменной поверхности рекуператора и температуры удаляемого воздуха. Результаты расчетов, приведенные в таблице 4.3, свидетельствуют о снижении температурной эффективности рекуператора по приточному воздуху и возрастании эффективности рекуператора по удаляемому воздуху по мере роста температуры наружного воздуха. При достижении в наружном воздухе температуры точки росы удаляемого воздуха, которая при расчетных условиях равна 8,3 ºС, конденсация пара в вытяжном канале рекуператора отсутствует. Рекуператор переходит в область «сухого» теплообмена и температурные эффективности по каналам практически сравниваются между собой. Несколько меньшее значение эффективности рекуператора по приточному воздуху объясняется более высокой плотностью приточного воздуха. Следует отметить, что при этом сохраняется баланс энергии, отдаваемой уходящим и получаемым приточным воздухом.

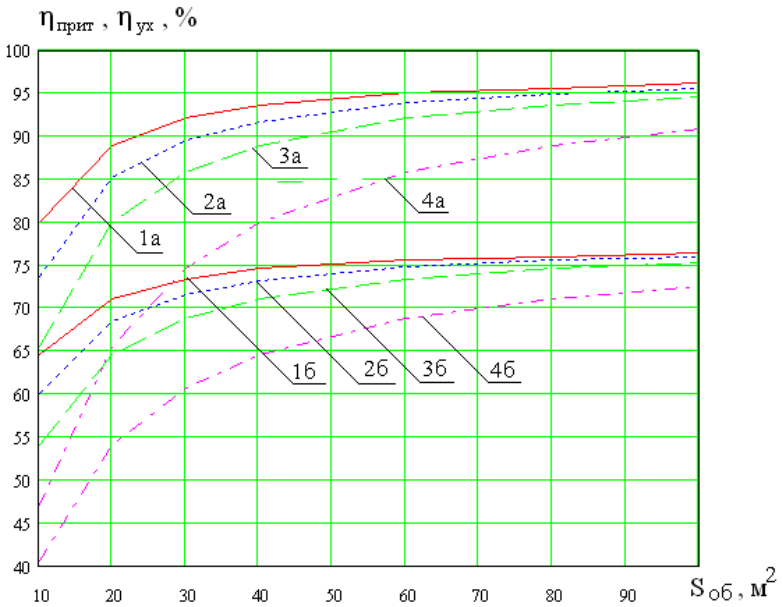
Влияние площади теплообменной поверхности рекуператора $S_{об}$ на его температурную эффективность показано на рисунке 4.12. При этом предполагалось, что температура приточного воздуха на входе в рекуператора такова,
что температура удаляемого воздуха на выходе из рекуператора равна нулю. С увеличением $S_{об}$ температурная эффективность рекуператора как по приточному (рисунок 4.12а), так и по удаляемому воздуху (рисунок 4.12б) возрастает для всех расходов воздуха в каналах рекуператора. Однако, с увеличением расхода воздуха в каналах значение температурной эффективности уменьшается.

Таблица 4.3 – Зависимость характеристик рекуператора от значений температуры наружного воздуха

θ_1, °С	$S_{об}$=21 м^2				$S_{об}$=32 м^2			
	θ_2, °С	T_2, °С	$\eta_{прит}$, %	$\eta_{ух}$, %	θ_2, °С	T_2, °С	$\eta_{прит}$, %	$\eta_{ух}$, %
8	16,0	9,7	79,9	82,7	16,5	9,2	85,3	88,3
6	15,6	8,2	79,8	81,9	16,3	7,8	85,7	85,0
4	15,3	7,2	81,1	77,2	16,1	6,8	86,7	80,3
2	15,1	6,1	82,2	74,1	16,0	5,7	87,6	77,1
0	15,0	5,0	83,2	71,9	15,9	4,5	88,4	75,0
-2	14,8	3,9	84,0	70,5	15,8	3,3	89,0	73,5
-4	14,6	2,7	84,7	69,6	15,7	2,0	89,5	72,6
-6	14,5	1,4	85,3	69,0	15,6	0,7	90,0	72,1
-7					15,5	0	90,2	72,0
-8	14,3	0	85,8	68,8				

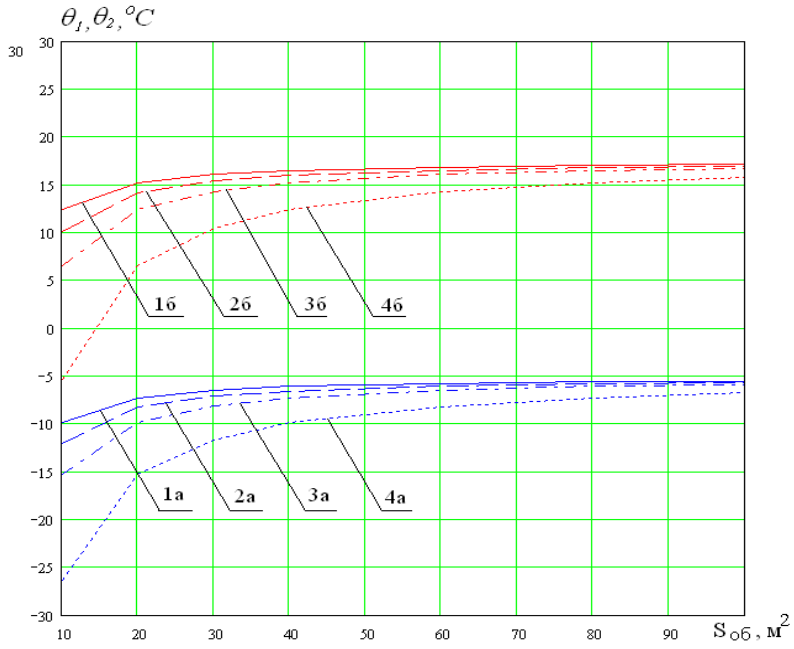
Примечание - T_1=18 °С, V_1=V_2=140 м^3/ч, k=3; L=0,341 м, d=0,005м, φ_1=55%, φ_2=80%

На рисунке 4.13 приведены зависимости температуры приточного воздуха на входе в рекуператор (графики 1а-4а), при которой температура удаляемого воздуха на выходе рекуператора равна 0ºС (предельной температуры), а также зависимости температуры приточного воздуха на выходе из рекуператора (графики 1б-4б) от величины площади теплообменной поверхности при различных объемах расхода воздуха в каналах рекуператора. Из графиков рисунка 4.13 следует, что чем больше площадь теплообменной поверхности рекуператора, тем выше температура приточного воздуха, при которой возможно замерзание конденсата.



1–V_1=V_2=100м^3/ч; 2 – V_1=V_2=140м^3/ч; 3 – V_1=V_2=200м^3/ч; 4 –V_1=V_2=400 м^3/ч;
а - температурная эффективность по приточному воздуху; б - по уходящему

Рисунок 4.12 – Зависимость температурной эффективности рекуператора от площади теплообменной поверхности



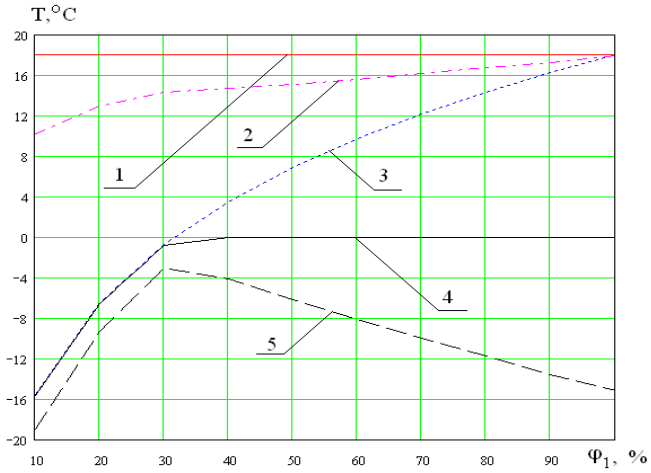
а - Θ_1, °С; б - Θ_2, °С;1– $V_1=V_2=100м^3/ч$; 2 –$140м^3/ч$; 3 –$200м^3/ч$; 4 –$400м^3/ч$

Рисунок 4.13 - Зависимость предельной температуры воздуха на входе и ее значения на выходе рекуператора от площади теплообменной поверхности

С увеличением площади теплообменной поверхности температура приточного воздуха на выходе рекуператора возрастает для всех расходов воздуха. Представленные результаты получены при относительной влажности воздуха помещений φ_1 =55 %. С изменением температуры точки росы изменяется количество сконденсировавшейся влаги и тепла парообразования при остывании удаляемого воздуха до 0 ºС при $T_{тр}$ >0 ºС, или до $T_{тр}$ при $T_{тр}$ <0 ºС.

На рисунке 4.14 представлены зависимости температуры приточного воздуха на входе (5) и выходе рекуператора (2) при остывании удаляемого воздуха от температуры воздуха помещений (1) до предельной температуры, при которой происходит замерзание конденсата (4). На нем приведен также график изменения температуры точки росы при изменении относительной влажности воздуха помещений (3).

Из рисунка 4.14 следует, что при температуре точки росы удаляемого воздуха меньше 0 ºС зависимость предельной температуры от влажности удаляемого воздуха повторяет зависимость температуры точки росы, оставаясь меньше температуры точки росы на 2 – 3 ºС. При достижении температурой точки росы 0 ºС (при относительной влажности воздуха порядка 32%) характер зависимости возможной температуры приточного воздуха резко изменяется. Температура точки росы растет с увеличением влажности удаляемого воздуха, а предельная температура приточного воздуха начинает уменьшаться за счет выделяющейся при конденсации скрытой теплоты парообразования.



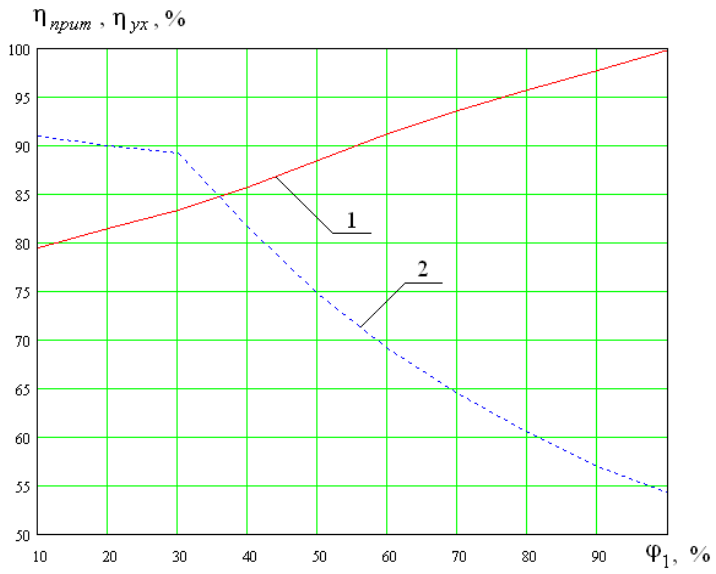
1 –T_1, °C; 2 –Θ_2, °C; 3 – температура точки росы воздуха помещений, °C; 4 – предельная температура остывания удаляемого воздуха; 5 –Θ_1, °C; T_1=18 °C;
V_1=V_2 =140 м^3/ч, $S_{об}$=30 м^2, k=3; L=0,341 м, d=0,005м, φ_2=80%

Рисунок 4.14 – Зависимость предельной температуры воздуха и температуры на выходе рекуператора от относительной влажности в помещении

На рисунке 4.15 представлена зависимость температурной эффективности рекуператора по приточному (1) и по удаляемому воздуху (2) от относительной влажности удаляемого воздуха. Из рисунка 4.15 следует, что при возрастании влажности удаляемого воздуха температурная эффективность рекуператора по приточному воздуху возрастает, приближаясь в пределе к 100%. В то же время, температурная эффективность рекуператора по удаляемому воздуху при температуре точки росы меньше 0 ºС с увеличением влажности удаляемого воздуха снижается из-за возрастания температуры точки росы и следующей за ней более низкой возможной температуры приточного воздуха на входе рекуператора (кривые 3 и 5 на рисунке 4.15). При температуре точки росы удаляемого воздуха больше 0 ºС с увеличением влажности удаляемого воздуха предельная температура, до которой может быть охлажден удаляемый воздух без замерзания конденсата, остается постоянной, а предельная температура приточного воздуха за счет возрастающей скрытой теплоты парообразования снижается (кривые 4 и 5 на рисунке 4.15).

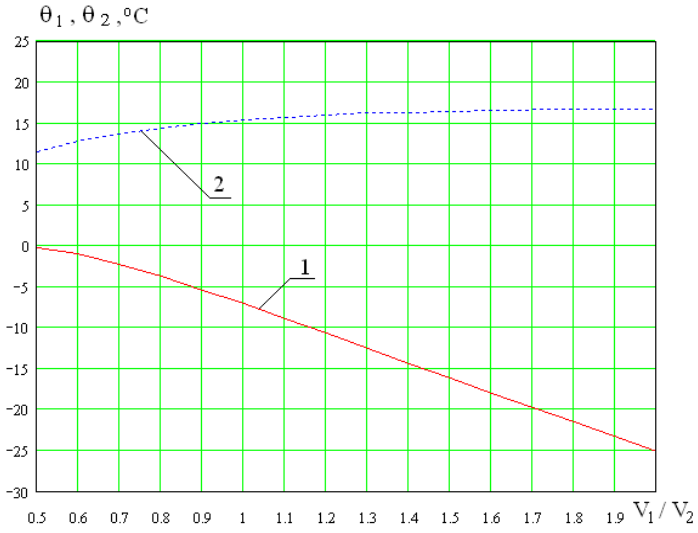
На рисунке 4.16 представлена зависимость температуры приточного воздуха на входе и выходе рекуператора от соотношения объемов удаляемого и приточного воздуха.

На рисунке 4.17 представлена зависимость температурной эффективности рекуператора по приточному (кривая 1) и по удаляемому воздуху (кривая 2) от соотношения объемов удаляемого и приточного воздуха.



1 – температурная эффективность рекуператора по приточному воздуху;
2 – температурная эффективность рекуператора по уходящему воздуху;
T_1=18 °С, V_1=V_2 =140 м^3/ч, $S_{об}$=30 м^2, k=3; L=0,341 м, d=0,005м, φ_2=80%

Рисунок 4.15 – Зависимость температурной эффективности рекуператора от относительной влажности удаляемого воздуха

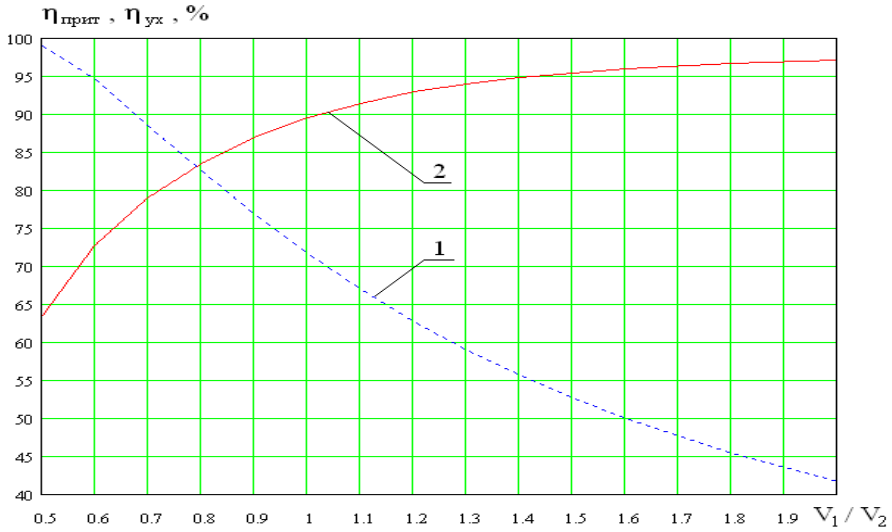


.

1 – возможное значение Θ_1, °С; 2 – Θ_2, °С; T_1=18 °С, V_2 =140 м^3/ч, $S_{об}$=30 м^2, k=3; L=0,341 м, d=0,005м, φ_1=55%,φ_2=80%

Рисунок 4.16 – Зависимости температуры приточного воздуха на входе и выходе рекуператора от соотношения объемов воздуха

Из рисунка 4.17 следует, что с уменьшением объема удаляемого воздуха значение возможной температуры приточного воздуха, при которой наступает замерзание конденсата увеличивается, а с увеличением объема удаляемого воздуха по отношению к приточному значение возможной температуры приточного воздуха уменьшается, и при значении отношения V_1/V_2=2 замерзание конденсата наступает при температуре приточного воздуха равной минус 25 ºС.



1 – температурная эффективность рекуператора по уходящему воздуху;
2 – температурная эффективность рекуператора по приточному воздуху;
T_1=18 °С, V_2 =140 м^3/ч, $S_{об}$=30 м^2, k=3; L=0,341 м, d=0,005м, φ_1=55%,φ_2=80%.

Рисунок 4.17 – Температурная эффективность рекуператора в зависимости от соотношения объемов удаляемого и приточного воздуха

4.6 Конструкция рекуператора с управляемым переносом влаги

Использование рекуператоров с возможностью переноса пара между каналами (энтальпийных) рассмотрено в [194-195, 197-199, 216]. Их положительным качеством является возможность повышения влажности воздуха в помещениях в течение отопительного периода без дополнительных затрат энергии. В [216] исследована задача переноса пара через пластины из различного материала, экспериментально исследовано поведение энтальпийного теплообменника при низкой температуре. В [194-195, 197-199] приведены особенности использования энтальпийных теплообменников с переносом пара между каналами в системах вентиляции жилых зданий. В то же время, процесс переноса пара между каналами теплообменника должен быть управляемым. В [191] показано, что при значении коэффициента переноса пара между каналами теплообменника, превышающем заданное значение, влажность воздуха в помещениях увеличивается выше оптимальных значений. Следовательно, необходимо предъявлять требования к теплообменнику на этапе конструирования.

В [191] решена задача конструирования рекуперативного теплообменника с заданным количеством переноса пара в приточный канал. На рисунке 4.10 схематически представлен механизм переноса пара через стенку теплообмен-

ника, разделяющую соседние среды, участвующие в теплообмене. В общем случае площадь теплообменной поверхности рекуператора не обязательно равна площади паропроницаемой поверхности [191]. Количество водяного пара dm_1, покидающего за единицу времени слой вытяжного канала рекуператора толщиной dx, и количество водяного пара dm_2, поступающего в слой приточного канала толщиной dx, можно записать в виде следующей системы уравнений:

$$dm_1 = \frac{\mu_1}{d} \cdot n \cdot (\rho_2 - \rho_1) \cdot \frac{S_{об}}{L} \cdot dx, \tag{4.67}$$

$$dm_2 = \frac{\mu_2}{d} \cdot n \cdot (\rho_1 - \rho_2) \cdot \frac{S_{об}}{L} \cdot dx, \tag{4.68}$$

где dm_1 – изменение массы пара в вытяжном канале на интервале dx, кг;

dm_2 – изменение массы пара в приточном канале на интервале dx, кг;

μ_1 и μ_2 - коэффициенты паропроницаемости стенки со стороны вытяжного и приточного воздуха соответственно г/(м^{2}Па*час);

n = 130 Па·м^3/г – коэффициент пропорциональность между давлением пара в воздухе и его плотностью, найдено по данным в [211];

Как правило, выполняется условие: $\mu_1 = \mu_2$. В этом случае из (4.67), (4.68) следует:

$$dm_1 + dm_2 = 0. \tag{4.69}$$

Так как плотность пара в уходящем воздухе при прохождении слоя dx уменьшается на величину $d\rho_1$, следовательно, количество пара, «оставленного» уходящим воздухом в слое dx, равно:

$$dm_1 = V_1 \cdot \frac{d\rho_1}{dx} dx, \tag{4.70}$$

где V_1 – объем воздуха, удаляемого из помещения через вытяжной канал рекуператора, м^3/ч.

Аналогично, количество пара, приобретаемое приточным воздухом, определяется формулой:

$$dm_2 = -V_2 \cdot \frac{d\rho_2}{dx} dx, \tag{4.71}$$

где V_2 - объем воздуха, поступающего в помещение через приточный канал рекуператора, м^3/ч.

Так как $dm_1 = -dm_2$, то из выражений (4.69) и (4.70) следует соотношение:

$$\frac{d\rho_2}{dx} = \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{d\rho_1}{dx}, \tag{4.72}$$

Систему уравнений (4.67) с учетом (4.69) и (4.70) перепишем в виде:

$$\begin{aligned} V_1 \cdot \frac{d\rho_1}{dx} &= a \cdot (\rho_2 - \rho_1) \\ V_2 \cdot \frac{d\rho_2}{dx} &= a \cdot (\rho_2 - \rho_1) \end{aligned}, \tag{4.73}$$

где $a = \mu \cdot n \cdot S_{об} / (d \cdot L)$. (4.74)

Продифференцировав первое уравнение системы (4.73), с учетом (4.72), получим как для ρ_1, так и для ρ_2 дифференциальное уравнение второго порядка:

$$\frac{d^2\rho}{dx^2} = \beta \cdot \frac{d\rho}{dx}, \tag{4.75}$$

где

$$\beta = a \cdot \frac{V_1 - V_2}{V_1 \cdot V_2}, \tag{4.76}$$

Решение уравнения (16) при $V_1 \neq V_2$ имеет вид:

$$\rho(x) = C_1 + C_2 \cdot e^{\beta \cdot x}, \tag{4.77}$$

где постоянные C_1 и C_2 определяются для вытяжного и приточного каналов отдельно исходя из граничных условий для каждого канала.

Для вытяжного канала граничные условия имеют вид:

$$\rho_1(x) \mid_{x=0} = \rho_{0,}$$
$$\rho_1(x) \mid_{x=L} = \rho_{ух.} \tag{4.78}$$

Из граничных условий (4.8) получаем систему уравнений для нахождения коэффициентов C_1 и C_2 в уравнении для вытяжного канала:

$$C_1 + C_2 = \rho_0,$$
$$C_1 + C_2 \cdot e^{\beta \cdot D_0} = \rho_{ух}, \tag{4.79}$$

Решая систему уравнений (4.79) относительно неизвестных C_1 и C_2 и подставляя найденные значения в уравнение (4.77), после несложных преобразований получаем выражение для плотности водяного пара в вытяжном канале по длине рекуператора.

$$\rho_1(x) = \rho_0 + \frac{\rho_0 - \rho_{ух}}{1 - e^{\beta \cdot L}} \cdot (e^{\beta \cdot x} - 1), \tag{4.80}$$

Граничные условия для приточного канала имеют вид:

$$\rho_2(x) \mid_{x=0} = \rho_{прит,}$$
$$\rho_2(x) \mid_{x=L} = \rho_{нар.} \tag{4.81}$$

Из граничных условий (4.71) получаем систему уравнений для нахождения коэффициентов C_1 и C_2 в уравнении (4.77) для приточного канала:

$$C_1 + C_2 = \rho_{прит},$$
$$C_1 + C_2 \cdot e^{\beta \cdot L} = \rho_{нар}, \tag{4.82}$$

Решая систему уравнений (4.82) относительно неизвестных C_1 и C_2 и подставляя найденные значения в уравнение (4.77), получаем выражение для плотности водяного пара в приточном канале по длине рекуператора.

$$\rho_2(x) = \rho_{прит} + \frac{\rho_{прит} - \rho_{нар}}{1 - e^{\beta \cdot D_0}} \cdot (e^{\beta \cdot x} - 1), \tag{4.83}$$

В выражениях (4.80) и (4.83) присутствуют неизвестные значения плотностей водяного пара на выходах вытяжного и приточного каналов $\rho_{ух}$ и $\rho_{прит}$, для определения которых воспользуемся уравнениями (4.73), которые справедливы в произвольном сечении рекуператора, в том числе и на его границах. На

входе вытяжного канала при x=0 после несложных преобразований из системы уравнений (4.73) получаем уравнения:

$$\frac{\rho_0 - \rho_{ух}}{1 - e^{\beta \cdot L}} \cdot (\frac{V_1}{V_2} - 1) = (\rho_{прит} - \rho_0), \tag{4.84}$$

$$\frac{\rho_{прит} - \rho_{нар}}{1 - e^{\beta \cdot L}} \cdot (1 - \frac{V_2}{V_1}) = (\rho_{прит} - \rho_0), \tag{4.85}$$

Приравнивая левые части уравнений (4.84), (4.85),получаем соотношение:

$$\rho_0 - \rho_{ух} = (\rho_{прит} - \rho_{нар}) \cdot \frac{V_2}{V_1}, \tag{4.86}$$

Из уравнения (4.85) после некоторых преобразований получаем соотношение:

$$\frac{\rho_{прит} - \rho_{нар}}{1 - e^{\beta \cdot L}} = \frac{\rho_0 - \rho_{нар}}{\frac{V_2}{V_1} - e^{\beta \cdot D_0}} \cdot, \tag{4.87}$$

С учетом выражений (4.87) и (4.86) выражение (4.80) для плотности водяного пара в вытяжном канале рекуператора на расстоянии *x* от входа в вытяжной канал записывается в виде:

$$\rho_1(x) = \rho_0 + \frac{\rho_0 - \rho_{нар}}{1 - \frac{V_1}{V_2} e^{\beta \cdot L}} \cdot (e^{\beta \cdot x} - 1), \tag{4.88}$$

После преобразований выражение (4.83) для плотности водяного пара в приточном канале на расстоянии *x* от его выхода с учетом выражения (4.87) записывается в виде:

$$\rho_2(x) = \rho_{нар} + \frac{\rho_0 - \rho_{нар}}{1 - \frac{V_1}{V_2} e^{\beta \cdot L}} \cdot \frac{V_1}{V_2} \cdot e^{\beta \cdot L} \cdot (e^{\beta \cdot (x - L)} - 1), \tag{4.89}$$

При равенстве расходов воздуха в приточном и вытяжном каналах рекуператора дифференциальное уравнение (4.75) принимает вид:

$$\frac{d^2 \rho}{dx^2} = 0, \tag{4.90}$$

Решение уравнения (4.90) имеет вид:

$$\rho(x) = C_1 + C_2 \cdot x, \tag{4.91}$$

где постоянные коэффициенты C_1 и C_2 , как и в случае неравенства расходов воздуха в каналах рекуператора, определяются для вытяжного и приточного каналов отдельно исходя из граничных условий для каждого канала.

Используя граничные условия (4.78) и (4.81), а также систему уравнений (4.73) можно показать, что в случае равенства расходов воздуха в приточном и вытяжном каналах рекуператора плотности водяного пара в каналах в зависимости от расстояния от входа вытяжного канала определяются по формулам:

$$\rho_1(x) = \rho_0 - \frac{\rho_0 - \rho_{нар}}{L + \frac{V}{a}} \cdot x, \qquad (4.92)$$

Из рисунка 4.19 следует, что основное влияние коэффициент возврата влаги оказывает соотношение расходов воздуха в каналах рекуператора, в то время, как величина расхода воздуха оказывает существенно меньшее влияние.

$$\rho_2(x) = \rho_{нар} + \frac{\rho_0 - \rho_{нар}}{L + \frac{V}{a}} \cdot (L - x), \qquad (4.93)$$

Изменение плотности водяного пара по длине рекуператора в зависимости от соотношения между расходами воздуха в приточном и вытяжном каналах рекуператора показано на рисунке 4.18.

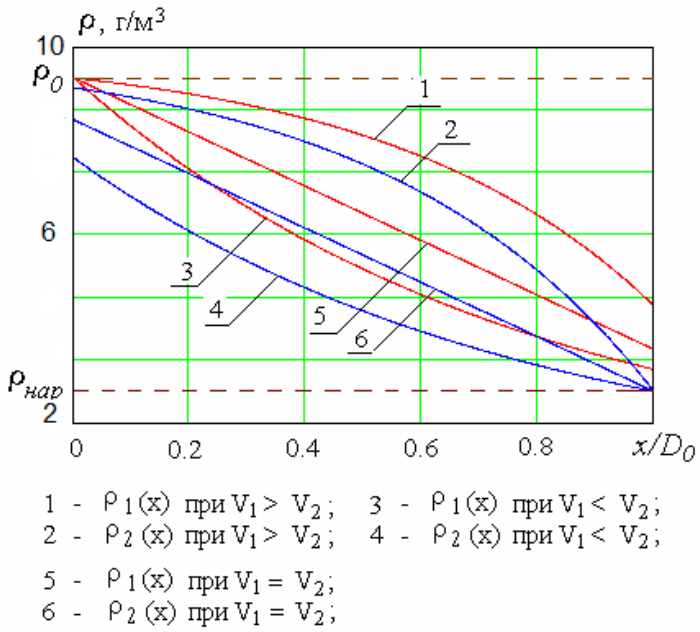


Рисунок 4.18 – Зависимость плотности водяного пара в каналах рекуператора от расстояния до начала вытяжного канала

Определим коэффициент возврата влаги рекуператором выражением:

$$k = \frac{\rho_{прит} - \rho_{нар}}{\rho_0 - \rho_{нар}}, \qquad (4.94)$$

С учетом выражения (4.89) для случая, когда расход воздуха в приточном канале рекуператора отличается от расхода воздуха в вытяжном канале, выражение (94) для коэффициента возврата влаги записывается в виде:

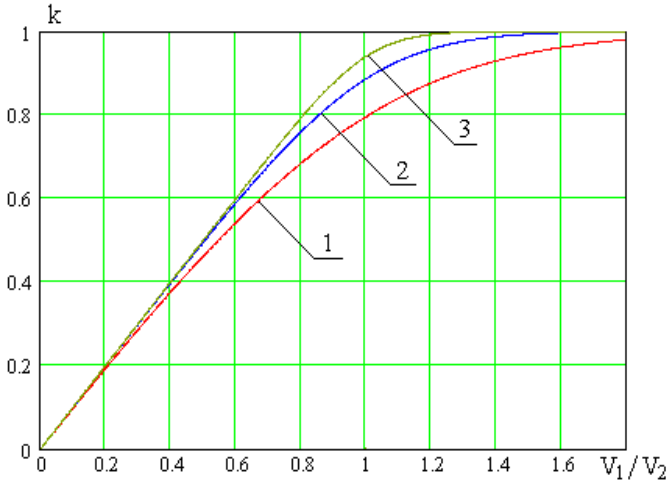
$$k = \frac{V_1}{V2} \cdot \frac{e^{\beta \cdot L} - 1}{\frac{V_1}{V_2} \cdot e^{\beta \cdot L} - 1}, \qquad (4.95)$$

При $V_1 \to V_2$, выражение (4.95) переходит в (4.96).

$$k = \frac{L}{L + V_1 / a}, \qquad (4.96)$$

Формулы (4.95) и (4.96) дают зависимость коэффициента возврата влаги рекуператором от конструктивных параметров и от соотношения объемов воздуха в каналах рекуператора, что позволяет решить задачу конструирования рекуператора с заданным коэффициентом возврата влаги.

Зависимость коэффициента возврата влаги от отношения расходов воздуха в вытяжном и приточном канале для некоторых конкретных значений конструктивных параметров рекуператора показана на рисунке 4.19.



$D_0 = 0{,}5$ м; d $= 0{,}2$ мм; $S_{об} = 10$ м^2;
$\mu = 0{,}2$ мг/(м·ч·Па)

1 - $V_1 = 360$ м^3/ч;
2 - $V_1 = 180$ м^3/ч;
3 - $V_1 = 90$ м^3/ч;

Рисунок 4.19 – Зависимость коэффициента возврата влаги от отношения объемов расхода воздуха в вытяжном приточном каналах

4.7 Исследование эффективности рекуперативного теплообменника с переносом пара между каналами в условиях низких температур

Управление влажностью в помещениях может решаться использованием рекуператоров тепла, разделители потоков в которых изготовлены из паропроницаемых структур [194-195, 197-199]. В [191] решена задача определения необходимых требований к коэффициенту возврата влаги, обеспечивающему заданное значение влажности в помещениях. Перенос пара не исключает конденсации влаги в одном из каналов, что ставит задачу определения эффективности работы рекуператора с переносом в условиях низких температур.

4.7.1 Численная модель решения задачи переноса тепла и влаги в рекуперативном теплообменнике при учете конденсации пара

Для разработки численной модели переноса тепла и влаги между каналами рекуперативного теплообменника были использовании подходы, предложенные в работах [191] и [210] и изложенные в разделах 4.5 – 4.7. Схема переноса тепла и пара через стенку теплообменника соответствует схемам, представленным на рисунке 4.10. В общем случае площадь теплообменной поверхности рекуператора не равна площади паропроницаемой поверхности.

В 4.6, [191], перенос пара через паропроницаемую стенку между каналами описан системой дифференциальных уравнений (4.73). В 4.5, [210], процесс переноса тепла между каналами теплообменника в условиях конденсации влаги описан системой уравнений (4.53)-(4.54). Для численного решения задачи тепло и пароперепереноса в рекуператоре с паропроницаемыми стенками совместно решается система уравнений (4.73) и (4.53)-(4.54).

Для определения параметров приточного и удаляемого воздуха по длине рекуператора методом последовательных приближений в качестве исходных данных задаются значения физических констант для воздуха, водяного пара и воды – удельная теплоемкость, плотность, скрытая теплота парообразования и др., необходимые для вычислений по приведенным выше формулам.

Задаются параметры рекуператора – длина, площадь теплообменной и паропроницаемой поверхностей пластин рекуператора, расстояние между пластинами, толщина паропроницаемых пластин, коэффициент паропроницаемости, начальные параметры наружного и удаляемого воздуха, температура, относительная влажность и объемные расходы. В соответствии с заданными относительными влажностями приточного и удаляемого воздуха определяются давления и плотности пара, плотности сухого воздуха.

Смысл итерационной процедуры заключается в том, что на каждом цикле вычислений определяются значения температуры и плотности воздуха на входе в приточный канал путем расчета, начиная от выхода приточного канала и приближаются к заданным величинам наружного воздуха. Численная задача разделяется на две части: область тепло и парообмена в части рекуператора, где относительная влажность удаляемого воздуха меньше 100% и в части, где его относительная влажность равна 100%.

В качестве начального значения температуры и плотности пара удаляемого воздуха на входе в рекуператор (при $x=0$) принимаются значение температуры воздуха и плотности пара в помещении, т.е.

$$T(0) = T_1 \qquad (4.97)$$
$$\rho_n(T(0))=\rho_{n1}$$

Значение температуры приточного воздуха на выходе из рекуператора на первом шаге вычислений принимается равным температуре воздуха помещения, уменьшенной на некоторую наперед заданную малую величину $\delta\theta_1$, т.е.

$$\theta(0) = T_1 - \delta\theta_1, \qquad (4.98)$$

Значение плотности пара в воздухе на выходе приточного канала (при $x=0$) на первом шаге вычислений принимается равным плотности пара воздуха помещения, уменьшенной на некоторую наперед заданную малую величину $d\rho$:

$$\rho_n(\theta(0))=\rho_{n1} - d\rho_n \qquad (4.99)$$

Задается величина приращения dx, в соответствии с которой будут определяться параметры удаляемого и приточного воздуха вдоль рекуператора.

По значениям плотности пара и плотности сухого воздуха в каналах рекуператора определяются коэффициенты γ_1,. На первом шаге итерации значение производной от плотности насыщенного пара по температуре принимается равным нулю, так как при относительной влажности удаляемого воздуха меньшей 100% температура точки росы меньше температуры удаляемого воздуха на входе рекуператора. Одновременно вычисляется изменение плотности пара в каналах рекуператора $d\rho_n$ из-за паропроницаемой стенки в соответствии с формулами (4.115).

В соответствии с формулами (4.93) – (4.94) определяются изменения температуры удаляемого и приточного воздуха в каналах рекуператора dT_1 и $d\theta_1$ на расстоянии dx от входа в рекуператор удаляемого воздуха и определяются значения температуры в каналах рекуператора на расстоянии dx от входа в рекуператор удаляемого воздуха как:

$$T(dx)=T(0)+dT_1 , \qquad (4.100)$$
$$\theta(dx)= \theta(0)+d\theta_1,$$

Определяются также значения плотности пара в каналах рекуператора на расстоянии dx от входа в рекуператор удаляемого воздуха

$$\rho_n(T(dx))= \rho_n(T(0)) - d\rho_n, \qquad (4.101)$$
$$\rho_n(\Theta(dx))= \rho_n(\Theta(dx)+d\rho_n;$$

Для вычисленного значения $\rho_n(T(dx))$ определяется соответствующее значение температуры точки росы.

Так как температура точки росы в зависимости от плотности пара удаляемого воздуха может быть как больше нуля, так и меньше нуля, вводится значение предельной температуры $T_{пр}$, при которой будет происходить замер-

зание конденсата в удаляемом воздухе. Очевидно, если $T_{т.р.} \geq 0$ °С, то $T_{пр} = 0$ °С, а если $T_{т.р.} < 0$ °С, то $T_{пр} = T_{т.р}$.

Вычисленное значению $\rho_n(T(dx))$ сравнивается с плотностью насыщенного пара при 0 °С, $\rho_{нп}(0)$.

Если выполняется условие $\rho_n(T(dx)) \geq \rho_{нп}(0)$., то $T_{пр} = 0$ °С, если же $\rho_n(T,dx) < \rho_{нп}(0)$.,то $T_{пр} = T_{т.р}$.

Если температура приточного воздуха $T(dx)$ больше температуры точки росы $T_{т.р.}$, вычисления повторяются аналогично предыдущим и определяются значения температуры удаляемого и приточного воздуха на расстоянии $2dx$ от входа в рекуператор удаляемого воздуха:

$$T(2dx) = T(dx) + dT_2 , \qquad (4.102)$$

$$\theta(2dx) = \theta(dx) + d\theta_2,$$

Определяются также плотности пара в каналах рекуператора на расстоянии $2dx$ от входа в рекуператор удаляемого воздуха:

$$\rho_n(T,2dx) = \rho_n(T,dx) + d\rho_n, \qquad (4.103)$$

$$\rho_n(\Theta,2dx) = \rho_n(\Theta,dx) + d\rho_n;$$

Для вычисленного значения $\rho_n(T,2dx)$ определяют значения температуры точки росы и предельной температуры, до которой может быть охлажден удаляемый воздух без замерзания конденсата. Вычисление значений температуры удаляемого и приточного воздуха, плотности пара в каналах рекуператора, температуры точки росы и предельной температуры, аналогично предыдущим вычислениям, выполняют до момента, когда температура удаляемого воздуха канале рекуператора не станет равной, или меньше температуры точки росы.

При выполнении условия $T(x_i) \leq T_{т.р.}$, на следующем шаге вычислений значения коэффициентов γ_1 определяются с учетом значения производной от плотности пара удаляемого воздуха по температуре. В этом случае приращение плотности пара в приточном канале определяется по формуле:

$$d\rho_n(x) = d\rho_{n1}(x) + d\rho_{нас}(T(x)), \qquad (4.104)$$

а в приточном канале:

$$d\rho_n(x) = d\rho_{n1}(x). \qquad (4.105)$$

Вычисления повторяются до тех пор, пока не будет вычислена температура удаляемого и приточного воздуха на входе в рекуператор приточного воздуха, т.е. не выполнится условие:

$$x_i = L. \qquad (4.106)$$

При выполнении условия $x_i = L$ определяется значение температуры удаляемого воздуха на выходе рекуператора $T_2 = T(L)$ и значение температуры при-

точного воздуха на входе рекуператора $\theta_1 = \theta(L)$. Для приточного воздуха определяется значение плотности пара $\rho_n(\Theta_1)$ при температуре θ_1 и заданной относительной влажности φ_2.

Значение плотности пара в приточном воздухе $\rho_n(\Theta_1)$ сравнивается с вычисленным значением плотности пара $\rho_n(\Theta(L))$ в приточном канале из-за переноса из соседнего канала при значении $x_i = L$.

Если $\rho_n(\Theta,L) - \rho_n(\Theta_1) > \varepsilon_1$, где ε_1 – наперед заданное малое значение плотности пара (десятые доли грамма на метр кубический), переменной $\rho_{св}(\Theta)$ присваивается значение плотности сухого воздуха $\rho_{св}(\Theta_1)$ в приточном воздухе, использовавшееся при данных вычислениях, вычисляется новое значение плотности сухого воздуха, соответствующее температуре приточного воздуха θ_1 и заданной относительной влажности φ_2. Программа возвращается в начало и вычисления повторяются, начиная с значения $x=0$ и с уменьшением величины $\rho_n(\Theta(0))$ на величину $d\rho_n$. При этом значение температуры приточного воздуха на выходе рекуператора $\theta(0)$ не изменяется.

Если же $\rho_n(\Theta(L)) - \rho_n(\Theta_1) < 0$, плотность сухого воздуха в приточном канале $\rho_{св}(\Theta)$ принимается равной значению $\rho_{св}(\Theta_1)$, значение $\rho_n(\Theta(0))$ увеличивается на величину $1.2 * d\rho_n$, а значение $d\rho_n$ заменяется значением $d\rho_n = 0.2 * d\rho_n$. Программа снова возвращается в начало и вычисления повторяются, начиная с значения $x=0$ и с уменьшением величины $\rho_n(\Theta(0))$ на величину $d\rho_n$. По-прежнему значение температуры приточного воздуха на выходе рекуператора $\theta(0)$ не изменяется. Вычисления повторяются до тех пор, пока не выполнится условие $0 < \rho_n(\Theta,L) - \rho_n(\Theta_1) < \varepsilon_1$.

При выполнении указанного условия значение температуры удаляемого воздуха на выходе рекуператора T_2 сравнивается с вычисленным значением предельной температуры $T_{пр}$.

Если вычисленное значение температуры удаляемого воздуха на выходе рекуператора удовлетворяет условию $T_2 - T_{пр} > \varepsilon_2$, где ε_2 – некоторая малая наперед заданная величина, то запоминаются в виде новых переменных $\rho_n(\Theta_1,L)$ и $\rho_{св}(\Theta_1)$ значения плотности пара и плотности сухого воздуха, соответствующие температуре приточного воздуха на входе рекуператора $\theta_1 = \theta(L)$, а также значение плотности пара приточного воздуха на выходе из рекуператора $\rho_n(\Theta_2,0)$. Далее расчет повторяется с значения $x=0$. При этом начальное значение температуры приточного воздуха уменьшается на величину $\delta\theta$ и принимается равным:

$$\theta(0) = \theta(0) - \delta\theta \qquad (4.107)$$

Если же при $x=L$ $T_2 = T(L) < T_{пр}$, значениям $\rho_n(\Theta_2)$ и $\rho_{св}(\Theta_2)$ присваиваются значения $\rho_n(\Theta_1(L-dx))$ и $\rho_{св}(\Theta_1(L-dx))$, а значению плотности пара приточного воздуха на выходе из рекуператора присваивается значение $\rho_n(\Theta_2(0))$. Величине $\theta(0)$ присваивается значение $\theta(0) = \theta(0) + 1.2 \cdot \delta\theta$, а величина $\delta\theta$ заменяется вели-

чиной $\delta\theta=0.2\cdot\delta\theta$. Цикл вычислений повторяется до выполнения условия T_2- $T_{пр}$ $<\varepsilon_2$. При выполнении условия T_2- $T_{пр}$ $<\varepsilon_2$ вычисления прекращаются.

4.7.2 Результаты численного моделирования работы рекуперативного теплообменника с паропроницаемыми стенками каналов

Численный алгоритм расчета реализован в программе, листинг которой приведен в приложении В.2. Задача решалась численно для рекуператора с треугольной системой каналов, описанной в [105, 180-181]. В сечении каналов – равносторонний треугольник с высотой, равной 5 мм. Толщина межканальной перегородки составляла 0,2мм. Площадь теплообменной поверхности рекуператора принята равной 30 м^2, а площадь паропроницаемой поверхности – 10 м^2. В таблице 4.4 приведены исходные данные и результаты численных расчетов. На рисунке 4.20 приведены зависимости температурной эффективности рекуператора по приточному и вытяжному каналам от паропроницаемости межканальной перегородки. Из графиков можно сделать вывод, что для сравнительно малых значений коэффициента возврата влаги(менее 0,03 мг/(м·ч·Па)) температурная эффективность рекуператора по приточному воздуху выше, чем по удаляемому [210]. Температурная эффективность в приточном канале повышается, так как дополнительно к сухому теплообмену добавляется тепло фазового перехода в вытяжном канале. Из анализа данных в таблице 4.4 точка начала конденсации влаги находится внутри рекуператора. По этой же причине температура в вытяжном канале снижается медленнее, чем повышается в приточном. Начиная с паропроницаемости, равной 0,03 мг/(м·ч·Па), конденсация влаги в рекуператоре не происходит. Различия в эффективности по каналам в этом случае возникают из-за различной плотности приточного и удаляемого воздуха на входе каналов. При условии равных объемов, принятом в расчетах, масса поступающего в рекуператор наружного воздуха превышает массу удаляемого и при балансе получаемой и отдаваемой энергий удаляемый воздух остывает больше, чем нагревается приточный.

На рисунке 4.20 представлено изменение предельной температуры приточного воздуха, при которой начинается замерзание конденсированной влаги. При понижении предельной температуры ниже нуля влага, конденсируясь из воздуха, тут же замерзает. Для этого случая, положительным моментом для работы рекуператора становится отсутствие влаги в вытяжном канале. В то же время, необходимо вести постоянный контроль обледенения пластин. При уменьшении количества конденсирующейся влаги предельная температура, при которой происходит замерзание конденсата, вначале остается равной нулю, а соответствующая температура наружного воздуха повышается. По мере дальнейшего уменьшения влаги в вытяжном воздухе из-за переноса пара в соседний

канал предельная температура замерзания понижается и, в пределе, мы придем к сухому теплообмену. При этом предельная температура замерзания, равная температуре вытяжного воздуха на выходе рекуператора, остается выше температуры приточного воздуха. Если обратиться к случаю рекуператора с влажным теплообменом без переноса пара между каналами, рассмотренному в 4.5 [210], предельная температура приточного воздуха до замерзания влаги также была

Таблица 4.4 – Рекуператор с паропроницаемыми стенками

$V_1=V_2=140$ м^3/час, $S=30$м^2; $L=0{,}341$м, $к=3$; $\alpha=20$Вт/(м^{2}К), $d=0{,}005$м; $S_{пп}=10$м^2; $d_1=0{,}2$мм, $T_1=18^{\circ}C$; $T_2=T_{пр}$; $\varphi_1=55\%$, $\varphi_2=80\%$

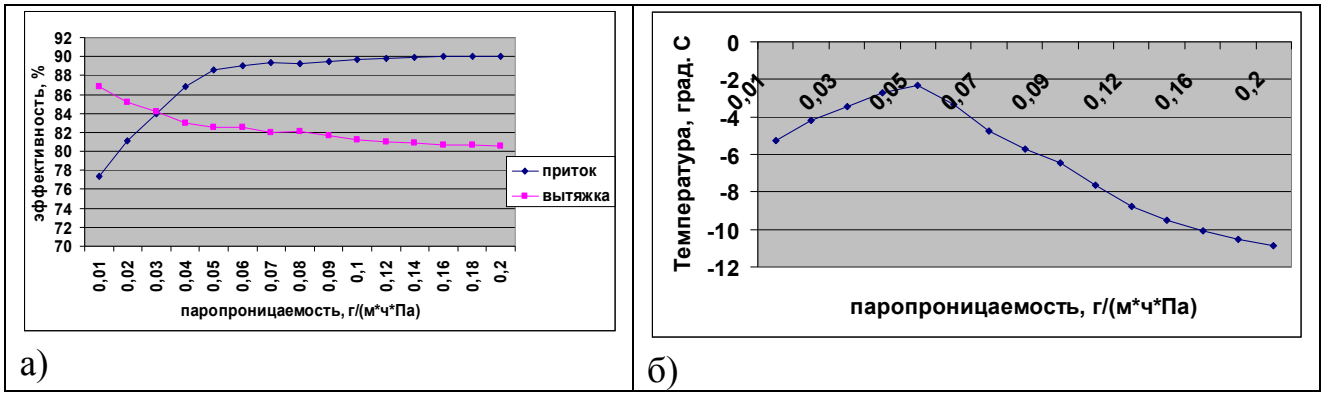
М, мг/(м·ч·Па)	$T_{пр.}$	θ_1	θ_2	ηух, %	ηприт, %	φприт, %	ρ20, г/м^3	К возвр. пара	Хконд / L
0,01	0	-5,255	14,932	77,376	86,81	35,54	4,539	0,32	0,79
0,02	0	-4,17	14,72	81,12	85,21	44,57	5,619	0,49	0,85
0,03	0	-3,43	14,62	83,98	84,23	49,67	6,22	0,59	0,9
0,04	0	-2,72	14,48	86,80	83,00	53,35	6,63	0,65	0,95
0,05	0	-2,30	14,46	88,62	82,58	55,81	6,93	0,7	0,99
0,06	-1,03	-3,36	14,26	89,03	82,49	57,49	7,04	0,74	1,0
0,07	-2,33	-4,74	13,90	89,33	81,97	59,44	7,13	0,77	1,0
0,08	-3,19	-5,73	13,74	89,28	82,06	60,86	7,23	0,79	1,0
0,09	-3,98	-6,47	13,50	89,48	81,61	62,47	7,31	0,81	1
0,1	-5,26	-7,65	13,20	89,67	81,27	64,04	7,35	0,82	1
0,12	-6,56	-8,78	12,93	89,8	81,03	66,24	7,48	0,85	1
0,14	-7,6	-9,5	12,73	89,9	80,85	68,0	7,58	0,87	1
0,16	-8,42	-10,07	12,59	90,0	80,72	69,4	7,67	0,88	1
0,18	-9,11	-10,52	12,47	90,02	80,62	70,5	7,74	0,89	1
0,2	-9,7	-10,88	12,38	90,07	80,54	71,5	7,80	0,9	1

отрицательной (-10°С). Перенос пара из вытяжного в приточный канал не решает проблему замерзания конденсата. При работе обычного рекуператора в условиях отсутствия замерзания конденсата температура уходящего воздуха не опускается ниже нуля. В случае переноса влаги эта температура при увеличении коэффициента паропроницаемости становится отрицательной, незначительно отличаясь от температуры входного воздуха.

Из рисунков 3.7 – 3.9 главы 3, можно сделать вывод, что для количества выделения влаги в помещениях, не превышающего 2 г/м^3, что соответствует многоэтажным жилым зданиям, поддержание влажности в помещениях на

уровне 55% требует коэффициента возврата влаги не более 0,7. Для рассматриваемого случая (см. таблицу 4.4) при коэффициенте паропроницаемости равном 0,05мг/(м·ч·Па), предельная температура удаляемого воздуха равна 0°С, а температура наружного воздуха (-2°С). Т. е., в этом случае замерзание рекуператора наступит при более высокой температуре приточного воздуха, чем в обычном рекуператоре.

Если учесть, что оптимальной для жилых помещений является значение относительной влажность от 30 до 45 %, из графиков на рисунке 3.11 главы 3 следует, что коэффициент возврата влаги не должен превышать 0,5. В этом случае коэффициент паропроницаемости должен быть равен 0,02 мг/(м·ч·Па), предельная температура рекуператора равна 0°С, а наружная – минус 4°С.



а) б)

Рисунок 4.20 - Зависимости температурной эффективности рекуператора по приточному и вытяжному каналам (а) и изменения предельной температуры наружного воздуха(б) (до замерзания конденсата) от паропроницаемости межканальной перегородкии

4.7.3. Экспериментальное исследование рекуперационной установки с переносом влаги между каналами.

Для экспериментальной проверки численной модели и результатов расчета режимов работы рекуператора с переносом влаги между каналами была изготовлен экспериментальный образец. Характеристики образца и условия испытаний приведены в таблице 4.5.

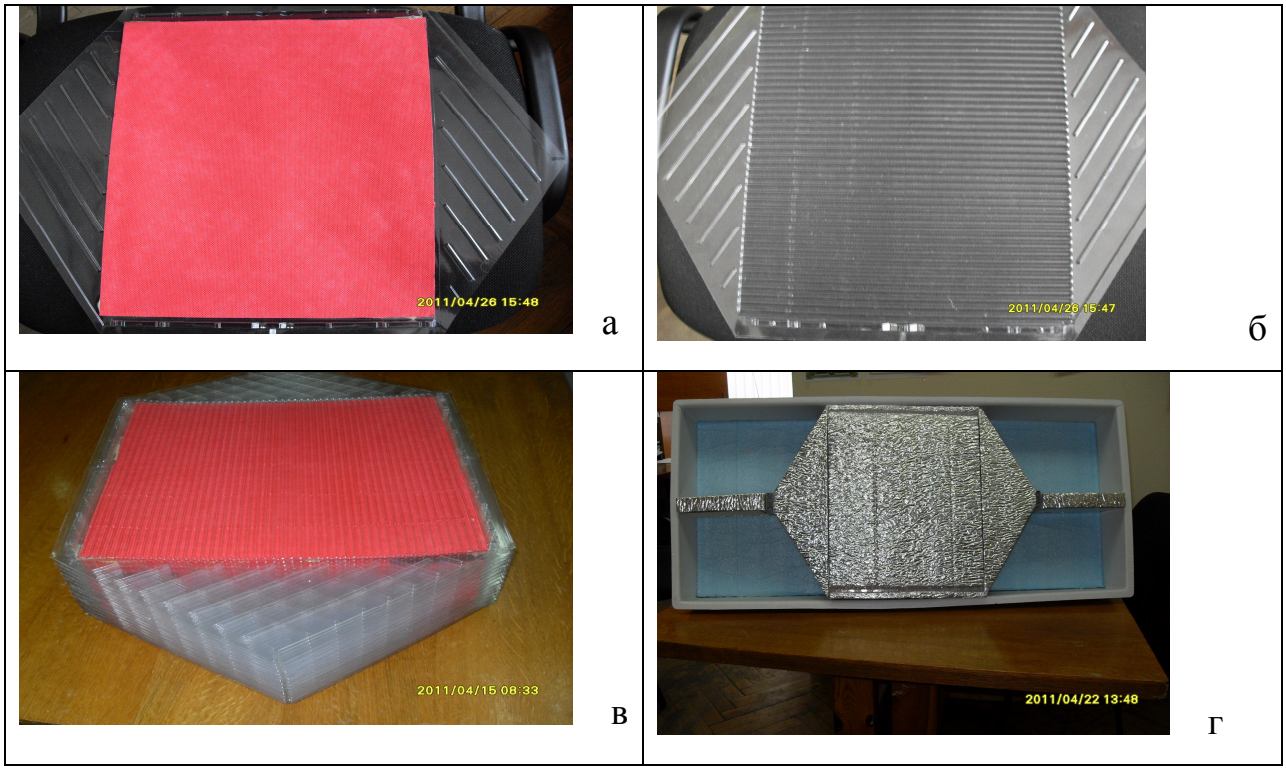
На рисунке 4.21 приведены фотографии пластин теплообменника с паропроницаемой вставкой (а) и без нее (б) и собранный пакет (в). Конструкция пакета выполнена в соответствии с описанием патента [181]. Пластины изготовлены методом термо-вакуумной формовки из устойчивого в воздействию кислот и щелочей листового материала типа ПЭТФ (полиэтилентерефталат).

Паропроницаемая вставка - в плоской пластине. По центру плоской пластины вырезаны четыре “окна” квадратного сечения, закрытые паропроницаемым материалом. В отличие от известных решений [194-195, 197-199], площадь

теплообменной поверхности больше, чем площадь паропроницаемой, что обеспечивает высокую энергетическую эффективность рекуператора.

Таблица 4.5. Характеристики образца и условия испытаний

Площадь теплоомменной пверхности, $м^2$	Площадь паропроницаемой поверхности, $м^2$	Коэффициент теплоотдачи **α** на теплообменной поверхности Вт/(м ^oC).	Расход воздуха в каналах, $м^3$/ч	Тип паропроницаемого материала	Толщина материала, мм	коэффициент паропроницаемости мг/(м*ч*Ра)
3	1	28	50/50		0,15	0,003



а – пластина с паропроницаемой вставкой; б – паронепроницаемая пластина;
в – теплопарообменный пакет; г -пакет в корпусе рекуператора

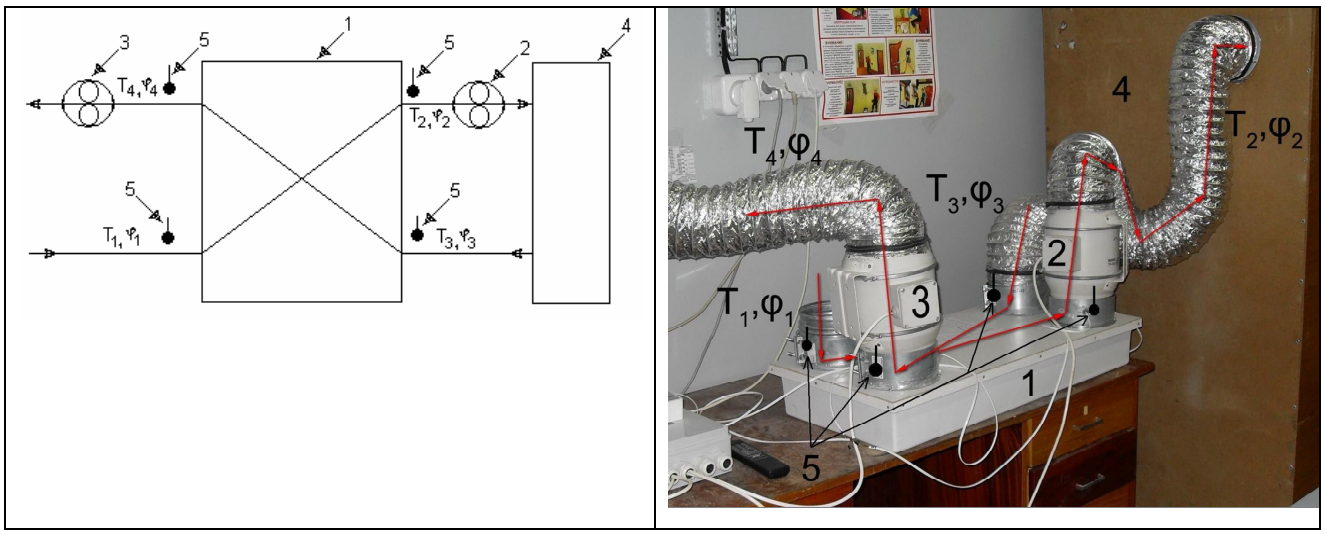
Рисунок 4.21 Конструктивные элементы рекуператора с переносом пара

На рис. 4.23 представлены принципиальная схема эксперимента и фотография экспериментальной установки. Методика проведения эксперимента заключается в следующем. На вход установки с помощью вытяжного вентилятора подается воздух с заданными значениями температуры и относительной влажности. Подготовка воздуха осуществляется в емкости 4 объеме около 0,7 $м^3$. Воздух подогревантся электрокалорифером и увлажняется до необходимого уровня путем испарения воды. Подготовленный воздух проходит через рекуператор и поступает в лабораторное помещение.

Воздух из лабораторного помещения с помощью приточного вентилятора пропускается через рекуператор во встречном вытяжному воздуху направлении. В результате приточный воздух нагревается, а его влажность повышается

вследствие переноса пара из соседнего канала. Прошедший через рекуператор воздух подается в емкость 4. Цикл движения воздуха повторяется.

Температура и относительная влажность воздуха измеряются и регистрируются с помощью регистраторов температуры и относительной влажности типа DS 1923-F5, обеспечивающих точность измерения температуры 0,5°С и относительной влажности – 5%.



1- рекуперационная установка; 2 - приточный вентилятор; 3 - вытяжной вентилятор; 4 - замкнутый объем (короб) для подготовки воздуха с заданной температурой и относительной влажностью; 5 - регистраторы температуры и относительной влажности воздуха.

Рисунок 4.23 - Принципиальная схема и фотография экспериментальной установки

Расход воздуха в каналах рекуперационной установки определяется косвенным путем через измерение скорости потоков воздуха анемометром типа АП1-1 производства Российской Федерации, обеспечивающего точность измерений, равную 10% от измеряемой величины.

Характер изменения температуры и парциального давления пара в воздухе на входе и выходе каналов рекуператора приведен на рисунках 4.24 а) и б) соответственно. Нумерация кривых на рисунках соответствует принципиальной схеме на рис. 4.23.

Данные рисунка 4.24 а позволяют оценить эффективность работы рекуператора по приточному каналу, равную 80%. Кривые 1 и 2 рис.2.24б подтверждают эффект переноса пара между каналами.

Было выполнено сравнение экспериментально измеренных характеристик рекуператора с паропроницаемыми каналами с результатами численного моделирования в соответствии с методикой, изложенной в 4.7.1.

При расчетах характеристик рекуператора в качестве исходных принимаются данные, приведенные в таблице 4.5

Среднее отклонение расчетных значений температуры приточного воздуха на выходе рекуператора от измеренных составляет на рис. 4.25 1,04 ^{o}С, т. е. 3% от измеряемой величины, а среднеквадратичное значение расхождения экспериментальных и расчетных значений составляет 0,31 ^{o}С.

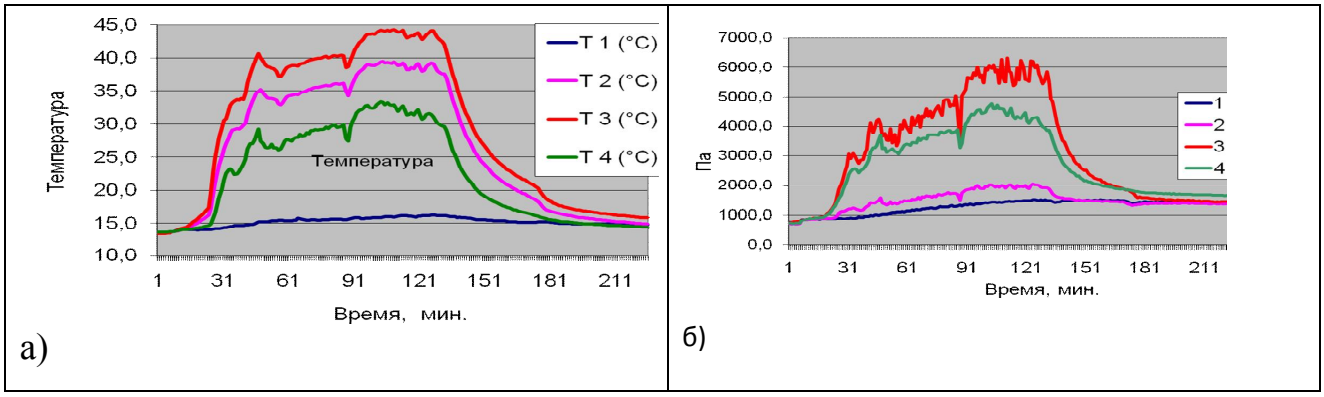
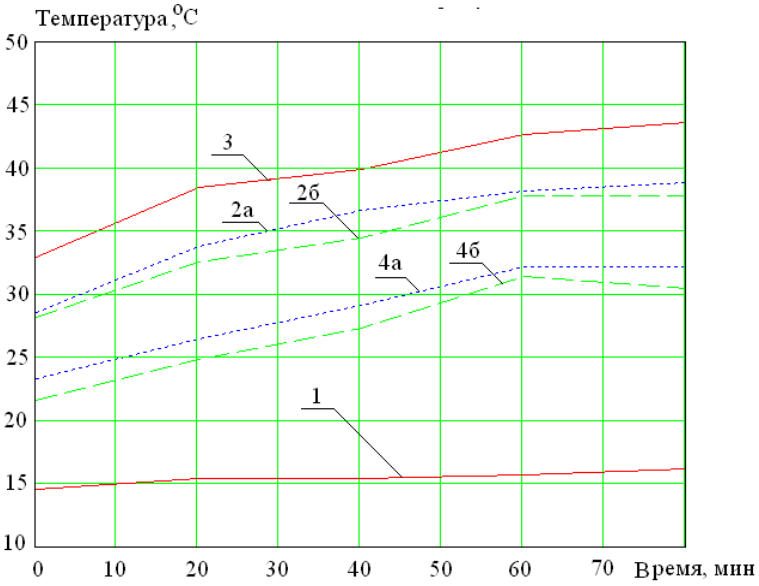


Рисунок 4.24 - изменения температуры а) и парциального давления б) пара в воздухе на входе и выходе каналов рекуператора

Среднее отклонение расчетных значений температуры удаляемого воздуха на выходе рекуператора от измеренных составляет 1,5 ^{o}C, что составляет 3,9% от измеряемой величины а среднеквадратичное значение расхождения экспериментальных и расчетных значений составляет 0,18 ^{o}C.

На рис. 4.26 среднее отклонение расчетных значений плотности пара на выходе приточного канала от измеренных составляет -0,58 г/м^3, что составляет 5% от измеряемой величины, а среднеквадратичное значение расхождения экспериментальных и расчетных значений составляет 0,22 г/м^3. При проведении измерений на выходе вытяжного канала наблюдалась конденсация пара. Наличие конденсации пара в вытяжном канале рекуператора подтверждается и расчетными графиками изменения температуры по длине каналов рекуператора, один из которых приведен на рисунке 4. Поэтому в качестве плотности пара на выходе вытяжного канала рекуператора принималась плотность насыщенного пара при измеренной температуре воздуха на выходе вытяжного канала.

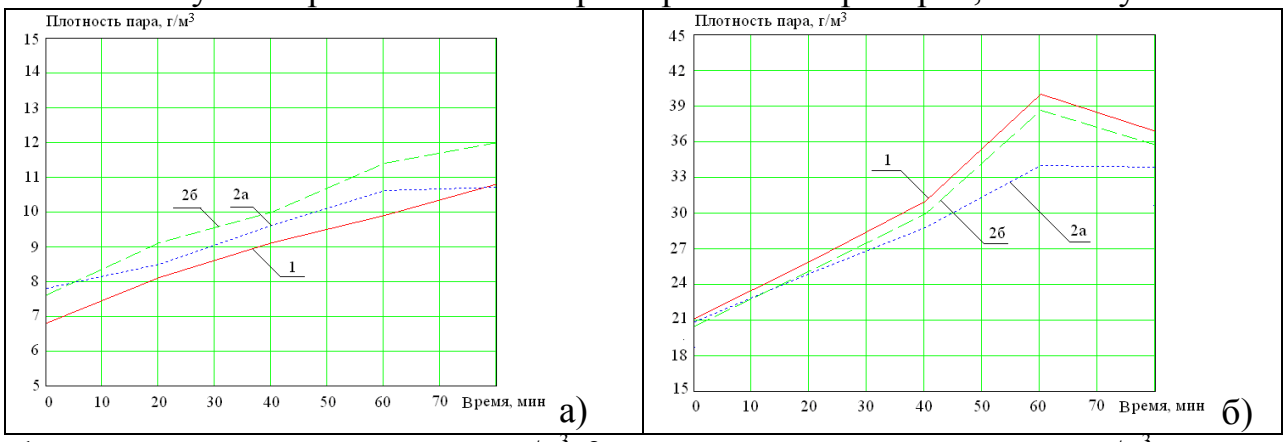


1 - температура на входе и 2 - на выходе приточного канала, ^{o}C;3 - температура на входе и 4 - на выходе вытяжного канала, ^{o}C;а – экспериментальные, б – расчетные значения.

Рисунок 4.25 – Сравнение экспериментальных и расчетных значений температуры на выходах приточного и вытяжного каналов рекуператора

Среднее отклонение расчетных значений плотности пара на выходе вытяжного канала от измеренных значений составляет -1.5 г/м^3, что составляет 5% от измеряемой величины. а среднеквадратичное значение расхождения экспериментальных и расчетных значений составляет 0,78 г/м^3.

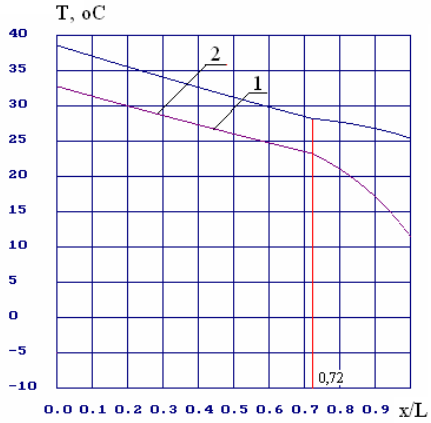
Таким образом, результаты экспериментального исследования работы рекуператора с частичной паропроницаемостью теплообменных пластин продемонстрировал хорошее, при отклонении экспериментальных результатов от расчетных не более 3% по температуре и не более 5% по плотности пара, что соответствует метрологическим характеристикам приборов, используемых в



1 – плотность пара на входе канала, г/м^3; 2 - плотность пара на выходе канала, г/м^3;
а – экспериментальные значения; б – расчетные значения.

Рисунок 4.26 – Сравнение экспериментальных и расчетных значений плотности пара на выходе приточного (а) и вытяжного (б) каналов рекуператора с паропроницаемыми разделительными пластинами.

эксперименте по переносу пара и подтверждает высокую точность разработанной численной модели и расчетной программы. Предложенная конструкция рекуператора, в которой часть пластин остаются паронепроницаемыми, позволяет управление влажностью воздуха в помещениях при сохранении высокой энергетической эффективности рекуператора.



1 – изменение температуры воздуха в приточном канале;
2 – изменение температуры воздуха в вытяжном канале;

Рисунок 4.27 – Изменение температуры воздуха по длине каналов рекуператора

4.8 Решение проблемы замерзания влаги в рекуперативном теплообменнике

К рекуперативному теплообменнику, работающему в условиях низкой температуры наружного воздуха можно предъявить следующие конструктивные требования:

- Высокая эффективность возврата тепла.
- Наличие системы предотвращения замерзания конденсата с минимальными дополнительными затратами энергии.
- Управляемый перенос пара из удаляемого воздуха в приточный.

Приведенные в главе конструкции теплообменных поверхностей обеспечивают 3-х кратное увеличение теплообменной поверхности по сравнению с плоскими, следовательно, увеличение эффективности при сохранении габаритных размеров [180-181, 186-188].

Решение проблемы замерзания конденсата достигается, как правило, подогревом приточного воздуха до температуры, предотвращающей замерзание конденсата [217]. Это решение снижает энергетическую эффективность теплообменника, т. к. не позволяет использовать полностью тепло в удаляемом воздухе и не решает полностью проблему замерзания конденсата в теплообменнике. Приблизительно, при температуре ниже минус 5ºС начинает замерзать конденсат. Включение подогрева воздуха во входном канале теплообменника решает проблему замерзания конденсата, но температура уходящего из теплообменника воздуха равна 0°С независимо от температуры наружного воздуха. При температуре наружного воздуха, равной минус 25ºС не добирается около 33700 Дж/кг тепловой энергии из уходящего воздуха что составит около 47% энергетического потенциала. Неправильный выбор значения пороговой температуры может привести к замерзанию конденсата в рекуператоре, и прекращению его работы, как это произошло при эксплуатации одного из теплообменников на энергоэффективном здании по пр. Притыцкого, 107, представленных на рисунке 4.28.

Известны технические решения теплообменников с дополнительным байпасным каналом приточной вентиляции [218], [168], в который направляют часть приточного воздуха при снижении температуры в вытяжном канале до 0°С. Это решение снижает энергетическую эффективность теплообменника, т. к. частично наружный воздух поступает в помещение, минуя теплообменник. Имеются и другие технические решения. В [207] для этой цели предлагается конструкция теплообменника с переменным значением термического сопротивления межканальной перегородки. Такое решение усложняет конструкцию теплообменника и снижает энергетическую эффективность при фиксированных габаритах.

Следует отметить, что замерзание влаги в теплообменнике опасно тем, что может привести к перекрыванию канала уходящего воздуха и разрушению пакета теплообменника. Поэтому можно допустить некоторую контролируемую степень обмерзания теплообменника, оттаивая периодически накопившийся слой льда. В случае, когда дополнительная энергия будет затрачиваться только для оттаивания образовавшегося льда, потеряем только 4900 Дж/кг, что составит не более 7% возможного потенциала возврата энергии.

Например, в [219] при замерзании конденсата и образовании льда в вытяжных каналах рекуператора с направлением движения удаляемого из помещений воздуха снизу вверх выключают подачу холодного воздуха в один из каналов рекуператора. Теплый воздух из помещения обеспечивает таяние льда.

Рисунок 4.28 – Замерзший конденсат в камере удаляемого воздуха рекуперативного теплообменника

Недостатком способа является то, что вследствие уменьшения давления в помещениях здания (из-за отсутствия притока) холодный воздух поступает в помещения через негерметичную оболочку здания, что увеличивает отопительную нагрузку помещений и снижает общую энергетическую эффективность теплообменника. К тому же, теплый воздух из помещения удаляется наружу без теплообмена с приточным. Более интересное решение предложено в [196], где предлагается предотвращать замерзание теплообменника, поворачивая теплообменник на 180° потоком вытяжного воздуха, меняя тем самым приточные и вытяжные каналы теплообменника местами. Недостатком такой системы является необходимость механической системы, снижающей общую эксплуатационную надежность системы.

Современное развитие средств автоматизации позволяет использовать дополнительные возможности для устранения негативныз явлений, возникающих при замерзании конденсата в теплообменнике. В [220] предлагается при замерзании конденсата и образовании льда в каналах рекуператора выключать подачу холодного воздуха в один из каналов рекуператора. При этом, дополни-

тельно контролируют гидравлическое сопротивление вытяжного канала теплообменника, при увеличении гидравлического сопротивления до установленного порогового значения перекрывают поступление наружного воздуха в приточный воздуховод, выключают приточный вентилятор и направляют воздух с выхода вытяжного канала рекуператора в приточный канал, далее контролируют разность температур на входе вытяжного и выходе приточного каналов рекуператора, при достижении разности температур (гидравлического сопротивления) установленного исходного значения открывают поступление холодного воздуха в приточный канал и вытяжного воздуха наружу. Устройство, реализующее предложенный способ работы теплообменника представлен на рисунке 4.23.

В устройстве (на рисунке 4.29), состоящем из корпуса 1, рекуператора тепла 2, приточного 3-4 и вытяжного 5-6 каналов, вентиляционные выбросы из квартиры, побуждаемые вытяжным вентилятором 17, поступают в нижнюю часть рекуператора через вход вытяжного канала 5, проходят через рекуператор 2, где охлаждаются в процессе теплообмена приточным воздухом, и уходят из рекуператора через выход канала 6, расположенный в верхней части рекуператора. Холодный приточный воздух поступает в рекуператор через вход приточного канала 3, расположенный в верхней части рекуператора, проходит через рекуператор 2, где нагревается в процессе теплообмена вентиляционными выбросами и уходят из рекуператора через выход канала 4, расположенный в нижней части рекуператора. Условно рекуператор можно разделить на три области, обозначенные на рисунке 4.29, область 20, где происходит сухой теплообмен без конденсации влаги, 21 – область теплообмена, где температура вентиляционных выбросов опускается ниже точки росы и на стенках каналов рекуператора конденсируется водща из вентиляционных выбросов и 22 – область теплообмена, где температура вентиляционных выбросов опускается ниже точки замерзания воды и на стенках каналов рекуператора конденсируется вода из вентиляционных выбросов и тут же замерзает. Влага из области рекуператора 21 стекает по его каналам, нагревается приточным воздухом и попадает в конденсатоприемник 14, откуда через конденсатоотводчик 15 уходит из рекуператора. При такой схеме движения конденсата, навстречу вентиляционным выбросам, исключается возможность его замерзания в рекуператоре и в конденсатоотводчике при удалении конденсата. Влага, которая конденсируется в области 22, тут же замерзает на стенках каналов рекуператора. Процесс обмерзания пластин постепенный и на начальной стадии не представляет опасности для рекуператора. Однако, постоянное нарастание льда приводит к уменьшению пропускной способности вытяжного канала и к разрушению рекуператора. Датчики 10-14 позволяют следить за изменением гидравлического сопротивления вытяжного канала рекуператора. При увеличении гидравлического сопротивления выше установленного порогового значения блок управления 18 направляет

управляющий сигнал на выключение приточного вентилятора 16 и закрытие клапана 7 в приточном канале и 19 в вытяжном канале. Одновременно подается управляющий сигнал на открытие клапана 9 в байпасном канале. В этом случае вентиляционные выбросы через приточный канал поступают обратно в жилые помещения. Энергия вентиляционных выбросов растапливает лед в вытяжных каналах рекуператора и удаляет из каналов лишнюю влагу, повышая влажность воздуха в жилых помещениях. При восстановлении гидравлического сопротивления вытяжного канала включается нормальная схема работы рекуператора: включается приточный вентилятор 16, открываются клапаны 7 и 19 и закрывается клапан 9 в байпасном канале. Это техническое решение позволяет наиболее полно использовать энергию удаляемого из рекуператора воздуха.

Проблему замерзания конденсата следует решать в комплексе с обеспечением комфортных условий в помещениях. Как было показано, влажность воздуха в жилых помещениях связана в современных зданиях с влажностью наружного воздуха. При существующей, довольно низкой, заселенности квартир источники влаги внутри помещений дают не более 2 г/м^3 при необходимых 5 г/м^3 воздуха. Следовательно, перенос влаги в рекуператоре необходим при температуре наружного воздуха ниже (-3°С). Как было показано, перенос влаги снижает температуру замерзания конденсата, т. е. решает дополнительную задачу. При повышении температуры наружного воздуха его абсолютная влажность, как правило, повышается, что исключает необходимость в дополнительном переносе влаги в приточный канал. Более того, перенос влаги может повысить влажность в помещениях выше оптимальных значений.

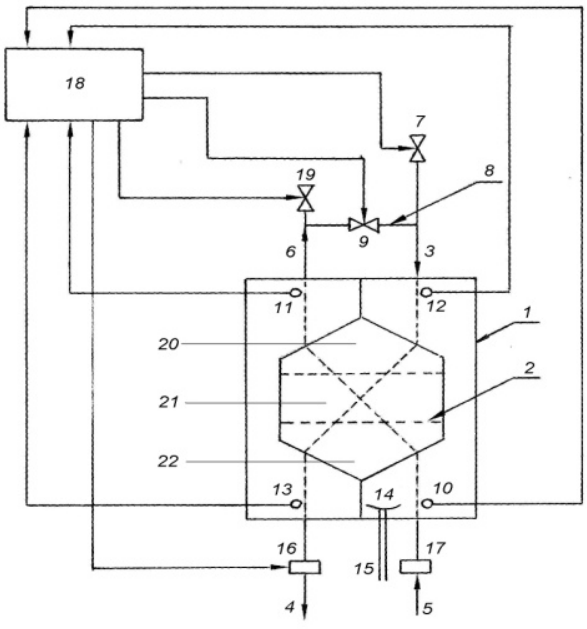


Рисунок 4.29 – Схема теплообменника с размораживанием

Таким образом, перенос влаги между каналами должен быть управляемым. Один из возможных путей создания управляемой системы – разделения

функций в энтальпийном теплообменнике путем последовательного включения блока переноса влаги и обычного теплообменника. Блок переноса влаги в этом случае должен быть включен только при необходимости повышения влажности в помещении до оптимального значения и выключен остальное время.

Наиболее часто применяемые системы предотвращения размораживания теплообменника [168, 207, 217, 218] тем или иным способом обеспечивают поддержание температуры на выходе канала удаляемого воздуха на уровне выше 0°С, что ограничивает энергетическую эффективности работы теплообменника для более низких температур.

Поэтому при выборе теплообменного аппарата необходимо исходить не из значения эффективности теплообменника. С этой целью вводится критерий эффективности системы теплообмена [355], которую мы определяем как отношение количества тепловой энергии, возвращаемой теплообменником из удаляемого воздуха к количеству энергии, необходимому для нагрева наружного воздуха до оптимальной температуры. Величина эффективности теплообмена в соответствии с определением равна :

$$\varsigma = \frac{Q_v}{Q_{\max}}, \qquad (4.108)$$

где Q_v - количество энергии возвращаемое теплообменником из удаляемого воздуха, кВтч/м^2 в год; Q_{max} - количество энергии, необходимое для нагрева наружного воздуха до оптимальной температуры, кВтч/м^2 в год.

Отопительный сезон можно разбить на три периода: период с сухим теплообменом, с конденсацией влаги и период, когда конденсат может замерзнуть.

Потенциальное значение теплового потока Q(θ), который может отдавать удаляемый из помещения воздух при температуре наружного воздуха θ, определяется по формулам:

- если θ удовлетворяет условию $T_0 \geq \theta \geq T_{tr}$,

$$Q(T_{tr}) = (c \cdot c + c_1 \cdot c_0) \cdot V_1 \cdot (T_0 - \theta), \qquad (4.109)$$

- если θ удовлетворяет условию $0 \leq \theta \leq T_{tr}$,

$$Q(0) = Q(T_{tr}) + c_1 \cdot c \cdot (T_{tr} - \theta) \cdot V_1 + (\rho_0 - \rho_{нас}(\theta)) \cdot c_2 \cdot V_1 , \qquad (4.110)$$

- если θ удовлетворяет условию $0 \leq \theta$ tr,

$$Q(\theta) = Q(0) + c_в \cdot c \cdot (0 - \theta) \cdot V_1 + (\rho - \rho_{нас}(\theta) \cdot (c_2 + c_3) \cdot V_1, \qquad (4.111)$$

ρ- плотность сухого воздуха, кг/м^3; V_1 – объем воздуха, м^3/с; с- теплоемкость воздуха, дж/кг*К; c_1 – теплоемкость пара, дж/кг*К; c_2 – удельное тепло парообразования, дж/кг; с3 – скрытая теплота плавления льда, дж/кг; $\rho_{нас}(\theta)$ – плотность насыщенного пара при температуре θ, кг/м^3, T_0 – температура воздуха в помещении, °С; T_{tr} – температура точки росы в удаляемом воздухе.

На рисунке 4.30 приведен график потенциального значения теплового потока Q(θ) для для температуры наружного воздуха, изменяющейся в диапазоне от минус 30 °С до 20 °С (кривая 1). Если энергетическая эффективность рекуператора равна k, то от удаляемого воздуха передается приточному тепловой поток $Q_{пол}(\theta)$, равный:

$$Q_{пол}(\theta) = k \cdot Q(\theta), \qquad (4.112)$$

Графики значений теплового потока, передаваемого приточному воздуху при различных значениях энергетической эффективности рекуператора, показаны на рис. 1 (кривые 2 – 4). Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.6.

Из графиков рис. 4.30 следует, что замерзание конденсата в рекуператоре будет происходить, в зависимости от эффективности рекуператора, при условии, что температура наружного воздуха ниже температуры, определяемой из уравнения (8).

$$Q(0)=k\cdot Q(\theta_{пр}) \qquad (4.113)$$

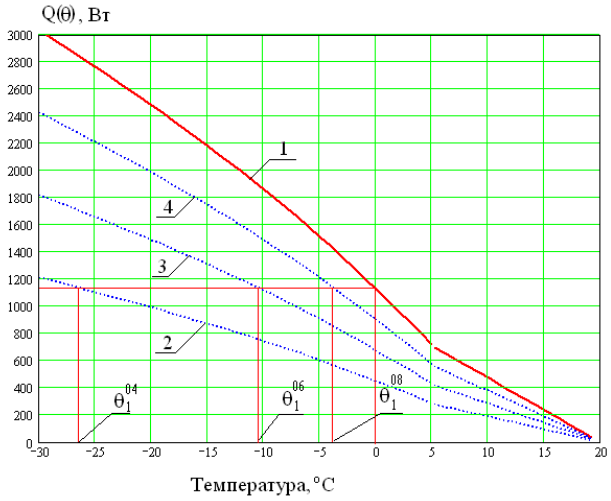
Таблица 4.6. Исходные данные для расчета

$V_1=V_2$ м^3/ч	T_0 °C	φ_1, %	φ_2 , %
140	20	40	80

В таблице 4.7 приведены значения температуры приточного воздуха на входе рекуператора, при которой наступает замерзание конденсата в вытяжном канале, для различных значений энергетической эффективности рекуператора.

Таблица 4.7 - Значения температуры приточного воздуха на входе рекуператора, при которой наступает замерзание конденсата

Эффективность, %	40	50	60	70	80	90
$\theta_{пр}$, °C	-30,2	-18,7	-11,8	-7,2	-4,1	-1,8



1 – Q(θ); 2 - Q(θ) k=0,4; 3 – k=0,6; 4 – k=0,8;

Рисунок 4.30 - Потенциальное значение теплового потока и значения теплового потока для различной эффективности рекуператора

Используя справочные данные о повторяемости температур наружного воздуха для конкретного населенного пункта с учетом приведенных выше формул становится возможным рассчитать количество теплоты, $E_{от}$, кВтч, отданной

в рекуператоре с известным значением эффективности удаляемым воздухом приточному за отопительный период без угрозы замерзания конденсата.

$$E_{от} = 10^{-3} \cdot k \cdot \sum_{\theta_i = \theta_{пр}}^{\theta_{max}} Q(\theta_i) \cdot D(\theta_i), \qquad (4.114)$$

где $\theta_{пр}$ – минимальная температура приточного воздуха, при которой не наступает замерзание конденсата, ^{o}C;

θ_{max} – максимальная температура отопительного периода, ^{o}C;

$D(\theta_i)$ – повторяемость наружной температуры θ_i, ч.

Значение $E_{от}$ позволяет определить дополнительное количество тепловой энергии, необходимое для подогрева приточного воздуха до температуры воздуха помещений.

Очевидно, количество тепловой энергии ,необходимое для нагревания приточного воздуха от наружной температуры до температуры воздуха помещений, может быть найдено по формуле :

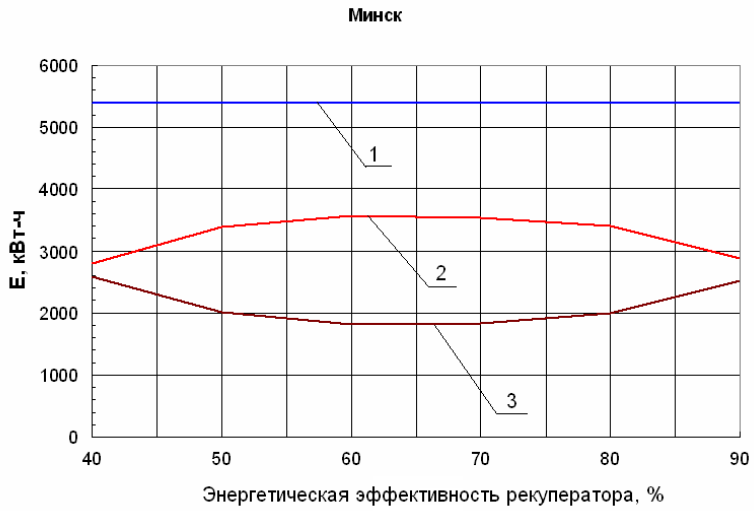
$$E_{пр} = (c_в \cdot \rho_{св2} + c_п \cdot \rho_{п2}) \cdot V_2 \cdot \sum_{\theta_i = \theta_{min}}^{\theta_{max}} (T_1 - \theta_i) \cdot D(\theta_i), \qquad (4.115)$$

T_i - температура воздуха в помещении на i –м интервале, °C..

Дополнительное количество тепловой энергии, необходимое для подогрева приточного воздуха до температуры воздуха помещений определяется по формуле :

$$\Delta E = E_{пр} - E_{от}, \qquad (4.116)$$

На рис. 4.31 приведены результаты расчетов количества теплоты, отданной в рекуператоре с заданной энергетической эффективностью удаляемым воздухом приточному за отопительный период, количество тепловой энергии ,необходимое для нагревания приточного воздуха от наружной температуры до температуры воздуха помещений и дополнительное количество тепловой энергии ΔE, необходимое для подогрева приточного воздуха до температуры воздуха помещений для условий г. Минска.



1 – $E_{пр.}$; 2 - $E_{от.}$; 3 - ΔE, кВтч

Рисунок 4.31 – Система теплообмена для г. Минска

Расчеты эффективности системы рекуперации тепла по формуле (4.108) показывают,что при использовании методов защиты теплообменника от размораживания, ограничивающих снижение температуры удаляемого из помещений воздуха на выходе рекуператора величиной 0°С, оптимальное значение эффективности рекуператора уменьшается при снижении средней температуры наружного воздуха.. Повышение эффективности рекуператора приводит к увеличению значения предельной температуры наружного воздуха и, в итоге, к снижению общей эффективности системы теплообмена.

На рис. 4.32 приведены оптимальные значения энергетической эффективности рекуператора и значения эффективности системы теплообмена, полученные для различных климатических условий. На графике используются значения значения средней температуры наружного воздуха холодного периода, рассчитанные по таблице повторяемости температур из [356], не превышающих 8 ^{o}С. При понижении среднего значения температуры воздуха оптимальное значение энергетической эффективности рекуператора также снижается. Обращает на себя внимание тот факт, что значения эффективности системы теплообмена, ζ, приблизительно равны оптимальным значениям энергетической эффективности рекуператора для тех же климатических условий.

Из приведенных результатов можно сделать вывод, что в суровых климатических условиях следует использовать технические решения из [193, 220], допускающие замерзание льда в теплообменнике с последующим оттаиванием. В этом случае эффективность системы теплообмена практически равна энергетической эффективности рекуператора и останется постоянной независимо от климатических условий.

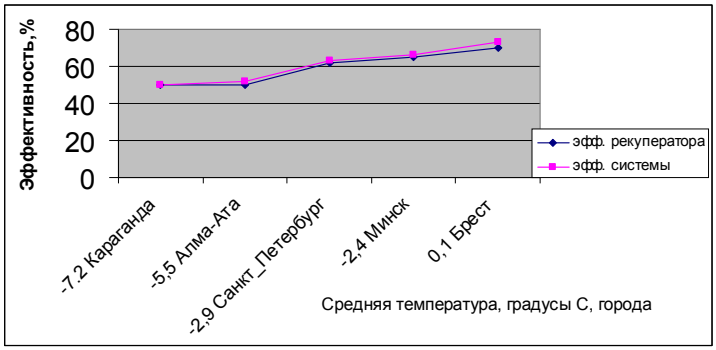
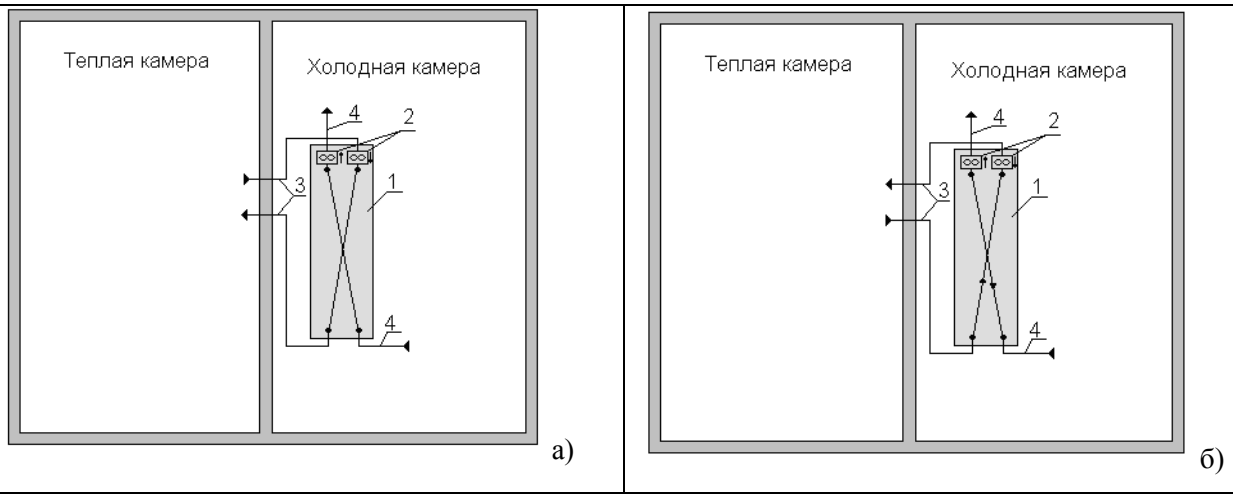


Рисунок 4.32 – Зависимость оптимального значения эффективности рекуператора и системы теплообмена от климатических условий

4.9. Экспериментальное исследование способов работы теплообменного аппарата в условиях низких температур

С целью отработки технических решения , обеспечивающих эффективную работу рекуперативных теплообменников в условиях низких температур были выполнены экспериментальные исследования с использованием климатической камеры. Эксперименты выполнялись с рекуперативным теплообменником, характеристики которого приведены в таблице 4.5, а фотография пакета на рис. 4. 21.

Целью экспериментов являлась сравнительная оценка работы теплообменного аппарата в условиях экстремальной для Беларуси температуры наружного воздуха при движении теплого воздуха с высокой влажностью сверху вниз и снизу вверх и отработка технических решений, предложенных в [193, 220] по схеме рис.4.29. В первом случае движение сконденсированной влаги совпадает с направлением движения воздуха, во втором случае, влага движется против движения воздуха. На рис.4.33 а) и б) приведены схемы выполнения экспериментов.



1 – рекуператор; 2 – вентиляторы; 3 – воздуховоды вытяжного канала;
4 – воздуховоды приточного канала

Рисунок 4.33 – Принципиальная схема рекуперативной установки при движении удаляемого воздуха снизу вверх

На рис. 4.34 приведен график изменения расхода воздуха в теплом канале рекуператора при движении воздуха сверху вниз. На рис. 4.35 Приведены графики изменения эффективности работы теплообменника от времени для обоих рассмотренных случаев.

На начальном этапе конденсируется влага и тепло фазового перехода приводит к тому, что остывание воздуха в вытяжном канале происходит на меньшую величину, чем нагревание приточного воздуха, как это видно на графиках рис. 4.35. По мере снижения температуры воздуха на входе приточного канала начинает происходить обмерзание вытяжного канала, снижается расход удаляемого воздуха, как это видно на рис. 4.34.

Сконденсированная влага стекает вниз в область низких температур и полностью замерзает в пакете. Осмотр теплообменника показал отсутствие конденсированной влаги в области стока конденсата. В результате удаляемый воздух остывает больше, чем нагревается приточный, из-за большего количества последнего по сравнению с удаляемым. Таким образом, температурная эффективность рекуператора по вытяжному воздуху становится больше, чем по приточному.

По мере дальнейшего снижения температуры воздуха на входе приточного канала температурная эффективность рекуператора по приточному воздуху продолжает снижаться, так как по мере обледенения вытяжного канала про-

должает снижаться расход удаляемого воздуха. Приточному воздуху передается все меньшее количество теплоты и разность температуры между выходом и входом приточного канала снижается.

При движении удаляемого воздуха снизу вверх графики изменения температурной эффективности рекуператора при снижении температуры воздуха на входе приточного канала (графики 1б и 2б на рисунке 4.35) отличаются своим поведением от аналогичных графиков при движении удаляемого воздуха сверху вниз. Так, для случая движения удаляемого воздуха снизу вверх температурная эффективность рекуператора по вытяжному каналу практически остается постоянной до снижения температуры на входе приточного канала до минус 15 ^{o}C, а затем начинает возрастать, однако скорость возрастания остается меньшей, чем при движении удаляемого воздуха сверху вниз. Данный результат говорит о том, что в случае движения удаляемого воздуха снизу вверх уменьшение проходимости вытяжного канала происходит медленнее, чем при движении удаляемого воздуха сверху вниз. Замерзает только влага, конденсация которой произошла в области отрицательной температуры. Остальная часть влаги стекает по пластинам теплообменника в теплую зону и остается в жидкой фазе, что и подтвердилось визуальным осмотром теплообменника.

Как видно из рисунка 4.35, температурная эффективность рекуператора по приточному каналу при движении удаляемого воздуха снизу вверх (график 2б) сначала несколько возрастает, а затем начинает снижаться, причем скорость снижения остается меньшей, чем для случая движения удаляемого воздуха сверху вниз. Это можно объяснить большей массой льда, образующегося в теплообменнике при движении теплого воздуха сверху вниз, что приводит к дополнительным выделением тепла фазового перехода вода – лед. Кроме того, часть тепла удаляемого воздуха расходуется на подогрев конденсата, имеющего более низкую температуру и стекающего в теплообменнике в область более высокой температуры.

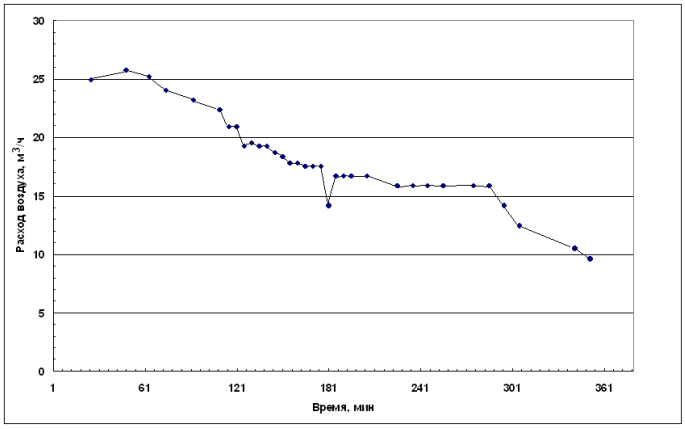
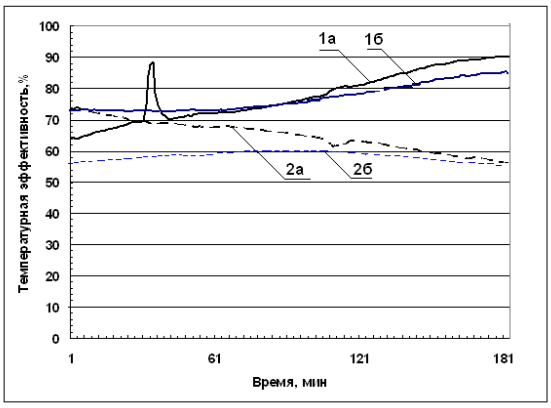


Рисунок 4.34 – Изменение расхода воздуха в вытяжном канале рекуператорапри движении удаляемого воздуха сверху вниз



1 – температурная эффективность рекуператора по вытяжному и 2 - по приточному каналу;
а – направление движения вытяжного воздуха – сверху вниз;б — снизу вверх

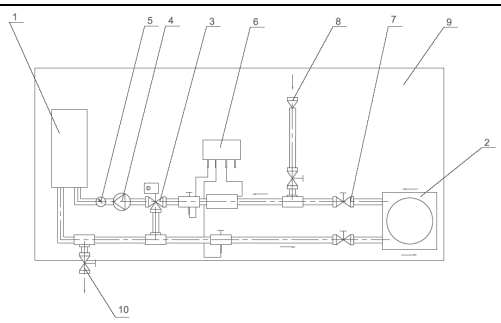
Рисунок 4.35 – Температурная эффективность рекуператора при различном направлении движения воздуха в вытяжном канале

Таким образом, при работе в условиях низкой температуры наружного воздуха движение удаляемого из помещений насыщенного влагой теплого воздуха приводит к снижению температурной эффективности в приточном канале, однако, остается предпочтительным с точки зрения более безопасной эксплуатации, т. к. приводит к меньшей массе замерзающего в теплообменнике льда.

С целью отработки режима работы с периодическим замораживанием и оттаиванием теплообменника по схеме, приведенной на рис. 4.36а .были проведены эксперименты с использованием нагрева воздуха с помощью установки, схема и фотография которой приведены на рис.4.36б.

Испытание рекуперационной установки с подогревом воздуха от системы теплоснабжения осуществлялось при следующих условиях:

- относительная влажность воздуха в теплой камере - 82 %;
- относительная влажность воздуха в холодной камере - 80 %;
- объемный расход воздуха в вытяжном канале – 27,1 м^3/ч;
- объемный расход воздуха в приточном канале – 28,3 м^3/ч.



а)

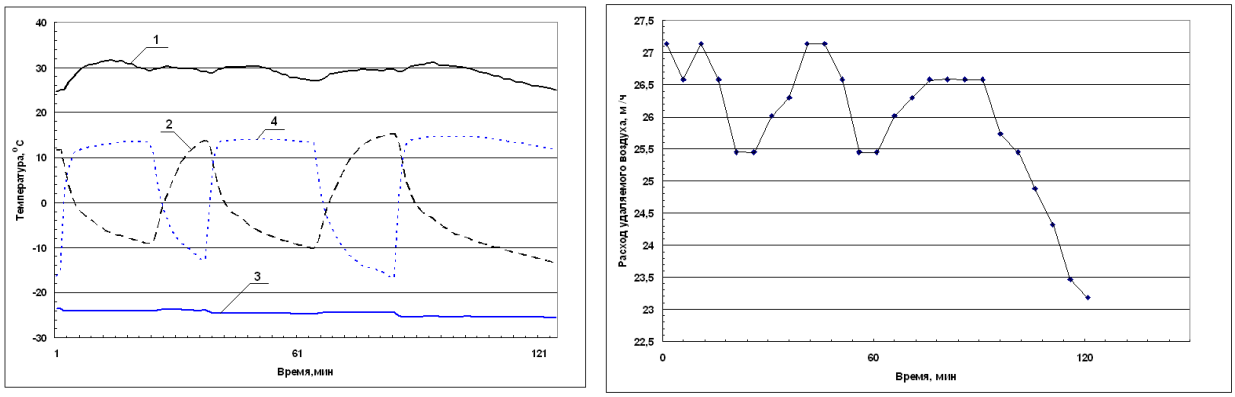
б)

1 – накопительный водонагреватель; 2 – водяной калорифер; 3 – клапан регулирующий трехходовой с электроприводом; 4 – циркуляционный насос; 5 – прибор учета расхода воды; 6 – теплосчетчик; 7 – кран шаровой; 8 – заливная горловина;
9 – щит (стенд); 10 – слив (кран шаровой)

Рисунок 4.36 - Принципиальная схема макета (а) и фотография (б) установки с подогревом воздуха от системы теплоснабжения

На рисунке 4.37а приведены графики изменения со временем температуры на входе и выходе каналов рекуператора в режиме замораживания-оттаивания вытяжного канала. На рис. 4.37б – расход воздуха в теплом канале.

Как видно из рисунка 4.37а, температура воздуха на входе приточного канала (график 3) практически не изменялась в процессе 2-х часов проведения измерений и составляла минус 24 °С. Температура на входе канала теплого воздуха (график 1) сначала несколько возросла, а после прогрева воздуховодов практически установилась на отметке 30 °С.



а) б)

1 – температура на входе и 2 –на выходе вытяжного канала; 3 – температура на входе и 4 –на выходе приточного канала

Рисунок 4.37 – Изменение температуры на входе и выходе каналов рекуператора (а) и расхода удаляемого воздуха (б).

За первые 10 минут работы температура приточного воздуха на выходе рекуператора повысилась до 12 °С, а температура удаляемого воздуха на выходе рекуператора понизилась до 0 °С. Далее температура удаляемого воздуха на выходе вытяжного канала продолжала снижаться при практически постоянной температуре воздуха на выходе приточного канала. Период цикла замораживания – размораживания составил 1 час.

Из графика на рисунке 4.37б следует, что после снижения температуры воздуха на выходе вытяжного канала до 0 °С начинается уменьшение расхода воздуха в этом канале, очевидно из-за начала обмерзания канала.

При снижении температуры воздуха на выходе вытяжного канала до минус 8 °С расход теплого воздуха в канале уменьшился на 6%, приточный вентилятор был отключен и начался процесс размораживания рекуператора. Расход воздуха в вытяжном канале начал возрастать, а температура на выходе вытяжного канала повышаться. Снижение температуры на выходе приточного канала (график 4 на рисунке 4.37а) отражает остывание воздуховода, подключенного к выходу приточного канала, а не остывание приточного воздуха, так как в это время приток отсутствует.

При восстановлении расхода удаляемого воздуха до его значения в начале измерений приточный вентилятор снова был включен, что отразилось на резком увеличении температуры на выходе приточного канала. Температура на выходе вытяжного канала сначала достаточно быстро снизилась до 0 °С, а затем

продолжила, как и в предыдущем случае медленно снижаться с одновременным уменьшением расхода воздуха в вытяжном канале. Температура воздуха в приточном канале после включения приточного вентилятора резко возросла до 14 ^{o}C и оставалась практически на одном уровне за время снижения температуры на выходе вытяжного канала от 12 ^{o}C до минус 10 ^{o}C.

Анализ графиков на рисунке 4.37а показывает, что процесс замораживания рекуператора практически без снижения температуры приточного воздуха на выходе рекуператора по времени в 2 раза превышает процесс размораживания, приводящий к восстановлению расхода воздуха в вытяжном канале.

Исследование состояния рекуператора после многократных циклов замораживания-размораживания в режиме, приведенном на рис. 4.37а, не выявило деформаций пластин или начинающегося разрушения. Таким образом, предложенный в [51-А] способ работы рекуператора в условиях низкой температуры окружающего воздуха получил экспериментальное подтверждения.

4.10 Выводы

Поставлена и решена задача оптимизации габаритных размеров рекуперативного теплообменника, обеспечивающая заданное значение площади теплообменной поверхности при фиксированном значении потерь давления на теплообменнике. Уравнение для максимальной длины теплообменника позволяет выбрать форму теплообменного пакета с учетом особенности теплообменной поверхности [187-188]. Из расчетных зависимостей можно сделать вывод, что для рассмотренных типов теплообменников, с плоскими пластинами и канальных с квадратным и треугольным сечением каналов, минимальный объем при фиксированных условиях оптимизации обеспечивает теплообменник с треугольной формой каналов.[105, 180-181, 186] Его объем втрое меньше, чем у плоского, и почти вдвое меньше, чем у аналогичного с квадратным сечением каналов. Предложен подход, позволяющий определить минимальные размеры каналов в теплообменнике исходя из условия удаления конденсационной влаги из каналов теплообменника. Полученные результаты позволяют конструировать рекуператор с различной формой теплообменных поверхностей и размеров каналов.

Результаты экспериментальных исследований нового типа теплообменника с каналами треугольной формы имеют хорошее совпадение с теоретическими. Коэффициент полезного действия теплообменника при сравнительно небольших габаритах превышает 90% [105] , что достигается для теплообменников с плоскими пластинами за счет значительного увеличения габаритов.

Для исследования характеристик рекуператора при его работе в условиях отрицательных температур наружного воздуха разработан алгоритм и создана

компьютерная программа, с помощью которой проведено моделирование работы рекуператора при различных конструктивных характеристиках рекуператора и при различных характеристиках приточного и удаляемого воздуха помещений с учетом конденсации пара в вытяжном канале.[210]..

Численное моделирование работы рекуперативного теплообменника в условиях фазовых переходов показало рост эффективность с увеличением площади теплообменной поверхности. При этом температура приточного воздуха, при которой возможно замерзание конденсата, повышается. Увеличение объема воздуха при прочих равных условиях приводит к уменьшению эффективности рекуператора и снижению температуры, при которой возможно замерзание конденсата [210].

Разработаны методы численного расчета и определение эффективности работы и условий конденсации и замерзания влаги для рекуперативных теплообменников с паропроницаемыми стенками, учитывающая фазовые переходы и перенос пара между каналами, подтвержденные результатами экспериментальных исследований [192]. Результаты расчетов эффективности работы и условий конденсации и замерзания влаги с учетом фазовых переходов, для рекуперативных теплообменников с паропроницаемыми стенками, эксплуатируемых в условиях низких температур, позволили определить предельные режимы работы теплообменника указанного типа и дали возможность разработки предупреждающих замерзание влаги мероприятий.

Исследования показали необходимость управления коэффициентом переноса влаги в зависимости от условий использования теплообменника, в том числе, предполагаемой мощности источника выделения влаги в помещениях, а также диапазона изменения температуры наружного воздуха [191] .

На основании выполненных исследований предложена конструкция системы теплообмена обеспечивающая оптимальную влажность воздуха в помещениях и предохраняющая теплообменник от разрушения [193, 220].

В главе предложен новый критерий выбора теплообменного аппарата: «эффективность системы теплообмена». Эта величина определяется в виде отношения количества теплоты, возвращенной системой теплообмена в течение отопительного периода к максимально возможной величине [221]. Исследование эффективности системы теплообмена для различных климатических условий показало, что оптимальное значение энергетической эффективности теплообменника, а также системы теплообмены при использовании традиционных способов предотвращения размораживания теплообменников снижается с понижением наружной температуры.

Предложен новый способ повышения эффективности работы теплообменника в условиях низкой температуры окружающего воздуха [193,220], сохраняющий высокую эффективность теплообменника и системы теплообмены

в о всем возможном температурном диапазонеь эксплуатации. В предложенном способеработы системы теплообмена движение теплого воздуха в теплообменнике направлено снизу вверх, что обеспечивает стекание конденсирующейся влаги против движения теплого воздуха в зону с положительной температурой, что уменьшает объем замерзающей влаги и степень обмерзания теплообменника. В теплообменнике допускается контролируемое замерзание конденсата, после чего теплообменник работает в режиме возврата 100% уходящего из помещений воздуха в приточный канал, оттаивая теплообменник. Циклическое повторение процессов замораживания и размораживания обеспечивает сохранение максимальной эффективности теплообменника при низкой температуре окружающего воздуха.

Экспериментальные исследования работы теплообменника по предложенному способу [193, 220] в условиях экстремально низких температур [355] подтвердили его работоспособность. Исследование состояния рекуператора после многократных циклов замораживания-размораживания в режимене не выявило деформаций пластин или начинающегося разрушения

ГЛАВА 5

ОГРАЖДАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЗДАНИЙ

Одно из направлений снижения теплопотерь через ограждающие конструкции связаны с разработкой и использованием теплоизоляционных материалов нового поколения с коэффициентом теплопроводности на порядок меньшим, чем у традиционой теплоизоляции [18], например, вакуумированных [222-227, 237]. Второе - с созданием систем теплоизоляции с управляемыми свойствами [6, 101, 238-242].

По первому направлению используются свойства вакуума как идеальной теплоизоляции. Во многих работах для обеспечения вакуума в конструкциях предлагается использовать полые металлические вакуумные изоляционные панели [232-236]. Однако, обеспечить высокую степень вакуума в пространстве панели в течение срока эксплуатации достаточно сложно, а появление даже небольшого давления (10-3-10-4 бар) приводит к существенному ухудшению теплоизоляции. К тому же, значительная доля тепла в таких панелях передается через стенки металлической оболочки.

Теоретические и экспериментальные предпосылки систем порошковой вакуумной теплоизоляции были созданы в 60-е годы прошлого века, см., например, [223-224], а теплоизоляция использовалась в криогенной технике. Вторично интерес к этому типу теплоизоляции пробудился в связи со строительством «пассивных» зданий. В конце 90-х годов были выпущены первые промышленные партии нового материала с целью использования в строительстве [225-231, 237]. В качестве наполнителя вакуумных изоляционных панелей используют пористые или волокнистые материалы, например, мелкие порошки или аэрогели, а также волокнистая теплоизоляция. Чем меньше размеры пор или пустот материала и разветвленнее его структура, тем раньше в нем достигается условие высокого вакуума и лучше его теплофизические свойства [222]. Так в микропористом материале с размером пор 10^{-8} м механизм передачи тепла через молекулы воздуха практически исключается уже при давлении 10 мбар. Вакуумные изоляционные панели с различным типом наполнителей имеют сравнимые характеристики при высоких уровнях вакуума. Значительная разница между ними появляется при увеличении внутреннего давления до 1-10мбар [223-227, 6].

Оболочки современных вакуумных изоляционных панелей содержат алюминиевую фольгу толщиной 3-10 мкм, на которую для увеличения механической прочности с обеих сторон наносят тонкий слой пластика. Пла-

стик с низкой температурой плавления наносят на внутреннюю поверхность фольги, которую при изготовлении панели заваривают. Такие оболочки имеют хорошие барьерные характеристики. Наполнитель поддерживает стенки, ограничивает движение газовых молекул и обеспечивает заданную форму панели. Теплофизические характеристики и продолжительность жизни панели зависят от свойств наполнителя, начального уровня вакуума, проницаемости оболочки, эффективности адсорбентов, размеров панели, условий ее эксплуатации. Такие панели производят в Западной Европе и они используются в строительной практике.

Технология вакуумных изоляционных панелей стала коммерчески доступной с появлением дешевых наполнителей на основе легких пористых материалов. В Германии, США получены материалы наполнителей с коэффициентом теплопроводности 0,0022Вт/(м·К) и плотностью меньше 10м^3/кг, т. е. их теплофизические характеристики в 5-10 раз превосходят характеристики лучших теплоизоляционных материалов [231]. Их использование позволит увеличить полезную площадь жилья за счет уменьшения толщины утеплителя, снизив при этом уровень теплопотерь в 5-6 раз.

Еще одно направление развития снижения тепловых потерь зданий через ограждающие конструкции связано с активной теплоизоляцией, когда ограждающая конструкция играет активную роль в формировании параметров внутренней среда помещений [6, 101, 238-242]. Наиболее наглядным примером может служить ограждающая конструкция с наличием воздушной прослойки и прозрачного ограждения перед ней [238,240]. В солнечную погоду даже в зимний период температура в прослойке может существенно превышать наружную. В то же время, нет установившейся практики и отработанных технических решений использования этого обстоятельства с целью снижения затрат на отопление э зданий.

На наш взгляд, идеальная теплоизоляционная система должна, в какой-то степени, напоминать живой организм и в широких пределах изменять свои свойства в зависимости от условий окружающей среды [241-242]. При понижении наружной температуры теплоизоляционная система должна снизить теплопотери из здания, при повышении температуры воздуха ее термическое сопротивление может уменьшиться. В летнее время поступление солнечной энергии в здание также должно зависеть от наружных условий.

Теплоизоляционная система, обладающая сформулированными выше свойствами, может быть выполнена в виде теплоизоляционного слоя с вентилируемой воздушной прослойкой. При движении в прослойке воздуха с температурой более высокой, чем в соответствующей точке стены с обычной теплоизоляционной системой, величина температурного градиента в слое теплоизо-

ляции от стены до прослойки уменьшается по сравнению с теплоизоляцией без прослойки, что уменьшает потери тепла из здания через стену. Уменьшение теплопотерь из здания будет компенсировано теплом, отдаваемым потоком воздуха в прослойке. Следовательно, температура воздуха на выходе из прослойки будет меньше, чем на входе. В качестве источника энергии для повышения температуры прокачиваемого воздуха возможно использование тепла грунта под зданием путем использования почвенного теплообменника [242, 243] или вентиляционных выбросов здания [244, 245]. Для эффективного использования энергии почвы предполагается, что система вентиляции в воздушной прослойке должна быть замкнутой, без подсоса атмосферного воздуха. В этом случае необходимо решить проблему, связанную с миграцией влаги из помещения в прослойку и возможностью ее конденсации.

5.1 Воздушная прослойка в системах теплоизоляции зданий

На рисунках 5.1 и 5.2 приведены две конструкции наиболее часто используемых систем наружного утепления зданий [24].

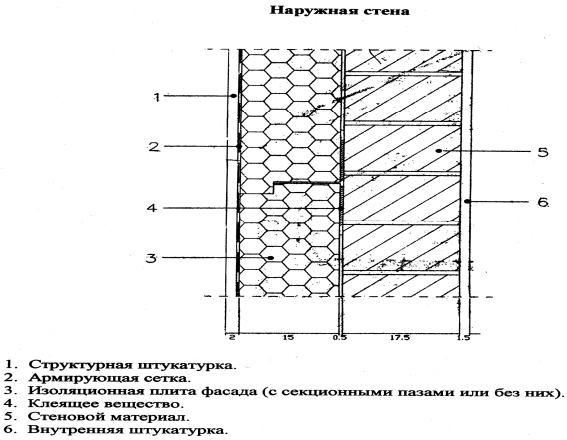


Рисунок 5.1 - Невентилируемая конструкция теплоизоляционной системы

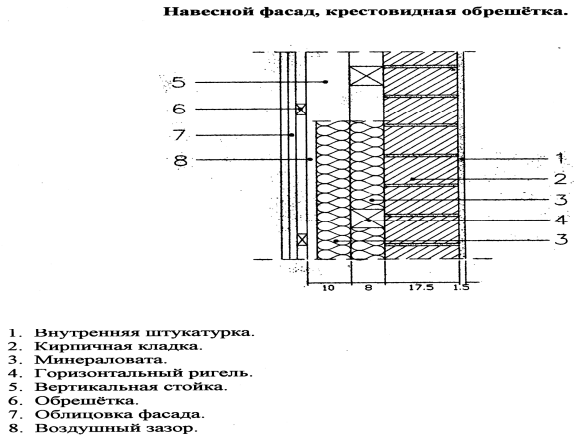


Рисунок 5.2 - Вентилируемая конструкция теплоизоляционной системы

Недостатками системы на рисунке 5.1 можно считать сезонность выполнения работ и увлажнение утеплителя в процессе эксплуатации из-за миграции пара из жилых помещений и частичной конденсации в слое теплоизоляции, что приводит к снижению теплозащитных свойств системы.

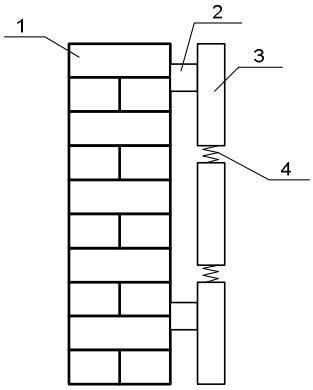
Конструкция теплоизоляционной системы с вентилируемой воздушной прослойкой на рисунке 5.2 позволяет выполнение работ круглый год. Вентиляция воздушной прослойки обеспечивает снижение количества влаги в утеплителе. К недостаткам можно отнести необходимость наряду с использованием

утеплительных материалов применять дополнительные ограждения, обеспечивающие зазор для движущегося воздуха.

Известна система вентиляции, в которой воздушная прослойка примыкает непосредственно к стене здания [246-2471]. Теплоизоляция выполнена в виде трехслойных панелей: внутренний слой – теплоизоляционный материал, наружные слои – алюминий и алюминиевая фольга. Такая конструкция защищает утеплитель от проникновения влаги, так что его свойства не ухудшаются в любых условиях эксплуатации. Такая конструкция позволяет экономить до 20% утеплителя по сравнению с обычными системами [24]. Недостатком является необходимость вентиляции прослойки наружным воздухом для удаления влаги, мигрирующей из помещений здания [246]. Это приводит к тому, что тепловые потери через нижнюю часть теплоизоляции увеличиваются, так как холодному наружному воздуху, поступающему в прослойку через отверстия внизу системы необходимо некоторое время для нагрева до установившейся температуры.

В то же время, возможна система теплоизоляции аналогичного с [246-247] типа с замкнутой воздушной прослойкой [248]. Движение воздуха в прослойке необходимо для удаления влаги. Решив задачу удаления влаги другим способом, получим систему теплоизоляции с замкнутой воздушной прослойкой без указанных выше недостатков.

С этой целью в [248] предложена система теплоизоляции, имеющая вид, представленный на рисунке 5.3. Для удаления пара из прослойки в ней предусмотрены паропроницаемые вставки 4, выполненные из теплоизоляционного паропроницаемого материала, обеспечивающего равномерность утепления в системе, например, минеральной ваты.



1 – стена здания; 2 – крепёжные элементы; 3 – теплоизоляционные панели;
4 – паропроницаемые и теплоизоляционные вставки

Рисунок 5.3 - Теплоизоляция с паропроницаемыми вставками

Для давления насыщенного пара в прослойке можно записать [249]:

$$P_{нас} = 611\exp(17.543T/(241.2+T)), \qquad (5.1)$$

Пренебрегая термическим сопротивлением воздуха в прослойке, средняя температура внутри прослойки равна:

$$T_{пр.} = \frac{\mathrm{R}_2 T_{in} + R_1 T_{out}}{R_1 + R_2}, \qquad (5.2)$$

где R_1 и R_2 – сопротивление теплопередаче стены и теплоизоляции соответственно, м^2·°С/Вт.

Для пара, мигрирующего из помещения через стену здания, можно записать уравнение:

$$\frac{dm_1}{dt} = k_{пп1} S_1 (P_{in} - P) \qquad (5.3)$$

где P_{in} и P – соответственно парциальное давление пара в помещении и прослойке; S_1 – площадь наружной стены здания, м^2;

$k_{пп1}$ - коэффициент паропроницаемости стены, (м^2·ч·Па)/мг, равный :

$$k_{пп1} = \frac{1}{R_{пп1}}, \qquad R_{пп1}=\mu_1/l_1; \qquad (5.4)$$

где μ_1 – коэффициент паропроницаемости материала стены, мг/(м·ч·Па);

l_1 – толщина стены, м.

Для пара, мигрирующего из воздушной прослойки через паропроницаемые вставки в теплоизоляции здания, можно записать уравнение:

$$\frac{dm_2}{dt} = k_{пп2} S_2 (P_{out} - P) \qquad (5.5)$$

где P_{out} , Р– парциальное давление пара в наружном воздухе и прослойке соответственно, Па; S_2 – площадь паропроницаемых теплоизоляционных вставок в теплоизоляции здания м^2; $k_{пп2}$ - коэффициент паропроницаемости вставок, равный:

$$k_{пп2} = \frac{1}{R_{пп2}}, \quad R_{пп2}=\mu_2/l_2, \qquad (5.6)$$

где μ_2 – коэффициент паропроницаемости материала вставки, мг/(м·ч·Па);

l_1 – толщина вставки, м.

Приравняв правые части уравнений (5.3) и (5.5) и решив полученное уравнение для баланса пара в прослойке относительно Р, получим значение давления пара в прослойке в виде:

$$P = \frac{k_{пп1}\mathrm{P}_{\mathrm{in}} + k_{пп2}\varepsilon P_{out}}{k_{пп1} + k_{пп2}\varepsilon}, \qquad (5.7)$$

где $\varepsilon=S_2/S_1$.

Записав условие отсутствия конденсации влаги в воздушной прослойке в виде неравенства:

$$P<P_{нас}, \qquad (5.8)$$

и решив его, получим требуемое значение отношения суммарной площади паропроницаемых вставок к площади стены:

$$\varepsilon \geq k_{пп1}(\mathrm{P}_{\mathrm{in}} - P_{нас}(\mathrm{T}))/(\mathrm{k}_{\mathrm{пп2}}(P_{нас}(T) - P_{out})). \qquad (5.9)$$

В таблице 5.1 приведены расчетные данные для некоторых вариантов ограждающих конструкций. В расчетах предполагается, что коэффициент теплопроводности паропроницаемой вставки равен коэффициенту теплопроводности основной теплоизоляции в системе.

Таблица 5.1 – Значение ε для различных вариантов стены

Материал стены	l_1, м	λ_1, Вт/м°С	μ_1, $\frac{мг}{(м \cdot ч \cdot Па)}$	l_2, м	λ_2, Вт/м°С	μ_2, $\frac{мг}{(м \cdot ч \cdot Па)}$	T_{in}, °С	T_{out}, °С	T, °С	P_{in}, Па	$P_{нас}$, Па	P, Па	ε,
Кирпич газосиликатный	0,52	1,63	0,088	0,08	0,05	0,5	20	-24	10,9	1284	1302	1284	0
Керамический	0,81	0,1	0,11	0,1	0,05	0,5	20	-24	4,5	1284	811	883	0,02

Предложенная в [248] методика позволяет выполнить расчет конструкции теплоизоляции с замкнутой воздушной прослойкой. Для некоторых конструкций стены, как в первом примере из таблицы 5.1, можно обойтись без паропроницаемых вставок. В других случаях площадь паропроницаемых вставок незначительна относительно площади утепляемой стены.

5.2 Система теплоизоляции с управляемыми теплотехническими характеристиками

Более широкие возможности для управления свойствами теплоизоляционной системы дает вентилируемая воздушная прослойка.

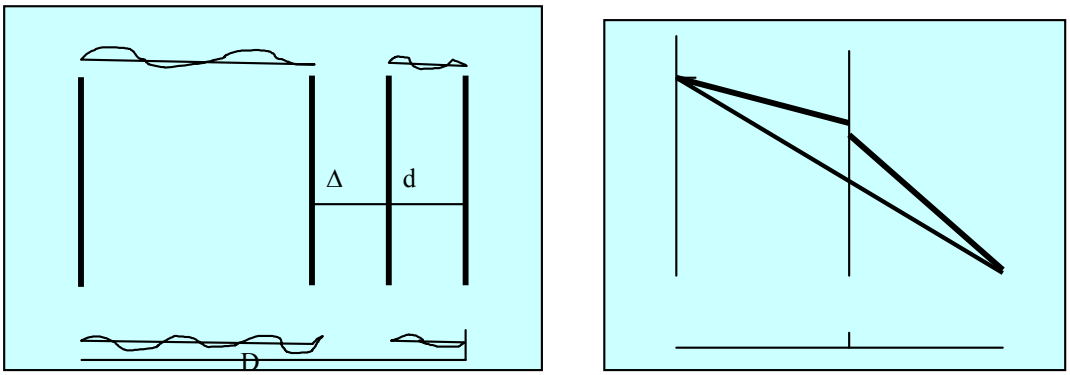
Известны активные теплоизоляционные системы, особенности которых позволяют включать их в систему энергоснабжения зданий [238, 240]. Их свойства могут изменяться с изменением условий окружающей среды, обеспечивая постоянный уровень теплопотерь из здания.

Такими свойствами может обладать теплоизоляционная система с прозрачным наружным слоем [238, 240] или с вентилируемой воздушной прослойкой [241-245]. В первом случае используется солнечная энергия, а во втором дополнительно может использоваться энергия тепла грунта с использованием грунтового теплообменника или энергия вентиляционных выбросов.

В системе с прозрачной теплоизоляцией [238, 240] при низком положении солнца его лучи практически без потерь проходят к стене, нагревают ее, снижая тем самым теплопотери из помещения. В летнее время, при высоком положении солнца над горизонтом, солнечные лучи практически полностью отражаются от стены здания, предотвращая перегрев здания. В [231] с целью уменьшения обратного теплового потока теплоизоляционный слой выполнен в

виде сотовой структуры, играющей роль ловушки для солнечных лучей. Недостатком такой системы является невозможность перераспределения энергии по фасадам здания и отсутствие аккумулирующего эффекта. К тому же, эффективность этой системы прямо зависит от уровня солнечной активности.

Идеальная теплоизоляционная система должна, в какой-то степени, напоминать живой организм и в широких пределах изменять свои свойства в зависимости от условий окружающей среды. При понижении наружной температуры теплоизоляционная система должна снизить теплопотери из здания, при повышении температуры наружного воздуха ее термическое сопротивление может уменьшиться. В летнее время поступление солнечной энергии в здание также должно зависеть от наружных условий.Предлагаемая в [241-245] теплоизоляционная система во многом обладает сформулированными выше свойствами. На рисунке 5.4 представлена стена с предлагаемой теплоизоляционной системой.



а) **б)**

Рисунок 5.4 –а - Схема теплоизоляционной системы, б)температурные графики

Теплоизоляционный слой выполнен с вентилируемой воздушной прослойкой. На рисунке 5.4 б представлен температурный график в теплоизоляционном слое без и с наличием воздушной прослойки. При движении в прослойке воздуха с температурой более высокой, чем в соответствующей точке графика (а), величина температурного градиента в слое теплоизоляции от стены до прослойки уменьшается по сравнению с теплоизоляцией без прослойки, что уменьшает потери тепла из здания через стену. Уменьшение теплопотерь из здания будет компенсировано теплом, отдаваемым потоком воздуха в прослойке. Физическая модель задачи расчета теплопотерь через стену с вентилируемой воздушной прослойкой указанного типа представлена на рисунке 5.5.

Уравнение теплового баланса для этой модели имеет следующий вид:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = Q_5 \, . \qquad (5.10)$$

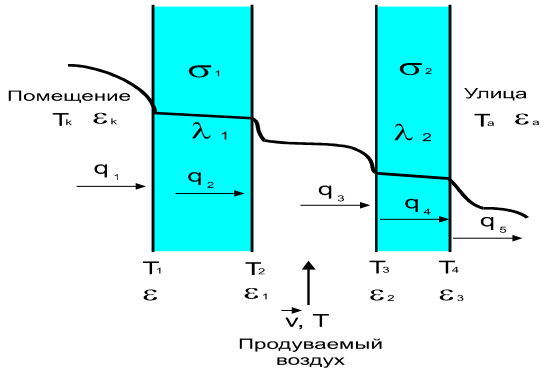


Рисунок 5.5 - Расчетная схема теплопотерь через ограждающую конструкцию

При расчете тепловых потоков учитывается кондуктивный, конвективный и радиационный механизмы переноса тепла:

$$Q_1 = \varepsilon\,\sigma\,(T_k^4 - T_1^4) + \alpha_k (T_k - T_1); \quad (5.11)$$

$$Q_2 = \lambda_1 (T_1 - T_2)/\delta_1; \quad (5.12)$$

$$Q_3 = \varepsilon_{12}\,\sigma\,(T_2^4 - T_3^4) + \alpha_0 (T_2 - T_3); \quad (5.13)$$

$$Q_4 = \lambda_2 (T_1 - T_2)/\delta_2; \quad (5.14)$$

$$Q_5 = \varepsilon\,\sigma\,(T_4^4 - T_a^4) + \alpha_a (T_4 - T_a). \quad (5.15)$$

где Q_1 – тепловой поток от помещения к внутренней поверхности ограждающей конструкции, Вт/м^2;

Q_2 - тепловой поток через основную стену, Вт/м^2;

Q_3 - тепловой поток через воздушную прослойку, Вт/м^2;

Q_4 - тепловой поток через слой теплоизоляции за прослойкой, Вт/м^2;

Q_5 - тепловой поток от внешней поверхности ограждающей конструкции в атмосферу, Вт/м^2;

$\lambda_{1,2}$ - коэффициенты теплопроводности слоев теплоизоляции Вт/(м·°С);

ε - приведенная степень черноты.

Формула (5.14) записана для случая, когда воздух в прослойке неподвижен. В том случае, когда в прослойке со скоростью v движется воздух с температурой T_v, вместо Q_3 рассматриваются два потока: от продуваемого воздуха к стене:

$$Q_3' = \varepsilon_{12}\,\sigma\,(T_2^4 - T_3^4) + \alpha_0 (T_2 - T_v); \quad (5.16)$$

и от продуваемого воздуха к экрану:

$$Q_3'' = \varepsilon_{12}\,\sigma\,(T_2^4 - T_3^4) + \alpha_0 (T_v - T_3); \quad (5.17)$$

Тогда система уравнений распадается на две системы:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3'; \quad (5.18)$$

$$Q_4 = Q_5 = Q_3''. \quad (5.19)$$

Коэффициент теплообмена выражается через число Нуссельта:

$$\alpha = \lambda \cdot Nu/L; \quad (5.20)$$

где L – характерный размер.

Формулы для вычисления числа Нуссельта брались в зависимости от ситуации. При расчете коэффициента теплообмена на внутренней и внешней поверхностях ограждающих конструкций использовались формулы из [234]:

$$Nu = [\ 0.825 + 0.38 \cdot Ra^{1/6} / [1+(0.492/\ Pr)^{9/16}]^{8/27}\ ]^2\ ; \qquad (5.21)$$

где $Ra = Pr \cdot Gr$ – критерий Релея; $Gr = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3 / \nu^2$ – число Грасгофа.

При определении числа Грасгофа в качестве характерного перепада температуры выбиралась разность между температурой стенки и температурой окружающего воздуха. За характерный размер принимались: высота стены и толщина прослойки. При расчете коэффициента теплообмена α_0 внутри замкнутой воздушной прослойки для вычисления числа Нуссельта использовалась формула из [235]:

$$\begin{cases} 0.105 \cdot Ra^{0.3},\ Ra \le 10^6; \\ Nu = \ \ 0.4 \cdot Ra^{0.2}\ ,\ \ Ra > 10^6; \end{cases} \qquad (5.22)$$

Если же воздух внутри прослойки двигался, для вычисления числа Нуссельта использовалась более простая формула [235]:

$$Nu = 0.018 \cdot Re^{0.2}, \qquad (5.23)$$

где $Re = v \cdot \delta / \nu$ - число Рейнольдса,

δ - толщина воздушной прослойки.

Значения числа Прандтля Pr, кинематической вязкости ν и коэффициента теплопроводности воздуха $\lambda_в$ в зависимости от температуры рассчитываются путем линейной интерполяции табличных значений из [235].

Система уравнений (5.17) – (5.20) решалась численно путем итерационного уточнения температур T_1, T_2, T_3, T_4. Была разработана математическая программа, листинг которой приведен в приложении Г.1. Для численного моделирования была выбрана теплоизоляционная система на основе теплоизоляции типа пенополистирол с коэффициентом теплопроводности, равным 0,04 Вт/м·°С Температура воздуха на входе прослойки предполагалась равной 8°С. Общая толщина теплоизоляционного слоя предполагалась равной 20 см.

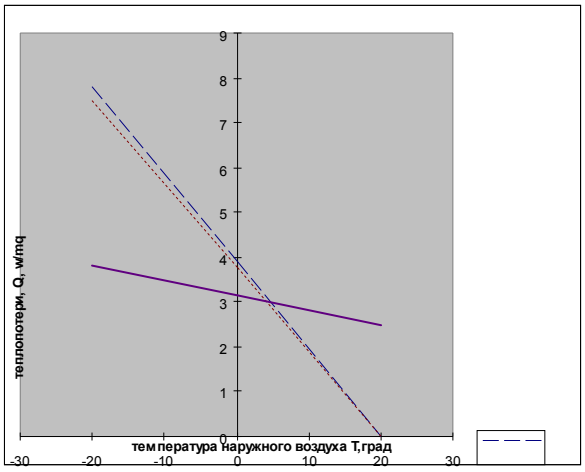
Толщина прослойки d равна 1см. На рисунке 5.6 а представлены графики зависимости удельных теплопотерь через слой обычной теплоизоляции, при наличии замкнутой воздушной прослойки и с движением воздуха в ней.

Замкнутая воздушная прослойка почти не улучшает свойств теплоизоляции. Для рассмотренного случая наличие теплоизоляционной прослойки с движущимся потоком воздуха более чем вдвое снижает теплопотери через стену при температуре наружного воздуха (-20°С). Эквивалентное значение сопро-

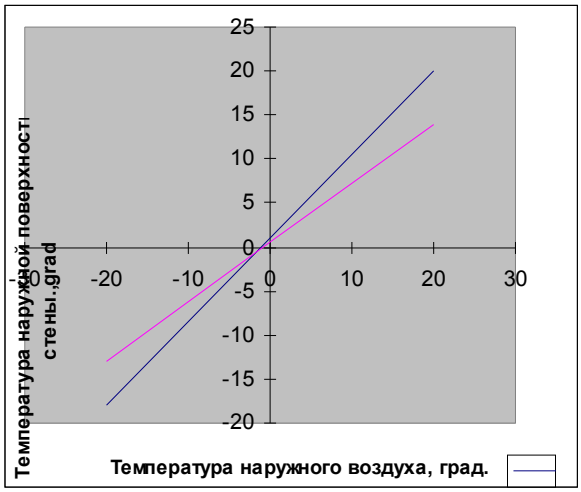
тивления теплопередаче такой теплоизоляции для этой температуры равно 10,5 $м^2 \cdot °C/Вт$, что соответствует слою пенополистирола более 40 см.

Эффективность теплоизоляционной системы возрастает по мере снижения температуры наружного воздуха. При повышении температуры наружного воздуха выше 4° С ее использование нецелесообразно, т.к. это приводит к повышению уровня теплопотерь из здания.

На рисунке 5.6б приведена зависимость температуры наружной поверхности стены от температуры наружного воздуха. В случае наличия воздушной прослойки для низких температур она выше, чем для обычной теплоизоляции, так как движущийся воздух отдает свое тепло как внутреннему, так и наружному слоям теплоизоляции. При высокой наружной температуре такая теплоизоляционная система может играть роль охлаждающего слоя.



а)



б)

1 - обычная теплоизоляция, D = 20 sm; 2 - в ней имеется воздушная щель шириной 1sm,2 - 4sm, с неподвижным воздухом; 3 - скорость воздуха 0,5 m/s

Рисунок 5.6 –Графики зависимости а)удельных теплопотерь; б) температуры наружной поверхности стены от температуры наружного воздуха

На рисунке 5.7 приведено значение температуры на выходе прослойки в зависимости от температуры наружного воздуха.

Воздух в прослойке остывает, отдавая свою энергию ограждающим поверхностям.

На рисунке 5.8 представлена зависимость теплопотерь от толщины наружного слоя теплоизоляции при минимальной наружной температуре. Очевиден минимум при d=4sm.

На рисунке 5.9а представлена зависимость теплопотерь для наружной температуры (-20°С) от скорости воздуха в прослойке. Повышение скорости воздуха выше 1 м/с несущественно влияет на свойства теплоизоляции.

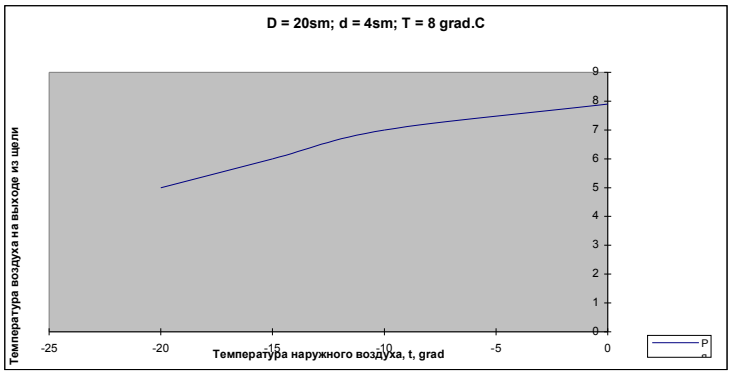


Рисунок 5.7 – Зависимость температуры на выходе прослойки от температуры наружного воздуха

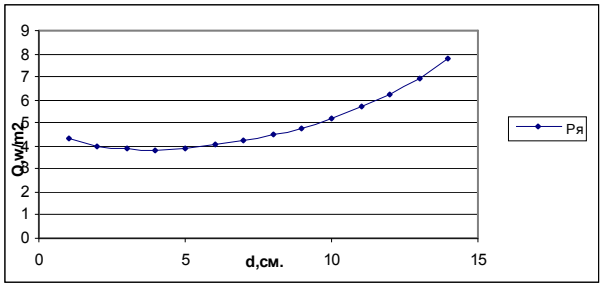
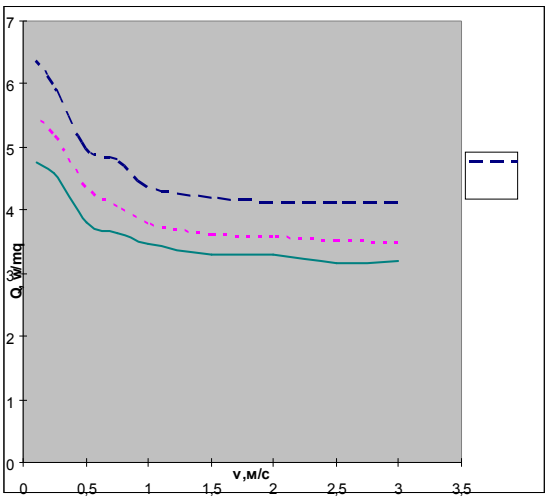
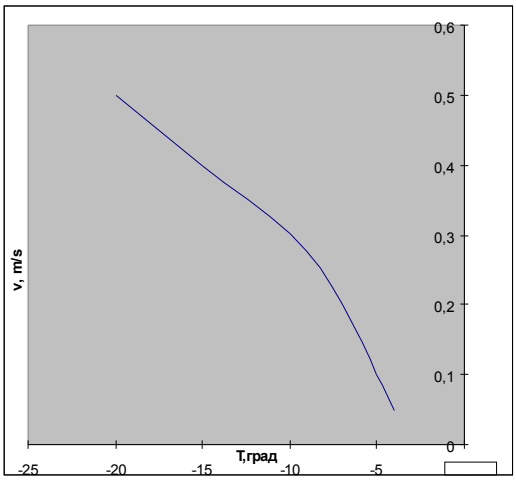


Рисунок 5.8 – Зависимость теплопотерь от толщины наружного слоя теплоизоляции при минимальной наружной температуре, Вт/м^2

Вентилируемая воздушная прослойка позволяет эффективно управлять уровнем теплопотерь через поверхность стены изменением скорости воздуха, что невозможно осуществить для обычной теплоизоляции



а)



б)

Рисунок 5.9 – а) Зависимость теплопотерь от скорости воздуха для: 1. d = 16; 2. d = 18; 3. d = 20. б) Зависимость скорости движения воздуха от наружной температуры для фиксированного уровня теплопотерь

На рисунке 5.9б приведена зависимость скорости движения воздуха от наружной температуры для фиксированного уровня теплопотерь через стену. Предложенный подход к тепловой защите позволяет снижать энергоемкость вентиляционной системы по мере повышения температуры наружного воздуха.

В качестве источника энергии для повышения температуры воздуха в прослойке возможно использование грунтового теплообменника. Для эффективного использования энергии почвы целесообразно использовать замкнутую систему вентиляции без подсоса атмосферного воздуха. Так как температура воздуха, поступающего в систему в зимнее время ниже температуры грунта, проблемы конденсации влаги здесь не существует. Одним из вариантов может быть использование энергии вентиляционных выбросов.

Таким образом, предлагаемая система теплоизоляции с управляемыми теплофизическими характеристиками базируется на конструкции с теплоизоляционным слоем, имеющим две особенности:

- вентилируемую воздушную прослойку, параллельную ограждающей конструкции здания;
- источник энергии для воздуха внутри прослойки;
- систему управления параметрами потока воздуха в прослойке в зависимости от наружных погодных условий и температуры воздуха в помещении.

Наиболее эффективное использование системы активной теплоизоляции мы видим в сочетании использования двух источников энергии: солнечной и тепла грунта. Если обратиться к системам с прозрачным теплоизоляционным слоем [238, 240], становится очевидным стремление авторов реализовать идею теплового диода, т.е. решить задачу направленной передачи солнечной энергии к стене здания, приняв при этом меры, препятствующие движению теплового потока энергии в обратном направлении.

Один из возможных вариантов является конструкция с использованием прозрачной теплоизоляционной системы. Теплоизоляционная система на рисунке 5.10 имеет две воздушные прослойки. Одна из них находится между теплоизоляцией и прозрачным ограждением и служит для предотвращения перегрева здания. Для этой цели имеются воздушные клапана, соединяющие прослойку с наружным воздухом вверху и внизу теплоизоляционной панели. В летнее время и в моменты высокой солнечной активности при возникновении опасности перегрева здания заслонки открываются, обеспечивая вентиляцию наружным воздухом. Вторая воздушная прослойка примыкает к стене здания и служит для транспортировки солнечной энергии в оболочке здания. Такая конструкция позволит использовать солнечную энергию всей поверхностью здания в течение светового дня и обеспечить эффективную аккумуляцию солнечной энергии, так как аккумулятором выступает весь объем стен здания.

Возможно также использование традиционной теплоизоляции в системе. В этом случае в качестве источника тепловой энергии может служить грунтовый теплообменник, как это показано на рисунке 5.11.

В качестве варианта можно предложитьиспользование вентиляционных выбросы здания [244-245]. Для исключения конденсации влаги в прослойке необходимо удаляемый воздух пропустить через теплообменник, а в прослойку запустить наружный воздух, нагретый в теплообменнике. Из прослойки воздух может поступать в помещение для вентиляции, как это предложено в [243, 245].

Воздух нагревается в грунтовом теплообменнике и отдает свою энергию ограждающей конструкции.

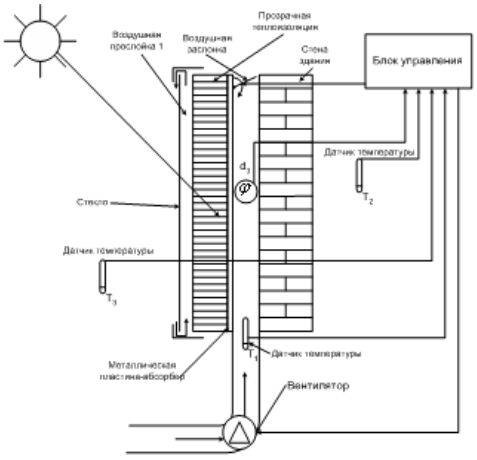


Рисунок 5.10 – Прозрачная теплоизоляционная система с вентилируемой воздушной прослойкой

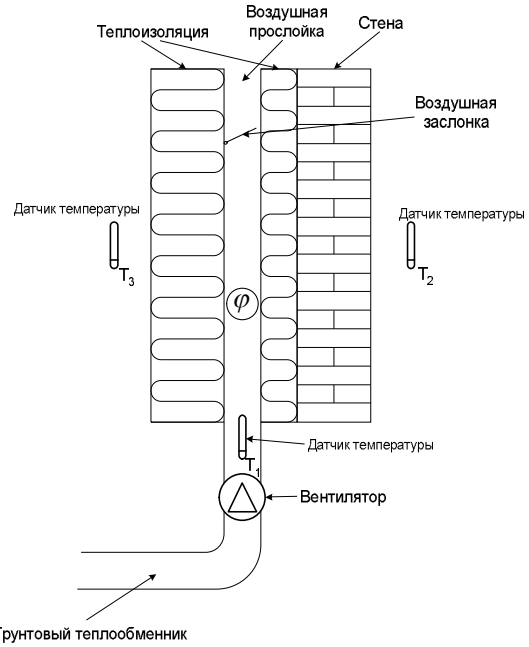


Рисунок 5.11 – Система теплоизоляции с грунтовым теплообменником

Необходимым элементом системы теплоизоляции должна стать автоматическая система управления ее свойствами. На рисунке 5.12 представлена блок-схема системы. Управление происходит на основе анализа инфор

мации от датчиков температуры и влажности путем изменения режима работы или отключения вентилятора и открывания и закрывания воздушных заслонок.

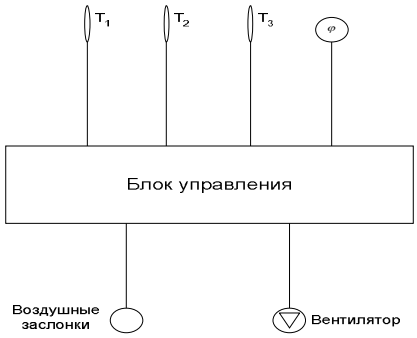


Рисунок 5.12 – Блок-схема системы управления

Блок-схема алгоритма работы вентиляционной системы с управляемыми свойствами представлена на рисунке 5.13.

На начальном этапе работы системы управления по измеренным значениям температуры наружного воздуха и температуры в помещениях в блоке управления выполняется расчет температуры в воздушной прослойке для условия неподвижного воздуха. Это значение сравнивается с температурой воздуха в прослойке южного фасада при конструкции теплоизоляционной системы рисунке 5.10 или в грунтовом теплообменнике при конструкции теплоизоляционной системы рисунке 5.11. Если значение расчетной температуры больше или равно измеренному, вентилятор остается выключенным, а воздушные заслонки в прослойке закрытыми. Если значение расчетной температуры меньше измеренного значения, включают циркуляционный вентилятор и открывают заслонки. В этом случае энергия нагретого воздуха отдается стеновым конструкциям здания, снижая потребность в тепловой энергии для отопления.

Одновременно измеряется значение влажности воздуха в прослойке. Если влажность приближается к точке конденсации, открывается заслонка, связывающая воздушную прослойку с наружным воздухом, что обеспечивает предотвращение конденсации влаги на поверхности стен прослойки.

Таким образом, предложенная система теплоизоляции позволяет реально управлять теплотехническими свойствами.

Испытание макета теплоизоляционной системы с управляемой теплоизоляцией путем использования вентиляционных выбросов здания.

Схема эксперимента представлена на рисунке 5.14. Макет теплоизоляционной системы смонтирован на кирпичной стене верхней части лифтовой шахты. Макет состоит из теплоизоляции, выполненной из трехслойных панелей, одной из поверхностей которых является алюминий толщиной 1,5мм, второй –

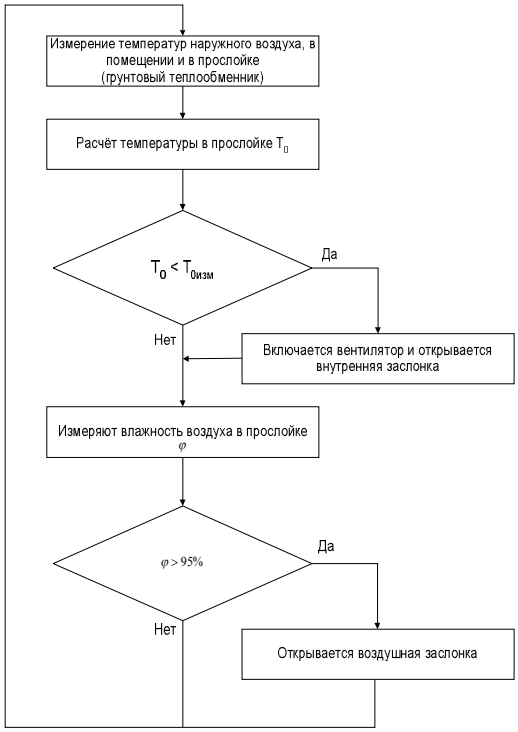


Рисунок 5.13 – Блок-схема алгоритма функционирования теплоизоляции с управляемыми свойствами

алюминиевая фольга, а внутренний слой - пенополиуретан толщиной 3см с ко эффициентом теплопроводности – 0,03 Вт/(м²·°С). Сопротивление теплопередаче пластины равно 1 м²·°С/Вт, кирпичной стены – 0,6м²·°С/Вт. Между теплоизоляционными пластинами и поверхностью ограждающей конструкции здания - воздушная прослойка толщиной 5 см. С целью определения температурных режимов и определения теплового потока через ограждающую конструкцию в ней были установлены датчики температуры и теплового потока. Фотография смонтированной теплоизоляционной системы с энергоснабжением от системы утилизации тепла вентиляционных выбросов представлена на рисунке 5.14. Дополнительная энергия внутрь прослойки подавалась с воздухом, взятым на выходе системы рекуперации тепла вентиляционных выбросов здания. Вентиляционные выбросы забирались с выхода вентиляционной шахты корпуса УП «Институт НИПТИС», подавались на первый вход рекуператора, как это видно на фотографии рисунка 5.14. На вход второго канала рекуператора подавался воздух из вентиляционной прослойки и с его выхода подавался снова в вентиляционную прослойку через фланец, смонтированный в нижней части панели. Через второй фланец в верхней части панели воздух удалялся из панели, замыкая цикл своего движения на втором входе теплообменника. В процессе работы выполнялась регистрация информации, поступающей от датчиков температуры и теплового потока, установленных по схеме рисунка 5.14.

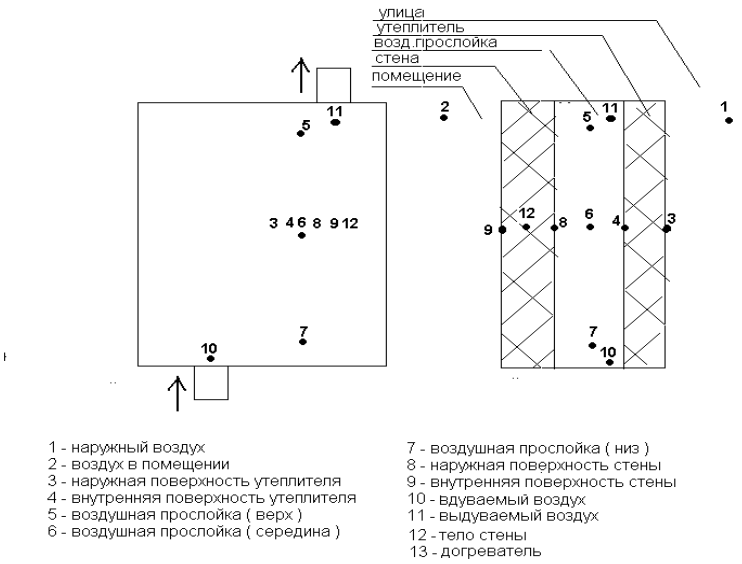


Рисунок 5.14 – Схема эксперимента с управляемой теплоизоляцией

На рисунке 5.15а - представлены графики изменения температуры наружного воздуха и воздуха в помещении. На рисунке 5.15б – температура воздуха в различных частях прослойки. С 7.00 до 13.00 часов система выходит на стационарный режим функционирования. Между температурой на входе воздуха в прослойку (датчик 6) на выходе ее (датчик 5) устанавливается разность температур около 3 градусов, что свидетельствует о потреблении энергии из проходящего воздуха.

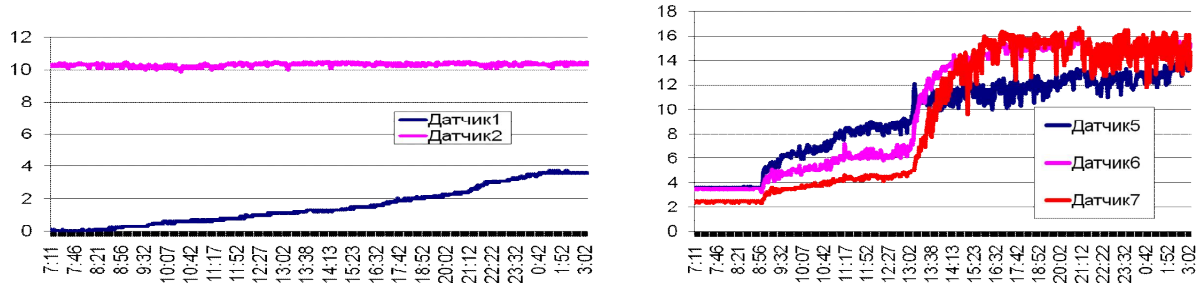
а

б

Рисунок 5.15 – Блок рекуперации тепла (а) и система теплоизоляции со смонтированными приточным и вытяжным воздуховодами (б)

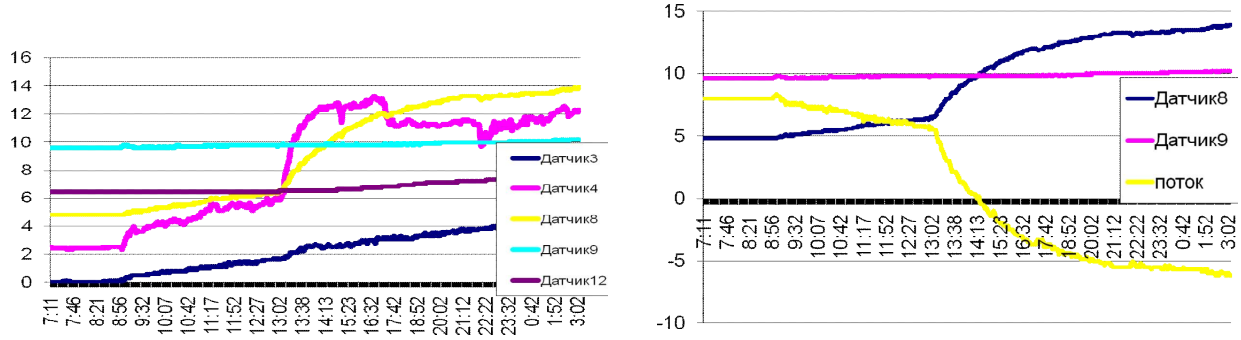
На рисунке 5.16а представлены графики температур поверхностей стены и теплоизоляции. На рисунке 5.16 б наблюдается снижение теплового потока из помещения после подачи подогретого воздуха в вентиляционную прослойку.

Экспериментальные результаты подтверждают возможность управления свойствами теплоизоляции с вентилируемой прослойкой.



а) б)

Рисунок 5.16 - Наружная температура и температура в помещении (а) и температура воздуха в прослойке (б)



а) б)

Рисунок 5.17 – Температура поверхностей стены и теплоизоляции (а) и зависимость температуры и теплового потока через ограждающую поверхность здания от времени (б)

5.3 Вакуумная теплоизоляция

Перспективным направлением снижения коэффициента теплопроводности является создание вакуумных изоляционных панелей с мелкодисперсными наполнителями, представленными в виде порошков или фибры, или их смесей[222-237].

При нормальных условиях коэффициент теплопроводности воздуха не зависит от давления. Переход к вакууму при понижении давления в газе характеризуется числом Кнудсена – Kn [237, 250]

$$Kn = \frac{L}{d}, \qquad (5.24)$$

где L – длина свободного пробега молекулы газа, м;

d – характерный размер полости, м.

Если давление газа достигло области значений, для которых средняя длина свободного пробега молекул L становится сравнимой с размерами полости, в которой газ заключен, то обычное понятие теплопроводности — явления, обусловленного столкновениями молекул, — теряет смысл. Именно поэтому для газа в данных условиях используется термин «теплопередача», а не теплопроводность.

В применении к пористым теплоизоляционным материалам термин теплопроводность носит условный, т. е. эквивалентный, характер, поскольку в них наблюдается не только чистая теплопроводность, как в однородных твердых телах. Передача теплоты в таких системах осуществляется посредством: кондуктивной теплопроводности твердого скелета, образующего пористую структуру материала; кондуктивной теплопроводности газа, находящегося в капиллярах или ячейках пор; излучения между стенками пор (радиационная теплопроводность); конвекции вследствие перемещения газа в пористой структуре изоляции [251-252]. Эффективная теплопроводность является сложной функцией, зависящей от многих факторов: температуры, давления газа в порах, размера пор, степени черноты стенок капилляров и ячеек и др., оказывающих различное влияние на величину коэффициента теплопроводности [253, 254].

Переносу теплоты теплопроводностью в дисперсных средах посвящено большое число исследований, обзор которых приведен в работах [255, 250].

Кинетическая теория газов дает следующее соотношение между теплопроводностью $\lambda_г$ газа в свободном виде и его теплопроводностью $\lambda_п$ в пористом материале:

$$\lambda_n = \lambda_г \frac{d_{эфф}}{d_{эфф} + L} = \lambda_г \frac{1}{1 + Kn} \ , \qquad (5.25)$$

где λ_n – теплопроводность газа в пористом материале, Вт/(м^2 К);

$\lambda_г$ – теплопроводность газа в свободном виде, Вт/(м^2 К);

$d_{эфф}$ – средняя длина свободного пробега, м;

L – длина свободного пробега, м;λ – теплопроводность, Вт/(м^2 К);

Kn – число Кнудсена.

Следовательно, перенос тепла теплопроводностью газа в пористом материале уменьшается как при увеличении длины L пробега молекул, то есть снижении давления, так и при уменьшении размеров пор.

Размеры пор в материалах, применяемых для создания вакуумно-порошковой изоляции, обычно меньше 10 мкм, иногда доходя до нескольких нанометров. Теплопередача газа в таких материалах начинает уменьшаться уже при давлениях, близких к атмосферному, а при давлении 10^{-3}-10^{-4} бар становится настолько незначительной, что ею можно пренебречь. Это одно из основных достоинств вакуумно-порошковой изоляции.

Производство вакуумных теплоизоляционных панелей, ВИП, освоено на текущий момент многими Западноевропейскими фирмами. Технология производства и рецептура заполнителя является ноу-хау фирм-производителей.

Была поставлена задача разработки технологии и освоения производства отечественных ВИП.

В качестве наполнителя вакуумных теплоизоляционных панелей был использован пирогенный кремнезем Орисил [256], ранее не использовавшийся в качестве наполнителей вакуумных панелей, но являющийся конкурентом по физико-техническим и ценовым параметрам пирогенной кремневой кислоты SiO_2 производства Dyshelman SALES MANAGER HDK или Vacupor® RP (Германия).

В настоящее время ведущим производителем пирогенного кремнезема на территории СНГ и стран Восточной Европы является ООО "Орисил" (Украина). Орисил - высокодисперсный, высокоактивный, пирогенный диоксид кремния (химическая формула - SiO_2), получаемый пламенным гидролизом четыреххлористого кремния ($SiCl_4$) высокой чистоты. Продукт пожаро- и взрывобезопасен, не оказывает общетоксического действия. Орисил представляет собой чистый аморфный непористый диоксид кремния с наноразмером частиц **от 5 до 40 нм**. Частицы Орисила образуют физические хлопьевидные агрегаты, поэтому объём Орисила на 98% заполнен воздухом: если истинная плотность SiO_2 составляет 2,2 г/см^3, то кажущаяся плотность Орисила - 40 - 60 г/л.

"Орисил" производит продукт марок 175, 200, 300 и 380 в уплотненном и неуплотненном виде. Размер частиц Орисила составляет 10 -40 нм для марок 175, 200; 5-20 нм для марки 300; 5-15 нм для марки 380. Орисил отличается низкой теплопроводностью и хорошими адсорбционными свойствами, особенно к полярным веществам. С химической точки зрения все свойства Орисила определяются наличием на его поверхности силанольных ºSi–OH и силоксановых ºSi–O–Siº групп.

В настоящее время Орисил находит применение в самых различных областях, том числе и в качестве наполнителя в больших сосудах Дьюара для хранения аварийного запаса жидкого азота в нефтедобычи. Нормативные показатели Орисила представлены в таблице 5.2.

Адсорберы используют для продления жизни вакуумных теплоизоляционных панелей. Они поглощают газы, выделяемые компонентами панели и проникающих через оболочку панели внутрь [257]. Вторым компонентом ВИП в качестве фибры и адсорбера был выбран углеволокнистый сорбент, выпускаемый РУП СПО «Химволокно» [258].

Его выбор обусловлен многофункциональностью применения и определялся следующими моментами:

а) высоким уровнем адсорбции различных газов;

б) высокой пористостью, которая находится в области микропор, что обеспечивает высокую крутизну изотермы адсорбции и обеспечивает высокий уровень термического сопротивления материала;

г) структурой фибры, которая может быть использована как формоукрепяющий материал для порошковых наполнителей теплоизоляционных панелей;

д) высоким уровнем поглощения инфракрасного излучения, в связи с чем, он может быть использован как поглотитель инфракрасного излучения для наполнителей теплоизоляционных панелей;

е) производится в Беларуси и является импортозамещающим продуктом.

Таблица 5.2 – Нормативные показатели Орисила

Показатель	Орисил 175	Орисил 200	Орисил 300	Орисил 380
Внешний вид	Порошок белого цвета с голубоватым оттенком	Порошок белого цвета с голубоватым оттенком	Порошок белого цвета с голубоватым оттенком	Порошок белого цвета с голубоватым оттенком
Удельная поверхность, $м^2/г$, по методу БЭТ	**175±25**	**200±25**	**300±30**	**380±40**
pH суспензии	3,6-4,3	3,6-4,3	3,6-4,3	3,6-4,3
Массовая доля влаги, %, не более	1,5	1,5	1,5	1,5
Массовая доля диоксида кремния (SiO_2), %, не менее	99,9	99,9	99,9	99,9
Массовая доля оксида железа (Fe_2O_3), %, не более	0,003	0,003	0,003	0,003
Массовая доля оксида алюминия (Al_2O_3), %, не более	0,05	-	-	-
Массовая доля диоксида титана (TiO_2), %, не более	0,03	0,03	0,02	0,02
Массовая доля крупных частиц (грита), %, не более	**0,04**	**0,04**	**0,04**	**0,04**

Углеродные волокна производят не более 5 компаний в мире (Германия, Австрия, Чехия, Индия, Беларусь). На РУП СПО «Химволокно» сосредоточена полная технологическая цепочка: от получения вискозных технических нитей до выпуска готовых углеродных материалов..

В теплоизоляционных панелях используется углеволокнистый сорбент-ткань «БУСОФИТ» и активированный углевойлок «КАРБОПОН-АКТИВ», которые имеют следующие отличительные особенности**:**

• сделаны на основе ткани из вискозной технической нити.

• имеют более высокую динамика сорбции по сравнению с активированными углями.

• эффективно работают при низких концентрациях веществ.

• удобны в эксплуатации, регенерируются.

• удельная поверхность по BET 500-1500 м²/г; объем пор 0,3-0,8 см³/г;

Отходы сорбента производства РУП СПО «Химволокно» перерабатываются в мелкую фибру и смешиваются с мелкодисперсным кремнеземом. Вследствие того, что сорбент обладает более высокой пористостью, чем основной порошковый наполнитель, он усиливает теплоизолирующие свойства наполнителя, и увеличение доли его содержания в наполнителе повышает термическое сопротивление вакуумной теплоизоляционной панели.

К материалу вакуумного пакета в зависимости от условий эксплуатации предъявляются самые разные требования. Среди них: механическая прочность на разрыв, прокол, истираемость, химическая стойкость, выдерживание низких и высоких температур, свариваемость, защита от влаги, непроницаемость или выборочная проницаемость к газам, повышенное скольжение или прилипание, антистатичность и т.д. В вакуумных теплоизоляционных панелях используются многослойные ламинированные пленки (ламинированные алюминием или SiO_x). Возможны следующие слои:

а) слой полиамида покрытый алюминием либо слой полиэстера покрытый алюминием (пароизоляция);

б) слой поливинила (воздушный барьер);

в) слой полиэстера покрытый алюминием;

г) слой термостойкого полиэтилена.

Многослойные пленки должны удовлетворять следующим требованиям:

а) воздухопроницаемость $\leq 0{,}1$ см^3/(м^2 год бар) (при 23 ^{0}C, 75% о.в.);

б) паропроницаемость $\leq 0{,}5$ г/(м^2 год) (при условиях 38 ^{0}C, 95% о.в.);

Пленки с такими характеристика предлагают несколько компаний, одна из которых Wipak Walsrode GmbH & Co KG (Германия). Компания Wipak Walsrode GmbH & Co KG предлагает следующие пленки, производимые специально для вакуумных панелей – COVEXX® BE M DL 105, COVEXX® BE M DL 165 и COVEXX® BE M DL 165 B2. Пленка состоит из нескольких слоев – металлизированный PET (ПЭТ), металлизированный BOPP (БОПП) и слой термостойкого полиэтилена для запайки пакета.

В нашей стране есть предприятия производители пленок PET (РЭТ) и BOPP (БОПП). Одним из ведущих производителей указанных пленок является ОАО «Могилевхимволокно». Белорусский производитель пленок ОАО «Могилевхимволокно» является по настоящее время одним из первых в рейтинге производителей по доле участия в общем объеме импорта БОПП-пленки в Россию.

Для производства образцов ВИП была использована пленка БОПП производства ОАО «Могилевхимволокно».

Технологические операции при производстве ВИП:

- Взвешивание порций порошка и фибры;
- Перемешивание порошка «Орисил» и фибры;
- Уплотнение полученной смеси на прессе с целью формования ВИП;
- Прогрев с помощью инфракрасного излучателя;
- Укладка пакета в упаковку;
- Вакуумирование пакета и запаивание торцов.

Фотография образца ВИП представлена на рисунке 5.18.

С целью определения коэффициента теплопроводности полученных панелей были выполнены измерения на лабораторной установке методом определения теплового потока, как это представлено на рисунке 5.19.

Состав экспериментальной установки для проведения измерений:

а) морозильная камера модели МК-140 со встроенным контролером управления режимами работы холодильного агрегата;

б) панель пенополистирола толщиной 80мм, с прямоугольными отверстиями для установки в них образцов вакуумных теплоизоляционных панелей;

в) измеритель теплового потока ИТП МГ 4.03 «Поток» трехканальный с датчиками измерения теплового потока и двух температур

Панель пенополистирола толщиной 80 мм и размером 860х560мм устанавливается вместо дверцы морозильной камеры. В панели полистирола вырезаны два прямоугольных отверстия 100х100мм и 300х300мм

Рисунок 5.18 – Лабораторный образец брикета наполнителя и вакуумной теплоизоляционной панели

для установки в них испытуемых образцов вакуумных теплоизоляционных панелей размерами 100х100мм, 200х300мм, 200х200мм, 100х300мм, 100х200мм, 300х300мм.

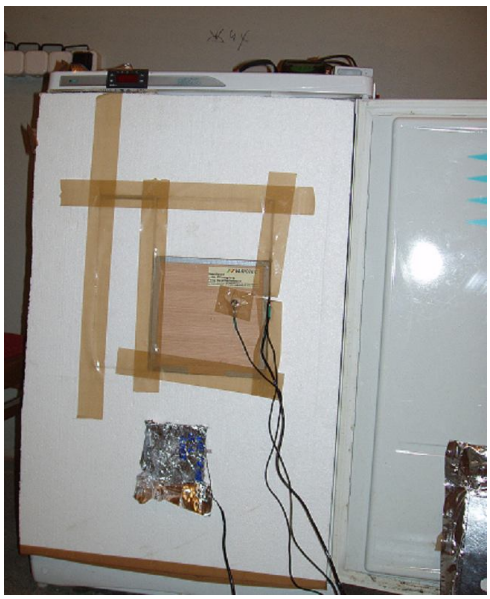


Рисунок 5.19 – Общий вид экспериментальной установки

Измерения значений температур и теплового потока выполнялись прибором ИТП-МГ4.03 «ПОТОК» предназначенным для измерения плотности тепловых потоков, проходящих через однослойные и многослойные ограждающие конструкции зданий и сооружений [259]. Толщина ВИП составила 28мм. Измеренное значение коэффициента теплопроводности равно 0,004 Вт/(м°К).

На рисунке 5.20 представлены графики зависимости значений температур, теплового потока и термического сопротивления ВИП от времени.

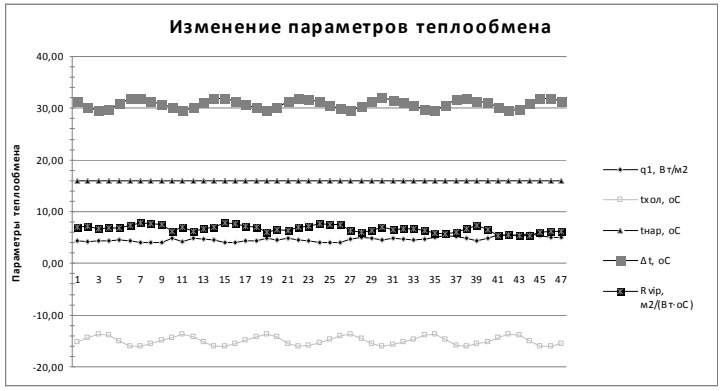


Рисунок 5.20 – Графики зависимости значений температур, теплового потока и термического сопротивления ВИП от времени

При измерении теплопроводности изготовленных ВИП было отмечено влияние на теплопроводность панели влажности наполнителей. Источником влаги в наполнителях ВИП является влажный воздух помещения, в которых хранятся компоненты наполнителя - порошок и фибра. Теплопроводность ВИП с влажностью наполнителей, равной равновесной влажности воздуха помещения хранения компонентов наполнителя, достигает значений 0,012 Вт·м/^{0}С, что

в два-три раза превосходит «эффективную» теплопроводность вакуумной панели с сухим наполнителем. Это накладывает определенные требования на технологию хранения вакуумируемых материалов.

5.4 Пути снижения теплопотерь через оконные конструкции

Теплопотери через окна составляют до 20% суммарных теплопотерь здания. Поэтому в течение последних десяти лет сделано многое по созданию конструкций окон с пониженным уровнем теплопотерь. Основные направления совершенствования конструкций окон - совершенствование конструкции оконной коробки и стеклопакета. В странах Западной Европы [18, 36, 37, 24, 87, 35] и в Республике Беларусь [43, 90, 126] на настоящий момент разработаны и выпускаются серийно окна с термическим сопротивлением более 1,0 $м^{2}\cdot{}^{0}С/Вт$. Такие окна позволяют строить в нашей климатической зоне здания с уровнем теплоснабжения 30 $кВт\cdot ч/м^{2}$ в год и ниже [52], т.е. сделать качественный скачок в области энергосбережения при эксплуатации зданий.

В [87, 90] рассмотрены методы расчета и конструкции окон с использованием современных технологических приемов. Уменьшение теплопотерь через оконный проем достигается увеличением количества стекол - использованием однокамерных и двухкамерных стеклопакетов. В двухкамерных стеклопакетах снижается значение конвективной составляющей теплообмена по сравнению с однокамерным стеклопакетом при равной толщине стеклопакета. Снижение значения конвективной составляющей теплообмена можно достигнуть заполнением стеклопакета газом с низкой теплопроводностью – углекислым газом, аргоном, криптоном или ксеноном, использованием дистанцирующей рамки с низким термическим сопротивлением. Наиболее эффективно, однако технически труднореализуемо, вакуумирование межстекольного пространства.

Термическое сопротивление оконной коробки и переплета для окон должно быть равным или больше термического сопротивления стеклопакета. С этой целью оконный блок целесообразно изготавливать с использованием эффективного утеплителя, например, пенополистирола или пенополиуретана [18, 36, 37, 90, 126]. В пластиковых окнах с этой целью увеличивают количество воздушных камер в профиле. Снижение радиационных теплопотерь через окна достигается нанесением на поверхность стекол селективно отражающих покрытий [145]. Такие покрытия должны обладать свойствами, обеспечивающими частотную зависимость коэффициента отражения с максимумом в инфракрасной области и минимумом в области видимого спектра. Это уменьшает лучистую составляющую теплопотерь из помещений в инфракрасном диапазоне излучения,

обеспечивая хорошую прозрачность. Методы оптимизации покрытий, обеспечивающие выполнение заданных характеристик окон сохраняют свою актуальность.

5.5 Оптимизация многослойных покрытий низкоэмиссионных стекол

Прозрачные отражатели тепла с заданными частотными характеристиками пропускания электромагнитного излучения состоят из тонких слоев металла или полупроводника, осажденных на стекле. Они представляют собой интерференционные покрытия.

Свойствами отражения инфракрасного излучения обладают тонкие слои металлов (золота, серебра) [262], но они обладают также свойствами поглощением и отражением в видимой области спектра, поэтому непригодны для использования в случаях, когда требуется высокая передача видимого света. На рисунках 5.21 – 5.22 [263-265] представлены спектральные характеристики пропускания, отражения и поглощения слоя серебра при различных геометрических толщинах, а на рисунке 5.26 - слоя золота.

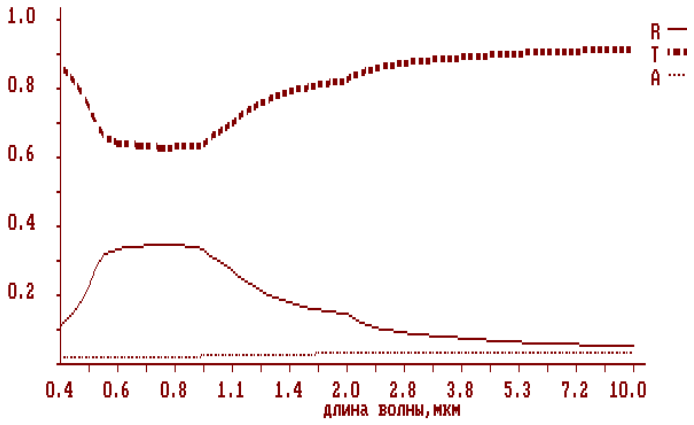


Рисунок 5.21 – Зависимости коэффициентов отражения (R), пропускания (T) и поглощения (A) слоя серебра толщиной t=0.0125мкм, расположенного на стеклянной подложке от длины волны (логарифмическая шкала)

Графики, приведенные на рисунках 5.24-5.26, показывают, что однослойные металлические покрытия из указанных металлов не обеспечивают выполнение сформулированных выше требований. Эти слои отражают электромагнитные колебания низкочастотной части видимого спектра и высокочастотной части инфракрасного излучения. К длинноволновой части инфракрасного излучения,

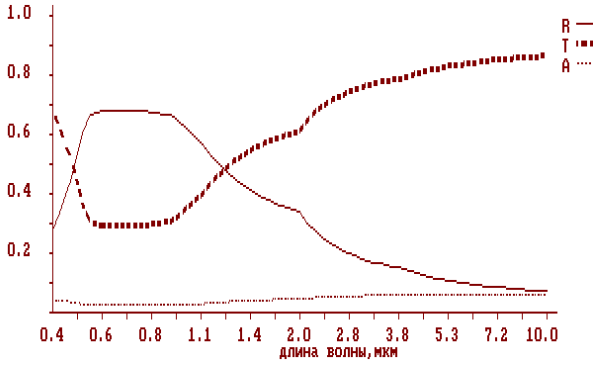


Рисунок 5.22 – Зависимости коэффициентов отражения (R), пропускания (T) и поглощения (A) слоя серебра толщиной t=0.025 мкм на стеклянной подложке от длины волны (логарифмическая шкала)

в области длин волн около 10 мкм, характерной для теплового излучения из жилых квартир, коэффициент пропускания излучения увеличивается.

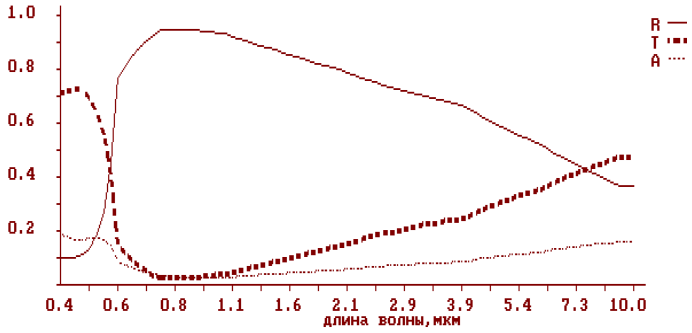


Рисунок 5.23 – Зависимости коэффициентов отражения (R), пропускания (T) и поглощения (A) слоя золота толщиной t=0.0083 мкм, на стеклянной подложке от длины волны (логарифмическая шкала)

Проектирование покрытий с заданными спектральными характеристиками включает выбор структуры покрытия и последующее определение параметров слоев, обеспечивающих заданные оптическими характеристики. Под оптическими характеристиками понимают спектральные зависимости энергетических коэффициентов отражения R, пропускания T и поглощения A световой волны при отражении и прохождении многослойной структуры.

Задача проектирования многослойных интерференционных покрытий разбивается на две. Первая (прямая) задача заключается в расчете оптических характеристик покрытия с известной структурой и базируется на решении стационарного волнового уравнения в приближении плоских волн. К настоящему времени разработано большое число вычислительных схем, применяемых для расчета характеристик интерференционных покрытий. Наиболее распространенным является подход, основанный на вычислении тангенциальных составляю-

щих векторов напряженности электрических и магнитных полей последовательно на всех границах слоев, образующих покрытие. Вторая задача (задача синтеза покрытия) является обратной по отношению к первой. До настоящего времени не разработан строгий метод решения этой задачи, пригодный для проектирования покрытий всех типов. Основные трудности, встречающиеся при выполнении этой задачи, связаны с необходимостью решения системы нелинейных уравнений. Решение таких систем в замкнутой форме удается получить в очень немногих случаях. С этим связано существование большого числа методов проектирования, ориентированных главным образом на решение частных задач.

В последние годы интенсивно разрабатываются компьютерные методы проектирования многослойных покрытий. Основным преимуществом компьютерных методов проектирования является то, что они, в принципе, позволяют учитывать точную математическую модель покрытия.

Конструктивными параметрами, определяющими оптические характеристики многослойных покрытий, являются оптические толщины *d* и показатели преломления *n* слоев покрытия. Численное проектирование удобно проводить, используя концепцию целевой функции, т. е. величины, которая выражается посредством одного только числа, она используется во многих методах, чтобы контролировать процесс вычислений.

Целевая функция есть функция всех конструктивных параметров оптимизированной системы. Возможно, например, определить ее как среднее квадратичное отклонение между требуемой спектральной характеристикой покрытия и получающейся спектральной характеристикой. Меньшее значение целевой функции выражает стремление характеристики системы к цели. В задаче оптимизации многослойных покрытий на стекле, обеспечивающих заданные свойства, целевая функция имеет вид:

$$F(\vec{d},\vec{n}) = \frac{1}{N_k}\sum_{k}^{N_k} B_k(\lambda)\Big(\int_{\lambda_{1k}}^{\lambda_{2k}} (R(\lambda,\vec{d},\vec{n}) - R_0(\lambda))^2 d\lambda\Big)^{1/2} + H(\vec{d}), \qquad (5.26)$$

где $B_k(\lambda)$ - весовая функция отражения *k*–ого интервала, выбираемая с учетом требуемой спектральной характеристики, различная для разных спектральных интервалов; N_k - число рабочих подинтервалов длин волн; $\lambda_{1k}, \lambda_{2k}$ - соответственно, начальная и конечная длина волн k–ого рабочего интервала, м; $R(\lambda,\vec{d},\vec{n})$ - расчетный энергетический коэффициент отражения покрытия; $\vec{n}(n_0, n_1, ..., n_N, n_s)$ - вектор с координатами показателей преломления слоев и окружающих сред; $R_0(\lambda)$ - требуемое спектральное отражение покрытия; $\vec{d}(d_1, ..., d_N)$ - вектор с координатами оптических толщин покрытия, м; N – число слоев; $H(\vec{d})$ - функция штрафа, реализующая технологические ограничения на толщины покрытия.

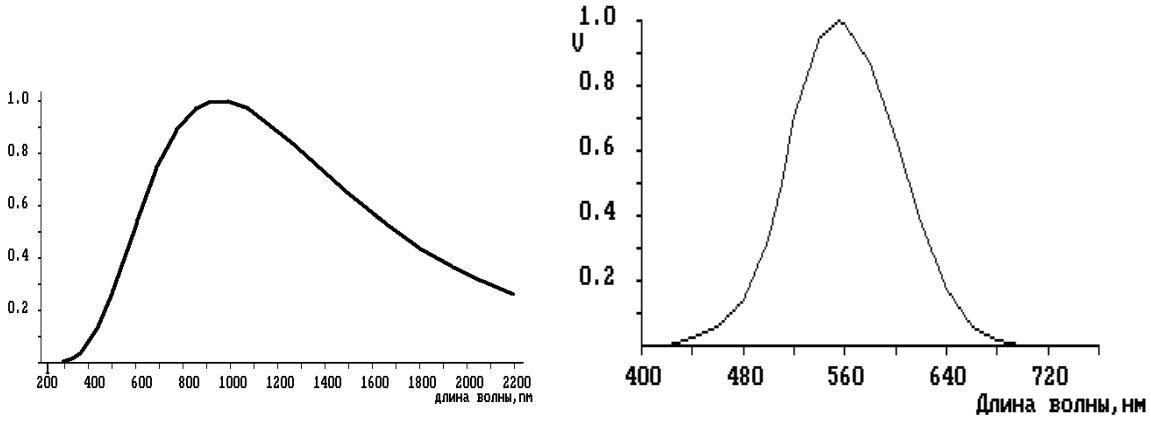
Весовая функция отражения в ИК области для случая теплоотражательного покрытия представляет собой распределение энергии спектра отражения ИК

излучения и может представлять собой распределение Планка для черного излучателя [266] (3000°К) в ИК области (рисунок 5.24). В то время как для пропускания в видимой области эта весовая функция определяется кривой чувствительности глаза [267] (рисунок 5.25) и/или распределением энергии спектра видимого излучения (рисунок 5.26) [7].

С математической точки зрения тонкая пленка представляет собой плоскопараллельный бесконечно протяженный слой, толщина которого сравнима с длиной волны света. Для большинства практических применений многослойных систем достаточно хорошо выполняется предположение, что падающий свет описывается монохроматической плоской волной практически бесконечной шириной по сравнению с длиной волны, и каждый отдельный слой является однородным и изотропным. Тогда оптические свойства каждого j-го слоя полностью описываются комплексным показателем преломления

$$N_j = n_j - ik_j,$$

где n_j - действительная часть показателя преломления, k_j - коэффициент экстинкции и геометрической толщиной l_j. Тогда теорию оптических свойств многослойных пленочных систем с математической и вычислительной точки зрения можно рассматривать как совокупность основных определяющих соотношений. Существуют различные формы записи, используемые при расчете свойств тонких пленок, все они фактически связаны друг с другом и отличаются объемом вычислительной работы.



а) б)

Рисунок 5.24 – Спектральная плотность энергетической светимости излучателя Планка (Т = 3000К) (а) и кривая спектральной чувствительности глаза (б)

Расчет интерференционных явлений в данной работе проводился по формулам Бернинга [268]. Энергетические коэффициент отражения R, пропускания T и поглощения A m - слойной системы соответственно равны:

$$R = \left|E_0^r / E_0^t\right|^2, \quad T = \mathrm{Re}(\hat{N}_{m+1}) / (n_0 \mid E_0^t \mid^2) \quad , A=I-T-R, \qquad (5.27)$$

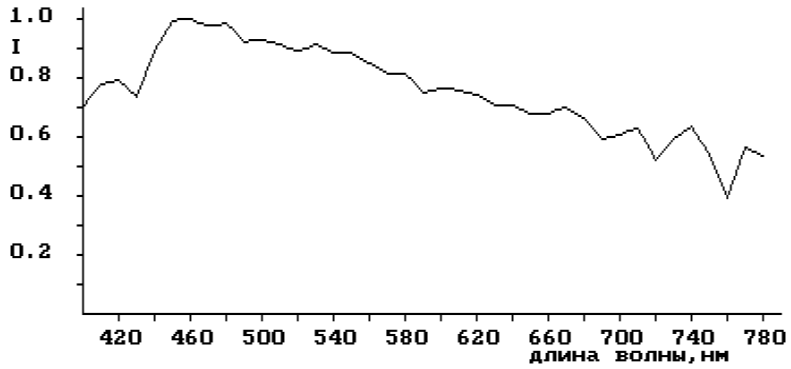


Рисунок 5.25 – Относительное спектральное распределение энергии стандартного излучения D65 МКО, идентичного рассеянному солнечному свету при облачном небе

где E_{0r} и E_{0t} - напряженность электрического поля отраженной и прошедшей волн, которые определяются следующими рекуррентными соотношениями:

$$E^t_{j-1} = 0.5((1+\hat{N}_j/\hat{N}_{j-1})E^t_j \exp(i\Phi_j) + (1-\hat{N}_j/\hat{N}_{j-1})E^r_j \exp(-i\Phi_j)), \quad (5.28)$$

$$E^r_{j-1} = 0.5((1-\hat{N}_j/\hat{N}_{j-1})E^t_j \exp(i\Phi_j) + (1+\hat{N}_j/\hat{N}_{j-1})E^r_j \exp(-i\Phi_j)), \quad (5.29)$$

$$E^t_m = 0.5(1+\hat{N}_{m=1}/\hat{N}_m) \qquad E^r_m = 0.5(1-\hat{N}_{m=1}/\hat{N}_m), \quad (5.30)$$

$\hat{N}_j = N_j/\cos\Theta_j$ (p-поляризация), (5.31)

$\hat{N}_j = N_j\cos\Theta_j$ (s - поляризация), (5.32)

$\Phi j = (2\pi/\lambda)\cdot lj\cdot Nj\cdot cos\,\vartheta j$ (как для p-, так и для s- поляризации) (5.33)

di=li/λ. (5.34)

В равенстве (5.27) $\mathrm{Re}(\hat{N}_{m+1})$ означает вещественную часть комплексной величины $\hat{N}_{m+1}$. Выражение для cosϑj имеет следующий вид:

$$cos\,\vartheta_j = \{[(p_j^2 + q_j^2)^{1/2} + p_j]/2\}^{1/2} - i\{[(p_j^2 + q_j^2)^{1/2} - p_j]/2\}^{1/2}, \quad (5.35)$$

$$p_j = 1 + (k_j^2 - n_j^2)[n_0 sin\,\vartheta_0 / (n_0 sin\,\vartheta_0 / (n_j^2 + k_j^2))^2], \quad (5.36)$$

$$q_j = -2n_j k_j [n_0 sin\,\vartheta_0 / (n_j^2 + k_j^2)]^2, \quad (5.37)$$

где ϑ_0 - угол падения.

Минимизация целевой функции проводилась с использованием метода нелинейной минимизации Нелдера-Мида [269]. Такие методы в литературе называются методами поиска. Методы поиска не используют производные для минимизации целевой функции. В типичном методе поиска направление оптимизации определяется на основании предварительного вычисления целевой функции $F(\vec{x})$. Выбор метода поиска в применении к данной задаче, обусловлен

тем, что, практическая постановка задачи - существование технологических ограничений на оптимизируемые параметры, большое количество экстремумов в области поиска, не дает возможности для применения градиентных методов.

Предложенный Нелдером и Мидом метод минимизации целевой функции, в литературе называется методом поиска по деформируемому многограннику. При поиске минимума целевой функции $F(\vec{x})$ пробные вектора $\vec{x}$ могут быть выбраны в точках пространства E_n (в n-мерном евклидовом пространстве переменных), находящихся в вершинах симплекса. Регулярным симплексом называется регулярный многогранник в E_n (множество (n+1) равноудаленной точки в n-мерном пространстве). Идея метода поиска состоит в сравнении значений функции в (n+1) вершинах симплекса и перемещение симплекса в направлении оптимальной точки с помощью итерационной процедуры. В первоначальных методах прямого поиска, регулярный симплекс использовался на каждом этапе. Нелдер и Мид предложили модификацию этого метода, допускающего, чтобы симплексы были неправильными. Симплекс перемещается с помощью четырех основных операций: отражения, растяжения, сжатия и редукции. Метод Нелдера-Мида является одним из самых эффективных при $n \le 6$. Алгоритм вычислений, с использованием метода Нелдера-Мида, представлен на рисунок 5.26.

Целевая функция, взятая в виде (5.26), учитывает эффективное пропускание в ИК области $T_{ик}$ и эффективное пропускание в видимой области $R_{вид}$, которые получаются из расчетных спектров пропускания и отражения и весовых функций. Помимо $T_{ик}$ и $R_{вид}$, по известным спектрам пропускания и отражения можно также рассчитывать координаты цветности x и y теплозащитного покрытия. Координаты цветности покрытия определяются следующими выражениями [267]:

$$x = X / (X + Y + Z), \quad y = Y / (X + Y + Z), \tag{5.38}$$

где X, Y, Z - координаты цвета покрытия, которые рассчитываются с использование метода взвешенных ординат по формулам:

$$\begin{aligned} X &= K \sum_{\lambda=380}^{780} \varphi(\lambda) x(\lambda) \Delta\lambda, \\ Y &= K \sum_{\lambda=380}^{780} \varphi(\lambda) y(\lambda) \Delta\lambda, \\ Z &= K \sum_{\lambda=380}^{780} \varphi(\lambda) z(\lambda) \Delta\lambda, \\ K &= 100 / \left(\sum_{\lambda=380}^{780} S(\lambda) y(\lambda) \Delta\lambda \right), \\ \varphi(\lambda) &= S(\lambda) T(\lambda), \end{aligned} \tag{5.39}$$

где $S(\lambda)$ - относительное спектральное распределение энергии стандартного излучения D65 МКО, идентичного рассеянному солнечному свету при облачном небе;

λ и $\Delta\lambda$ - соответственно длина волны и интервал длин волн;

$\bar{x}(\lambda)$, $y(\lambda)$, $z(\lambda)$ - удельные координаты цвета в колориметрической системе МКО 1931г.,

$T(\lambda)$ спектральный коэффициент пропускания покрытия.

В программе $\Delta\lambda$ = 5нм, это обеспечивало достаточную точность расчетов, если спектр $\varphi(\lambda)$ сильно меняется по длинам волн, то величина интервала длин волн $\Delta\lambda$ должна быть уменьшена.

Для получения покрытия, пропускающего белый цвет, координаты покрытия цветности покрытия должны быть примерно равны координатам цветности излучения D65 т.е., $x_0 = 0.313$, $y_0 = 0.329$. Для цветовых характеристик к целевой функции $F(\vec{d},\vec{n})$ добавляется цветовой коэффициент, определенный выражением

$$\Phi = \frac{1}{2}\sqrt{(x-x_0)^2+(y-y_0)^2}\ . \qquad (5.40)$$

Таким образом, целевая функция для оптимизации теплозащитного покрытия имеет вид:

$$F(\vec{d},\vec{n}) = c_1 \cdot R_{вид} + c_2 \cdot T_{ик} + c_3 \cdot \Phi, \qquad (5.41$$

где c_1, c_2, c_3 – постоянные величины.

Увеличивая c_1, c_2 или c_3, можно сделать больший упор на хорошее пропускание видимого света, на высокое отражение ИК излучения или хорошие цветовые характеристики покрытия.

С использованием целевой функции $F(\vec{d},\vec{n})$ было проведено численное проектирование конкретных теплозащитных покрытий с заданными спектральными характеристиками [263-265]. Целевая функция рассчитывалась с различными весовыми функциями в двух подинтервалах – видимом и ИК диапазоне длин волн. Показатели преломления слоев покрытия полагалась заданными величинами, оптимизируемыми параметрами служили оптические толщины слоев покрытия. Поскольку эти величины должны быть реальными, то они должны удовлетворять некоторым ограничениям, которые реализовались в функции штрафов:

$$\begin{cases} H(\vec{d}) = \sum_{i=1}^{N}(d_{\min} - d_i), & \text{если } d_i < d_{min}, \\ \sum_{i=1}^{N}(d_i - d_{\max}) & \text{если } d_i > d_{max}, \end{cases} \qquad (5.42)$$

где d_{min} и d_{max} - соответственно, минимально и максимально возможные значения величин d_i. Штрафы, взятые в виде (5.15) оказались достаточно сильными, так что все величины, получаемые в результате работы программы, всегда находятся в нужном диапазоне.

На рисунках 5.27 - 5.28 приведены примеры численного проектирования многослойных теплозащитных покрытий.

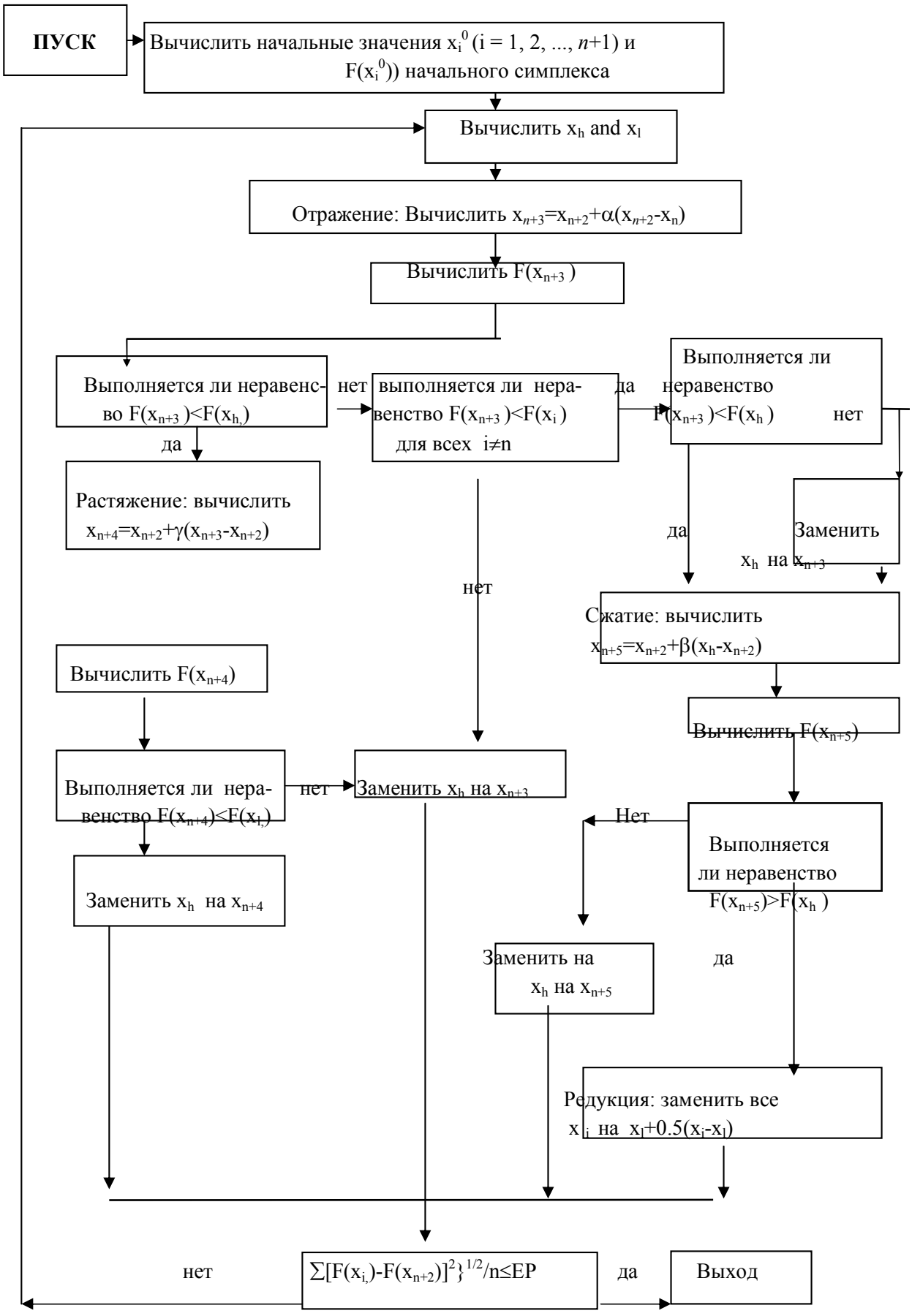
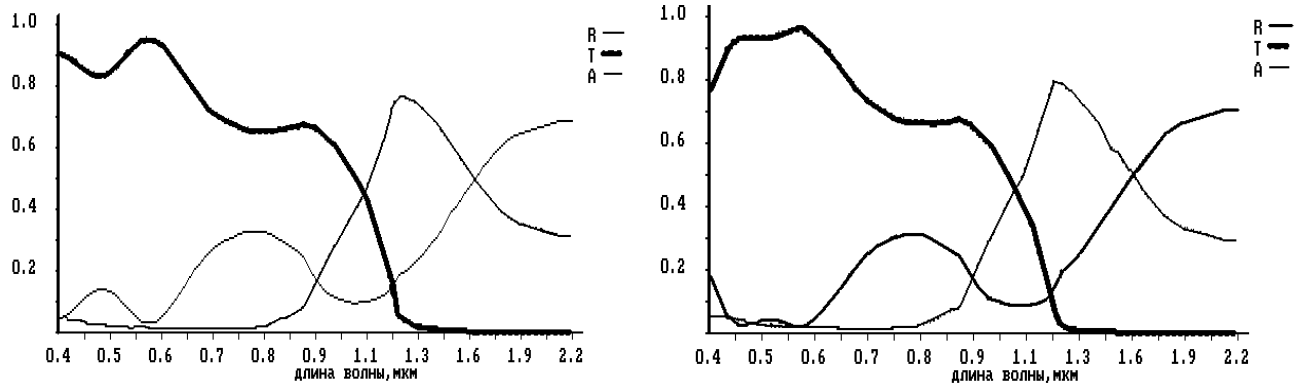


Рисунок 5.26 – Информационная блок-схема поиска методом деформируемого многогранника

На рисунках 5.27 а) и 5.28 а) представлены покрытия, взятые в качестве начального приближения, на рисунках 5.27 б) и 5.28 б) - покрытия, полученные в результате работы программы. Из рисунка 5.27 б) 5.28 б) следует, что оптимизированные покрытия имеют более высокое пропускание в видимой области спектра, чем начальные приближения на рисунках 5.27а) и 5.28а). В инфракрасной области спектра пропускание покрытий близко к нулю. Следовательно, задача, поставленная при оптимизации, была достигнута.

С целью проверки оптимизационной модели в Институте физики НАН РБ на основании проведенных исполнителями НИОКР расчетов в лабораторных условиях были изготовлены и испытаны образцы стекол с напыленными слоями материалов, рассчитанных в процессе оптимизации. В частности, были изготовлены и испытаны образцы стекол с трехслойным покрытием окисью циркония-

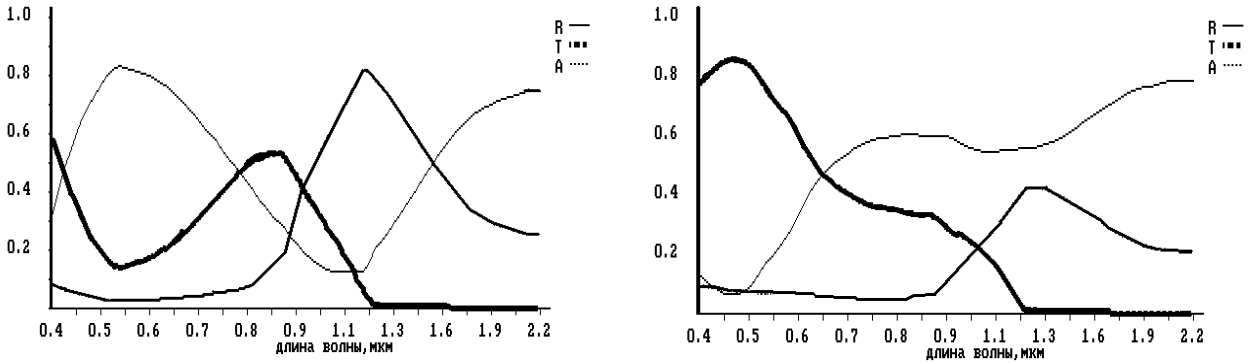


а) б)

Рисунок 5.27 – Спектральные зависимости коэффициентов отражения (R) и пропускания (T) и поглощения (A) 3-слойного интерференционного покрытия, расположенного на стеклянной подложке, состоящего из 2-х слоев слой индий-олова оксида In_2O_3:Sn (1-й и 3-й), оптическими толщинами $d = 0.125\lambda_0$, и промежуточного слоя (2-й) окиси кремния SiO_2, оптической толщиной $d = 0.125\lambda_0$, λ_0 =0.8 мкм а)- начальные значения, б) -результаты оптимизации

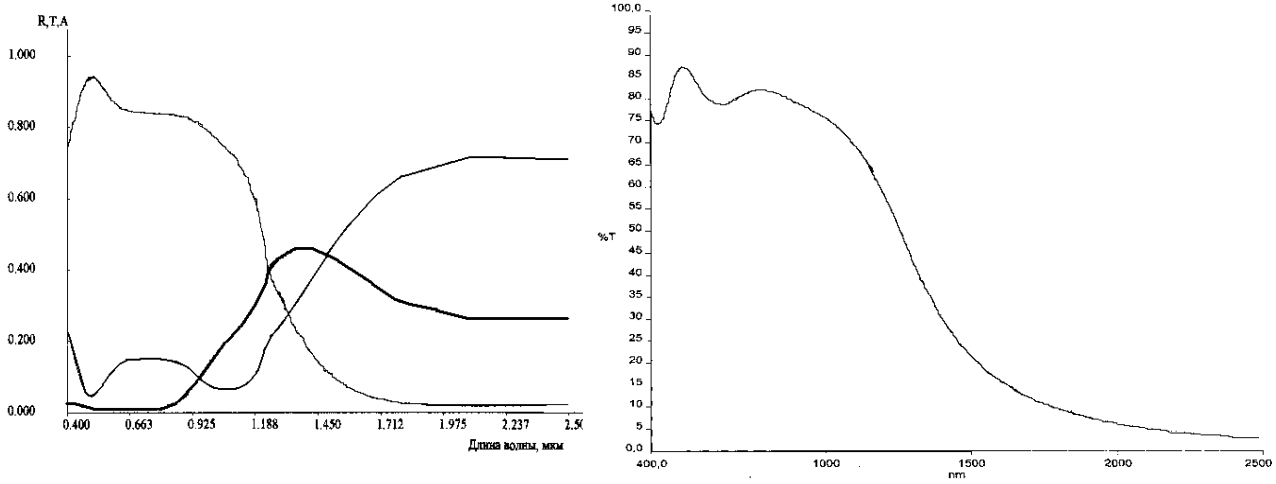
алюминия-окисью циркония, с однослойным напылением серебра, алюминия и индий-олова оксида. На рисунке 5.30а представлена расчетная, а на рисунке 5.30б - экпериментальная зависимости коэффициента пропускания опытного образца стекла с напылением слоя индий-олова оксида (In_2O_3:Sn) от длины волны падающего излучения.. Измерения коэффициента пропускания изготовленных образцов на рис. 5.30б показали, что полученные результаты хорошо согласуются с результатами расчетов. Коэффициент пропускания стекол с покрытиями в видимой области спектра составляет 0,75-0,85 , а в инфракрасной области спектра- 0,05 – 0,1. Измерения проводились на спектрометре SCAN043. Сравнение данных рисунке 5.29а и рисунке 5.29б показывает хорошее совпадение

результатов, что доказывает корректность математической модели и программы расчета многослойных покрытий.



а) б)

Рисунок 5.28 – Спектральные зависимости коэффициентов отражения (R) и пропускания (T) и поглощения (A) 3-слойного интерференционного покрытия, расположенного на стеклянной подложке, состоящего из 2-х слоев слой индий-олова оксида In_2O_3:Sn (1-й и 3-й), оптическими толщинами d = 0.125λ_0, и промежуточного слоя (2-й) серебра, толщиной l = 0.0156 , λ_0 =0.8 мкм а)- начальные значения, б) -результаты оптимизации



а) б)

Рисунок 5.29 – Спектральные зависимости коэффициентов отражения (R) пропускания (T) и поглощения (A) 1-слойного покрытия из индий-олова оксида In_2O_3:Sn, на стеклянной подложке, оптическая толщина d = 0.25λ0 , λ_0 =0.5 мкм а) -результаты оптимизации; б) – результат измерений оптических свойств изготовленного образца, в %.

5.6 Расчет теплотехнических характеристик окон различной конструкции

Сопротивление теплопередаче прозрачной части окна состоит из сопротивлений теплоотдаче у внутренней со стороны помещения поверхности остек-

ления, сопротивления теплопередаче собственно остекления окна, сопротивления теплопередаче воздушных промежутков между стеклами окна и сопротивления теплоотдаче у наружной поверхности остекления [270-273]. Таким образом, полное сопротивление теплопередаче прозрачной части окна можно представить в виде выражения (5.43).

$$R_0 = R_в + R_н + \Sigma R_{вп} + \Sigma R_{ст}, \qquad (5.43)$$

где $R_в$ - сопротивление теплоотдаче у внутренней со стороны помещения поверхности остекления, м$^{2\cdot0}$С/Вт;

$R_н$ - сопротивления теплоотдаче у наружной поверхности остекления, м$^{2\cdot0}$С/Вт;

$R_{вп}$ - сопротивление теплопередаче воздушного промежутка, м$^{2\cdot0}$С/Вт;

$R_{ст}$ - сопротивление теплопередаче остекления, м$^{2\cdot0}$С/Вт.

При определении сопротивления теплопередаче на внутренней и внешней поверхностях остекления и сопротивления теплопередаче воздушных промежутков между слоями стекла необходимо учитывать конвективную и радиационную составляющие процесса передачи тепла из помещения наружу. Значение сопротивления теплопередаче на внутренней поверхности остекления при этом определяется выражением (5.44).

$$R_в = \frac{1}{\alpha_в^к + \alpha_в^л}, \qquad (5.44)$$

где $\alpha_в^к$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м^2 К);

$\alpha_в^л$ - коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м^2 К);

Сопротивление теплопередаче замкнутых воздушных промежутков между слоями остекления может быть представлено в виде выражения

$$R_{вп} = \frac{1}{\alpha_{вп}^к + \alpha_{вп}^л}, \qquad (5.45)$$

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{вп}^л$ в воздушной прослойке с учетом коэффициентов отражения на границах прослойки и многократного отражения излучения на границах прослойки можно записать в виде выражения:

$$\alpha_{вп}^л = 5.67 \cdot \frac{(1-r_i)(1-r_j)}{1-r_i \cdot r_j} \cdot \left[\left(\frac{273+T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+T_j}{100} \right)^4 \right] \frac{1}{T_i - T_j}, \qquad (5.46)$$

где r_i, r_j – коэффициенты отражения на границах воздушной прослойки;

T_i, T_j – температуры на границах прослойки, ^{0}С.

Влияние конвекции на перенос теплоты через замкнутую воздушную прослойку характеризуют величиной $\varepsilon_к$, представляющей собой отношение эквивалентного коэффициента теплопроводности $\lambda_{экв}$, учитывающего перенос теплоты через воздушный промежуток как теплопроводностью, так и конвекцией, к коэффициенту теплопроводности воздуха λ, т.е.

$$\varepsilon_к = \frac{\lambda_{экв}}{\lambda}, \qquad (5.47)$$

Отношение $\varepsilon_к$ является функцией произведения чисел Прандтля (Pr) и Грасгофа (Gr) [354] и может быть представлено в виде выражения

$$\varepsilon_к = 0.18 \cdot (\mathrm{Pr} \cdot Gr)_\delta^{0.25}, \qquad (5.48)$$

причем в выражении (5.56) в качестве характерного размера принята ширина воздушного промежутка δ, м.

Используя выражения (5.47) и (5.48) для коэффициента теплоотдачи воздушного промежутка, обусловленного конвекцией, можно записать выражение:

$$\alpha_{вп}^{к} = \frac{\lambda_{экв}}{\delta} = \frac{0.18 \cdot \lambda \cdot (\mathrm{Pr} \cdot Gr)_\delta^{0.25}}{\delta}, \qquad (5.49)$$

Учитывая, что в число Грасгофа в качестве множителя входит разность температур между границами воздушной прослойки ΔT, выражение (5.49) удобнее представить в виде выражения

$$\alpha_{вп}^{к} = C_{вп} \cdot \Delta T^{0.25}, \qquad (5.50)$$

где величина $C_{вп}$ зависит только от значений физических характеристик газа, заполняющего воздушный промежуток.

С учетом выражений для чисел Прандтля и Грасгофа постоянную $C_{вп}$ можно записать в виде выражения

$$C_{вп} = \frac{0.18 \cdot \lambda}{\delta} \cdot \left(\frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} \cdot \frac{g\beta\delta^3}{\nu^2}\right)^{0.25}, \qquad (5.51)$$

где ρ - плотность газа, кг/м³;

ν - кинематический коэффициент вязкости, м^2/с;

c_p - теплоемкость газа при постоянном давлении, Дж/(кг К);

g – ускорение свободного падения;

β - температурный коэффициент объемного расширения, К-1.

Используя значения величин из [201] , для различной толщины воздушного промежутка были вычислены значения коэффициента $C_{вп}$ [270]. Результаты вычислений приведены в таблице 5.3.

Приведенные выше выражения позволили рассчитать полное сопротивление теплопередаче стеклопакетов различной толщины при заполнении воздушных промежутков стеклопакета различными газами. С этой целью на языке программирования PASCAL была написана программа (листинг в приложении Г.2), которая методом последовательных итераций рассчитывала значения температур на всех поверхностях остекления с учетом конвективной и лучистой составляющих теплопередачи путем решения уравнения теплового баланса. Критерием окончания процесса вычислений температур на поверхностях стекол служило равенство теплового потока через остекление на внутренней и внешней сторонах остекления.

$$q_1 = q_2 = q_3 = q_4, \qquad (5.52),$$

где q_1 – тепловой поток из комнаты к стеклопакету;

q_2 и q_3 – тепловой поток в первом и втором воздушных промежутках стеклопакета;

q_4 – тепловой поток от стеклопакета наружу.

Значения а тепловых потоков рассчитывали по формулам:

Таблица 5.3 - Значения коэффициента $C_{вп}$ для различной толщины воздушного промежутка

Толщина воздушного промежутка δ, м	*Свп*, Вт/(м² К5/4)		
	Воздух	Углекислый газ	Аргон
0.005	1.789	1.534	1.257
0.010	1.504	1.290	1.057
0.013	1.408	1.208	0.989
0.015	1.359	1.166	0.955
0.020	1.265	1.085	0888
0.025	1.1965	1.026	0.840
0.030	1.143	0.980	0.803
0.035	1.100	0.943	0.7725
0.040	1.064	0.912	0.747
0.045	1.033	0.886	0.725
0.050	1.006	0.863	0.707
0.055	0.982	0.842	0.690
0.060	0.977	0.824	0.675
0.065	0.942	0.808	0.662
0.070	0.925	0.793	0.650
0.075	0.909	0.780	0.638
0.080	0.895	0.767	0.628
0.085	0.881	0.756	0.619
0.090	0.869	0.745	0.610

$$q_i = \Delta T_i / R_i \qquad (5.53)$$

Одновременно с вычислением полного сопротивления теплопередаче R_0 стеклопакета определяли коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности стеклопакета $\alpha_в$ по и значения эквивалентных коэффициентов теплопроводности воздушных промежутков стеклопакета λ_1 и λ_2, определяемых как отношение потока тепла через воздушный промежуток к разности температур на границах промежутка, умноженное на толщину воздушного промежутка. Причем, индекс 1 относится к промежутку, расположенному со стороны помещения.

$$\lambda_i = q_i \, \delta_i / \Delta T_i, \qquad (5.54)$$

где δ_i – толщина i - го воздушного промежутка.

Характер зависимости сопротивления теплопередаче от величины расстояния между стеклами расстояния показан на рисунке 5.30 [270-272]. Анализ

графиков на рисунке 5.30 показывает, что сопротивление теплопередаче стекло пакета с увеличением расстояния между стеклами увеличивается. Однако это увеличение не имеет линейной зависимости.

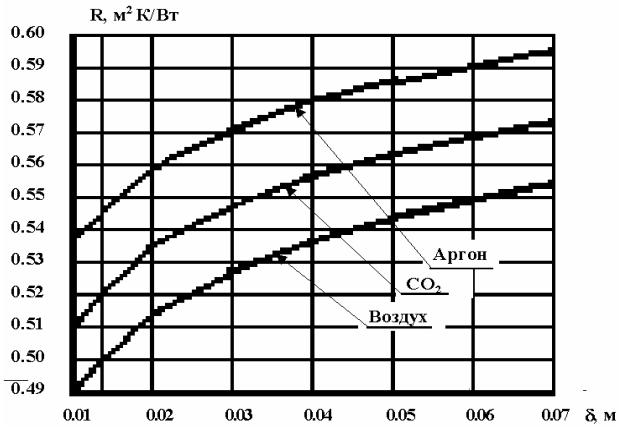


Рисунок 5.30 – Зависимость сопротивления теплопередаче стеклопакета от расстояния между стеклами

Результаты, представленные на рисунке 5.30, получены для значений коэффициентов отражения на всех поверхностях остекления стеклопакета равных 0,1. При стремлении коэффициентов отражения на границах воздушной прослойки стеклопакета к единице лучистая составляющая теплопередачи стремится к нулю. Нанесение покрытий на внутренние поверхности остекления стеклопакета, имеющих высокое значение коэффициента отражения в инфракрасной области спектра и высокое светопропускание в видимой области спектра, позволит удвоить значение сопротивления теплопередаче стеклопакета.

В таблице 5.4 приведены результаты вычислений теплотехнических характеристик двухкамерного стеклопакета с расстоянием между стеклами 13 мм при различных значениях коэффициента отражения внутренних поверхностей остекления. Результаты таблицы 5.4 хорошо согласуются с данными, приведенными в [87] и показывают, что даже при заполнении промежутков между стеклами воздухом при коэффициентах отражения внутренних поверхностей остекления равных единице общее сопротивление теплопередаче стеклопакета возрастает до значения 0.884 м^{2}К/Вт, а при заполнении межстекольных промежутков аргоном – до значения 1.169 м^{2}К/Вт.Далее, с рассчитанными значениями эффективных коэффициентов теплопроводности воздушных промежутков с помощью программы TERM рассчитывалось распределение температуры в сечении оконного блока, при заполнении воздушных промежутков стеклопакета различными газами и при различных коэффициентах отражения внутренних поверхностей стеклопакета. Результаты получены для случая композитного материала, когда оконная коробка и переплет содержат внутри прослойку толщиной 30 мм из пористого пенополиуретана [270].

Таблица 5.4 – Зависимость теплофизических величин стеклопакета от величины коэффициентов отражения поверхностей стекол

Наименование		Коэффициенты отражения внутренних поверхностей стекол						
		0.1	0.2	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0
Воздух	R_0, м^{2}К/Вт	0.499	0.535	0.612	0.653	0.696	0.785	0.884
	$\alpha_в$, Вт.(м^{2}К)	8.431	8.370	8.256	8.202	8.149	8.051	7.956
	λ_1, Вт.(м К)	0.0844	0.0844	0.0621	0.0566	0.0517	0.0437	0.0372
	λ_2, Вт.(м К)	0.0778	0.0703	0.0584	0.0537	0.0495	0.0427	0.0372
Углекислый газ	R_0, м^{2}К/Вт	0.519	0.561	0.651	0.700	0.752	0.866	0.996
	$\alpha_в$, Вт.(м^{2}К)	8.395	8.329	8.204	8.144	8.086	7.973	7.864
	λ_1, Вт.(м К)	0.0797	0.0710	0.0572	0.0517	0.0468	0.0387	0.0321
	λ_2, Вт.(м К)	0.0729	0.0653	0.0535	0.0487	0.0446	0.0377	0.0321
Аргон	R_0, м^{2}К/Вт	0.545	0.594	0.703	0.765	0.831	0.984	1.169
	$\alpha_в$, Вт.(м^{2}К)	8.353	8.281	8.140	8.072	8.005	7.873	7.742
	λ_1, Вт.(м К)	0.0746	0.658	0.0519	0.0463	0.0414	0.0331	0.0265
	λ_2, Вт.(м К)	0.0675	0.0599	0.0480	0.0432	0.0390	0.0321	0.0265

Результаты вычислений температурных полей и значения сопротивления теплопередаче для вариантов оконных конструкций с сопротивлением теплопередаче больше 1 м^2·°С/Вт [270-282].представлены на рисунках 5.31 -5.32.

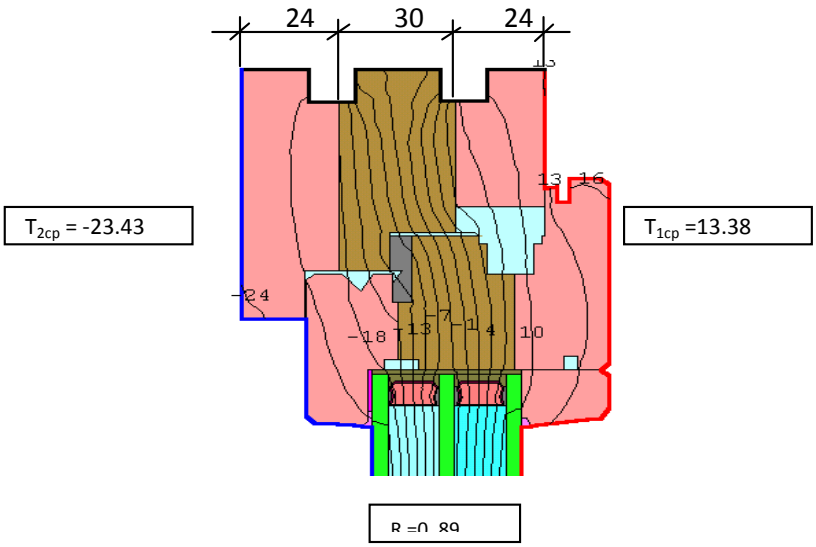


Рисунок 5.31 – Расчетные характеристики окна с двухкамерным стеклопакетом, заполненным углекислым газом, при коэффициентах отражения внутренних поверхностей остекления близких к 1

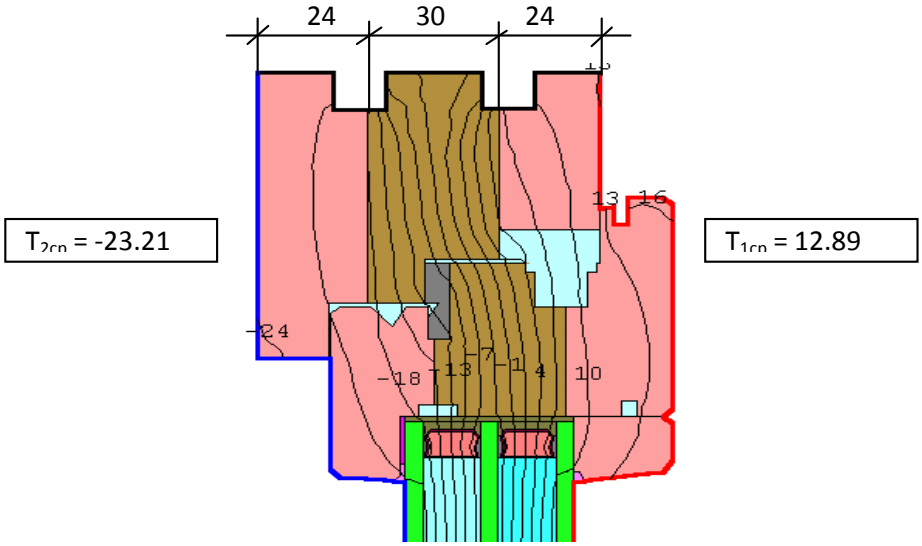


Рисунок 5.32 – Характ такого же окна с двухкамерным стеклопакетом, заполненным аргоном

На основании расчетных результатов была разработана конструкция оконного профиля [270, 275] и на его основе окна с приведенным сопротивлением теплопередаче большим 1 м^2·°С/Вт [276, 277].

Анализ полученных результатов показывает, что оконный блок с деревянными коробкой и переплетом с двухкамерным стеклопакетом без напыления, промежутки между стеклами которого толщиной 13 мм заполнены воздухом, имеет полное сопротивление теплопередаче равное 0,560 м^{2}К/Вт. Замена воздуха в промежутках углекислым газом или аргоном позволяет довести сопротивление теплопередаче оконного блока до 0,576 и 0,602 м²К/Вт соответственно.

5.7 Теплотехнические характеристики опытных образцов оконных блоков новой конструкции

С учетом результатов расчетов была разработана конструкция профиля для оконного блока [275]. На рисунке 5.33 представлена фотография оконного профиля из комбинированного материала. Конструкция профиля была выбрана таким образом, чтобы механизм запирания окна находился в деревянной части профиля. На ОАО «Барановичидрев» по существующей на заводе технологии были изготовлены экспериментальные образцы окон ОЗО-9-9 СП-ПОУ и ОДП/ПД1О 15-13,5 П/О СП из комбинированного материала дерево-пенополиуретан-дерево [276-277]. Пенополиуретан с заданными физическими характеристиками (плотностью, теплопроводностью, механической прочностью и т.п.) был изготовлен в НИИ ПФП им. А.Н. Севченко БГУ. Для обеспечения необходимых прочностных характеристик плотность пенополиуретана должна быть не меньше 200 кг/м^3. В качестве остекления был взят двухкамерный стеклопакет, заполненный аргоном. Для окна ОЗО-9-9 СП-ПОУ на одну из внутрен-

них поверхностей стеклопакета было нанесено напыление с коэффициентом отражения 0,9. В стеклопакете окна ОДП/ПД1О 15-13,5 П/О СП напыление было нанесено на две внутренние поверхности стекол.

Рисунок 5.33 – Оконный профиль из комбинированного материала

При проведении теплотехнических испытаний образцов экспериментальных окон ИПУ ОАО «Стройкомплекс» по плотности теплового потока получены следующие результаты:

- термическое сопротивление коробки – 1,592 м^2 К/Вт;
- термическое сопротивление створки – 1,03 м^2 К/Вт;
- термическое сопротивление остекления – 0,88 м^2 К/Вт для окна ОЗО-9-9 СП-ПОУ и 1,195 м^2 К/Вт для окна ОДП/ПД1О 15-13,5 П/О СП.

Приведенное сопротивление теплопередаче данных окон составило соответственно 1,08 м^2 К/Вт и 1,19 м^2 К/Вт. Различие в значениях приведенного сопротивления теплопередаче двух типов окон обусловлено различным соотношением площадей прозрачной и непрозрачной части данных окон [270-273].

Новые окна из комбинированного материала дерево-пенополиуретан-дерево несколько дороже обычных, однако, приведенные затраты производства таких окон на единицу термического сопротивления окаались ниже аналогичных затрат на производство деревянных окон.С целью удешевления производства был разработан оконный профиль, в котором в качестве вставки использовался пенополиуретан, наполненный опилками [90, 260].

5.8 Технология получения и свойства композитного материала

Изделия из пенополиуретанов получают путем смешивания двух взаимодействующих жидких композиций и заливкой полученной смеси в формующее устройство, в котором реакционная смесь претерпевает серию параллельных и последовательных химических реакций, сопровождающихся нарастанием вязко-

сти жидких компонентов с одновременным вспениванием и последующим переходом в твердое состояние. Присутствие в реакционной системе газ-жидкость твердого дисперсного наполнителя существенно изменяет морфологию ячеистой структуры пенополимера и сказывается на его эксплуатационных свойствах. При создании пенополиуретанового композита [201-202] были учтены такие параметры наполнителя как дисперсность, влажность, смачиваемость и др. [278-282]

Для определения основных технологических параметров процессов совмещения наполнителя с пенополиуретановыми компонентами был разработан опытный образец оборудования [109, 182], представляющий собой емкость, снабженную крышкой с окном для загрузки исходных компонентов; перемешивающим устройством, обороты которого регулируются с помощью частотного преобразователя и люком для выгрузки готовой смеси, расположенного в нижней части емкости.

В устройство загружали предварительно высушенные и отдозированные по весу древесные опилки и при интенсивном перемешивании подавали активированную при помощи смесительно-дозирующей установки пенополиуретановую композицию [278], через 3-5 секунд полученную прессмассу выгружали в форму, где происходило вспенивание и отверждение композиции.

В соответствии с требованиями [283-285] были изучены теплопроводность, прочность (при изгибе), водопоглощение, разбухание по толщине и плотность полученных образцов композита [278].

Так как новый композит с древесными опилками представляет собой сложную микрогетерогенную систему, состоящую из газоструктурных элементов пенополиуретана и дисперсного наполнителя, его физико-химические свойства в значительной степени зависят не только от соотношения исходных компонентов наполнитель/полимер, но и от плотности материала, отражающей соотношение твердой и газообразной фаз материала.

В таблицах 5.5-5.6 и на рисунках 5.38-5.39 представлены зависимости прочности, теплопроводности и водостойкости пенополиуретанового композита от соотношения компонентов полимер/наполнитель и его плотности.

Таблица 5.5 - Прочность и теплопроводность композита при разных значениях плотности

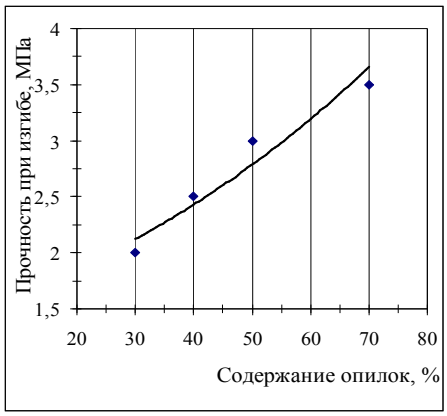
Количество связующего в композите, %	Плотность (ρ) композита, кг/м^3	Теплопроводность (С), Вт/(м·К)	ln C	Предел прочности при изгибе(σ), МПа	ln σ
70	200	0,033	-3,41	2,0	0,69
60	315	0,04	-3,22	2,5	0,92
50	380	0,054	-2,92	3,0	1,10
30	450	0,075	-2,59	3,5	1,25
15	830	0,12	-2,12	19,0	2,94

Таблица 5.6 – Расчетные и экспериментальные данные композита

Плотность, кг/м^3		Теплопроводность, Вт/м·К		Предел прочности при изгибе, МПа	
эксперимент	заданная	эксперимент	расчет	эксперимент	расчет
	150	-	0,026	-	1,2
	180	-	0,029	-	1,4
200	200	0,033	0,031	1,5	1,5
	250	-	0,035	-	1,9
	300	-	0,041	-	2,3
320	320	0,043	0,044	2,4	2,4
	350	-	0,048	-	2,8
380	380	0,057	0,052	3,1	3,1
	400	-	0,056	-	3,4
450	450	0,073	0,065	4,1	4,1
	580	-	0,098	-	6,9
	700	-	0,145	-	11,2
	800	-	0,183	-	16,7
	830	-	0,202	18,8	18,8

Из рисунка 5.34 видно, что теплопроводность и прочность при изгибе композита от количества наполнителя изменяются по экспоненциальной зависимости.

а



б

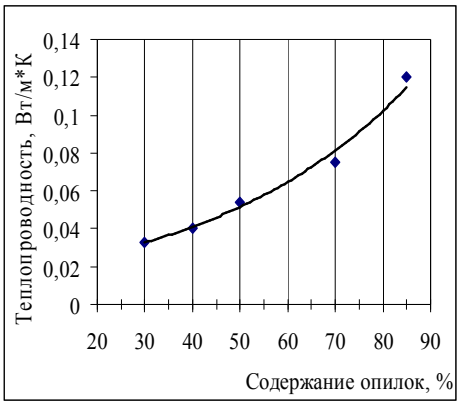


Рисунок 5.34 – Изменение прочности при изгибе (а) и теплопроводности (б) от содержания опилок в композите

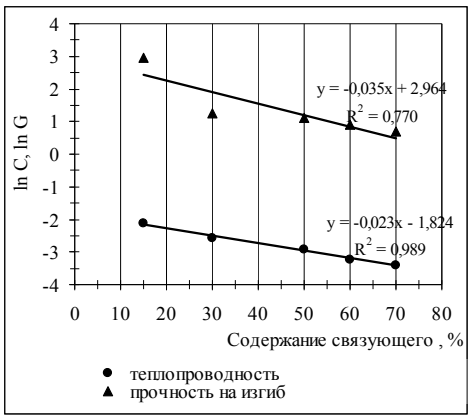
Чем меньше опилок в композите, тем ниже его теплопроводность и прочность. Теплопроводность композита при содержании в нем опилок до 30 % практически не отличается от теплопроводности исходного пенополиуретана пенополиуретана и составляет не более 0,033 Вт/м·К.В таблице 5.5П приложения 5П приведены значения прочности и теплопроводности для композита, полученного при разном содержании пенополиуретана и отличающиеся плотно-

стью.Из таблицы 5.5П приложения 5П следует, что оптимальное содержание пенополиуретана в композите составляет 70-50%, так как в этом интервале концентраций ППУ материал обладает низкими значениями теплопроводности и достаточной механической прочностью.

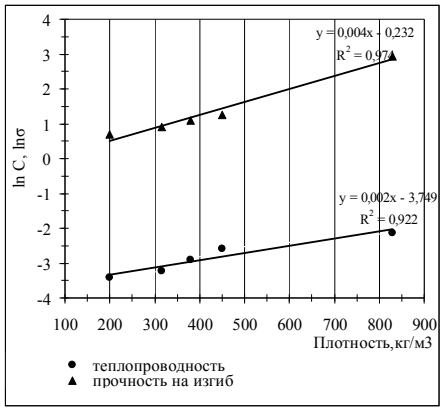
Анализ результатов, представленных в полулогарифмическом масштабе на рисунке 5.35, показал, что с увеличением количества пенополиуретана в композите (а) его теплопроводность и прочность линейно уменьшаются, а с ростом плотности (б) наблюдается линейное увеличение этих показателей.

Для изучения влияния плотности материала на его физико-технические свойства были исследованы образцы композита, полученных при одном и том же соотношении компонентов. На рисунке 5.36 приведены зависимости изменений теплопроводности и прочности на изгиб композита с разной плотностью, полученного при 50% концентрации связующего.

Как видно из рисунка 5.36 теплопроводность и прочность композита линейно изменяются в зависимости от плотности композита. Из графика были рассчитаны приближенные значения теплопроводности и прочности на изгиб для образцов с заданной плотностью при 50 % содержании связующего. Проведенные расчеты показали удовлетворительное совпадение с экспериментом (таблица 5.6).



а)



б)

Рисунок 5.35 – Логарифмическая зависимость теплопроводности и прочности от содержания пенополиуретана в композите (а) и от плотности (б)

Водостойкость композита характеризовали величинами водопоглощения и разбухания по толщине при выдержке образцов в воде в течение 24 ч.

В таблице 5.7 приведены значения разбухания по толщине различных образцов композита с близкими значениями плотности, но с разным содержанием пенополиуретана. Анализ представленных результатов показал, что с ростом

количества связующего в композите от 20 до 40 % разбухание по толщине снижается (от 5,0 до 1,3 %), а затем при дальнейшем увеличении связующего в композите, разбухание практически не меняется (1,3 -1,0 %).

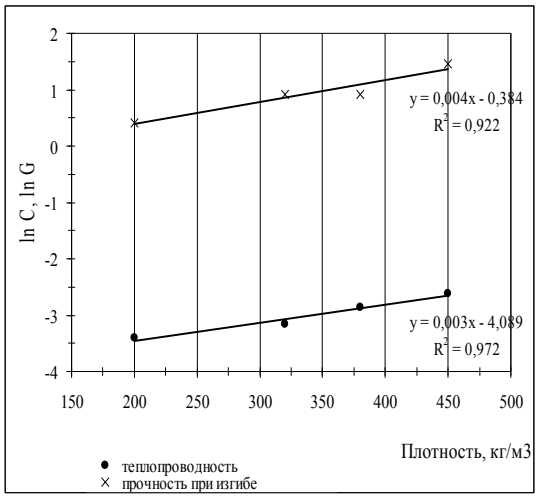


Рисунок 5.36 – Изменение логарифма теплопроводности и прочности при изгибе от плотности при 50% содержании связующего

Таблица 5.7 - Водостойкость композита при различном содержании связующего

ППУ в композите, %	Разбухание по толщине, %	Плотность, кг/м^3
20	5,0	230
30	2,5	250
40	1,3	250
50	1,1	225
70	1,0	240

Результаты исследования кинетики изменения водостойкости композита на рисунке 5.37 показывают, что при выдержке в воде в течение 14 суток разбухание по толщине не превышает 2 %, а водопоглощение - 12-13 % по массе.

Представленные результаты показывают рост теплопроводности и прочности с увеличение плотности композита, а увеличение концентрации пенополиуретана в композите - к снижению этих показателей. Свойства экспериментальных образцов композита с плотностью от 200 до 450 кг/м^3 изменяются в следующих интервалах: теплопроводность от 0,03 до 0,05 Вт/м·К, разбухание по толщине от 1,0 до 2,0 % и прочность при изгибе от 1,0 до 3,0 МПа.

Были изготовлены оконные блоки из наполненного пенополиуретана. Геометрические характеристики профиля не изменились по сравнению с предыдущим случаем (раздел 5.7). Окна прошли сертификационные испытания. Сопротивление теплопередаче при использовании стеклопакета с формулой 4и-

12-4и-12-4 по результатам испытаний равно 1,2 м^2°С/Вт, т. е. не уступает окнам с обычным пенополиуретаном при стоимости профиля на 40% ниже, чем в предыдущем случае [278].

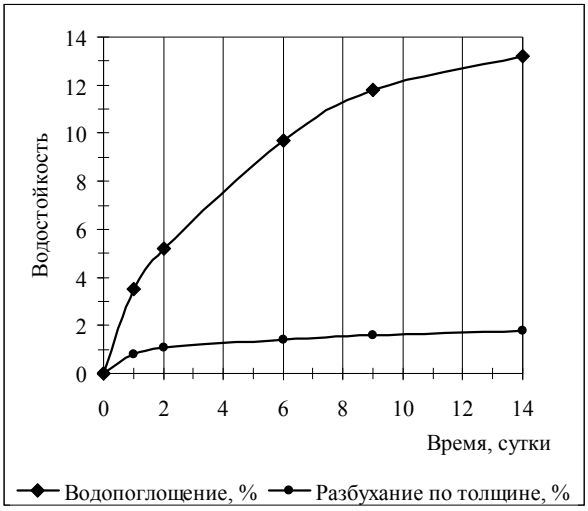


Рисунок 5.37 – Изменение водостойкости композита (содержание ППУ 50 %, плотность композита 250 кг/м³)

5.9 Выводы

Основные направление снижения тепловых потерь зданий через ограждающие конструкции связаны с новыми материалами совершенистванием систем теплоизоляции , которые начинают играть активную роль в формировании параметров внутренней среда помещений [6, 238, 101, 239, 240, 241-242, 248].

Разработаны метод расчета и конструкция теплоизоляции с замкнутой воздушной прослойкой между теплоизоляцией и стеной здания [354, 248], в которой с целью предотвращения конденсации влаги в прослойке воздуха без снижения теплоизолирующих свойств предложены паропроницаемые вставки в теплоизоляции причем площади вставок зависят от условий эксплуатации.

Предложена конструкция теплоизоляционной системы с вентилируемой воздушной прослойкой между двумя слоями теплоизоляции, обладающей управляемыми теплотехническими свойствами [241-242, 243-244, 286]. В качестве энергии для повышения температуры воздуха в прослойке предложено использование почвенного теплообменника, энергии вентиляционных выбросов или солнечной энергии. Разработаны методы расчета характеристик системы. Получено экспериментальное подтверждение возможности использования системы лля снижения теплопотерь через ограждающие конструкции зданий.

С целью снижения толщины слоя теплоизоляции разработана технология производства вакуумной порошковой теплоизоляции для использования в системах тепловой изоляции зданий [287]. Экспериментально полученное значение коэффициента теплопроводности нового материала находится в диапазоне 0,002 – 0,004 Вт/м°К, что на порядок меньше, чем у лучших отечественных теплоизоляционных материалов.

Разработан метод оптимизации многослойных покрытий стекол для энергоэффективных окон с использованием алгоритма Нелдера-Мида, обеспечивающий высокую прозрачность в видимом диапазоне спектра и близкий к 1 коэффициент отражения в области длинноволнового излучения [263-265]. Получены экспериментальные образцы стекол с многослойным напылением, которые подтвердили корректность разработанного численного метода.

Разработана конструкция оконного блока с сопротивлением теплопередаче 1,2 м²·°С/Вт [270-273, 275-277].. Разработана технология изготовления пенополиуретана, наполненного опилками. В конструкции оконного блока используется дерево с утепляющими вставками из пенополиуретана и пенополиуретана, наполненного опилками. Второй вариант обеспечивает снижение стоимости оконного блока при сохранении его теплозащитных свойств [278-282].

ГЛАВА 6

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ И ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИИ И ОБОГРЕВА ЗДАНИЙ

6.1 Использование почвенного теплообменника в системах с принудительной вентиляцией зданий

Как было показано в предыдущих разделах, при отрицательных температурах наружного воздуха возникает опасность замерзания конденсата в теплообменнике воздух-воздух. Возможном решением этой проблемы является использование для предварительного подогрева воздуха грунтового теплообменника. Грунтовый теплообменник был использован впервые в 1984 г. для предварительного кондиционирования воздуха в новом театре г.Heilbrona [289]. Он же может быть использован для предварительного подогрева воздуха в зимний период. Такое использование тепла грунта энергетически выгодно отличается от обычно используемых тепловых насосов [290]. Здесь отсутствует необходимость в дополнительном преобразовании энергии. Электрическая энергия при использовании грунтового теплообменника используется только в вентиляторах для побуждения движения воздуха.

Грунтовый теплообменник в системе принудительной приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов был использован при строительстве пассивного дома в г. Дармштадт [291]. Для удаления из входящего воздуха пылевых и прочих частиц, обеспечения долговременной службы грунтового теплообменника в системе вентиляции г.Дармштадт были предусмотрены фильтры для приточной вентиляции. В грунтовом теплообменнике было предусмотрено также удаление влаги. Каналы почвенного теплообменника были выполнены из пластмассовых труб диаметром 10 см с гладкими стенами и проложены, с целью минимизации гидравлического сопротивления системы, по прямой линии. Важным моментом в проекте является выбор глубины заложения каналов для вентиляции. В Германии на глубине 1,5 м минимальная температура 2-5°С, 3 м $\rightarrow$ 10°С [291]. При строительстве пассивного дома грунтовый теплообменник был заложен на глубину 1м ниже фундамента. Глубина заложения должна быть оптимальной с точки зрения максимизации отношения энергетического выигрыша к суммарным затратам при строительстве. Поэтому чрезвычайно важной становится задача разработки корректной теории грунтового теплообменника с точки зрения геологических, геометрических и климатических соображений.

Известны случаи применения грунтового теплообменника как для мало, так и для многоэтажных зданий. В [289] описано применение грунтового теплообменника в 5-этажном общественном здании. Приточный воздух проходит через почвенный теплообменник, поступая далее через теплообменник воздух-воздух в помещение здания. Трубы теплообменника уложены на глубине 0,8 м под фундаментом и находятся в водоносном слое. В данном случае предусмотрено использование грунтового теплообменника как в зимнее время для подогрева воздуха, так и в летнее для его охлаждения. Длина труб в регистре из 43 труб 23 м., внутренний диаметр - 23см. При его использовании достигнута высокая эффективность как в летнее, так и в зимнее время (смотри таблицу 6.1).

Таблица 6.1 – Тепловая эффективность грунтового теплообменника

Наименование показателя	Зима	Лето
Температура наружного воздуха	-11°С	32°С
Температура на выходе грунтового теплообменника	6°С	22°С
Тепловая эффективность	66 кВт (12000 м³/ч)	55 кВт (17500 м³/ч)

Приведенные примеры убедительно доказывают возможность эффективного использования грунтового теплообменника как в летнее, так и в зимнее время в мало и многоэтажных жилых и общественных зданиях. В летнее время использование теплообменника целесообразно при температуре наружного воздуха выше 24°С, а в зимнее — в случае, когда температура наружного воздуха ниже температуры грунта. Учитывая, что в зимнее время в климатической зоне Беларуси температура грунта на глубине ниже уровня 5 м около 6°С, использование грунтового теплообменника будет эффективно в течение всего отопительного сезона.

Все вышесказанное выводит на первый план выполнение комплекса научно-исследовательских работ и по подготовке нормативной базы по обоснованию использования грунтовых теплообменников в строительстве. Первостепенной задачей в комплексе исследований является разработка корректной физической и математической моделей, а также программы компьютерного моделирования, позволяющей оценить эффективность использования грунтового теплообменника и оптимизацию его параметров для различных типов грунтов и объемов прокачиваемого воздуха.

6.2 Аналитическое и численное исследование характеристик грунтового теплообменника для систем вентиляции

6.2.1 Вывод основных уравнений

Грунтовый теплообменник – это система труб, проложенных под землей на глубине 2-5 м, через которые прокачивается наружный воздух, перед тем как попасть в вентиляционную систему. Температура грунта на этих глубинах меняется слабо и находится в пределах 2-10 °С. Это позволяет подогревать воздух зимой и охлаждать летом [292-293]. Опытные грунтовые теплообменники-накопители эксплуатируются во многих странах [292-295]. Однако, несмотря на практическую значимость проблемы, число работ, посвященных созданию инженерных методов расчета выходной температуры воздуха и температурного поля в грунте в различные моменты времени, весьма невелико. При прохождении воздуха по трубам грунт меняет свою температуру, это в свою очередь, влияет на температуру воздуха, поэтому необходим совместный расчет температуры грунта и температуры воздуха в трубе. Большинство известных подходов основаны на численном интегрировании уравнения теплопроводности в грунте [295-299]. Они требуют для своей реализации больших затрат расчетного времени. Так, например, в работе [295] расчет одного варианта работы системы в течение 3 суток занимал от 20 до 100 минут на IBM SP2.

Для выполнения инженерных расчетов необходим быстрый, относительно простой и в тоже время достаточно строгий метод оценки температуры воздуха, выходящего из грунтового теплообменника, позволяющий находить характеристики грунтового теплообменника при сравнительно небольших вычислительных затратах, разработанный в [300-301].

Введем прямоугольную систему координат с началом на поверхности грунта, осью z, направленной вглубь грунта, и осью y, параллельной горизонтально проложенным трубам. Будем считать, что грунт характеризуется однородными независящими от времени теплофизическими свойствами. Рассматриваемая система уравнений включает уравнение теплопроводности

$$\partial T/\partial t = \chi \, \Delta T \,, \qquad (6.1)$$

с граничным условием на поверхности грунта, приближенно учитывающим радиационный и конвективный механизмы теплообмена с атмосферой, а также потери тепла на испарение влаги [302]:

$$\partial T/\partial z\big|_{z=0} = h\,(T - T^*(t))\big|_{z=0} \,, \qquad (6.2)$$

где h - отношение обобщенного коэффициента теплообмена к коэффициенту теплопроводности грунта,

$T^*(t)$ - эквивалентная температура воздуха.

На стенках труб задан тепловой поток в грунт

$$-\chi(\vec{\nabla}T\cdot\vec{n})\Big|_{wall}=q(t,y)(2\pi R)^{-1}, \tag{6.3}$$

где $\vec{n}$ - внешняя нормаль к поверхности трубы, R - ее радиус,

ρcq (t, y) - тепловой поток с единицы длины трубы, Вт/м.

$$q(t,y)=\alpha\left[T_a(t,y)-T_w(t,y)\right], \tag{6.4}$$

где $T_a(t,y))$ - средняя по сечению трубы температура воздуха,

$T_w(t,y)$ - средняя по периметру температура стенки трубы.

Из формул (6.3), (6.4) следует, что тепловой поток от каждой из труб изотропен (постоянен по периметру трубы). Это предположение может нарушаться при небольших глубинах заложения и при малых расстояниях между трубами. Оценки по формулам, приведенным в [303], показывают, что при типичных для грунтовых теплообменников диаметрах труб 0,1-0,3 м и глубинах их заложения 2-5 м неизотропностью теплового потока от одиночной трубы можно пренебречь. Что касается учета конечности расстояния между трубами, то приближение изотропии теплового потока позволяет оценить лишь начальную стадию теплового взаимовлияния труб, когда нарушение изотропности еще невелико.

Уравнение для температуры воздуха может быть представлено в виде:

$$\partial T_a(t,y)/\partial y=-(\beta/\alpha)q(t,y), \tag{6.5}$$

Коэффициенты α и β имеют следующий вид

$$\alpha=\left\{\rho c/\pi Nu\lambda_a+\delta\,\rho c/2\pi R\lambda_w\right\}^{-1}, \tag{6.6}$$

$$\beta=Nu\chi_a/R^2v, \tag{6.7}$$

где v - скорость прокачки, δ - толщина стенки трубы, λ -коэффициент теплопроводности, индексами a и w помечены параметры воздуха и стенки трубы,

Nu -число Нуссельта, в случае турбулентного течения приблизительно равное [204]

$$Nu=0{,}023\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,4},$$

где Re и Pr - числа Рейнольдса и Прандтля.

Температуру грунта будем искать в виде суммы невозмущенной температуры грунта G и возмущения U, вызванного влиянием теплообменника.

$$T=G+U\ , \tag{6.8}$$

где G подчиняется уравнению

$$\partial G/\partial t=\chi\,\partial^2G/\partial z^2\ , \tag{6.9}$$

с граничным условием

$$\partial G/\partial z\big|_{z=0}=h(G-T^*(t))\big|_{z=0}, \tag{6.10}$$

Подставляя (6.8) в уравнения (6.1) - (6.5) и учитывая (6.9), (6.10), получаем уравнение для возмущенной температуры грунта

$$\partial U/\partial t = \chi\,\Delta U\,, \tag{6.11}$$

с граничными условиями на поверхности грунта

$$\partial U/\partial z\big|_{z=0} = hU\big|_{z=0}, \tag{6.12}$$

и стенках труб

$$-\chi\,(\vec{\nabla}U\cdot\vec{n})\big|_{wall} = q(t,y)\left(2\pi R\right)^{-1} + \varepsilon\,, \tag{6.13}$$

где

$$\varepsilon = \chi\,(\vec{\nabla}G\cdot\vec{n})\big|_{wall}\,, \tag{6.14}$$

$$q(t,y) = \alpha\left[\vartheta(t,y) - \eta(t,y)\right], \tag{6.15}$$

$\vartheta(t,y)$ и $\eta(t,y)$ - превышения соответственно температур воздуха и стенки трубы над температурой невозмущенного грунта на глубине заложения трубы.

Уравнение для температуры воздуха имеет вид:

$$\partial\,\vartheta(t,y)/\partial\,y = -\left(\beta/\alpha\right)q(t,y)\,, \tag{6.16}$$

Решение уравнения (6.9) с краевым условием (6.10) приводит к следующему выражению для невозмущенной температуры грунта [205]:

$$G(t,z) = \left(2\pi\right)^{-1}\int G_\omega(z)\exp(i\omega t)\;d\omega\,, \tag{6.17}$$

где

$$G_\omega = G_\omega(0)\exp\left(-z\sqrt{\omega/2\chi}\right)\exp\left(-iz\sqrt{\omega/2\chi} - i\phi_\omega\right), \tag{6.18}$$

$G_\omega(0)$ и ϕ_ω - амплитуда и фаза колебаний температуры поверхности грунта.

$$G_\omega(0) = T^*_\omega h\left[\left(h+\sqrt{\omega/2\chi}\right)^2 + \omega/2\chi\right]^{-1/2}, \tag{6.19}$$

$$\phi_\omega = arctg\left[\sqrt{\omega/2\chi}\left(h+\sqrt{\omega/2\chi}\right)^{-1}\right], \tag{6.20}$$

T^*_ω - Фурье-компонента температуры $T^*(t)$.

6.2.2 Метод расчета

Точного аналитического решения система уравнений (6.11)-(6.16) не имеет. Большое количество приближенных методов решения системы уравнений (6.11)-(6.15) для расчета нестационарного температурного поля в грунте при заданной температуре воздуха в трубе было разработано при исследовании теплового режима нефте- и газопроводов [298, 306-311]. Для случая больших глубин заложения трубы, когда можно пренебречь влиянием границы грунт-атмосфера и неоднородностью невозмущенной температуры грунта, точное решение системы уравнений (6.11), (6.13)-(6.16) при ε =0 было получено в [312]

методом преобразования Лапласа. Однако его численная реализация оказалась достаточно сложной, и были предложены приближенные методы решения этой задачи [313, 314].

В настоящей работе расчет температуры выходящего из теплообменника воздуха проводится с помощью метода преобразования Фурье. Вообще говоря, метод преобразования Фурье может применяться для расчета характеристик теплообменника на любых временах после начала работы системы и при произвольной зависимости входной температуры воздуха от времени. Но особенно он удобен для инженерных оценок эффективности системы при проведении проектных работ. Дело в том, что в Фурье-спектрах колебаний как температуры невозмущенного грунта, так и температуры поступающего в теплообменник атмосферного воздуха имеются два интенсивных максимума на частотах порядка обратных суток и обратного года с провалом между ними. Поэтому на стадии проектирования температуру грунта и температуру входящего воздуха часто бывает достаточным представить в виде суммы двух синусоид с суточным и годовым периодами и ограничиться рассмотрением установившегося режима работы теплообменника. В этом случае температура выходящего из теплообменника воздуха также есть суперпозиция двух гармоник с амплитудами и фазами, подлежащими определению.

При произвольной зависимости входной температуры воздуха от времени температуру воздуха и возмущенную температуру грунта будем условно разделять на высоко- и низкочастотные составляющие с характерными временными масштабами соответственно сутки и *min* (*t*, *год*), где *t* — время работы системы (*t* >> суток). Такое разделение связано с разными способами оценки Фурье – компонент для различных частот. Для высокочастотных Фурье-компонент используется точное решение, а для области низких частот находится приближенное выражение, основанное на модели линейного источника [305].

А) Высокочастотная составляющая

Радиус влияния $l \sim \sqrt{2\chi/\omega}$ теплового источника, посылающего в грунт гармонически зависящий от времени поток тепла с частотой $\omega=\Omega_1=7{,}3\cdot10^{-5}$ сек$^{-1}$, соответствующей суточному периоду, для типичных грунтов с $\chi = (2{,}5 \div 10)\cdot10^{-7}$ м^2/с [315] приблизительно составляет 7 - 15 см. Указанная величина много меньше, как типичных глубин заложения, так и длин труб (более 10 м) и расстояний между ними (1-2 м). Это позволяет не учитывать тепловое взаимодействие труб и пренебречь влиянием границы грунт-атмосфера. Кроме того, как следует из формул (6.18)–(6.20), на глубинах более 1м при $\omega \sim \Omega_1$ можно полагать $G_\omega = 0$. В результате мы приходим к задаче об одиночной трубе в бесконечном однородном пространстве. Кроме того, можно считать, что температура воздуха в трубе, а следовательно, и температура грунта почти не меняются в направлении оси y на расстояниях порядка радиуса влияния l.

Поэтому можно пренебречь продольным (вдоль трубы) тепловым потоком в грунте по сравнению с поперечным. Будем также полагать, что скорость прокачки не зависит от времени. Учитывая все сказанное и переходя к цилиндрической системе координат, получаем из формул (6.11), (6.13)-(6.15) следующую систему уравнений для высокочастотных составляющих температуры грунта и воздуха для каждой из труб:

$$i\omega U_\omega = \chi \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r} r \frac{\partial U_\omega}{\partial r}, \tag{6.21}$$

$$-\chi\, \partial U_\omega / \partial r\big|_{r=R} = q_\omega(y)(2\pi R)^{-1}, \tag{6.22}$$

$$q_\omega(y) = \alpha\left[\vartheta_\omega(y) - \eta_\omega(y)\right], \tag{6.23}$$

$$\partial \vartheta_\omega(y)/\partial y = -(\beta/\alpha) q_\omega(y), \tag{6.24}$$

Решение уравнения (6.21) с учетом условия (6.22) для Фурье-компоненты температуры грунта на расстоянии r от оси трубы имеет вид

$$U_\omega(r,y) = -\,q_\omega(y)(2\pi\chi)^{-1} K_0(\sqrt{i}D)\left[(\sqrt{i}P)\cdot K'_0(\sqrt{i}P)\right]^{-1}, \tag{6.25}$$

где K_0 - модифицированная функция Бесселя второго рода, R - радиус трубы.

$$D = r\cdot\sqrt{\omega/\chi}, \qquad P = R\cdot\sqrt{\omega/\chi}, \tag{6.26}$$

Подставляя $U_\omega(R,y) = \eta_\omega(y)$ в (6.23), находим связь между тепловым потоком и температурой воздуха

$$q_\omega(y) = \alpha\,(1+S_\omega)^{-1}\vartheta_\omega(y), \tag{6.27}$$

где

$$S_\omega = -\alpha\,(2\pi\chi)^{-1} K_0(\sqrt{i}P)\left[(\sqrt{i}P)\cdot K'_0(\sqrt{i}P)\right]^{-1}, \tag{6.28}$$

В результате приходим к следующему уравнению для Фурье-компоненты температуры воздуха, проделавшего в трубе путь длиной в y,

$$\partial \vartheta_\omega(y)/\partial y = -\beta\,(1+S_\omega)^{-1}\vartheta_\omega(y), \tag{6.29}$$

решение которого имеет вид:

$$\vartheta_\omega(y) = \vartheta_\omega(0)\exp\left[-(\gamma_\omega + i\varphi_\omega)y\right], \tag{6.30}$$

где

$$\gamma_\omega = \mathrm{Re}\left[\beta(1+S_\omega)^{-1}\right], \quad \varphi_\omega = -\mathrm{Im}\left[\beta\,(1+S_\omega)^{-1}\right], \tag{6.31}$$

Сама температура определяется выражением

$$\vartheta(t,y) = (2\pi)^{-1}\int \vartheta_\omega(y)\exp(i\omega t)\,d\omega, \tag{6.32}$$

В частности, если, начиная с нулевого момента времени, на вход трубы подается воздух с температурой

$$\vartheta(t,0) = \Delta T\cdot\cos Щt, \tag{6.33}$$

то спустя время порядка Ω^{-1} имеет место установившийся режим работы, и температура воздуха, прошедшего по трубе путь длинной y, определяется выражением:

$$\vartheta(t, y) = \Delta T \exp(-\gamma_\Omega y)\cos(Щt + \varphi_\Omega y), \qquad (6.34)$$

Аналогичным образом с помощью (6.25), (6.27), (6.30) может быть получено выражение для температуры грунта.

Приведенное решение позволяет оценить точность приближения объемного источника, часто использующегося для расчета температуры грунта. Оно состоит в том, что область, занятая трубой, замещается грунтом, в котором действуют объемные источники тепла, с мощностью, равной мощности, излучаемой трубой. Температура стенки отождествляется с температурой грунта на границе указанной области. В соответствии с разработанной математической моделью была разработанв математическая программа расчета ПР8. Рассматривались случаи, когда все тепловыделение сосредоточено на прямой, совпадающей с осью трубы (линейный источник [315]), и на цилиндрической поверхности, совпадающей с поверхностью трубы (цилиндрический поверхностный источник [305]). Аналитические решения для этих случаев отличаются от приведенного решения для трубы лишь видом выражений для S_ω (6.28). Для модели линейного источника

$$S_\omega = (\alpha/2\pi\chi)K_0(\sqrt{i}P), \qquad (6.35)$$

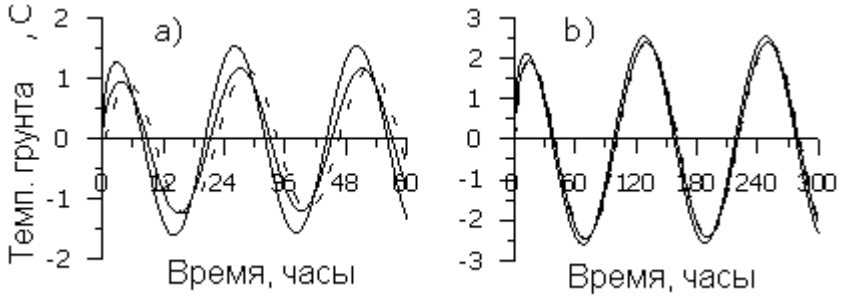
Это выражение может быть получено аналогично выводу выражения (6.28), если положить в (6.25) $R \to 0$ и учесть, что [316]

$$z\ K_0'(z) \to -1 \qquad \text{при } z \to 0, \qquad (6.36)$$

Для модели цилиндрического источника, представляющей суперпозицию линейных источников на цилиндрической поверхности радиуса R, имеем:

$$S_\omega = (\alpha/2\pi\chi)K_0(\sqrt{i}P)I_0(\sqrt{i}P), \qquad (6.37)$$

где I_0 - модифицированная функция Бесселя.



а – точное, б – приближенное решение.

Рисунок 6.1 – График зависимости входной температуры от температуры стенки,

Как видно из рисунка 6.1, в случае гармонических колебаний входной температуры с суточным периодом, значения амплитуды температуры стенки, рассчитанные по моделям линейного и цилиндрического источника, отличаются от точной на 30% при диаметре трубы 23 см. Модель линейного источника приводит к большему сдвигу фазы относительно точного решения. Отметим, что использованная в численных расчетах суточных вариаций температуры модель равномерно распределенного по сечению трубы источника [295] должна давать погрешность, лежащую между рассмотренными выше крайними случаями моделей линейного и цилиндрического источника. Точность модельных приближений тем выше, чем медленнее меняется входная температура и чем меньше диаметр трубы и составляет, как видно, в частности, из рисунка 6.1, несколько процентов для характерных времен изменения входной температуры воздуха порядка нескольких суток при диаметрах труб порядка 0,1÷0,3 м. Поэтому низкочастотные составляющие температуры с характерными временами много больше суток можно рассчитывать в приближении объемного, в частности, линейного или цилиндрического источника.

В) Низкочастотная составляющая

Радиус влияния $l \sim \sqrt{2\chi/\omega}$ при частоте $\omega = \Omega_2 = 2\cdot10^{-7}$ сек$^{-1}$, соответствующей годовому периоду, приблизительно составляет 1,5 ÷3 м. Это расстояние сравнимо с глубинами заложения труб и может заметно превышать расстояние между ними. Поэтому в случае низких частот тепловое взаимодействие труб может оказаться существенным. Кроме того, при расчете низкочастотных составляющих температуры грунта, особенно его приповерхностных слоев, вообще говоря, нужно учитывать граничное условие (6.12) на поверхности грунта. Однако, как показывается ниже, влияние границы грунт – атмосфера на тепловую мощность системы для интересующих нас условий, как правило, невелико.

Еще один фактор, заведомо несущественный в области высоких частот, но требующий оценки в случае низких частот, это неоднородность невозмущенной температуры грунта, приводящая к появлению дополнительного слагаемого (6.14) в граничном условии (6.13). Для простоты будем рассматривать теплообменник, состоящий из одной трубы. Из выражения (6.13) видно, что влияние неоднородности невозмущенной температуры грунта эквивалентно некоторому дополнительному потоку тепла от трубы. Оценивая интеграл от потока тепла через поверхность единицы длины трубы с помощью теоремы Остроградского-Гаусса и пользуясь затем уравнением теплопроводности, находим:

$$\delta q_\omega \sim \int \chi (\vec{\nabla} G \cdot \vec{n})\Big|_{wall} dS = \chi \int \Delta G_\omega dV \approx i\omega G_\omega \pi R^2 , \qquad (6.38)$$

Подставляя в (6.38) выражение (6.17), получаем:

$$\delta q_\omega \sim i\omega\pi R^2 G_\omega(0)\exp\left\{-(1+i)z_0\sqrt{\omega/2\chi} - i(\phi_\omega - \pi/4\right\}, \qquad (6.39)$$

Для оценки теплового потока предположим, что труба достаточно длинная, так что можно пренебречь продольной составляющей потока, и находится на достаточно большой глубине z_0, так что условия на поверхности грунта не влияют на теплообмен воздуха с грунтом. В этом случае справедливы результаты предыдущего раздела и, как видно из (6.27), (6.35), поток может быть представлен в виде:

$$q_\omega = \alpha\,\vartheta_\omega \Big/ \left[1 + (\alpha/2\pi\chi)K_0(R\sqrt{i\omega/\chi})\right]. \qquad (6.40)$$

Учитывая, что [316]

$$K_0(z) \to -\ln(z/2) \qquad \text{при } z \to 0, \qquad (6.41)$$

получаем

$$\left|\delta q_\omega / q_\omega\right| \sim \left|G_\omega(0)/\vartheta_\omega\right|\left[(2\pi\chi/\alpha) - \ln\left(R\sqrt{\omega/4\chi}\right)\right]R^2(\omega/2\chi)\exp\left\{-z_0\sqrt{\omega/2\chi}\right\}. \qquad (6.42)$$

Эта величина может служить мерой ошибки расчета тепловой мощности системы, вносимой неучетом неоднородности невозмущенной температуры грунта. Как показывают расчеты, указанная ошибка растет с ростом диаметра трубы и уменьшением скорости прокачки. В одном из самых неблагоприятных случаев, при v=0,5 м/с, $2R$=0,5 м для $\omega = \Omega_2$ эта ошибка при $\left|G_\omega(0)/\vartheta_\omega\right| = 1$ приблизительно равна 3% на глубине 1,5 м и уменьшается экспоненциально с ростом глубины заложения. Таким образом, расчет тепловой мощности грунтового теплообменника с достаточной точностью можно проводить без учета неоднородности невозмущенной температуры грунта, отбрасывая второе слагаемое в правой части (6.13).

Перейдем теперь к оценке влияния границы грунт – атмосфера. Как было показано выше, низкочастотные составляющие температуры с характерными временами много больше суток можно рассчитывать в приближении объемного источника. Использование указанного приближения позволяет свести задачу (6.11) – (6.13) с граничным условием на поверхности трубы к уравнению (6.11), модифицированному добавлением объемного источника, и краевому условию (6.12). Это, в свою очередь, позволяет получить выражение для низкочастотной составляющей температуры грунта с помощью функции Грина в квадратурах и избежать численного интегрирования уравнения теплопроводности. При этом граничное условие (6.12) может быть учтено методом фиктивных источников [317] Модель линейного источника для случая одной трубы приводит к следующему выражению для превышения температуры грунта над его фоновым значением

$$\begin{aligned} U(x,y,z,t) = {} & \int_{-\infty}^{t} d\tau \left[4\pi\chi\cdot(t-\tau)\right]^{-3/2}\int_0^L dy' q\ (\tau,y')\cdot\exp\left[-(y-y')^2\left[4\chi\cdot(t-\tau)\right]^{-1}\right]\times \\ & \exp\left[-r^2\ \left[4\chi\cdot(t-\tau)\right]^{-1}\right]\cdot\times\left\{1+\exp\left[-\left(r\,z+4zz_0\right)\left[4\chi\cdot(t-\tau)\right]^{-1}\right]\cdot(1-2\cdot S\ )\right\} \end{aligned}, \qquad (6.43)$$

где

$$r^2 = (x - x_0)^2 + (z - z_0)^2, \tag{6.44}$$

$$S = \int_0^\infty dp \cdot \exp\left\{- p - \left[2(z + z_0)ph + p^2\right]\left[4\chi h^2 \cdot (t - \tau)\right]^{-1}\right\}\cdot \tag{6.45}$$

В приведенном выражении (6.43) учитываются как поперечный, так и продольный потоки тепла. Оно справедливо при произвольных длинах труб и учитывает граничное условие (6.12) на поверхности грунта.

Выражение (6.43) при $r = R$ для температуры стенки трубы вместе с равенством (6.15) и уравнением для температуры воздуха в трубе (6.16) образует исходную систему уравнений для низкочастотной составляющей температуры воздуха и грунта. Ее численное решение может проводится с относительно большими шагами по времени, что позволяет рассчитывать эволюцию системы на протяжении большого интервала вплоть до нескольких лет.

Влияние граничных условий на тепловую мощность грунтового теплообменника оценим для двух крайних значений коэффициента теплообмена на границе грунта с атмосферой: h=10^{-5} м$^{-1}$ и h=10^{5} м$^{-1}$. На рисунке 6.2 представлены зависимости пиковых значений тепловой мощности от глубины заложения труб при указанных значениях константы h взаимодействия поверхности грунта с окружающей средой. Температура входящего воздуха менялась гармонически с годовым периодом. Видно, что, начиная с глубин порядка 2 м, разность тепловых мощностей при крайних значения константы h становится пренебрежимо малой, что означает отсутствие зависимости тепловой мощности от граничных условий на поверхности грунта. Это значит, что влиянием фиктивных источников на температуру грунта в районе трубы можно пренебрегать, полагая фигурную скобку в выражении (6.43), равной единице при значениях τ, вносящих основной вклад в интеграл. Таким образом, если глубины заложения превышают 2 м, то с точки зрения расчета тепловой мощности теплообменника грунт можно рассматривать как однородную бесконечную среду с зависящей от времени невозмущенной температурой, которая имеет место на глубине заложения труб. Эту величину можно брать из данных натурных измерений. Учет граничного условия (6.12) может оказаться существенным для оценки температуры приповерхностных слоев грунта. Из рисунка 6.2 видно, максимальные тепловые мощности достигаются на глубинах порядка 5м.

Подход, основанный на использовании выражения (6.43), при достаточно больших глубинах заложения трубы z_0 (фактически больших 2 м) естественно согласуется с рассмотренным выше случаем длинных труб $L >> \sqrt{2\chi/\omega}$. Если на длине порядка $\sqrt{2\chi/\Omega_2}$ тепловой поток $q(\tau, y')$ меняется слабо, его можно принять равным $q(\tau, y)$ - значению в максимуме по y' подынтегральной функции – и при $L >> \sqrt{2\chi/\omega}$ проинтегрировать в (6.43) по y' в бесконечных пределах. Далее

пренебрегаем в выражении (6.43) вкладом фиктивных источников и в результате получаем:

$$U(x,y,z,t)=\int_{-\infty}^{t} d\tau\,\left[4\pi\chi\cdot(t-\tau)\right]^{-1} q\ (\tau,y)\times\exp\left[-r^2\ \left[4\chi\cdot(t-\tau)\right]^{-1}\right], \qquad (6.46)$$

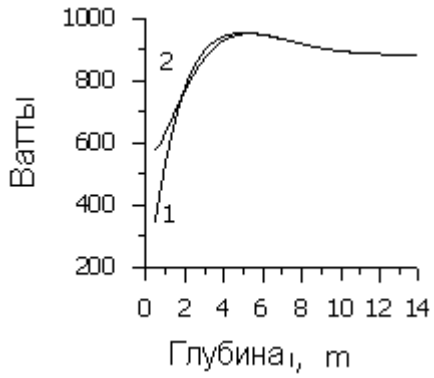


Рисунок 6.2 – График зависимости пиковых значений тепловой мощности от глубины заложения труб

Перейдя в (6.46) к переменной интегрирования $\xi=t-\tau$ и представив $q\ (t-\tau,y)$ в виде интеграла Фурье, найдем, что вычисленная таким образом Фурье-компонента от (6.46) равна

$$U_{\omega}(r,y)=q_{\omega}(y)(2\pi\chi)^{-1}K_0(\sqrt{i}D), \qquad (6.47)$$

что при учете (6.36) совпадает с пределом низких частот выражения (6.25).

В таблице 6.2 приведены пиковые значения низкочастотной составляющей мощности в зависимости от длины трубы, рассчитанные для минимальной частоты $\omega=\Omega_2$ двумя способами: по (6.43), (6.15), (6.16) и по (6.34), (6.30)-(6.32) и (6.35). Из данных таблицы следует, что расчет теплообменников с трубами длиннее 10 м, то есть фактически со всеми трубами, представляющими практический интерес, можно проводить по формуле (6.34) с точностью не хуже 5%. Причем, с ростом частоты ошибка уменьшается. Таким образом, при глубинах заложения труб z_0 больших 2 м и при их длинах, больших 10 м, результаты, полученные для высоких частот, в случае одной трубы справедливы и при низких частотах.

Рассмотрим теперь тепловое взаимодействие системы многих труб, основываясь на модели линейного источника и результатах, полученных для высоких частот. Для простоты ограничимся случаем бесконечно большого набора одинаковых горизонтальных, расположенных параллельно на одинаковом расстоянии d друг от друга труб. В этом случае распределения теплового потока, температур воздуха и стенок по длине трубы одинаковы для всех труб. На боковой поверхности каждой из труб задан тепловой поток $q/2\pi R$, определяемый выражением (6.13) с ε=0. При переходе к модели линейного источника мы по-

лагаем, что на оси объема грунта, замещающего трубу, выделяется тепло с мощностью q, так что в квазистационарном режиме (при $R\sqrt{2\omega/\chi}<<1$) через поверхность радиуса R наружу выходит такой же, как и в случае трубы, тепловой поток q.

Фурье-компонента температурного поля, создаваемого одним линейным источником, имеет вид (6.47). Температура, создаваемая многими источниками, согласно принципу суперпозиции равна

$$U_\omega(r,y) = q_\omega(y)(2\pi\chi)^{-1}\sum_{n=-\infty}^{n=\infty} K_0\left\{\sqrt{i\omega/\chi}\sqrt{r^2+(nd)^2-2ndr\sin\xi}\right\}, \qquad (6.48)$$

где r – расстояние от оси трубы с номером n =0 до рассматриваемой точки в плоскости (x,z);

ξ - угол между направлением на рассматриваемую точку и осью z.

Учитывая, что расстояние между трубами значительно превышает их радиус

$$R << d, \qquad (6.49)$$

подставим выражение для $U_\omega(R,y)$ (6.48) в (6.15) и получим в результате формулу (6.29), но с отличающимся от (6.30) выражением для S_ω:

$$S_\omega = (\alpha/2\pi\chi)\left\{K_0(R\sqrt{i\omega/\chi}) + 2\sum_{n=1}^{\infty} K_0(nd\sqrt{i\omega/\chi})\right\}, \qquad (6.50)$$

Дальнейший вывод выражения для температур воздуха и грунта аналогичен выкладкам раздела *A)*. В итоге получаем, что температура воздуха, прошедшего по трубе путь длиной *y*, определяется выражением (6.30) с переопределенным выражением для S_ω (6.50).

C) Сшивка решений

Таким образом для оценки выходной температуры воздуха при всех значениях частот имеем выражения (6.30) - (6.32). Они основаны на явном учете того обстоятельства, что все трубы длинные ($L >> \sqrt{2\chi/\omega}$), и что невозмущенный грунт с точки зрения расчета тепловой мощности теплообменника можно рассматривать как однородную бесконечную среду с температурой, равной температуре на глубине заложения труб. Скорость прокачки воздуха не зависит от времени. Входящая в выражения (6.30) - (6.32) величина S_ω для высоких частот определяется выражением (6.28), а для низких - выражением (6.50). При выполнении естественного условия (6.49) существует промежуточная область частот, где справедливы оба предела, что обеспечивает плавную сшивку решений. В указанной промежуточной области частот выражения (6.28) и (6.50) фактически совпадают, описывая одиночную трубу в приближении линейного источника.

Действительно, выражение (6.28) переходит в выражение (6.35), соответствующее приближению линейного источника при

$$\omega < 2\chi/R^2, \qquad (6.51)$$

При этих же частотах справедливо выражение (6.50). Тепловым взаимодействием труб можно пренебрегать и рассматривать их как одиночные при

$$\omega > 2\chi/d^2 , \qquad (6.52)$$

Следовательно, при диапазоне частот, удовлетворяющих неравенству

$$2\chi/R^2 > \omega > 2\chi/d^2 , \qquad (6.53)$$

происходит сшивка выражений (6.28) и (6.50). Таким образом, выражения (6.30)-(6.32) вместе с (6.28) и (6.50) дают Фурье-спектр температуры при всех значениях частот и могут использоваться для расчета выходной температуры и тепловой мощности теплообменника с трубами на глубинах более 2м.

6.2.3 Метод быстрой оценки температуры воздуха

Для инженерных оценок на стадии проектирования, как правило, достаточно знать лишь параметры установившегося режима при простейшей зависимости входной температуры воздуха и невозмущенной температуры грунта на глубине заложения труб от времени:

$$T_a(t,0) = \overline{T} + \Delta T_1 \cos(Щ_1 t + \psi_1) + \Delta T_2 \cos(Щ_2 t + \psi_2) , \qquad (6.54)$$

$$G(t, z_0) = \overline{T} + \Delta T_g(z_0) \cos(Щ_2 t + \psi_g(z_0)) , \qquad (6.55)$$

где $\overline{T}$ - среднегодовая температура воздуха и грунта,

ΔT_1, ψ_1 и ΔT_2, ψ_2 амплитуды и фазы суточных и годовых колебаний температуры входящего воздуха,

ΔT_g, ψ_g амплитуда и фаза годовых колебаний температуры грунта на глубине заложения труб.

Среднегодовые температуры воздуха и грунта могут отличаться на 1-3 градуса [318]. В модели (6.54)-(6.55) они приняты равными. В установившемся режиме температура воздуха, прошедшего по трубе путь длинной *y*, равна

$$T_a(t, y) = \overline{T} + \Delta T_g(z_0) \cos(\Omega_2 t + \psi_g(z_0)) +$$
$$\Delta T_1 \exp(-\gamma_{\Omega_1} y) \cos(Щ_1 t + \psi_1 - \varphi_{\Omega_1} y) + \Delta T_3 \exp(-\gamma_{\Omega_2} y) \cos(Щ_2 t + \psi_3 - \varphi_{\Omega_2} y) , \qquad (6.56)$$

где

$$\Delta T_3 = \sqrt{\Delta T_2^2 + \Delta T_g^2 - 2\Delta T_g \Delta T_2 \cos(\psi_2 - \psi_g)} , \qquad (6.57)$$

$$\psi_3 = arctg\left[\left(\Delta T_2 \sin\psi_2 - \Delta T_g \sin\psi_g\right)/\left(\Delta T_2 \cos\psi_2 - \Delta T_g \cos\psi_g\right)\right], \qquad (6.58)$$

Величины γ и φ находятся по формулам (6.31). Входящие в них величины S_{Ω_1} и S_{Ω_2} рассчитывается с помощью соответственно (6.28) и (6.50). Использование формулы (6.56) позволяет оценивать температуру выходящего из теплообменника воздуха при минимальных затратах машинного времени.

6.2.4 Результаты расчетов

На основании математической модели была разработана математическая программа, листинг которой приведен в приложении Д.1 и выполнены расчеты параметров теплообменника в различных условиях эксплуатации. Расчеты проводились с использованием формулы (6.56), а также на основе системы уравнений (6.43), (6.15), (6.16), позволяющей находить среднесуточную температуру выходящего воздуха. Температура входящего в систему воздуха моделировалась суммой средней температуры и двух косинусоид с суточным и годовым периодами (6.54). Температура грунта, рассчитываемая по (6.17), (6.18) с учетом среднегодовой температуры и одной гармоники с годовым периодом, имела вид (6.55). Среднегодовые температуры воздуха и грунта брались равными 10°С, амплитуда годовых вариаций температуры воздуха полагалась равной 15°С, а поверхности грунта 12°С. Амплитуду суточных вариаций температуры воздуха задавали равной 7°С.

В приводимых ниже расчетах, в основном, использовались значения параметров одного из описанных в литературе реальных теплообменников [292]: длина трубы 23 м, диаметр – 0,23 м, количество труб – 43, глубина заложения 4 м, расход воздуха в расчете одну трубу– 407 $м^3$/ч.

На рисунке 6.3 приведены результаты расчетов по системе уравнений (6.43), (6.15), (6.16) среднесуточной выходной температуры теплообменников непрерывного действия, состоящих из одной и бесконечного количества труб, расположенных на расстоянии 1 м. Видно, что влияние соседних труб уменьшает разницу между входной и выходной температурами, то есть приводит к снижению тепловой мощности системы в расчете на одну трубу.

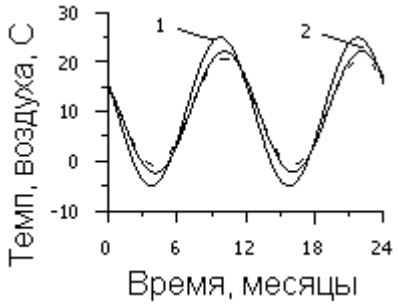


Рисунок 6.3 – Результаты расчётов среднесуточной выходной температуры теплообменников

Результаты расчетов с использованием (6.56), иллюстрирующие степень падения пиковых значений среднесуточной тепловой мощности в установив-

шемся режиме в расчете на одну трубу при уменьшении расстояния между ними, показаны на рисунке 6.4. Эти результаты практически не зависят от диаметра труб. Сближение труб до 1,5 м приводит в зависимости от расхода воздуха к 5 - 15 % потере мощности системы, а сближение труб до 1 м приводит к потере 10-25 % мощности системы по сравнению со случаем бесконечного расстояния между трубами. Поскольку случай бесконечного количества труб дает нижнюю границу тепловой мощности, то мощность в расчете на одну трубу системы, состоящей из конечного числа труб, лежит между случаями изолированной трубы и бесконечного количества труб.

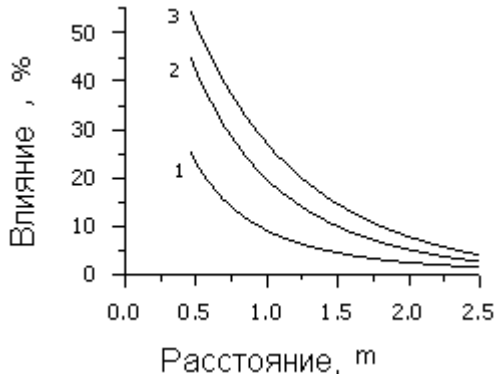


Рисунок 6.4 – График падения пиковых значений среднесуточной тепловой мощности

На рисунке 6.5 приведены амплитуды годовых и суточных колебаний тепловой мощности теплообменника в зависимости от длины трубы. При длине трубы 23 м годовая амплитуда тепловой мощности достигает 0,68 кВт. Амплитуда суточных колебаний мощности, равна приблизительно 0,55 кВт, что в результате приводит к величине пиковой мощности порядка 1,2 кВт, близкой к имевшей место в эксперименте [292] максимальной тепловой мощности 1,3кВт в расчете на одну трубу.

Данные, приведенные на рисунке 6.5, показывают, что тепловая эффективность грунтового теплообменника растет с длиной трубы, достигая насыщения при некоторой длине насыщения $L_{sat} = \gamma_{\omega}^{-1}$, зависящей от частоты колебаний входной температуры. Длина насыщения характеризует оптимальную с точки зрения теплообмена длину трубы. Из труб, которые значительно короче L_{sat}, воздух будет выходить практически с той же температурой, что и входил. При длинах труб, больших L_{sat}, амплитуда колебаний разности температур выходящего воздуха и грунта близка к нулю. Температура воздуха, выходящего из труб с длиной L_{sat}, соответствующей частоте, равной обратному году, близка к температуре невозмущенного грунта. Температура воздуха, выходящего из труб с длиной L_{sat}, соответствующей частоте, равной обратным суткам, будет

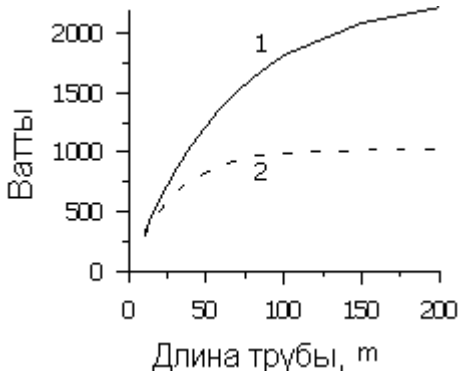


Рисунок 6.5 – Амплитуды годовых и суточных колебаний тепловой мощности теплообменника

определяться среднесуточной температурой грунта, зависящей от годовой составляющей температуры наружного воздуха, и практически не будет испытывать колебаний с суточным периодом. Выражение для L_{sat}, полученное при учете (6.41) для низких частот, имеет вид:

$$L_{sat} = \beta^{-1} - \pi R^2 v \rho_A c_A (2\pi \rho c \chi)^{-1} \ln\left[R\sqrt{\omega/4\chi}\right], \qquad (6.59)$$

Графики зависимости L_{sat} от расхода воздуха и диаметра представлены на рисунке 6.6. Из них следует, что L_{sat} растет с увеличением расхода воздуха и при постоянном расходе воздуха почти не зависит от диаметра трубы.

Из рисунка 6.6 и выражения (6.59) видно, что длина насыщения L_{sat} превышает длину релаксации β^{-1}, на которой температура воздуха становится приблизительно равной температуре стенки трубы при условии, что темпера-

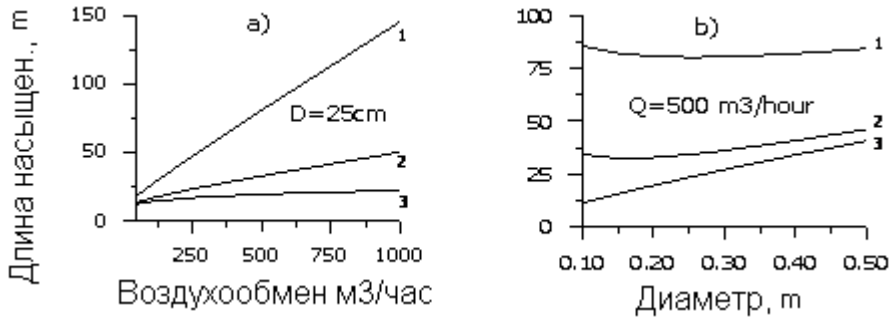
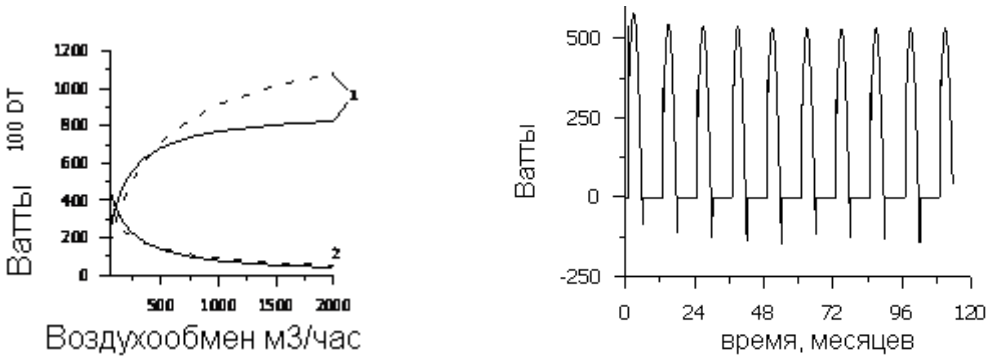


Рисунок 6.6 – Графики зависимости L_{sat} от расхода воздуха и диаметра

тура стенки фиксирована. Дело в том, что с началом работы системы температура стенки трубы перестает быть равной невозмущенной температуре грунта и начинает частично следить за температурой воздушного потока. В результате снижается интенсивность теплообмена между воздухом в трубе и грунтом, что и приводит к росту расстояния, на котором может заметно снизиться амплитуда колебаний температуры воздуха. Отметим, что для системы многих труб длина насыщения больше, чем для одной.

На рисунке 6.7 представлена зависимость амплитуды колебаний среднесуточной тепловой энергии от расхода воздуха. Видно, что указанная величина растет с расходом воздуха, а разность входной и выходной температур при этом понижается. Вариация диаметра труб от 0,1 до 0,4м слабо меняет результаты.

На рисунке 6.8 представлена рассчитанная по системе уравнений (6.43), (6.15), (6.16) зависимость от времени выкачиваемой из грунта среднесуточной мощности в расчете на одну трубу для теплообменника, работающего в отопительный период с октября по март в течение 10 лет. В отличие от случая непрерывно работающей системы, когда зимняя потеря грунтом тепла компенсируется накачкой из воздуха летом, в этом случае энергия из грунта только выкачивается. Количество выкачиваемой за сезон энергии со временем несколько падает, но спустя время порядка 3-4 лет устанавливается квазистационарный режим. Видно, что теплообменник с использованными здесь параметрами [292] может работать неограниченно долго без существенного ухудшения своих качеств.



А) б)

Рисунок 6.7 – а) График зависимости колебаний среднесуточной тепловой энергии от расходы воздуха и б) -зависимости от времени выкачиваемой из грунта среднесуточной мощности в расчете на одну трубу

6.3 Конструирование систем сбора низкопотенциального тепла грунта

Система сбора низкопотенциального тепла грунта представляет собой участок теплосбора с заглубленным в грунт регистром труб грунтового теплообменника и включает в себя следующие основные элементы:

1) грунтовой массив участка теплосбора;

2) регистр труб грунтового теплообменника;

3) вентилятор для принудительной циркуляции воздуха грунтового теплообменника;

4) участок теплопровода, соединяющий систему теплосбора с потребителем.

На рисунке 6.9 изображены примерные схемы расположения грунтовых теплообменников на приусадебных участках для индивидуальных жилых домов. При такой схеме расположения траншею для укладки труб можно предусмотреть при подготовке котлована для цокольного этажа или фундамента. Необходимо предусмотреть уклон труб с целью сбора конденсированной влаги.

Для грунтового теплообменника изготавливаются, как правило, пластмассовые трубы диаметром 15 —50 см.

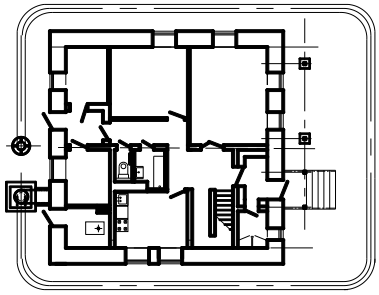


Рисунок 6.9 – Схема расположения грунтовых теплообменников на приусадебном участке

На стадии технического проектирования системы глубина заложения регистра труб грунтового теплообменника h выбирается равной 2,4 – 3,2 м, а шаг между трубами, в случае укладки нескольких рядов, выбирают в пределах 1,5—2 м, в зависимости от почвенно-климатических условий. Общая требуемая длина труб, м, грунтового теплообменника L_{mp} определяется по формуле:

$$L_{mp} = Q_0 / q_{y.m.}, \qquad (6.60)$$

где Q_0 – необходимая мощность системы теплоснабжения, кВт;

$q_{y.m.}$ – удельный теплосъем с единицы длины участка теплосбора, Вт/м.

Удельный теплосъем с единицы длины участка зависит от длины трубы, радиуса трубы, скорости прокачки воздуха через теплообменник и требуют компьютерного моделирования. Для технического проектирования значения $q_{y.m.}$ для городов Минск и Брест на глубинах 2,4 и 3,2 м можно взять из таблиц 6.2-6.3.

Таблица 6.2 – Значения $q_{y.m.}$ (Вт/м) для города Минска

Месяц	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
2,4 м	17,3	10	3,2	-3	-8,5	-10,3	-9,7	-5,6	0,6	7,3	13,6	17
3,2 м	20	12	4,1	-4	-10	-12,5	-11,8	-7,8	-0,5	8,2	16	19,6

Таблица 6.3 – Значения $q_{y.m.}$ (Вт/м) для города Бреста

Месяц	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
2,4 м	18	10	3,3	-0,3	-7,7	-9,3	-7,7	-3,7	-2,5	8,7	14,2	17,5
3,2 м	20,5	12,3	4,3	-3,3	-8,7	-10,6	-8,7	-6,3	1,3	9,2	16,3	21

Глубина заложения труб более 3 м экономически нецелесообразна.

Шаг труб S и удельный теплосъем $q_{y.m}$ рассчетывается по разработанной в данной главе математической модели , но не менее $S \geq 1{,}5$ м.

Для удаления конденсата из регистра труб грунтового теплообменника в летнее время следует предусматривать самостоятельную систему дренажа. В каждой системе сбора низкопотенциального тепла грунта следует предусматривать устройства для предотвращения попадания случайных предметов в грунтовой теплообменник при эксплуатации.

При больших мощностях систем теплохладоснабжения регистры труб грунтового теплообменника следует соединять в последовательно-параллельные группы и предусматривать возможность отключения отдельных секций в случае их выхода из строя без остановки всей системы теплохладоснабжения.

6.4 Расчет параметров грунтового теплообменника для системы принудительной вентиляции зданий и сооружений

По физико-математической модели, представленной выше, рассчитаны температуры воздуха, прошедшего через теплообменник и тепловая мощность работы этого теплообменника. В расчетах были использованы климатические данные (температура воздуха, температура грунта на глубинах 2,4 и 3,2 м) городов Минск и Брест. Поскольку температуры наружного воздуха в любой местности могут значительно меняться из года в год, то в качестве исходных данных брались температуры, усредненные за 5 лет (1994 – 1998 гг.).

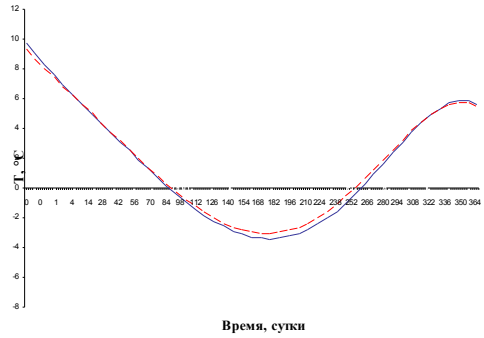
Предполагали, что через теплообменник длиной 30 м с глубиной залегания 2,4 и 3,2 м проходит 300 м^3/ч воздуха. Компьютерная программа, составленная по методике, изложенной в приложении Д.1, позволяет проследить, как изменяется температура воздуха, прошедшего через теплообменник в течение года. На рисунке 6.13 показано, как меняется температура воздуха, прошедшего через теплообменник. Результаты расчетов показывают, что грунтовый теплообменник может быть использован для нагревания наружного воздуха в холодное время года и охлаждения — в теплое. При этом, в холодное время года,

температура наружного воздуха, прошедшего через теплообменник может повыситься на 8 °С на глубине залегания теплообменника 2,4 м, а на глубине 3,2 м — на 10 °С. Следовательно, при расчете количества теплоты на нагрев приточного воздуха можно уменьшить соответствующую разницу температур в холодную пятидневку и на отопительный период. На рисунках 6.114 сравнивается эффективность работы теплообменника в Минске и Бресте. Из рисунков 6.14а и 6.14б видно, что эффективность грунтового теплообменника за отопительный период, примерно одинакова для обоих городов. Однако, для системы кондиционирования (охлаждение) эффективность теплообменника в летний период растет по направлению Брест.

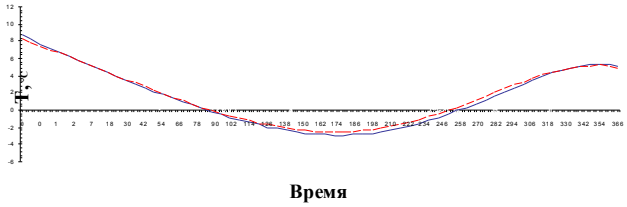
Указанная физико-математическая модель позволяет рассчитать тепловую мощность, получаемую грунтовым теплообменником за любой промежуток времени. На рисунках 6.14 а) и б) показано, как меняется количество тепла, извлекаемого теплообменником в течение года. Расчет показывает, что грунтовый теплообменник работает с положительным эффектом почти до конца марта и начиная с середины сентября. Сравним графики, приведенные на рисунках 6.14 с данными таблицы 6.4. Очевидно, что затраты энергии, необходимые для работы вентилятора, прогоняющего воздух через теплообменник приблизительно на порядок меньше энергии, которую позволит сэкономить работающий теплообменник.

Таблица 6.4 – Мощность вентилятора, $P_{эл}$, кВт

Диаметр трубы, мм	Расход L, $м^3/ч$									
	300	**400**	**500**	**600**	**700**	**800**	**900**	**1000**	**1100**	**1200**
100	0,092	0,201	0,375	0,630	0,984	1,450	2,047	2,789	3,693	4,774
110	0,066	0,138	0,254	0,423	0,655	0,962	1,353	1,839	2,431	3,138
125	0,044	0,087	0,155	0,253	0,388	0,564	0,788	1,066	1,404	1,807
160	0,025	0,043	0,069	0,106	0,155	0,219	0,298	0,396	0,514	0,655
200	0,019	0,029	0,042	0,059	0,081	0,109	0,142	0,183	0,231	0,288
250	0,016	0,023	0,032	0,041	0,053	0,067	0,083	0,102	0,123	0,149
315	0,016	0,021	0,027	0,034	0,042	0,050	0,059	0,069	0,081	0,094
355	0,015	0,021	0,026	0,033	0,039	0,046	0,054	0,062	0,071	0,080
400	0,015	0,020	0,026	0,031	0,037	0,044	0,050	0,057	0,064	0,072
450	0,015	0,020	0,025	0,031	0,036	0,042	0,048	0,054	0,061	0,067
500	0,015	0,020	0,025	0,031	0,036	0,041	0,047	0,053	0,059	0,065

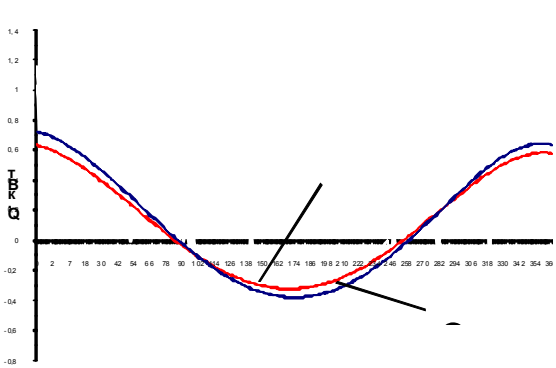


а)

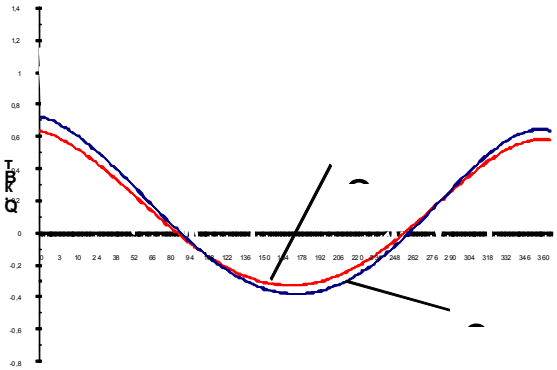


б)

Рисунок 6.13 – Разность значений температуры воздуха на выходе и входе грунтового теплообменника по станциям Минск (1) и Брест (2), °С. Длина – 30 м; глубина расположения: а) – 3,2 м; б) 2,4 м.



а)



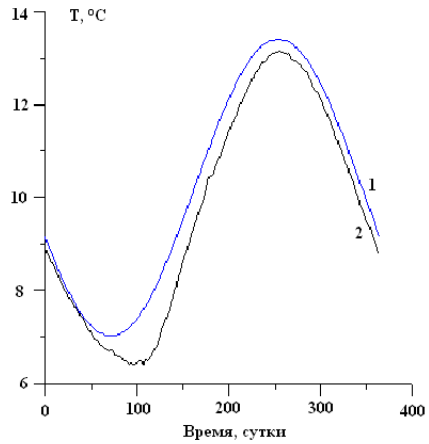
б)

Рисунок 6.14 – Тепловая мощность грунтового теплообменника длиной 30 м, кВт, при объеме воздуха 300 м^3/час для глубины расположения 2,4 и 3,2 м, Вт: а) по станции Минск; б) по станции Брест.

Возникает вопрос: как повлияет работающий теплообменник на температуру грунта в целом и как это скажется на экологии окружающей среды. Расчет показал (рисунок 6.15) и эти данные совпадают с другими источниками [294, 295], что зимой температура грунта падает, но летом потери тепла грунтом восполняются теплым воздухом, прокачиваемым через трубу. Из результатов расчетов приведенных выше можно рекомендовать исходные данные, приведенные в таблице 6.5 для предварительного расчета теплового баланса здания с учетом энергии грунтового теплообменника и конструктивных особенностей грунтового теплообменника. Таким образом, грунтовый теплообменник является экологически чистым элементом системы сбора тепла.

Таблица 6.5 – Исходные данные для предварительного расчета теплового баланса здания с учетом энергии грунтового теплообменника

Объем теплообменника, V, м^3	300	500	700	900	1100
Мощность вентилятора, Q, кВт	500	700	725	750	800
Длина труб, L_0 базовая, м	30	30	30	30	30
Диаметр труб, D_{min}, мм	100 ÷ 200	100 ÷ 315	125 ÷ 400	160 ÷ 500	200 ÷ 500
Шаг труб теплообменника, S, м	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Глубина залегания теплообменника, м	2,4 ÷ 3,2	2,4 ÷ 3,2	2,4 ÷ 3,2	2,4 ÷ 3,2	2,4 ÷ 3,2



1 - температура грунта на глубине 3,2 м;
2 - температура грунта на глубине 3,2 м при работающем теплообменнике

Рисунок 6.15 – Изменение температуры грунта при работающем теплообменнике

6.5 Экспериментальное исследование работы грунтового теплообменника в летний период

Грунтовый теплообменник был смонтирован при строительстве коттеджа в г. Могилеве. Его аксонометрическая схема показана на рисунке 6.16.

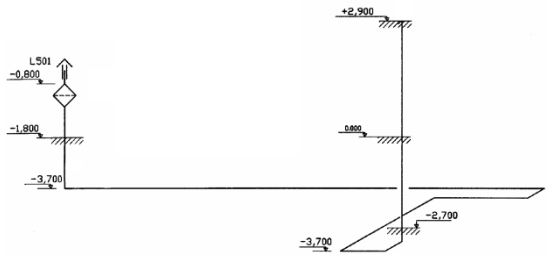


Рисунок 6.16 – Аксонометрическая схема грунтового теплообменника

Грунтовый теплообменник представляет собой пластиковую трубу, диаметром 0,2 м и длиной 30 м, расположенную на глубине 3,7 м от уровня поверхности земли. Для измерения его температурных характеристик в процессе

работы в нём были размещены температурные датчики, как показано на рисунке 6.17.

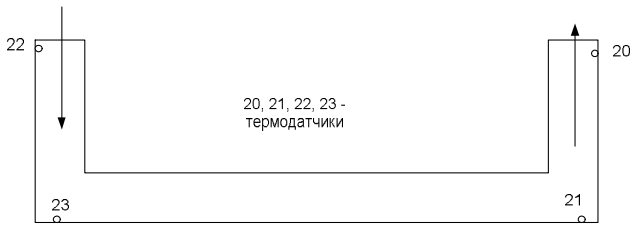


Рисунок 6.17 – Схема размещения датчиков температуры

Для проведения измерений грунтовый теплообменник был отсоединён от системы вентиляции и на его выходе в помещение был смонтирован вентилятор (рисунок 6.18) для имитации работы вентиляционной системы. Скорость потока воздуха равна 1,7 м/с, что соответствует воздухообмену 192 $м^3$/ч.

Рисунок 6.18 – Схема подключения вентилятора на выходе грунтового теплообменника

Эксперимент по проведению измерений начался в $17^{\underline{10}}$ 21.08.2008 г. и закончился в $11^{\underline{40}}$ 22.08.2008 г. Скорость воздушного потока в процессе эксперимента сохранялась постоянной. Данные регистрации температуры, считанные впоследствии с термодатчиков, можно увидеть на рисунке 6.19.

За температуру наружного воздуха приняты показания датчика на входе с улицы в грунтовый теплообменник «Вх. Верх.». Температура, регистрируемая датчиком 23 (рисунок 6.17), соответствует температуре грунта на глубине 3,2м. Значение этой температуры, равное 14 ºС совпадает с аналогичным на рисунке 6.15, где приведены данные долговременных значений температуры грунта на различной глубине.

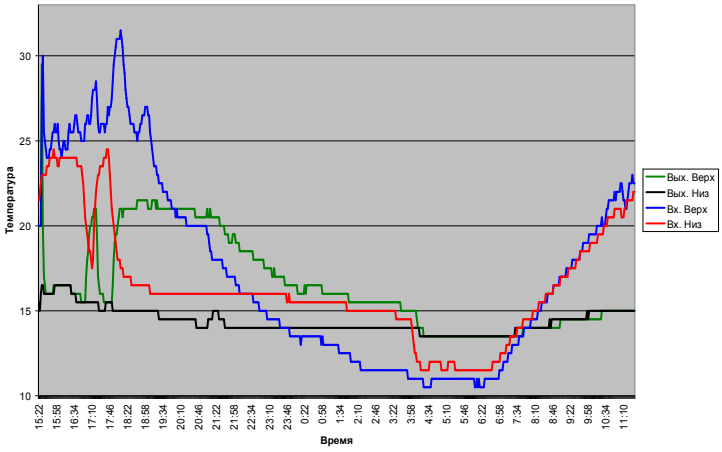


Рисунок 6.19 – Данные регистрации температуры в грунтовом теплообменнике и наружного воздуха

По мере выхода грунтового теплообменника на стационарный режим работы, выходящий из теплообменника воздух принимает температуру грунта, более низкую, чем температура наружного воздуха днём и более высокую ночью, что летом равносильно кондиционированию помещений.

Летом грунтовый теплообменник может быть использован для кондиционирования воздуха в помещениях. При температуре наружного воздуха от 18 до 24°С температура воздуха на выходе теплообменника составила 14 °С. Температура воздуха на выходе теплообменника стабилизировалась на этом уровне после двух часов работы. Таким образом, температура воздуха на выходе грунтового теплообменника ниже температуры наружного воздуха в среднем на 4 °С, что соответствует расчетным данным.

На рисунке 6.20 представлен график зависимости мощности грунтового теплообменника от времени суток. Из него видно, что максимальная мощность составляет по охлаждению 787 Вт.

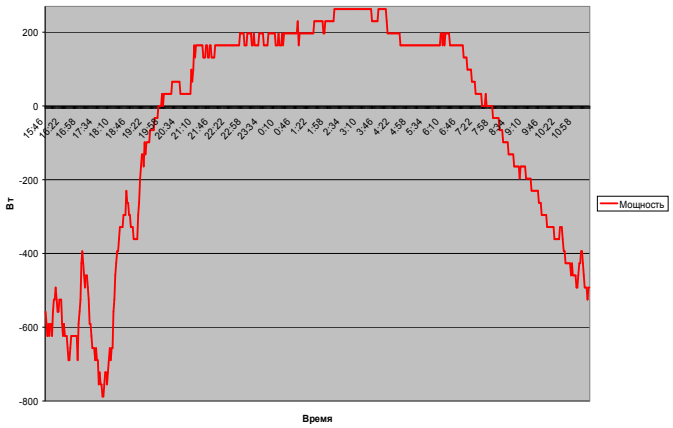


Рисунок 6.20 – График зависимости мощности грунтового теплообменника от времени суток, Вт

6.6 Утилизация тепла сточных вод и солнечная энергия в энергоснабжении зданий для условий Республики Беларусь

В современных зданиях наибольшая экономия тепловой энергии может быть достигнута путем утилизации вентиляционных выбросов из жилых помещений и сокращения расхода энергии на приготовление горячей воды [319].

Значительную долю в затратах энергии составляет горячее водоснабжение. При снижении общих энергопотерь на теплоснабжение до 25 кВтч/м^2 в год горячее водоснабжение зданий, составляющее в перерасчете на тепловую энергию около 100 кВт·ч/м^2 в год, будет составлять значительную часть энергии в системе энергоснабжения.

Снижение затрат энергии на приготовление горячей воды может быть достигнуто утилизацией тепла сточных вод здания.

С целью определения требований к системе утилизации был выполнен анализ фактического потребления горячей воды и температуры сточных вод во времени [320].

6.6.1 Экспериментальное исследование статистических характеристик температуры сточных вод в многоэтажных зданиях

С целью определения закономерности изменения температуры сточных вод были выполнены измерения температуры канализационных стоков многоэтажных зданий. Измерения выполнялись следующим образом:

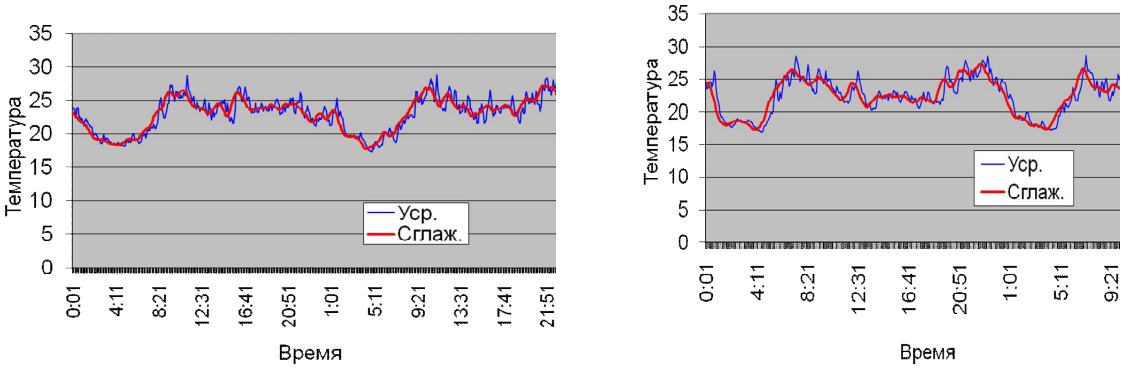
- в подвале здания к трубам канализационных стоков прикреплялись и изолировались пенополистиролом от воздействия температуры наружного воздуха датчики температуры DS-1921G фирмы Dallas Semiconductor с внутренней памятью, позволяющие измерять и регистрировать температуру с заданным интервалом;
- измерения выполнялись в течение двух недель с интервалами 10 минут.

В ходе работ были проведены следующие измерения:

- с 17.04. по 01.05.2008 г. и с 07.05 по 21.05.2008 г. температура канализационных стоков 9-этажном панельном доме по адресу: ул. Горецкого, 61;
- с 14 по 20.05.2008 г. и с 20.05 по 27.05.2008 г. были установлены 15 датчиков с различной степенью теплоизоляции и без неё на 5 канализационных стоках и 21 датчик с различной степенью теплоизоляции и без неё на 7 канализационных стоках аналогичном здании по адресу: ул. Лещинского, 31, к.3.

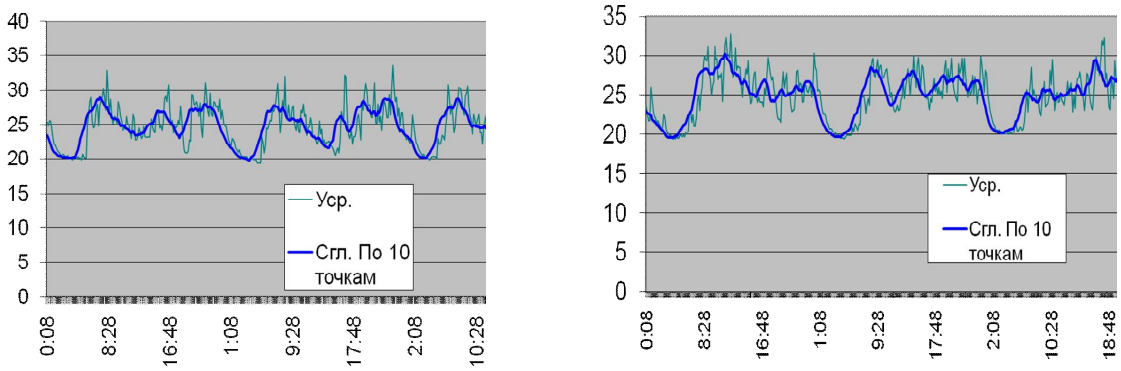
Полученные числовые данные о значениях температуры с целью снижения влияния случайных составляющих усреднялись по всем датчика и по времени. Выполненная таким образом статистическая обработка результатов измерений позволила устранить случайные выбросы и выявить общие закономерности в измеренных данных.

Типичные зависимости температуры сточных вод от времени приведены на рисунках 6.21 – 6.22.



а) б)

Рисунок 6.21 – Типичная зависимость температуры сточных вод от времени в доме по ул Лещинского, 31, к.3, в выходные дни (а) и в рабочие дни (б). Температура, °С; время, часы суток



а) б)

Рисунок 6.22 – Типичная зависимость температуры сточных вод от времени в доме по ул. Горецкого, 61, в выходные дни (а) и в рабочие дни (б). Температура, °С; время, часы суток

Графики изменения температуры сточных вод для обоих зданий имеют определенные закономерности. Минимальная температура, равная температуре окружающей среды, приходится на ночное время суток. Максимальная – на утренние и вечерние часы. Эти закономерности задаются ритмом жизни в здании.

В выходные дни ход графика в течение активного времени суток имеет меньший разброс минимальных и максимальных значений.

Измеренное значение температуры сточных вод находится в диапазоне от +23 до +30 °С. На температуру стоков в условиях проведения измерений существенное влияние оказывают фекальные стоки, которые идут с холодной водой, температура которой во время измерений была равна +10 °С.

Температура горячей воды находится в диапазоне +40 – +45 °С (по измерениям, которые выполнялись сотрудниками института во время водных процедур). Для обеспечения максимальной эффективности использования вторичного тепла сточных вод необходимо разделять фекальные и водяные стоки в доме до решения задачи утилизации и выполнить утепление труб канализации.

При расчете производительности циркуляционного насоса в первичном контуре теплообменника необходимо учесть то обстоятельство, что объем сточных вод V больше, чем объем поступающей горячей воды и его можно рассчитать по формуле (6.61):

$$V = V_г(T_1-T_0)/ (T_2-T_0), \qquad (6.61)$$

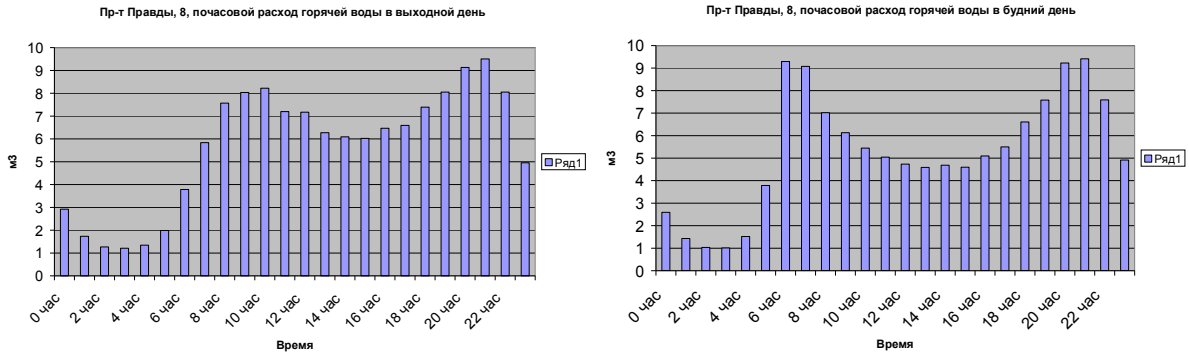
где T_1 , T_2 и T_0- температура горячей воды, стоков и холодной воды,°С;
$V_г$ – объем горячей воды, $м^3$.

6.6.2 Проведение измерений и исследование статистических особенностей изменения потребления горячей воды в многоэтажных зданиях во времени

Данные по потреблению горячей воды были предоставлены ЖЭС-70 Московского ЖРЭО г. Минска по показаниям домового счетчика расхода. Почасовое потребление горячей воды в выходные дни по адресам: пр.-т Газеты «Правда»-8, ул. Алибегова-3, пр.-т Газеты «Звезда» 9 и 19 независимо от адреса имеет одинаковый качественный характер. Эти здания представляют собой 9 и 12 – этажные дома панельного типа с количеством квартир 379, 316, 433 и 95 соответственно. Типичные графики выходного и рабочего дней на рисунке 6.23.

Почасовое потребление горячей воды в рабочие дни также независимо от адреса имеет одинаковый качественный характер.

Анализируя полученные результаты, можно прийти к выводу, что графики потребления горячей воды имеют закономерности, аналогичные графикам температуры сточных вод. Минимальное потребление приходится на ночное время суток. Максимальное – на утренние и вечерние часы, т.е. когда люди уходят и приходят с работы в рабочие дни и когда просыпаются и готовятся отойти ко сну в выходные. Днем, в рабочие часы, когда большинство жителей находятся на работе, объем потребления горячей воды довольно значителен, составляя около 50% от максимального ночного или вечернего значения.



а) б)

Рисунок 6.23 – График почасового расхода горячей воды в выходной день (а) и в рабочий день (б) по адресу: пр-т Газеты «Правда», 8

В выходные дни ход графика в течение активного времени суток имеет меньший разброс минимальных и максимальных значений объема потребления горячей воды. Максимальное потребление приходится на вечерние часы. Максимальное потребление воды утром составляет около 80% максимального вечернего расхода. Днем минимальное потребление составляет более 60% максимального вечернего потребления..

Для определения степени повторяемости зависимостей объема потребления горячей воды от времени в различных зданиях были определены коэффициенты корреляции данных по потреблению горячей воды в различных зданиях (в доме по адресу: пр-т Газеты «Правда», 8, и домами: ул. Алибегова-3, пр.т Газеты «Звезда» 9 и 19). Коэффициент корреляции рассчитывался по формуле:

$$r_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})\cdot(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2 \cdot (y_i - \bar{y})^2}} \qquad (6.64)$$

где x_i, y_i - значения объема потребления горячей воды в течение i-го интервала времени для различных зданий ;

$\bar{x}, \bar{y}$ - средние значение потребления горячей воды за выбранный интервал времени.

Результаты расчетов можно увидеть в таблице 6.6. Как видно из таблицы, имеется очень высокая коррелированность между расходом горячей воды в разных домах.

Таблица 6.6 – Коэффициент корреляции функции зависимости потребления горячей воды от времени для различных зданий с данными для дома по пр-ту Газеты «Правда», 8 .

Адрес дома	пр-т Газеты «Правда», 8	
	Рабочие дни	Выходные
ул. Алибегова-3	0,97127	0,99284
пр.-т Газеты «Звезда» 9	0,90005	0,977052
пр.-т Газеты «Звезда» 19	0,9040113	0,955527

Высокая коррелированность данных по расходу горячей воды позволяет обобщить полученные результаты для зданий многоэтажного жилого фонда.

Для изучения статистической взаимосвязи между расходом горячей воды и температурой сточных вод была вычислена функция взаимной корреляции этих данных (формула 6.65).

$$r_k = \frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})\cdot(y_{i+k} - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2 \cdot (y_{i+k} - \bar{y})^2}} \qquad (6.65)$$

где r_k – коэффициент корреляции временных рядов x_i и y_i с смещением временной зависимости y_i на k временных интервалов.

x_i –объем расхода горячей воды в течение i-го интервала времени, м^3;

y_{i+k} –температура сточных вод в течение i+k-го интервала времени, °С;

$\bar{x}$ – среднее значение расхода горячей воды, м^3/час;

$\bar{y}$ – среднее значение температуры сточных вод, °С.

На рисунках 6.24 - 6.25 корреляционные функции , рассчитанные в соответствии с (6.65), для рабочего и выходного дней,. Так как зависимости температуры сточных вод и объема потребления горячей воды получены для различных зданий, функции корреляции рассчитывались для имеющихся данных.

Рисунок 6.24 – Функция корреляции потребления горячей воды в доме по пр-ту Правды, 8 и изменения температуры сточных вод в выходной день в доме по адресу ул. Лещинского, 31 к.3

Рисунок 6.25 – Корреляция потребления горячей воды в доме по пр-ту Правды, 8 и изменения температуры сточных вод в рабочий день в доме по адресу ул. Лещинского. 31 к.3

Из этих графиков видно, что имеется высокая коррелированность данных по потреблению горячей воды и изменению температуры стоков. Коэффициент корреляции достигает 0,86 в рабочие дни и 0,75 в выходные. Это объясняется тем, что, по существу, сточные воды являются следствием потребления воды и исходное предположение о высокой степени корреляции температуры сточных вод и объема стоков выполняется. Из графиков видно, что пик функции корреляции сдвинут с задержкой на 0,5 часа относительно графика потребления горячей воды. Была изучена корреляционная зависимость между изменением температуры канализационных стоков в различных зданиях. Вычисленное значение коэффициента корреляции 0,7, что так же является достаточно высоким.

Следовательно, исследуя корреляционную зависимость между расходом горячей воды в одном здании и температурой сточных вод в другом аналогичном здании, мы не делаем ошибке в предыдущих выводах, а полученные результаты о зависимостях расхода воды и температуры сточных вод от времени можно распространить на весь фонд многоэтажных зданий.

6.7 Анализ режимов утилизации тепла

6.7.1 Принципиальная схема утилизации

Известно несколько схем утилизации тепла сточных вод, В [321] описан утилизатор, представляющий собой комбинированный теплообменник и накопитель, представленный трубой для подачи сточной воды, цилиндрическим корпусом, расположенным вокруг трубы, для соединения впуска в выпуск холодной воды таким образом, чтобы тепло от сточной воды передавалось холод-

ной воде. В цилиндрическом корпусе установлены перегородки, которые размещают трубу через отверстия, придавая жесткость системе во время наполнения жидкостью. Множество комбинированных теплообменников и накопителей может быть соединено последовательно в ряд или в несколько рядов.

Известен утилизатор тепла сточных вод [321], представляющий собой теплообменник, состоящий из горизонтального контейнера для сточной воды, внутри которого расположена горизонтальная труба с холодной водой. Труба изготовлена из меди, для увеличения эффективности теплообмена труба выполняется с ребрами. Контейнер изготовлен из ABS пластика. Если температура поступающей сточной воды ниже температуры воды в контейнере открывается клапан и сточная вода протекает в обход контейнера.

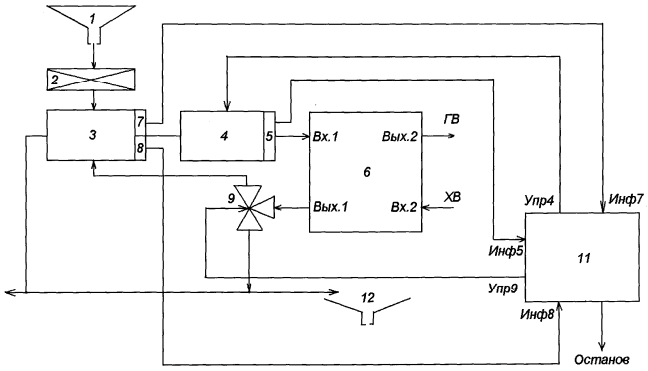
К недостаткам описанных выше теплообменников можно отнести сравнительно небольшую площадь теплообменной поверхности трубы, следовательно, утилизатор будет иметь большие размеры.

Известен утилизатор [322] сточных вод, состоящий из фильтра, накопительной емкости, циркуляционного насоса и теплообменного контура, на первый вход которого поступает поток сточных вод, а на второй вход подается нагреваемая среда, один из выходов теплообменника связан с накопительной емкостью, а другой – со сточной канализацией. Теплоноситель и нагреваемая среда (водопроводная вода) циркулируют в теплообменных контурах теплового насоса. В качестве теплоносителя используют сточные воды банно-прачечного хозяйства угольной шахты, которые перед сбросом в канализацию предварительно аккумулируют в теплоизолированной емкости и выполняют их последующую многократную циркуляцию в контуре испарителя теплового насоса до тех пор, пока теплоноситель не охладится до 5-10°С. Нагретая до 45°С среда – водопроводная вода, направляется в расходную емкость для использования по назначению - для горячего водоснабжения шахтной бани 11, а также прачечной.

Использование изобретения [232] позволяет создать более рациональный и эффективный способ утилизации тепла при малых объемах хозбытовых сточных вод, но с относительно высокой остаточной температурой. Однако в [232] контроль за процессом циркулирования сточных вод не учитывает динамику изменения их количества, а также степень загрязненности фильтров на входе накопительной емкости для сточных вод, что определяет работоспособность системы в целом. Кроме того, управление задвижками, обеспечивающими распределение потоков сточных вод, осуществляется вручную, что снижает эффективность работы системы.

Задача дальнейшего повышение эффективности процесса утилизации тепла сточных вод решена в [231]. Решение основано на учете динамики изменения их количества и качества в ходе работы системы, обеспечение автоматизи-

рованных средств управления распределением потоков сточных вод. Схема системы утилизации представлена на рисунке 6.26.



1 – источник сточных вод; 2 – фильтр; 3 – накопительная емкость; 4 – циркуляционный насос; 5 – счетчик расхода; 6 – тепловой насос; 7 – датчик верхнего уровня; 8 – датчик нижнего уровня; 9 – трехходовой клапан; 11 – блок обработки информации и управления; 12 – вход сточной канализации

Рисунок 6.26 – Система утилизации тепла сточных вод

Система в [323], состоит из фильтра, накопительной емкости, циркуляционного насоса и теплообменного контура с тепловым насосом, на первый вход которого поступает поток сточных вод, а на второй вход подается нагреваемая среда. В контуре циркуляции насоса 4 установлен счетчик расхода воды 5, выход которого соединен с входом блока обработки информации и управления 11, на выходе первичного контура теплообменника установлен управляемый трехходовой клапан 9, управляющий вход которого соединен с выходом блока обработки информации и управления 11, один из выходов клапана соединен со сточной канализацией 12, а второй – с накопительной емкостью 3, в которой дополнительно установлены датчик 7 верхнего уровня сточных вод и датчик 8 нижнего уровня сточных вод, выходы датчиков соединены с блоком 11 обработки информации и управления с целью управления заполнением накопительной емкости 3 потоком сточных вод в зависимости от положений нижнего и верхнего уровней сточных вод в упомянутой емкости, при условии превышения показаний счетчика расхода воды 5 к пороговому значению, обусловленному пропускной способностью фильтра.

Система работает следующим образом. Сточные воды от источника 1 через фильтр 2 поступают в аккумулирующую емкость (бак-накопитель) 3. Посредством циркуляционного насоса 4 их поток направляется из бака-аккумулятора 3 на вход первичного контура насоса-теплообменника 6. Установленный в контуре циркуляции насоса счетчик расхода воды 5, выход которого соединен с входом блока обработки информации и управления 11, регистрирует количественные показатели потока. С выхода теплообменника 6 поток

поступает на вход трехходового клапана 9 с целью дальнейшего распределения между баком 3 и канализацией 12. С выхода трехходового клапана сточные воды поступают в бак - аккумулятор 3 до тех пор, пока не сработает датчик верхнего уровня 7, сигнализирующий о заполнении бака. После срабатывания датчика 7, о чем свидетельствует появление сигнала *Инф7* на соответствующем входе блока 11, последний вырабатывает управляющий сигнал *Упр9* на трехходовый клапан 9, посредством которого перекрывается канал поступления потока в бак 3 и открывается канал, по которому сточные воды направляются с выхода теплообменника в сточную канализацию 12. При опустошении бака 3 срабатывает датчик нижнего уровня 8, о чем свидетельствует появление сигнала *Инф8* на соответствующем входе блока 11, последний вырабатывает управляющий сигнал *Упр9* на трехходовый клапан 9, посредством которого сточные воды снова направляются в бак-аккумулятор 3, при этом канал, ведущий к канализации 12, клапаном 9 перекрывается.

При уменьшении показаний счетчика расхода воды 5 ниже установленного порога указанный счетчик вырабатывает сигнал на соответствующем входе *Инф5* блока управления 11, который далее формирует управляющий сигнал *Упр4*, по которому выключается циркуляционный насос 4, и вырабатывает сигнал аварии, приводящий к остановке работы системы, при этом соответствующая служба должна выполнить чистку фильтров в системе.

В результате нескольких циклов оборота потока сточных вод через бак-накопитель 3 и тепловой насос 6 с теплообменным контуром происходит повышение температуры нагреваемой среды, например, водопроводной воды, поступающей на второй вход теплообменника. Горячая вода (*ГВ*) со второго выхода теплообменника 6 поступает по назначению своего использования – для хозяйственно-бытовых нужд.

В схеме утилизации тепла используются пластинчатый теплообменник и циркуляционный насос. Тепло, утилизированное пластинчатым теплообменником, используется для подогрева воды в системе ГВС жилого дома.

Возможно несколько режимов работы представленной схемы утилизации тепла сточных вод жилых зданий.

а) Вода после насоса сразу уходит в канализационные стоки.

б) Вода после циркуляционного насоса по показаниям датчика нижнего уровня жидкости через регулируемый клапан трехходовой возвращается в бак-аккумулятор. Данный режим характеризуется непрерывной работой циркуляционного насоса и потерями электрической энергии на циркуляцию воды в контуре – «бак-накопитель + пластинчатый теплообменник + циркуляционный насос + бак-накопитель».

в) Циркуляционный насос по показаниям датчика нижнего уровня жидкости отключается. Данный режим характеризуется остановками в работе цирку-

ляционного насоса, что может сократить сроки его эксплуатации и надежность его работы. Необходимо определить объем бака-накопителя и производительность циркуляционного насоса.

г) Имеет место ограничение на размеры бака-накопителя при невозможности его установки, кроме как в подвале дома, сточные воды которого утилизируются. Этот режим характерен сливом избыточных сточных вод в канализационные стоки, минуя систему утилизации тепла, что приводит к уменьшению эффективности утилизации тепла сточных вод жилого дома.

д) Вода после насоса непосредственно уходит в канализационные стоки. Утилизации тепла сточных вод жилого дома с использованием циркуляционного насоса с трехступенчатым регулированием.

В режимах а)-в), д), е) необходимо определить объем бака-накопителя и производительность циркуляционного насоса. В режиме г), поскольку объем бака-накопителя задан, необходимо определить производительность циркуляционного насоса и потери сточных вод исследуемого жилого дома, предназначенных для утилизации тепла горячего водоснабжения.

6.7.2 Методика выбора параметров системы утилизации тепла сточных вод

6.7.2.1 Гидродинамические принципы выбора параметров системы утилизации тепла сточных вод

Рассмотрим балансовые соотношения потоков для бака-аккумулятора.

В общем случае в балансе потоков воды для бака-аккумулятора участвуют четыре потока сточных вод G_m, где индекс m соответствует следующим потокам:

а) m = 1 - приток сточных вод жилого дома в бак-аккумулятор, м^3/ч;

б) m = 2 - часовой сток сточных вод из бака-аккумулятора в циркуляционный контур (поток сточных вод, проходящих через утилизационный теплообменник и циркуляционный насос), м^3/ч;

в) m = 3 - слив сточных вод из бака-накопителя по показаниям датчика верхнего уровня жидкости в баке, м^3/ч;

г) m = 4 - приток сточных вод (утилизированное тепло) в бак-накопитель из контура циркуляционного насоса, м^3/ч.

Баланс воды для бака-накопителя будет иметь следующий вид:

$$\frac{dV}{dt} = \sum_{m=1}^{4} G_m , \qquad (6.66)$$

где V(t) – текущий объем воды в баке-накопителе.

Интегрирование уравнения дает следующее выражение:

$$V = \sum_{m=1}^{4} \int_{o}^{t} G_m dt + V_0, \tag{6.67}$$

где V_0 – начальное значение объема жидкости.

Переписываем уравнение в приближенной дискретной форме:

$$\Delta V_k \approx \sum_{m=1}^{4} \sum_{i=0}^{k} G_{mi} \Delta t_k + V_0, \ \forall k \tag{6.68}$$

где Δt_k - шаг дискретного интегрирования, ч; $\forall k$ - для любого k.

Принимаем шаг дискретного интегрирования равный Δt_k = 1 ч. Тогда уравнение примет следующий вид:

$$\Delta V_k \approx \sum_{m=1}^{4} \sum_{i=0}^{k} G_{mi} + V_0, \ \forall k \tag{6.69}$$

В любой момент времени, в том числе и в начальный момент времени, для $k = 0$ в баке-аккумуляторе должно находится минимальное количество воды, определяемое уровнем расположения отверстия слива сточных вод. При меньшем значении нарушается условие «непрерывности» потока воды в контуре пластинчатого теплообменника и циркуляционного насоса, что приводит к нарушению их правильной эксплуатации и выходу из строя.

Таким образом, условие «непрерывности» потока дает для каждого дискретного момента времени t_k следующее неравенство:

$$\Delta V_k = V_k - V_0 \geq 0 \ \text{ или } \ \Delta V_k = \sum_{m=1}^{4} \sum_{i=0}^{k} G_{mi} \geq 0, \ \forall k \tag{6.70}$$

где $\Delta V_к$ – значения объема воды в баке-накопителе (уровень воды в баке-накопителе между уровнем поверхности и датчиком нижнего уровня), м^3.

Неравенство позволяет устанавливать максимальную производительность циркуляционного насоса и связанный с ней объем воды в баке-аккумуляторе.

Значения G_1 берутся из исследования режимов потребления горячей воды для конкретных жилых домов (рисунок 6.25).

Рассмотрим частные случаи режимов работы системы утилизации тепла сточных вод на основании неравенства (6.70).

Режим I: $G_3 = 0, \quad G_4 = 0, \quad G^{нас} = \text{const}$,

где $G^{нас}$ - производительность циркуляционного насоса, м^3/ч;

Тогда уравнение (6.70) примет вид:

$$\Delta V_k = \sum_{i=0}^{k} G_{1i} - \sum_{i=0}^{k} G_i^{нас} \geq 0, \ \forall k \tag{6.71}$$

Уравнение (6.71) можно переписать в следующей форме: (6.72)

$$\Delta V_k = \sum_{i=0}^{k} G_{1\,i} - G^{нас} \cdot (k+1) \geq 0, \ \forall k \tag{6.72}$$

или

$$G^{нас} \leq \sum_{i=0}^{k} G_{1\,i} \ /(k+1), \ \forall k \tag{6.73}$$

Режим II:

Будем исходить из требования максимального использования всего объема сточных вод, для чего необходимо рассматривать режимы работы системы утилизации тепла без слива сточных вод по значению датчика верхнего уровня минуя теплообменник, т.е. когда в любой момент времени k объем сточных вод в баке-аккумуляторе ΔV_k не превосходит полезный объем бака-аккумулятора $\Delta V_{пол}$ ($G_3 = 0$).

Тогда уравнение (6.70) примет вид:

$$\Delta V_k = \sum_{i=0}^{k} G_{1\,i} + \sum_{i=0}^{k} G_{4\,i} - \sum_{i=0}^{k} G_{2i} \geq 0, \ \forall k \tag{6.74}$$

С учетом того, $G_{2_i} = G^{нас} = const$, уравнение (6.74) преобразуется к следующему виду:

$$\Delta V_k = \sum_{i=0}^{k} G_{1\,i} + G^{нас} \cdot \sum_{i=0}^{k} \left(\varepsilon_i^{тхк} - 1\right) \cdot \cdot \geq 0, \quad \forall k \qquad \text{или}$$

$$G^{нас} \leq \frac{\sum_{i=0}^{k} G_{1\,i}}{\sum_{i=0}^{k} \left(1 - \varepsilon_i^{тхк}\right)}, \quad \forall k \tag{6.75}$$

где $\varepsilon_i^{тхк}$ – доля времени работы циркуляционного контура для $i-го$ временного интервала в режиме замкнутого контура - «бак-накопитель + пластинчатый теплообменник + циркуляционный насос + бак-накопитель».

Значения $\sum_{i=0}^{k} \left(1 - \varepsilon_i^{тхк}\right), \ \forall k$ определяют долю потока сточных вод к моменту времени k включительно, уходящих в канализацию после циркуляционного насоса. За период кратный одним суткам количество приточных сточных вод должно быть объему сточных вод за тот же период, спускаемому в канализацию, что можно выразить следующим уравнением:

$$G^{нас} = \frac{\sum_{i=0}^{n \cdot k_1} G_{1\,i}}{\sum_{i=0}^{n \cdot k_1} \left(1 - \varepsilon_i^{тхк}\right)}, \tag{6.76}$$

где n - количество дней;

k_1 - количество временных интервалов интегрирования в одних сутках.

Как видно из выражения (6.76) для данного режима работы схемы существует зависимость между параметрами $\varepsilon_i^{тхк}$ и $G^{нас}$. Значения параметров $\varepsilon_i^{тхк}$ выбираются таким образом, что бы обеспечить выполнение условия (6.75) и максимальную утилизацию тепла сточных вод через теплообменник. Объем бака-аккумулятора определяется исходя их выражения (6.75) для оптимального набора значений $\varepsilon_i^{тхк}$.

Значения $\varepsilon_i^{тхк}$ определяются следующими условиями:

1) условие «непрерывности» потока (выражение 6.70));

2) условие отсутствия слива сточных вод, минуя теплообменник, при $G_3 = 0$ ($\Delta V_k \le \Delta V_{пол}$), что обеспечивает максимальную утилизацию всего объема сточных вод;

3) условие периодичности (выражение (6.76)).

Режим III:

В рассматриваемом режиме работы принимается ступенчатое регулирование производительности циркуляционного насоса. Трансформация уравнения (6.75) в этом случае будет иметь следующий вид:

$$\Delta V_k = \sum_{i=0}^{k} G_{1\,i} + \sum_{i=0}^{k} G_i^{нас} \cdot \left(\varepsilon_i^{тхк} - 1\right) \ge 0, \qquad \forall k \tag{6.77}$$

Ступенчатое регулирование производительности циркуляционного насоса производится в зависимости от уровней жидкости в баке-аккумуляторе. В качестве примера рассмотрения выбирается трехступенчатое регулирование по значениям трех уровней бака-аккумулятора (коэффициенты производительности насоса $K_{vp}^{нас}$ = 1, 07, 05). Первым уровнем является минимальный объем бака-аккумулятора, которому соответствует третий уровень регулирования $K_{vp}^{нас}$=0.5, при превышении второго уровня включается вторая ступень регулирования ($K_{vp}^{нас}$=0.7), при превышении третьего уровня бака-аккумулятора – включается первая ступень регулирования ($K_{vp}^{нас}$=1.0). Таким образом, с ростом объема сточных вод в баке-аккумуляторе возрастает ступенчато производительность циркуляционного насоса.

6.7.2.2 Энергетические принципы выбора параметров системы утилизации тепла сточных вод

Энергетический принцип выбора параметров системы утилизации тепла сточных вод заключается в максимальной утилизации теплового потенциала сточных вод.

Для учета максимальной утилизации сточных вод рассмотрим тепловой баланс для системы утилизации тепла сточных вод в виде системы двух уравнений - уравнения баланса объема (6.66) и уравнения баланса тепла для бака-аккумулятора (6.78):

$$\frac{d\left(\rho \cdot V \cdot I_v\right)}{dt} = \sum_{i=1}^{4} \rho \cdot G_i \cdot I_i \tag{6.78}$$

где I_i - удельная энтальпия *i*-го балансового потока, Дж/кг;

I_V - удельная энтальпия сточных вод в баке-аккумуляторе, Дж/кг;

ρ - плотность сточных вод (принимается приблизительно равной плотности чистой воды при нормальной температуре), кг/м^3;

Уравнение (6.78) с учетом уравнения (6.66) примет следующий вид:

$$V\frac{dT_V}{dt}=\sum_{i=1}^{4}G_i\cdot(T_i-T_V) \tag{6.79}$$

где T_V - температура сточных вод в баке-аккумуляторе, ^{0}C;

T_i - температура *i*-го балансового потока, ^{0}C;

С учетом того, что $T_V = T_2$ и $T_V = T_3$, уравнение (6.79) можно переписать в следующем виде:

$$V\frac{dT_V}{dt}=G_1\cdot(T_1-T_V)+G_4\cdot(T_4-T_V) \tag{6.80}$$

Для расчета теплообмена в теплообменнике, утилизирующем тепло сточных вод для подогрева водопроводной воды, будем использовать метод, основанный на понятиях эффективности (к.п.д.) теплообменника ε и числе переноса теплоты N [179], что позволяет выполнять прямое решение задачи, избегая необходимости в последовательных приближениях.

Эффективность (к.п.д.) теплообменника

$$\varepsilon=\frac{Q_{mo}}{W_{\min}\cdot(T_{г1}-T_{x1})}, \tag{6.81}$$

где $Q_{mo}=W_г\cdot(T_{г1}-T_{г2})$ - тепловой поток теплообменника, Вт;

$W_г$ и W_x - водяные эквиваленты теплоносителей по горячей стороне (сточные воды) и холодной стороне (водопроводная вода) соответственно, Дж/(сек·^{0}C);

$W_{\min}$ - наименьший из водяных эквивалентов теплоносителей $W_г$ и W_x, Дж/(сек·^{0}C);

$T_{г1}$ и T_{x1} - температуры теплоносителей на входе в теплообменник по горячей и холодной сторонам соответсвенно, ^{0}C;

$T_{г2}$ и T_{x2} - температуры теплоносителей на выходе из теплообменника по горячей и холодной сторонам соответсвенно, ^{0}C.

Для рассматриваемого варианта схемы системы утилизации тепла сточных вод:

$$T_2=T_{г1},\ T_4=T_{г2},\ T_{вв}=T_{x1},\ W_г=\rho_г\cdot C_p\cdot G_2, \tag{6.82}$$

где T_i - температура *i*-го потока, ^{0}C;

$\rho_г$ - плотность сточных вод, кг/м^3;

C_p - удельная теплоемкость сточных вод, Дж/(кг·ºC);

$T_{вв}$ - температура водопроводной воды, ^{0}C.

Введем эффективный к.п.д. теплообменника по горячей стороне ε_1

$$\varepsilon_1=\varepsilon\cdot\frac{W_{\min}}{W_г}, \tag{6.83}$$

где $\varepsilon_1 = \varepsilon$ при $W_г = W_{\min}$.

С учетом (6.83) можно составить следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} Q_{то} = \varepsilon_1 \cdot W_г \cdot (T_2 - T_{вв}) \\ \\ Q_{то} = W_г \cdot (T_2 - T_4) \end{cases} \tag{6.84}$$

Решение системы уравнений (6.84) относительно T_4 дает следующую формулу:

$$T_4 = T_V \cdot (1 - \varepsilon_1) + \varepsilon_1 \cdot T_{вв}. \tag{6.85}$$

Подставляя (6.85) в уравнение (6.80) получим обыкновенное дифференциальное уравнение относительно T_V:

$$V \frac{dT_V}{dt} = G_1 \cdot (T_1 - T_V) + G_4 \cdot \varepsilon_{1,2} \cdot (T_{в.в.} - T_V) \tag{6.86}$$

Система уравнений (6.66) и (6.86) позволяет по изменению G_4 во времени определять изменение температуры сточных вод в баке-аккумуляторе и по уравнениям системы уравнений (6.84) определять утилизированное тепло сточных вод. Значения G_{4_k} $\forall k$ определяются параметрами $\varepsilon_k^{тхк}$ по формуле (6.83).

Из рассматриваемых изменений G_4 во времени необходимо выбрать такое, чтобы оно соответствовало максиму утилизации тепла сточных вод.

Частные режимы изменения G_4. Во времени.

А) Режим утилизации тепла сточных вод с использованием циркуляционного насоса постоянного расхода.

Для данного режима изменение G_4 в общем виде будет носить постоянно-прерывистый характер. Циркуляция потока по циркуляционному контуру будет происходить при переключении трехходового клапана в режим циркуляции по сигналу датчика нижнего уровня бака-аккумулятора. Циркуляция потока в циркуляционном контуре обеспечивает «непрерывность» потока сточных вод и его минимальное значение, достаточное для обеспечения работоспособности теплообменника. Данный режим временного изменения G_4 однозначно определяется полезным объемом бака-утилизатора. Максимальное значение полезного объема бака-утилизатора определяется амплитудой колебания объема сточных вод в баке-аккумуляторе в течение эксплуатации системы утилизации тепла.

Б) Режим утилизации тепла сточных вод с использованием циркуляционного насоса с трехступенчатым регулированием.

Данный режим требует проведения численного эксперимента с выбором оптимального режима изменения G_4 для минимального значения полезного объема бака-аккумулятора.

В качестве энергетического критерия степени утилизации тепла сточных вод введем параметр $\Delta T_{исп}$, характеризующий используемый температурный потенциал сточных вод и определяемый следующим образом:

$$\Delta T_{исп} = \frac{Q_{исп}}{\rho \cdot C_p \cdot G_\Sigma}, \qquad (6.87)$$

где $Q_{исп}$ - утилизированное за некоторый период тепло сточных вод, Дж;

G_Σ - суммарный объем сточных вод за тот же период, м^3.

Численная реализация задачи утилизации тепла сточных с использованием бака-утилизатора.

В качестве примера теплообменника системы утилизации тепла принимался пластинчатый теплообменник ТАР-0.15 с противоточным движением теплоносителей производства ЗАО «Завод Промстройиндустрия». По четырем $T_{г1}$, $T_{х1}$, $G_г$ и $G_х$ с использованием программы производителя определялись характеристики теплообмена теплообменника. Для расчета к.п.д. пластинчатого теплообменника ε использовались формулы ε-N метода расчета, основанные на понятиях числа переноса теплоты N:

$$\varepsilon = \frac{1 - EXP(-N \cdot (1 - W_{\min}/W_{\max})}{1 - (W_{\min}/W_{\max}) \cdot EXP(-N \cdot (1 - W_{\min}/W_{\max}))} \qquad (6.88)$$

где $N = \frac{k_{ср} \cdot F}{W_{\min}}$ - число единиц переноса теплоты;

$k_{ср}$ – средний коэффициент теплопередачи теплообменника, Вт/(м^2·^{0}С);

F – площадь теплообмена теплообменника, м^2.

Расход теплоносителя теплообменника по холодной стороне принимался равным половине номинального расхода теплоносителя по горячей стороне. Результаты расчетов значений ε при различных режимах работы циркуляционного насоса представлены в таблице 6.7 . Работа циркуляционного насоса определялась для трех различных уровней производительности насоса относительно номинальной его производительности, характеризуемых коэффициентом уровня производительности насоса k_{Vp} = (1, 0.7, 0.5).

Таблица 6.7 – К.п.д. пластинчатого теплообменника ТАР-0,15 при различных режимах работы циркуляционного насоса

К.п.д. теплообменника, ε			
Расход теплоносителя по горячей стороне, м^3/ч	Коэффициент уровня производительности насоса, k_{Vp}		
	1	0,7	0,5
5	0,887	0,816	0,718
6	0,872	0,801	0,705
7	0,862	0,788	0,693
8	0,842	0,777	0,683
9	0,840	0,766	0,674

Обыкновенное дифференциальное уравнение (6.86) представлялось в разностной неявной форме второго порядка точности относительно T_V.

Использование ε-N метода расчета теплообменника позволило явно решать разностное уравнение относительно T_V на каждом шаге интегрирования и избежать проблем сходимости итерационного процесса.

Данная задача реализована в форме численной программы, листинг которой приведен в приложении Д.2.. Верификация программы проведена по формуле (6.76) для производительности циркуляционного насоса $N_{нас} = G^{нас} = \text{const}$. Отклонение заданных и расчетных значений $N_{нас}$ составляет не более 1%.

В качестве исходных данных принимался десятидневный график слива сточных вод, включающий в себя семь рабочих дней и два выходных дня. Изменение потока слива сточных вод представлено на рисунке 6.27. Временной интервал выходных дней находится в пределах 7 200 – 10 079 минут.

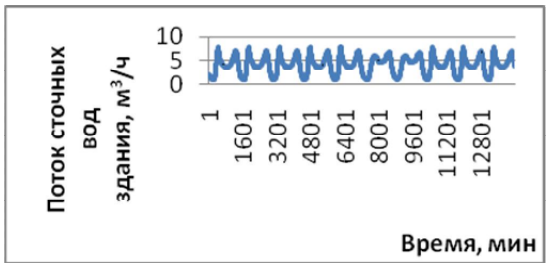


Рисунок 6.27 – График слива сточных вод здания в течение десяти дней

Были проведены вариантные расчеты системы утилизации тепла сточных вод для различных номинальных значений производительности циркуляционного при различных режимах его работы. На рисунке 6.28 представлен расчет изменения объема сточных вод в баке при $N_{нас}$ =4.0 м^3/ч. Как видно из графика, производительности циркуляционного насоса не хватает, чтобы ограничить рост объема сточных вод в баке-аккумуляторе. При данном режиме для заданного объема бака-аккумулятора будут иметь место большие потери сточных вод, как вторичного источника тепла.

На рисунке 6.29 представлено изменение объема сточных вод в баке-аккумуляторе $V_{б/а}$ при $N_{нас}$ = 5 м^3/ч без регулирования производительности насоса. Как видно из графика, изменения $V_{б/а}$ носят периодический характер с ограничением значений объема сточных вод для каждого типа дня (будний и выходной). Наибольшее значения $V_{б/а}$ ($\max V_{б/а}$= 8м^3) достигаются в выходные дни – дни равномерного по сравнению с будними днями в течение суток и большими суммарными суточными сливами сточных вод. Бак-аккумулятор эффективно гасит амплитуду колебаний потока сточных вод.

На рисунке 6.30 представлен график изменения параметра $\varepsilon_i^{тхк}$ характеризующего долю времени работы циркуляционного контура для i-го временного

интервала в режиме замкнутого контура - «бак-накопитель + пластинчатый теплообменник + циркуляционный насос + бак-накопитель» при $N_{нас}$ = 5 м^3/ч без регулирования производительности насоса. Из сопоставления графиков рисунков 6.27 и 6.30 видно, что циркуляция в контуре включается на большее время при наименьших значениях потока слива сточных вод здания, чтобы обеспечить «непрерывность» потока сточных вод через теплообменник и циркуляционный насос.

Рисунок 6.28 – Изменение объема сточных вод $V_{б/а}$ в баке -ккумуляторе при $N_{нас}$ = 4 м^3/ч без регулирования производительности насоса

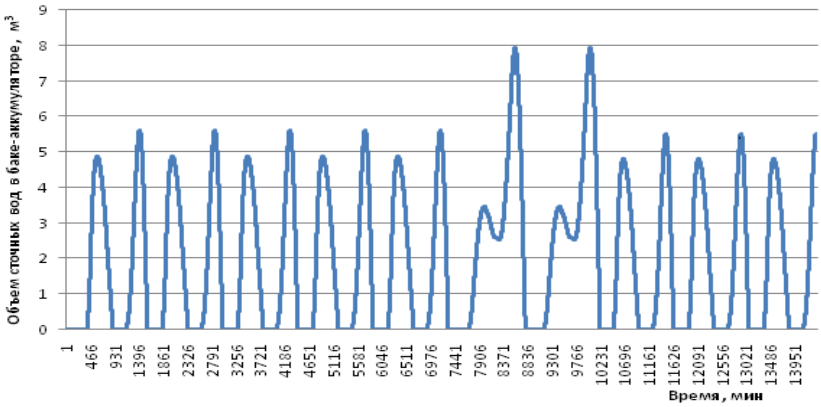


Рисунок 6.29 – Изменение объема сточных вод $V_{б/а}$ в баке-ккумуляторе при $N_{нас}$ = 5 м^3/ч без регулирования производительности насоса

Как видно из таблицы 6.8, используемый температурный потенциал сточных вод имеет наибольшее значение для регулируемого режима работы циркуляционного насоса (рисунок 13а). С увеличением номинальной производительности циркуляционного насоса используемый температурный потенциал сточных вод $\Delta T_{исп}$ уменьшается.

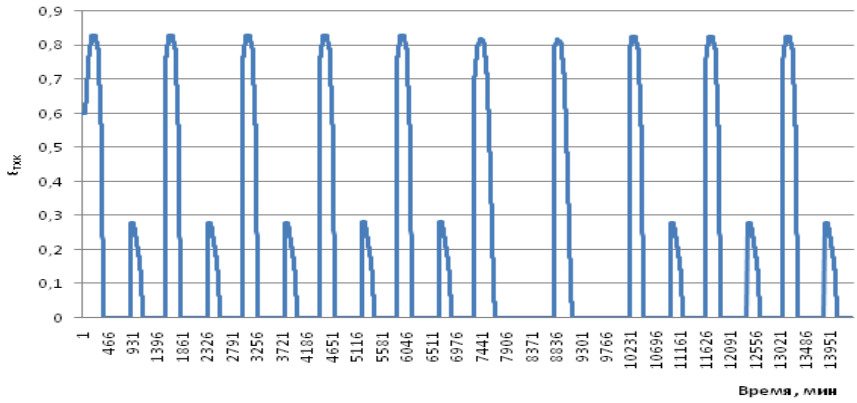


Рисунок 6.30 – График изменение параметра $\varepsilon_i^{тхк}$ при $N_{нас}$ = 5 м^3/ч без регулирования производительности насоса

В таблице 6.8 представлены результаты расчетов системы утилизации тепла сточных вод.

Таблица 6.8 – Варианты расчетов системы утилизации тепла сточных вод

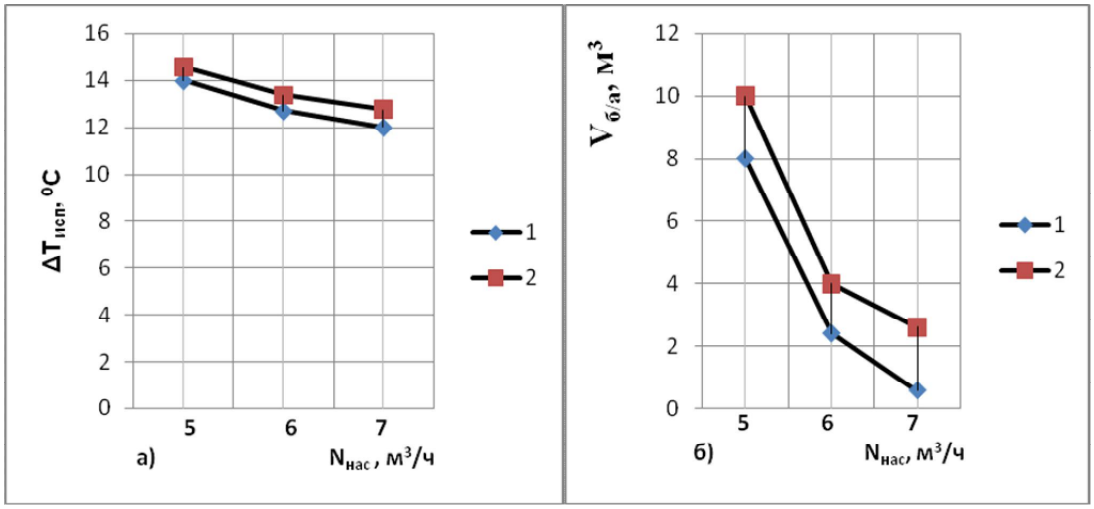
Режим	Производительность насоса, м^3/ч		
	5	6	7
	$\Delta Tисп$, ^{0}C		
const	13,98	12,7	12
regul	14,56	13,36	12,76
	* ($\Delta T_{исп_m}$ - $\Delta T_{исп_5}$)/ $\Delta T_{исп_5}$, ^{0}C		
const	0	-0,092	-0,142
regul	0	-0,082	-0,124
	$V_{б/а}$, м^3		
const	8	2,4	0,57
regul	10	4	2,6

Примечание – * m = 5 для $N_{нас}$ = 5 м^3/ч; m = 6 для $N_{нас}$ = 6 м^3/ч; m = 7 для $N_{нас}$ = 7 м^3/ч

В тоже время полезный объем бака-аккумулятора для этого режима наибольший $V_{б/а}$=10 м^3. На рисунке 6.31 б) представлены графики изменения объёма бака-аккумулятора $V_{б/а}$. С увеличением номинальной производительности циркуляционных насосов полезный объем бака утилизатора быстро уменьшается. Так при увеличении производительности насоса с 5 до 6 м^3/ч требуемый полезный объем бака-аккумулятора уменьшается в 2.5 раза.

Таким образом, задача выбора параметров системы утилизации тепла является экономической оптимизационной задачей. В качестве параметров оптимизации выступают параметры $V_{б/а}$, $\Delta T_{исп}$ и $N_{нас}$. Параметры $V_{б/а}$ и $N_{нас}$ определяет часть капитальных затрат – стоимость бака-аккумулятора и циркуляционного насоса и арматуры. Параметр $\Delta T_{исп}$ определяет экономию энергоресурсов.

Также следует учесть часть эксплуатационных затрат, связанную с затратами электроэнергии на работу циркуляционного насоса, что выражается через $N_{нас}$ и режимы работы циркуляционного насоса.



1 - с регулированием производительности насоса;
2- без регулирования производительности насоса

Рисунок 6.31 – Графики зависимостей используемого температурного потенциала сточных вод $\Delta T_{исп}$ (а) и объема сточных вод в баке - аккумуляторе (б) от производительности циркуляционного насоса

Схема рисунка 6.26 реализована в устройстве, представленном на фотографии рисунка 6.32 на стадии монтажа в энергоэффективном здании в г. Витебске. В проектном решении здания предусмотрено разделение фекальных и водяных стоков, которые объединяются после утилизатора. Аналогичные системы предусмотрены в проектах энергоэффективных зданий в г. Гомеле. Бак - накопитель системы выбран в соответствии с методикой по режиму г). В левой части рисунка виден пластинчатый теплообменник, справа – бак-накопитель, в центре – обвязка системы.

Рисунок 6.32 – Фотография системы утилизации тепла сточных вод

6.8 Использование солнечной энергии в системе энергоснабжения здания

Системы горячего водоснабжения с использованием солнечных коллекторов широко распространены во многих странах, например, Израиль, Турция, где они покрывают около 100% потребности в горячей воде. Солнечные коллекторы в системах энергоснабжения зданий широко используются также в странах Западной Европы.

Солнечная энергетика активно развивалась в СССР. Наибольшее распространение солнечные коллекторы получили в Краснодарском крае и в Крыму. В [324] приведены данные о более чем 12 научно-исследовательских институтах, которые занимались разработкой солнечных коллекторов и систем энергоснабжения зданий с их использованием. По данным 1992 г. [325] в СССР эксплуатировалось около 50000 $м^2$ гелиоустановок. В [325] имеется информация, что в 1990 г. в СССР было выпущено 91000 $м^2$ солнечных коллекторов, в основу конструкции которых были положены штампосварные теплопоглощающие панели. Основными производителями солнечных коллекторов были Братский завод «Сибтепломаш», Бакинский завод по обработке сплавов цветных металлов и объединение «Спецгелиомонтаж». Доступность и дешевизна классических видов энергии не способствовали распространению альтернативных ее источников, а порой приводили и к саботажу энергосбережения.

Применение солнечных коллекторов в качестве основного источника для отопления в зимний период в Беларуси невозможно из-за небольшой продолжительности светового дня [54], но гелиосистема может обеспечить значительную экономию в части потребления классических видов топлива, существенно дополняя баланс энергопотребления.

Основными элементами систем солнечного теплоснабжения являются солнечный коллектор, в котором нагревается вода или воздух, водяной бак–аккумулятор, дополнительный нагреватель или котел [6, 326-327].

6.8.1 Концентрирующий солнечный коллектор

Солнечные коллекторы бывают двух основных типов: плоские [324-327] и концентрирующие [328-333]. Коммерчески доступные плоские гелиоколлекторы на основе медных пластин с селективными покрытиями [6], с одной стороны, недороги и производятся массово из-за относительно легкой технологии нанесения покрытий и простоты манипуляций с медью, а с другой стороны, из-за высокой теплопроводности меди позволяют передать теплоносителю почти

всю собранную энергию. Незначительно уступая в к.п.д. концентрирующим, плоские отличаются ценой, в лучшую для потребителя сторону.

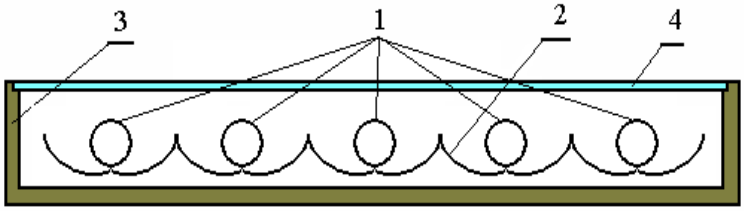
Концентрирующие [328-333], как правило, используют вакуумные трубные элементы [329], на которых концентрируется солнечная энергия.

Наибольшая проблема вакуумных коллекторов - потеря вакуума, требующая частой замены деталей. Кроме того, нагревающаяся до большей температуры жидкость быстрее, чем в плоских коллекторах, теряет необходимые свойства, поэтому ее приходится менять, а без специального оборудования это сделать практически невозможно. Попадание в коллектор градин диаметром более 2,5 см может вызвать серьезные проблемы. Также высока вероятность закипания жидкости в трубах, что может привести к выходу из строя системы.

Концентрирующие системы [328, 330, 331-333] обеспечивают использование солнечной энергии с значительной площади и ее концентрацию на трубах с теплоносителем и меньшую площадь тепловых потерь, которые уходят только с поверхности труб. Это обеспечивает более высокую тепловую эффективность концентрирующих коллекторов по сравнению с плоскими.

Форма концентрирующей поверхности в коллекторе является основным фактором, определяющим эффективность его работы. В [328, 330, 331] предлагается параболическая концентрирующая поверхность, в [328] используется составной параболический концентратор. В то же время, эти технические решения не обеспечивают оптимальной концентрации солнечных лучей на приемном элементе в течение всего светового дня. В [332,333] предложен способ оптимизации отражающей поверхности коллектора, обеспечивающий концентрацию солнечной энергии на приемнике излучения независимо от положения солнца.

Способ оптимального расчета формы концентрирующей поверхности рефлектора (отражателя) цилиндрического концентратора рассмотрим на солнечном коллекторе периодической структуры, содержащем ряд цилиндрических приемников солнечного излучения и концентратор с рефлекторами сложной формы (рисунок 6.33). Выделим элемент сечения коллектора плоскостью X_0Y, перпендикулярной образующей цилиндра на рисунке 6.34, связанный с одним приемным элементом солнечного излучения. Причем ось *y* направим по нормали к плоскости коллектора.



1 – трубы с теплоносителем; 2 – концентрирующая поверхность; 3 – корпус; 4 – защитное остекление

Рисунок 6.33 – Поперечный разрез солнечного коллектора

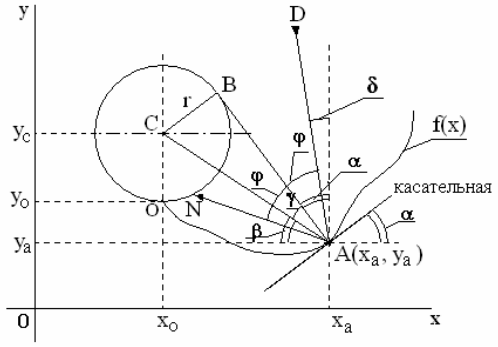


Рисунок 6.34 – Геометрические соотношения на отражающей поверхности

Предположим, что рефлектор в сечении плоскостью $X_0У$ задается кривой, которая может быть представлена в виде функции *y=f(x)*. Выберем на линии *y=f(x)* точку А с координатами x_a, y_a. Тогда очевидно, что координаты точки А связаны соотношением:

$$y_a = f(x_a), \tag{6.89}$$

Пусть в точку А падает солнечный луч DA под углом δ к оси у. Для определения направления распространения отраженного луча сделаем следующие геометрические построения.

Проведем через точку А касательную к кривой *y=f(x)*. Угловой коэффициент *K* касательной, равный тангенсу угла α между касательной и осью абсцисс, численно равен значению производной функции f(x) в точке $x=x_a$. Для значения угла α можно записать выражение:

$$\alpha = arctg(K) = arctg\left(\frac{df(x)}{dx}\right)\Big|_{x=x_a} \tag{6.90}$$

Из точки А восстановим перпендикуляр АВ к касательной.

Потребуем, чтобы рефлектор имел такую форму, при которой перпендикуляр АВ касается приемного элемента коллектора. Тогда все лучи, приходящие в точку А правее перпендикуляра АВ, после отражения пойдут левее перпендикуляра АВ и попадут или на приемный элемент коллектора или снова на рефлектор. Так как условие касания поверхности приемного элемента коллектора нормалью к поверхности рефлектора справедливо для любой точки рефлектора, то попадающий после первого отражения на рефлектор луч снова отразится или на приемный элемент коллектора или на рефлектор. Чтобы отраженный луч не смог пройти под приемным элементом, кривая поверхности рефлектора, очевидно, должна проходить через точку О.

Из рисунка 6.38 следует, что для угла α, образованного касательной к поверхности рефлектора в точке А и осью абсцисс, выполняется условие (6.91):

$$\alpha = \pi/2 - (\beta + \gamma), \tag{6.91}$$

где β – угол, образованный линией, соединяющей точку А и центр приемного элемента коллектора, и осью абсцисс;

γ - угол, образованный линией, соединяющей точку А и центр приемного элемента коллектора, и нормалью к поверхности рефлектора в точке А.

Значения углов β и γ могут быть выражены через координаты точки А: x_a и y_a, координаты центра приемного элемента коллектора x_c и y_c и его радиус r. Так как точка А рефлектора выбиралась произвольно, то индекс «*a*» при координатах точки А может быть опущен.

$$\beta = arctg\left(\frac{y_c - y}{x - x_c}\right) \tag{6.92}$$

$$\gamma = arctg\left(\frac{r}{\sqrt{(y_c - y)^2 + (x - x_c)^2 - r^2}}\right) \tag{6.93}$$

С учетом уравнений (6.90) и (6.91) уравнение линии, задающей форму рефлектора, в плоскости x0y может быть записано в виде:

$$\frac{dy}{dx} = tg\left(\frac{\pi}{2} - (arctg\left(\frac{y_c - y}{x - x_c}\right) + arctg\left(\frac{r}{\sqrt{(y_c - y)^2 + (x - x_c)^2 - r^2}}\right)\right)\right) \tag{6.94}$$

С учетом свойств тригонометрических функций уравнение (6.94) может быть приведено к виду:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{(x - x_c)\cdot\sqrt{(y_c - y)^2 + (x - x_c)^2 - r^2} - (y_c - y)\cdot r}{(y_c - y)\cdot\sqrt{(y_c - y)^2 + (x - x_c)^2 - r^2} - (x - x_c)\cdot r}. \tag{6.95}$$

Получить из уравнений (6.94) или (6.95) в явном виде выражение для кривой *y=f(x)*, описывающей форму рефлектора, затруднительно. Однако эти уравнения позволяют создать достаточно простой алгоритм построения кривой *y=f(x)* и реализовать его на ПЭВМ с использованием любого языка программирования высокого уровня (ФОРТРАН, ПАСКАЛЬ, СИ и т.п.).

Построение кривой *y=f(x)* начинают с задания значений следующих величин:

- радиуса приемного элемента коллектора r, мм;
- координат центра С приемного элемента xc , yc, мм;
- координат начальной точки x_0 , y_0 , мм, с которой начинается расчет координат точек кривой *y=f(x)*;
- значение δx приращения координаты x, мм.

По формулам (6.92) и (6.93) вычисляют значения углов β и γ для точки искомой кривой с координатами x_0, y_0 . По формуле (6.83) вычисляется соответствующее значение угла α.

Далее по формуле (6.94) находим приращение δy_0 координаты y при изменении координаты x на величину δx.

$$\delta y_0 = tg(\alpha) \cdot \delta x, \quad (6.96)$$

Таким образом, переходим к точке 1 искомой кривой с координатами x_1, y_1, определяемыми по формулам (6.97) и (6.98):

$$x_1 = x_0 + \delta x, \quad (6.97)$$

$$y_1 = y_0 + \delta y_0, \quad (6.98)$$

Следует отметить, что вычисление приращения δy может быть проведено непосредственно по формуле (6.95).

Следует также отметить, что если начальная точка выбрана таким образом, что выполняются условия:

$$x_0 = x_c, \quad (6.99)$$

$$y_0 = y_c - r, \quad (6.100)$$

то значение угла α равно минус $\pi/2$, и определение приращения δy по формуле (6.96) оказывается невозможным.

В этом случае поступают следующим образом:

либо определяют δy произвольным образом, например:

$$\delta y_0 = k * \delta x, \quad (6.101)$$

где k – любое число из интервала 1 – 10;

либо определяют ординату начальной точки так, чтобы условие (6.100) не выполнялось, например:

$$y_0 = yc - r + \delta x. \quad (6.102)$$

В силу малости задаваемого приращения δx ($\delta x \leq 0.1$ мм) применение формул (6.101) или (6.102) не вносит заметных искажений в начало кривой $y=f(x)$.

Аналогично вычислению координат точки 1 кривой $y=f(x)$ проводят вычисления координат точки 2, …, k - до выполнения условия:

$$y_{k+1} = y_k + \delta y_k > y_c + r, \quad (6.103)$$

Условие (6.103) ограничивает высоту рефлектора по координате y с целью недопущения затенения приемного элемента коллектора при крайних угловых положениях солнца. При этом точка с координатами x_k, y_k определяет размер.

Так как рефлектор коллектора является периодической структурой, то для построения полного сечения рефлектора плоскостью, перпендикулярной осям приемных элементов, достаточно построить сечение его одного периода с приемным элементом. Вид сечения полученный расчетным путем по приведенным выше формулам с помощью программы, написанной на языке программирования ПАСКАЛЬ приведен на рисунке 6.35.

Одной из характеристик фокусирующего коллектора является степень концентрации k. Для коллекторов с периодической структурой рефлектора и как отношение периода рефлектора к диаметру приемного элемента:

$$k = L/D \qquad (6.103)$$

Как показывают расчеты, для рефлектора данного типа степень концентрации составляет 3.15 и практически не зависит от диаметра приемного элемента.

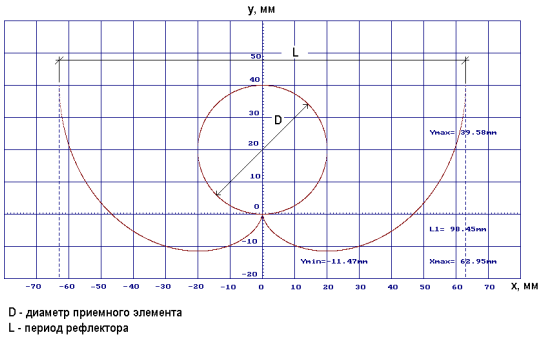


Рисунок 6.35 – Сечение одного периода солнечного коллектора

В соответствии с предложенным способом был рассчитан оптимальный профиль отражающей поверхности для приемного элемента диаметром 20 мм изготовлен и испытан солнечный коллекторКоллектор устроен следующим образом. Приемные элементы имеют цилиндрическую форму и в виде витков змеевиковой трубы теплоприемника расположены в ряд. Поверхность трубы теплоприемника выполнена светопоглощающей (покрашена черной краской), а каждый виток трубы расположен продольно встык с линией соединения отражательных поверхностей смежных фокусирующих элементов рефлектора с учетом выполнения условия касания поверхности приемного элемента коллектора нормалью к соответствующей отражающей поверхности рефлектора для любой точки рефлектора для того, чтобы попадающий после первого отражения на рефлектор луч снова отразился или на приемный элемент коллектора или на рефлектор. Отражающая поверхность коллектора выполнена из пластического материала ПЭТФ (полиэтилентэтрафтолат) матодом вакуумной формовки и покрыта отражающим покрытием методом напыления слоя алюминия. Коэффициент отражения покрытия равен 0,7. Если учесть, что коэффициент пропускания стекла составляет 0,9, к нагревательному элементу поступает около 63% солнечной энергии, падающей на площадь коллектора. Поверхности отражательных элементов выполнены с кривизной, обеспечивающей условие концентрации солнечных лучей на приемных элементах независимо от положения солнца на основе расчета по предлагаемому способу.

Основные параметры коллектора:

Диаметр приемника 20мм.

Объем приемника коллектора, не более 9,5 л.

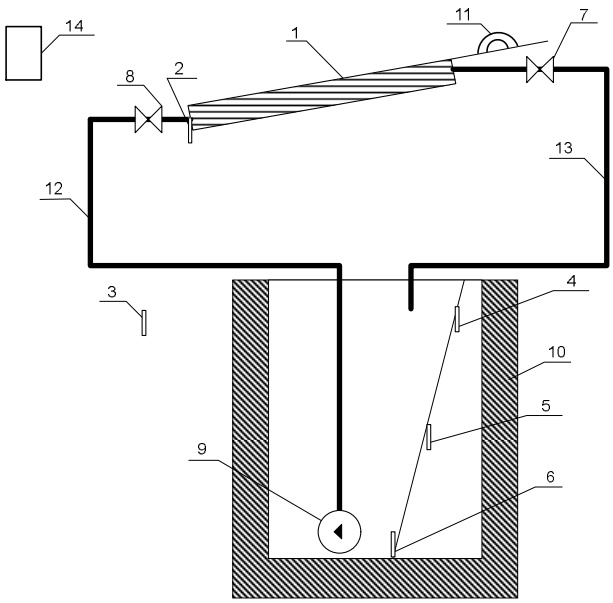
Размеры концентратора, не более 1240х1000 мм.

Габаритные размеры коллектора, не более 1490х1100х80 мм.

Масса коллектора, не более 23 кг.

Испытания коллектора проводились 03.11.2004 года с 10.30 до 13.30.

Испытания проводили в натурных условиях на теплогидравлическом стенде, принципиальная схема которого приведена на рисунке 6.37.



1 – коллектор; 2-6 – датчики-регистраторы температуры типа DS1921; 7-8 – вентили; 9 – циркуляционный насос; 10 – утепленный бак-накопитель; 11 – пиранометр «Пеленг СФ-06»; 12-13 – теплоизолированные трубопроводы; 14 - анемометр АП-1

Рисунок 6.37 – Схема испытательного стенда солнечного коллектора

Коллектор был устанавлен на испытательном стенде в соответствии с рисунком 6.37 горизонтально и заполнен теплоносителем. Затем коллектор был ориентирован по нормали к солнцу и включен циркуляционный насос. В испытаниях одновременно регистрировали:

- плотность потока солнечной радиации в плоскости коллектора;
- температуру окружающего воздуха;
- температуру воды на трех уровнях в баке-накопителе;
- температур воды на выходе из коллектора;

По результатам испытаний была определена теплопроизводительность коллектора и коэффициент полезного действия (к.п.д.).

Теплопроизводительность коллектора $P_{ср.}$, Вт, определяли по формуле:

$$P_{ср.} = Q/\Delta t \qquad (6.97),$$

где Q - количество теплоты, затраченное на нагрев воды, кДж,

Δt – время наблюдения, с.

Количество теплоты Q, затраченное на нагрев воды и металлических деталей определяют по формуле 6.18:

$$Q = (C_в \cdot m_в + C_л \cdot m_л + C_ч \cdot m_ч + C_к \cdot m_к) \cdot \Delta T \quad (6.98),$$

где $C_в$, $C_л$, $C_ч$ и $C_к$ – теплоёмкости, кДж/(кг·°С), теплоносителя, материала вентилей, циркуляционного насоса и бака-накопителя соответственно;

$m_в$, $m_л$, $m_ч$ $m_к$ – масса, кг, теплоносителя, материала вентилей, циркуляционного насоса и бака-накопителя соответственно;

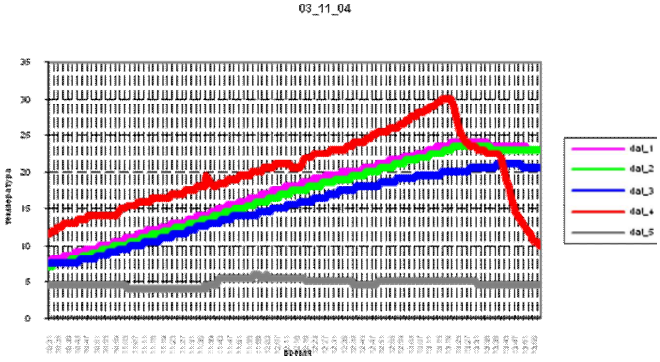
ΔT – диапазон изменения температуры, , теплоносителя в баке-аккумуляторе за время наблюдения °С.

К.п.д. коллектора, η, (в %) определяется по формуле (6.99):

$$\eta = \frac{Q}{J \cdot S} \cdot 100\% \quad (6.99),$$

где J – плотность потока суммарной солнечной радиации в плоскости коллектора, Вт/м^2; S – площадь солнечного коллектора, м^2.

Температура окружающего воздуха была +5 ^{0}С, скорость ветра - не более 5 м/с, объем теплоносителя в баке-накопителе - 50 л, плотность потока суммарной солнечной радиации, измеренная пиранометром, составляла 790Вт/м^2.Изменения температуры воздуха, воды на трёх уровнях в баке-накопителе и на выходе солнечного коллектора приведены на рисунке 6.38.



5 –наружный воздух; 4 – 1 датчики температуры воды в баке, начиная с верхнего

Рисунок 6.38 – Изменение температуры наружного воздуха и теплоносителя на 3-х уровнях в баке

Расчет характеристик солнечного коллектора производился с учетом данных таблицы 6.9:

Таблица 6.9 – Результаты испытаний солнечного коллектора

Δt, с	ΔT, °С	V, л	$\sum_i m_i$, кг	Q, кДж/м^2	$P_{ср}$, Вт/м^2	J, Вт/м^2	к.п.д., %
9 300	17	50	51	3565	383	790	45,8

Использование данного солнечного коллектора позволило обеспечить получение высокой температуры теплоносителя, не используя при этом систем слежения за Солнцем. Коллектор отличается простотой конструкции. Получен-

ное по экспериментальным данным значение КПД коллектора равно 45,8%. В предложенном варианте конструкции не используются вакуумированные приемники излучения. Это определено технологическими возможностями изготовления.

6.9 Система горячего водоснабжения с использованием солнечных коллекторов

Из 3-х солнечных коллекторов описанной выше конструкции была изготовлена солнечная батарея, использованная в системе горячего водоснабжения 3-го этажа Государственного предприятия «Институт НИПТИС им.Атаева С.С.». Батарея солнечных коллекторов была установлена на крыше здания. Фотография батареи представлена на рисунке 6.39. Общая полезная площадь используемых солнечных коллекторов - 4 м^2.

Рисунок 6.39 – Батарея солнечных коллекторов

Мнемосхема системы была выполнена в виде демонстрационнгого табло и закреплена на стене в санузле. Фотография мнемосхемы представлена на рисунке 6.40.

На рисунке 6.40 представлена схема двухконтурной системы ГВС на основе использования солнечных коллекторов. В систему солнечной батареи залит антифриз. Циркуляцию жидкости в системе обеспечивает циркуляционный насос. На входе и выходе контура циркуляции теплоносителя в бак-ккумулятор установлены датчики температуры, обеспечивающие работу алгоритма управления в Блоке управления системой. При значении температуры на выходе из бака выше, чем на входе циркуляционный насос выключается, прекращая циркуляцию в системе. Такой режим исключает возможность циркуляции теплоносителя при отсутствии его нагрева в коллекторе. Расширительный бак, показанный на рисунке 6.40, обеспечивает постоянное заполнение системы тепло-

носителем. В качестве резервного источника энергии используется электрический нагреватель. В процессе работы системы ведется непрерывная запись температуры обоих датчиков и расхода теплоносителя в контуре циркуляции.

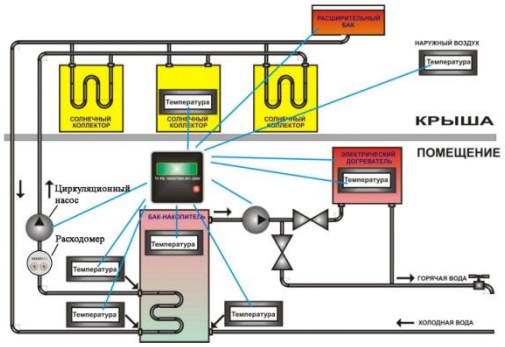


Рисунок 6.40 – Мнемосхема системы ГВС с солнечными коллекторами

Для определения энергетической эффективности системыопределяется количества энергии Q, отданной батареей солнечных коллекторов баку накопителю. Расчет количества энергии Q производится по формуле (6.100).

$$Q = C \cdot \sum_{i=1}^{n} \Delta T_i \cdot m_i \,, \qquad (6.100)$$

где C – удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/кг·ºС;

i – номер интервала измерений;

$\Delta T_i = T_3 - T_4$ - разность температур теплоносителя на входе и выходе теплообменника на i –м цикле измерений, ºС;

m_i – масса теплоносителя, прошедшего в контуре циркуляции на i – м интервале, кг/с, определяется по формуле:

$$m_i = \rho \cdot \Delta V \qquad (6.101)$$

где ΔV – объем теплоносителя прокачиваемого через теплообменник в единицу времени, определяемый по показаниям расходомера, $м^3/с$.

В процессе измерений интервал снятия температурных показаний не менялся, поэтому масса теплоносителя m_i принята постоянной.

На основе полученных экспериментальных данных построеныа диаграммы распределения тепловой энергии Q, отданной батареей солнечных коллекторов баку - накопителю в течение исследуемого периода, представленная на рисунке 6.41. Измерения выполнялись в период времени с июля 2007г. по август 2009г.

В отрицательной области диаграммы показано количество энергии, отданное баком-накопителем теплоносителю. Данное явление происходит из-за неточности определения температуры в контуре циркуляции. В результате циркуляционный насос включается в то время, когда температура датчика T_1 выше

температуры в баке-накопителе T_2, в то время как реальная температура теплоносителя ниже.

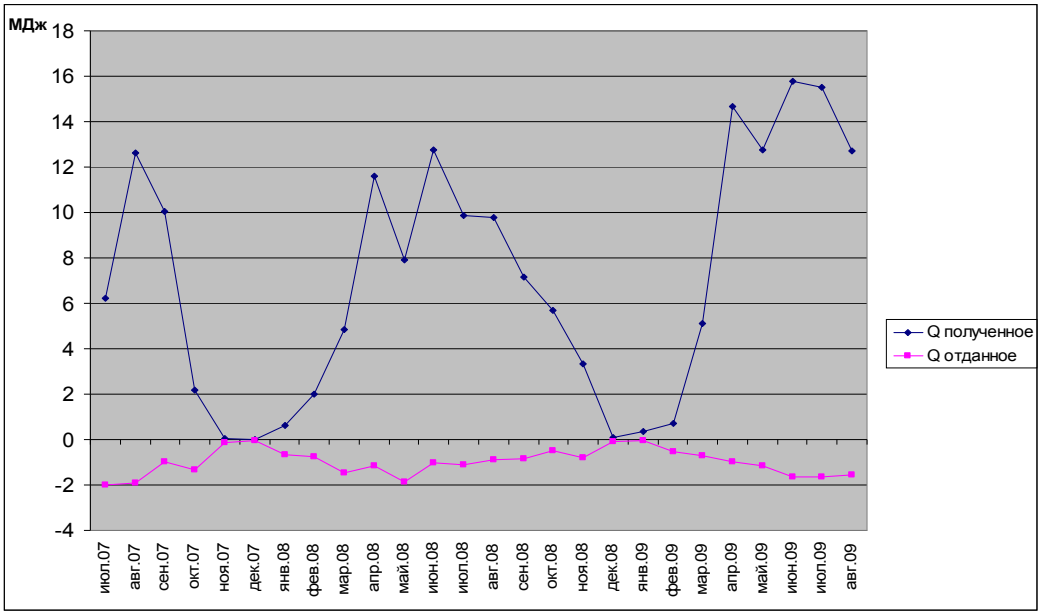


Рисунок 6.41 – Фактическое среднесуточное значение утилизированной энергии Q солнечным коллектором за весь исследуемый период, МДж

Максимальная отдача энергии системой составляет около 18 мДж/сут. По геометрии расположения системы время активной работы составило около 8 часов. Если считать время светового дня равным 10 час, мощность системы составит 550 Вт. Время активной работы системы, когда ее мощность составляла около 50% от максимальной, составляет около 7 месяцев, с середины марта по середину октября. Увеличить на 30% эффективность использования энергии можно путем использования отражающих материалов с коэффициентом отражения близким к 1.

Система используется для приготовления горячей воды в течение 5 лет и продемонстрировала за это время высокую надежность. Опыт ее использования дал возможность убедиться в работоспособности предложенной конструкции фокусирующего солнечного коллектора и возможности использования в системах ГВС в условиях Республики Беларусь солнечной энергии.

6.10 Выводы

Как энергетическая система, здание сохраняет единство с окружающей средой. Это позволяет использовать рассеянную в окружении тепловую энергию использовать для теплоснабжения. Здесь следует обратить внимание на

энергию, запасенную в грунте, солнечную энергию, а также энергию сточных вод, которая обычно безвозвратно уходит из здания.

Разработанная в главе численно-аналитическая модель грунтового теплообменника и результаты расчетов, выполненных с помощью разработанной модели, позволили разработать конструкцию грунтового теплообменника, который может быть использован в системах энергообеспечения здания [300-301]. В первую очередь, это система вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов где грунтовый теплообменник решает задачу предотвращения обмерзания рекуперативного теплообменника зимой и кондиционирования воздуха летом. Грунтовый теплообменник может быть источником энергии в системе теплоизоляции с управляемыми теплофизическими характеристиками [67-А]. Математическая модель грунтового теплообменника обеспечивает возможность долговременного прогноза эффективности работы теплообменника в течение года. Грунтовый теплообменник является экологически чистым элементом системы сбора тепла. Эксперименты, выполненные с грунтовым теплообменником в системе вентиляции здания летом подтвердили целесообразность его использования.

Существенное снижение тепловой нагрузки здания может обеспечить утилизация тепла сточных вод в здании [320, 335]. Учитывая, что на горячее водоснабжение расходуется не меньше тепла, чем на отопление современных зданий, возврат 50% тепла сточных вод может обеспечить 25% снижение затрат тепла на эксплуатацию зданий. С целью определения закономерностей изменения потоков сточных вод во времени были выполнены измерения температуры канализационных стоков здания [320]. Статистическая обработка измерительной информации показала высокую степень корреляции изменения температуры сточных вод, полученных для нескольких зданий и между температурой сточных вод в одном здании и объемом потребления горячей воды, полученного для другого здания. Исходя из высокой степени взаимной корреляции данных, полученные результаты можно распространить на все многоэтажные здания. Используя полученную измерительную информацию, были разработаны алгоритмы выбора объема бака-утилизатора в системе [320]. Предложенная система утилизации требует разделения фекальных и водяных стоков в здании, что было решено в проектах нескольких энергоэффективных зданий. Разработанная конструкция утилизатора позволяет его изготовление без изготовления дополнительной технологической оснастки.

Солнечная энергия – наиболее перспективное направление развития современной энергетики. Конструкция солнечного коллектора должна обеспечить эффективное использование солнечной энергии. Чем эффективнее коллектор, тем меньше площадь необходима для энергоснабжения. Предложенный способ расчета отражающей поверхности концентрирующего солнечного коллектора

обеспечивает концентрацию солнечных лучей независимо от положения солнца [332-333]. С этой целью форма отражающей поверхности коллектора выбирается таким образом, что угол между касательной к трубке с теплоносителем и поверхностью в точке падения составляет 90 ° [332]. Эта особенность поверхности позволяет обеспечить высокую эффективность нагрева теплоносителя весь световой день. Такая форма поверхности позволяет использовать для нагрева воды и рассеянное солнечное излучение.

Конструкция коллектора технологична. Испытания опытного образца солнечного коллектора с фокусирующей поверхностью подтвердили корректность способа расчета и возможность использования фокусирующих систем для горячего водоснабжения [333].

Батарея солнечных коллекторов, изготовленная и используемая для нагрева горячей воды в «Институте НИПТИС им. Атаева С. С.» в течение 5 лет подтвердила высокие эксплуатационные качества коллектора разработанной конструкции и возможность использования гелиосистем для задач горячего водоснабжения в климатических условиях Минска.

ГЛАВА 7

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СТРОИТЕЛЬСТВА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЗДАНИЙ

7.1 Реализация проектов энергоэффективных зданий в Республике Беларусь

7.1.1 Реализация проекта экспериментального энергоэффективного здания по адресу: ул. Притыцкого, 107, в г. Минске

Одним из результатов комплекса исследований, представленных в диссертационной работе, явился проект экспериментального энергоэффективного жилого дома, разработанного и построенного по проекту Государственного предприятия «Институт НИПТИС им. Атаева С. С.» открытым акционерным обществом ОАО «МАПИД» [337-349,350]. В указанном проекте были использованы принципы проектирования энергоэффективных зданий и технические решения, предложенные в предыдущих главах.

В массовом строительстве в настоящее время наибольшим спросом пользуются панельные здания из-за сравнительной дешевизны и высокой скорости строительства. Поэтому для реализации идеи строительства экспериментального здания было выбрано крупнопанельное, массовой серии 111-90 МАПИД. В то же время, выбор панельного здания установил некоторые ограничения на минимальное значение уровня тепловых потерь. Основное ограничение связано с допустимой толщиной стеновых панелей. Толщина стеновых панелей фасадов здания равна 300 мм, а торцевые панели – 350мм. Изменение толщины панелей связано с необходимостью замены дорогостоящей технологической оснастки для их производства.

Целью проекта ставилась отработка технических и проектных решений по снижению уровня затрат тепловой энергии на отопление жилого здания до 30 кВт·ч/м^2 в год без изменения существующих планировочных решений серии и без модернизации технологического оборудования на предприятии [337-341].

Достигнуть намеченного уровня теплопотерь, только путем дополнительного утепления технически невозможно, так как расчетные теплопотери через ограждающие конструкции стандартного серийного зданий составляют около 50% общего уровня. Поэтому в экспериментальном проекте были использованы наряду со снижением теплопотерь через ограждающие конструкции уменьшение потерь тепла с вентиляционными выбросами зданий.

Для достижения планируемого уровня были предложены следующие технические решения:

- окна с сопротивлением теплопередаче более 1,2м^2·°С/Вт [344-348], что позволяет экономить 11 кВт·ч/м^2 в год по сравнению со стандартными окнами, имеющими сопротивление теплопередаче 0,6м^2·°С /Вт;
- неоднородное термическое сопротивление наружных стен [349-351], представленное на рисунке 7.3: для середины фасада здания R=3,2 м$^{2.O}$С/Вт, первый и последний этажи, а также раскреповочные наружные стены (выступы жилого дома) R = 4,2 м$^{2.O}$С/Вт, торец здания R = 5,2 м$^{2.O}$С/Вт, покрытие здания R = 6,0 м$^{2.O}$С/Вт. Кроме того, в подоконной части наружных стен - R = 4,2 м$^{2.O}$С/Вт. Такой тип утепления панелей здания позволил дополнительно экономить 10 кВт·ч/м^2 в год по сравнению со стандартным зданием;
- системы принудительной вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов в квартирах, что позволило сэкономить 90% тепла вентиляционных выбросов или 45 кВт·ч/м^2 в год и использовать 90% тепла внутренних источников в энергетике здания, что добавило еще 20 кВт·ч/м^2 в год.

Было использовано неоднородное утепление оболочки здания [351]. На рисунке 7.1 приведено распределение сопротивления теплопередаче по оболочке здания. Расчетный уровень удельного потребления тепла на отопление энергоэффективного здания составил около 30 кВт·ч/м^2 в год. В таблице 7.1 представлены расчетные значения удельного годового потребления тепла в различно расположенных квартирах здания. Из результатов, представленных в таблице, можно сделать вывод, что неоднородная система утепления здания не дает возможность полностью выровнять удельные тепловые потери квартир, которые более чем в два раза отличаются для середины фасада и угловых в торце здания.

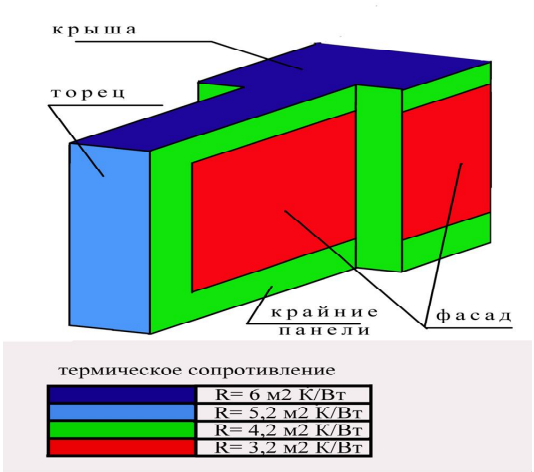


Рисунок 7.1 – Тепловая защита энергоэффективного здания

Таблица 7.1 – Удельный расход энергии на отопление квартир энергоэффективгного зданив в г. Минске, ул. Притыцкого, 107 за отопительный период (202 сут.) при средней наружной температуре воздуха (–1,6^{O}С), кВт·ч/(м^2 год)

Приточно-вытяжная вентиляция с рекуперацией тепла вытяжного воздуха (η = 80 %), R торцевых стен 5,2 и 4,2 м^2 ^{O}С/Вт; R наружных стен 1 и 9 этажей и выступов = 4,2м^2 ^{O}С/Вт; R окон = 1 м^2 ^{O}С/Вт, R наружных стен 2 – 8 этажей = 3,2 м^2 ^{O}С/Вт; R перекрытия пола = 2,5 м^2 ^{O}С/Вт; R перекрытия последнего этажа = 6 м^2 ^{O}С/Вт; редняя температура воздуха под перекрытием первого этажа + 8 ^{O}С; тепловыделения внутренних источников q = 4 Вт/м^2														
Наименование	**Этаж**	**Блок-секция 1 (торец СВ)**					**Блок-секция 2**				**Блок-секция 4 (торец ЮЗ)**				**По дому**
Квартира	**1**	**Кв1**	**Кв2**	**Кв3**	**Кв4**		**Кв45**	**Кв46**	Про-ход	**Кв47**	**Кв116**	**Кв117**	**ТС**	**Кв118**	
Количество комнат		**2к**	**1к**	**1к**	**5к**		**4к**	**1к**		**4к**	**4к**	**1к**	**2к**	**2к**	
Расход энергии на отопление, кВтч/(м^2 год)		48,3	47,4	33,7	36,6		38,6	37,0	-	37,0	38,6	37,0	39,1	47,5	**31,7**
Квартира	**2**	**Кв5**	**Кв6**	**Кв7**	**Кв8**	**Кв9**	**Кв48**	**Кв49**	**Кв50**	**Кв51**	**Кв119**	**Кв120**	**Кв121**	**Кв122**	
Количество комнат		**2к**	**1к**	**1к**	**2к**	**3к**	**3к**	**2к**	**2к**	**3к**	**3к**	**2к**	**2к**	**3к**	
Расход энергии на отопление, кВтч/(м^2 год)		33,6	31,4	19,8	22,4	26,1	26,1	22,9	22,4	26,1	26,1	22,9	22,4	32,5	
Квартира	**9**	**Кв40**	**Кв41**	**Кв42**	**Кв43**	**Кв44**	**Кв76**	**Кв77**	**Кв78**	**Кв79**	**Кв147**	**Кв148**	**Кв149**	**Кв150**	
Количество комнат		**2к**	**1к**	**1к**	**2к**	**3к**	**3к**	**2к**	**2к**	**3к**	**3к**	**2к**	**2к**	**3к**	
Расход энергии на отопление, кВтч/(м^2 год)		49,7	48,9	34,2	36,9	40,6	40,6	37,3	36,9	40,6	40,6	37,3	36,9	49,0	

Примечание – Расход тепла на отопление квартир 3 - 8 этажей равен расходу тепла квартир 2–го этажа, расход тепла на отопление квартир 3 - й блок - секции равен расходу тепла квартир 2–й блок – секции.

Нормативное сопротивление теплопередаче наружных трехслойных стеновых панелей обычных зданий серий КПД на период проектирования было равно 2,5м^2·°С/Вт. Общая толщина панелей середины здания составляет 300мм, а в торце здания – 350мм. Так как технология их изготовления предполагает жесткие ограничения на размеры форм и толщину слоев бетона, увеличение сопротивления теплопередаче было возможно только путем совершенствования теплотехнических характеристик конструкции стеновой панели без изменения габаритных размеров. С целью обеспечения требуемых теплотехнических характеристик в различных частях здания были предложены следующие изменения конструкции стеновой панели по сравнению со стандартными образцами:

- гибкие связи слоев бетона из стеклопластиковой арматуры взамен металлических;

- более эффективный утеплительный материал. Взамен пенополистирола с значением коэффициента теплопроводности, равным 0,05Вт/(м·°С) [65] частично (для середины фасада) или полностью (для остальных частей) использован пеноплэкс с значением коэффициента теплопроводности, равным 0,03Вт/(м·°С).

- в оконных проемах вместо полистиролбетона была использована минераловатная плита.

- увеличена толщина слоя утеплителя в области установки отопительных приборов.

- изменена конструкция стыка панелей, обеспечивая устранение мостиков холода.

В проекте энергоэффективного здания предусмотрена децентрализованная система приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением и рекуперацией тепла вентиляционных выбросов. Принципиальную схему системы вентиляции и отопления квартиры вы видите на рисунке 7.2. В каждой квартире установлены блок вентиляции и система управления, обеспечивающая независимое регулирование работой приточного и вытяжного вентиляторов. В приточном вентиляционном канале установлен электрический канальный нагреватель воздуха, обеспечивающий заданную температуру приточного воздуха и предотвращающий возможность замерзания сконденсированной в рекуператоре влаги. Блок управления, совмещает функцию регулирования температурного режима квартиры путем управления клапаном подачи теплоносителя в квартиру и управления режимами работы приточного и вытяжного вентиляторов.

Блок рекуперации тепла удаляемого из помещений воздуха расположен в лоджии, как это показано на рисунке 7.3а. Там же расположены канальный нагреватель и фильтр приточного воздуха. В нижней части рекуператора

расположен шланг для отвода конденсата. Шланг проходит через наружную стеновую панель на кухню, где подсоединяется к сборной трубе. Такое расположение рекуператора экономит полезную площадь и уменьшает количество воздуховодов, проходящих через жилые помещения. Лоджии в квартирах примыкают к кухне, поэтому воздуховоды проходят через кухню и коридор, как показано на фотографии рисунка 7.3б и на схеме рисунка 3.5, не ухудшая интерьер жилых помещений.

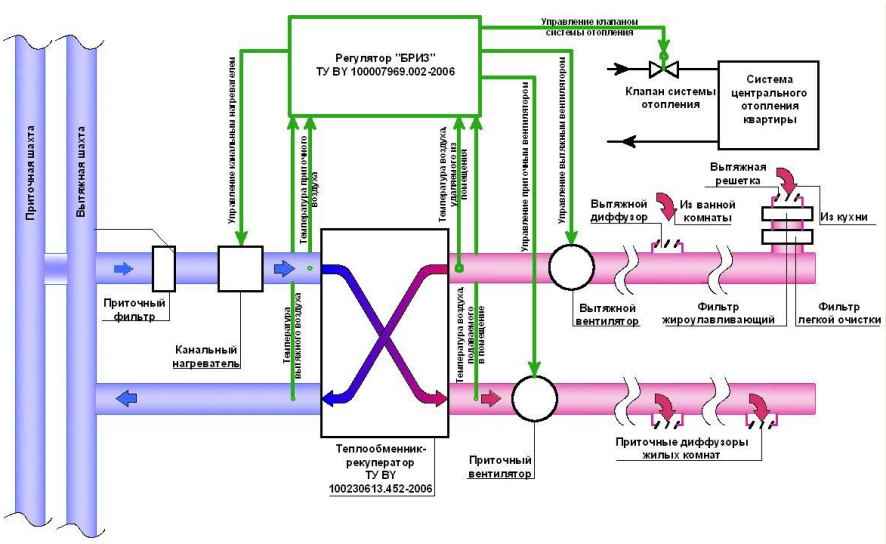


Рисунок 7.2 – Принципиальная схема системы вентиляции в квартире

а) б)

Рисунок 7.3 –Фотография блока вентиляции (а) и воздуховодов в интерьере квартиры (б)

В экспериментальном здании используется центральная водяная система отопления с горизонтальной разводкой, автоматическое регулирование

подачи тепла в каждой квартире. Предусмотрено также наличие группового счетчика тепла на здание и индивидуальный учет тепла на отопление и горячее водоснабжение каждой квартиры.

Общие приточный и вытяжной каналы примыкают к лоджиям и проходят снаружи фасада здания.

Приточные вентиляционные каналы каждой квартиры подключены к общей приточной шахте с забором воздуха с уровня выше третьих этажей. Такая конструкция приточной шахты обеспечивает высокое качество воздуха на всех этажах здания.

Вытяжные вентиляционные каналы подключены к общей вытяжной шахте с выводом отработанного воздуха на крыше.

Забор приточного воздуха производится из общей приточной шахты через рекуператор тепла и подается с помощью воздуховодов в жилые помещения;

Удаление воздуха из квартиры производится через помещения кухни, ванной комнаты и туалета путем перетекания из жилых комнат через рекуператор тепла в общую вытяжную вентиляционную шахту.

Индивидуальные приточно-вытяжные вентиляционные системы с рекуперацией уходящего из помещений воздуха обеспечивают:

- нормативный уровень воздухообмена в каждой квартире;
- высокое качество воздуха путем забора воздуха с уровня верхних этажей, фильтрацией приточного воздуха обеспечения нормативного уровня воздухообмена;
- возврат тепла уходящего из помещений воздуха и утилизацию тепла внутренних источников и солнечной энергии через систему рекуперации тепла и перераспределение тепла с приточным воздухом между помещениями квартиры. Это позволит возвратить более 90 % тепла, выводящегося из помещений в процессе воздухообмена, снизить уровень теплопотерь здания;
- поддержание оптимального уровня температуры, влажности и газового состава воздушной среды в жилых помещениях, управление уровнем воздухообмена в помещениях, в т.ч. поддержание нормируемого уровня воздухообмена – при наличии людей и понижения уровня вентиляции – при их отсутствии и пр.;
- снижение уровня наружного шума за счет постоянно закрытых окон;
- устранение опасности возникновения конденсата и плесени на поверхности стен и оконных рам;
- обеспечить работу в трех режимах: дежурном, рабочем и форсированном.

7.1.2 Расчет напора квартирных приточных и вытяжных вентиляторов для системы принудительной приточно-вытяжной вентиляции жилого дома

Для системы вентиляции экспериментального энергоэффективного 9-этажного 150-квартирного жилого дома серии М 111-90 был выполнен численный расчет требуемых напоров квартирных приточного и вытяжного вентиляторов для обеспечения в квартирах нормативного воздухообмена при принудительной вентиляции с рекуперацией тепла уходящего воздух. Исходные данные для ввода расчета потерь давления в приточном и вытяжном трактах квартирной системы вентиляции и потерь давления на межэтажных отрезках приточной и вытяжной вентиляционных шахт по методу удельных потерь давления и приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Исходные данные для расчета напора приточного и вытяжного квартирных вентиляторов экспериментального 9-и этажного жилого дома

№ этажа	q, $м^3/ч$	v, м/с	$\Delta P_п$, Па	$\Delta P_в$, Па	ΔP, Па	$\Delta P_{шп}$, Па	$\Delta P_{шв}$, Па	$R_{аэрод}$, $Па·с^2/м^6$	$r_{паэрод}$, $Па·с^2/м^6$	$r_{ваэрод}$, $Па·с^2/м^6$
1	207,	2,88	212,1	147,5	359,6	0,238	0,029	108785	72,0	9,0
2	135,	1,88	139,8	118,9	258,7	0,652	0,081	182914	72,0	9,0
3	135,	1,88	139,8	118,9	258,7	1,270	0,158	182914	72,0	9,0
4	135,	1,88	139,8	118,9	258,7	2,090	0,261	182914	72,0	9,0
5	135,	1,88	139,8	118,9	258,7		0,389	182914		9,0
6	135,	1,88	139,8	118,9	258,7		0,542	182914		9,0
7	135,	1,88	139,8	118,9	258,7		0,722	182914		9,0
8	135,	1,88	139,8	118,9	258,7		0,926	182914		9,0
9	135,	1,88	139,8	118,9	258,7		1,156	182914		9,0

Примечание - В таблице 7.5 использованы следующие обозначения:

q – расход воздуха для вентиляции отдельной квартиры стояка, $м^3/ч$;

v – скорость движения воздуха в общем воздуховоде квартиры, м/с;

$\Delta P_п$ и $\Delta P_в$ – потери давления соответственно в приточном тракте и в вытяжном тракте системы вентиляции квартиры, Па;

$\Delta P_{шп}$ – потери давления в приточной шахте между этажами, Па;

$\Delta P_{шв}$ – потери давления в вытяжной шахте между этажами, Па;

$R_{аэрод}$ – общее аэродинамическое сопротивление системы вентиляции квартиры по притоку и вытяжке, Па·с^2/м^6;

$r_{паэрод}$ - аэродинамическое сопротивление приточной шахты между этажами, Па·с^2/м^6

$r_{ваэрод}$ - аэродинамическое сопротивление вытяжной шахты между этажами, Па·с^2/м^6.

Приведенные в таблице 7.2 значения аэродинамических сопротивлений вместе с данными о числе этажей здания N, числе этажей M, приток воздуха в квартиры которых осуществляется через общую вентшахту, расстоянии между этажами h, значениями температуры наружного воздуха T_n, и воздуха T_v, удаляемого из квартир, а также значения коэффициентов депрессии k_i для каждого этажа составляют файл исходных данных для расчета по электротехнической модели, приведенной в главе 3.

Задавая следующие значения исходных величин, N=9; M=4, T_n=-24 ^{o}C; T_v=0 ^{o}C; h=2,8 м; k_i=0.05, получаем в результате вычислений значения необходимого напора приточного и вытяжного вентиляторов квартиры каждого этажа дома. Результаты вычислений приведены в таблице 7.3

Таблица 7.3 – Расчетные значения необходимого напора приточного и вытяжного вентиляторов квартиры каждого этажа дома

Номер этажа	Расчетный напор приточных вентиляторов, *U_n*[*i*], Па	Расчетный напор вытяжных вентиляторов, *U_v*[*i*], Па
1	174,249	182,962
2	125,484	131,758
3	125,721	132,007
4	125,620	131,901
5	125,068	131,321
6	125,473	131,746
7	125,803	132,093
8	126,045	132,348
9	126,188	132,498

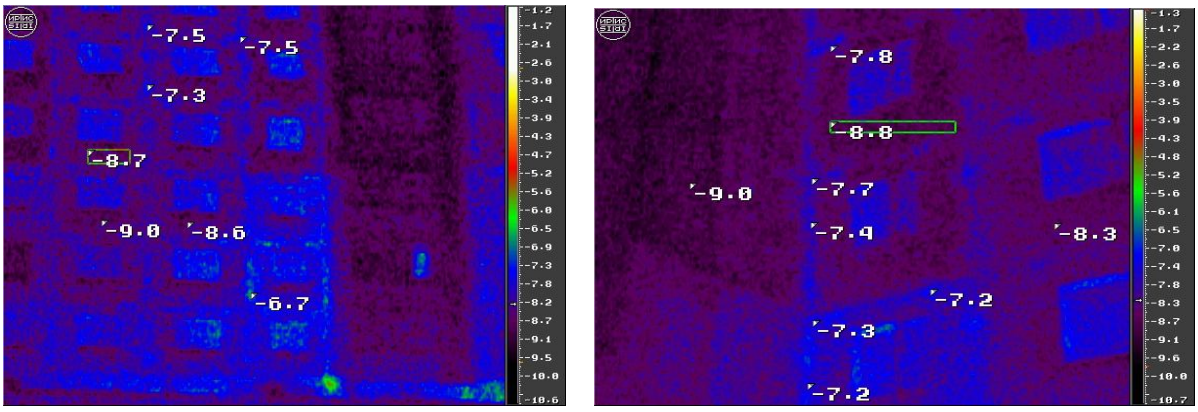
В соответствии с данными таблицы 7.3 были выбраны вентиляторы для системы вентиляции.

Здание построено, заселено и эксплуатировалось в течение отопительного сезона 2007-2008 года. Внешний вид здания – на рисунке 7.4.

Рисунок 7.4 – Фотография внешнего вида здания

7.1.3 Результаты тепловизионного обследования ограждающих конструкций энергоэффективного дома

Тепловизионная съемка энергоэффективного дома по адресу: г. Минск, ул. Притыцкого, 107 проводилась 08.01.2008г., с 12 до 16 часов при температуре наружного воздуха (-7°С). На рисунках 7.5– 7.6 приведены типичные снимки, полученные при проведении обследования.



а) б)

Рисунок 7.5 – Тепловизионная съемка средней части северо-западного фасада (а) и торца здания (б)

Рисунки 7.5 – 7.6 подтвердили высокое качество изготовления и монтажа ограждающих конструкций. Утечек тепла не наблюдается, структура однородная, швы не просматриваются. Температура поверхности ограждающих торцевых панелей более низкая по сравнению с серединой фасада, что соответствует конструкции данных панелей.

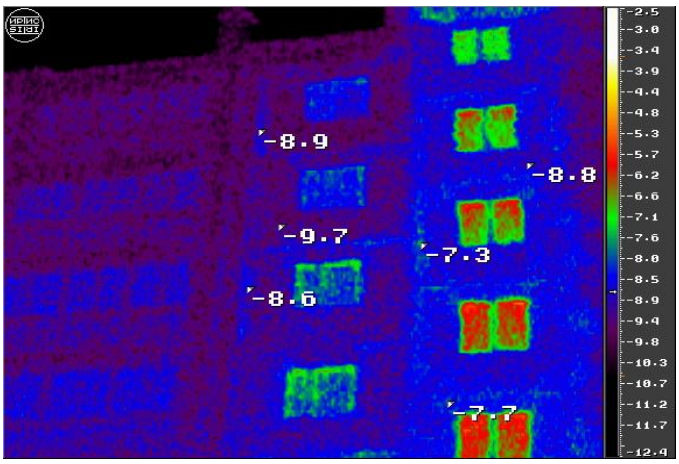


Рисунок 7.6 – Тепловизионная съемка окон с различными значениями коэффициента термического сопротивления в квартирах и лестничной клетке дома

При сравнении значений температуры (рисунок 7.7) вертикальных рядов окон, установленных в квартирах в лестничной клетке можно сделать вывод о различных значениях коэффициента термического сопротивления R, что соответствует действительности. В квартирах установлены энергосберегающие окна с коэффициентом термического сопротивления R= 1,2 м^2·К/Вт [270]. В лестничной клетке установлены стандартные окна с коэффициентом термического сопротивления R = 0,6 м^2·К/Вт. Это подтверждает улучшенные теплотехнические характеристики окон нового поколения.

7.1.4 Определение эффективности приточно-вытяжной системы вентиляции энергоэффективного дома

Перед сдачей энергоэффективного с целью обеспечения нормативных требований воздухообмена в каждой квартире был сбалансирован поток приточного и вытяжного воздуха:

- 110 м^3/ч для 1 и 2-х комнатных квартир;
- 130 м^3/ч для 3-х комнатных квартир;
- 180 м^3/ч для 4-х комнатных квартир.

Баланс потоков воздуха в приточном и вытяжном каналах отрегулирован с учетом обеспечения нормируемых объемов вытяжки из кухни и санитарного узла. При равных потоках воздуха в приточном и вытяжном каналах разности температур на входах и выходах притока и вытяжки равны между собой.

Было выполнено измерение температурного коэффициента эффективности *К* системы рекуперации в приточном канале.

Измерение значений температуры в приточном и вытяжном каналах системы вентиляции и определение по этим данным значений эффективности рекуператоров проводились в 3-х комнатной и 4-х комнатной квартирах.

На рисунке 7.7 приведены типичные графики зависимостей температуры в каналах рекуператора от времени, по которым можно судить об эффективности возврата тепла рекуператором [345].

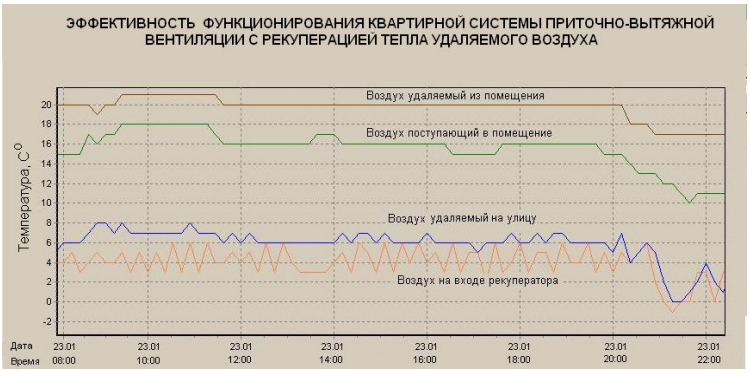


Рисунок 7.7 – Зависимость температуры в каналах рекуператора от времени

По результатам измерений получены значения температурной эффективности системы рекуперации тепла в приточном канале для 4-х комнатной квартиры – 84%, а для 3-х комнатной квартиры – 86%. Разница в значениях обусловлена различным уровнем воздухообмена в квартирах, 130 м^3/ч для 3-х комнатной квартиры и 180 м^3/ч для 4-х комнатной квартиры. Полученные экспериментально результаты подтвердили возможность обеспечения низкого уровня тепловых потерь в экспериментальном здании [345-347].

В соответствии с ТКП 45-4.04-154-2009 [350] уровни звука, создаваемого в жилых комнатах системами вентиляции, не должны превышать 25 дБА ночью и 35 дБА днем. Определенные в процессе исследований уровни шума системы вентиляции при воздухообмене 110 и 135 м³ не превышают 23 дБА ни в одном из исследуемых помещений [345-347, 351]. Таким образом, допустимые уровни шума в жилых помещениях соответствуют нормативным значениям.

7.1.5 Сравнение расчетных и фактических данных потребления энергии на отопление квартир энергоэффективного дома

В каждой из квартир экспериментального энергоэффективного здания установлены индивидуальные счетчики тепловой энергии, потребляемой на отопление.

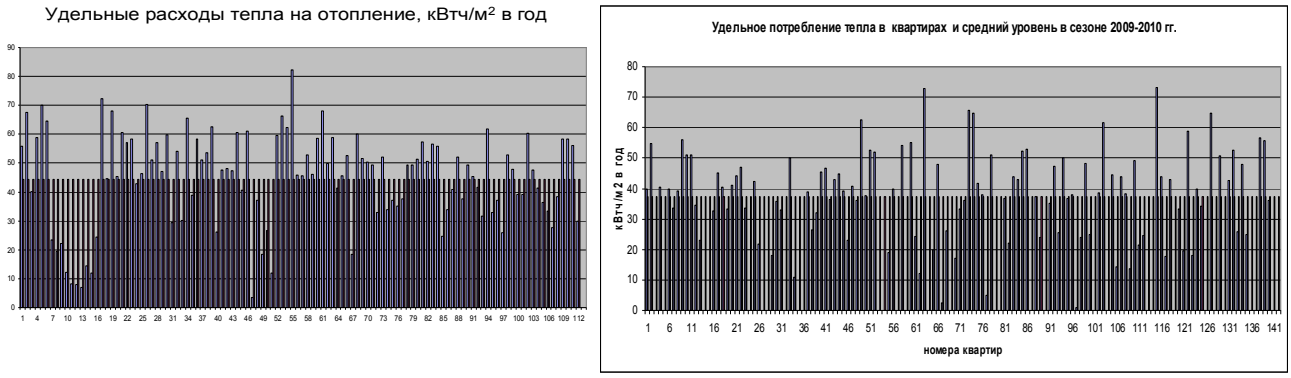
На рисунке 7.8а приведены фактические удельные расходы тепла на отопление квартир в здании по итогам первых двух отопительных сезонов 2007-2008 и 2008 – 2009 гг. [345-349].. Средний уровень удельного теплоснабжения, рассчитанный по данным рисунка 7.8а, равен 44 кВтч/м^2 в год. Эта цифра выше расчетного уровня, равного 30 кВт·ч/м^2 в год. Разница объясняется тем обстоятельством, что расчет теплопотерь выполнялся на температуру воздуха в жилых помещениях, равную 18°С, в то время как средняя температура в помещениях по данным наблюдения была равна 21°С. Разность температур 3°С дает дополнительно 15% увеличение уровня теплопотерь, т. е 4,5 кВт·ч/м^2 в год. К тому следует добавить, что заселение дома происходило медленно. Поэтому в теплоснабжении здания отсутствовали внутренние источники тепла. На рисунке 7.8б представлены результаты анализа потребления тепла в течение отопительного сезона 2009 – 2010 гг. Среднее значение удельного расхода тепла на отопление здесь равно 37 кВт·ч/м^2 в год. Из сравнения данных, приведенных на рисунках 7.8 а и б можно сделать вывод, что в отопительном сезоне 2009-2010 гг. среднее удельное потребление тепла на отопление уменьшилось до расчетных значений, с учетом более высокой, чем нормативная, температурой воздуха в помещениях и более низкой, чем обычно, средней температуры наружного воздуха.

Для определения удовлетворенности жильцов условиями проживания в энергоэффективном здании было проведено анкетирование жильцов[345-347]. Результаты анкетирования приведены на рисунке 7.9.

В каждой квартире имеется автоматизированная система управления режимами воздухообмена и температуры. Система верхнего уровня обеспечивает получение информации о всех параметрах каждой системы[345-347] . На рисунках 7.10 и 7.11 приведены обобщенные данные автоматического опроса работы квартирных систем. Из данных рисунка 7.10 можно сделать вывод о том, что в настоящее время заселено и эксплуатируется в штатном режиме 81 квартира из 143. В 29 из них в момент съема информации системы отопления автоматически отключены, т. к. для поддержания комфортной температуры достаточно тепла внутренних источников.

На рисунке 7.11 приведены гистограммы параметров температуры в квартире и уровня воздухообмена, задаваемые жильцами дома для ночного и дневного времени.

Вентиляторы имеют возможность 9-ти ступенчатого дискретного регулирования. Нормативный воздухообмен обеспечивает 2 или 3 ступень в зависимости от площади квартиры. Из гистограмм на рисунке 7.13 видно, что жильцы здания активно используют возможность индивидуального управления параметрами микроклимата.



а) **б)**

Рисунок 7.8 – Фактические удельные расходы тепла на отопление квартир энергоэффективного дома по результатам отопительных сезонов 2009 - 2010 гг и 2008 – 2009 гг.(а) и 2009 -2010 гг. (б)

Рисунок 7.9 – Результаты анкетирования жильцов энергоэффективного дома

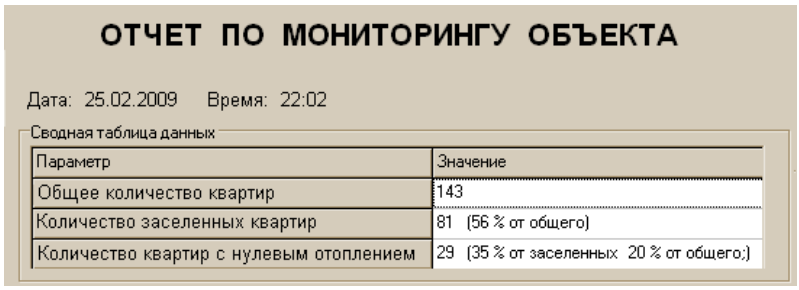


Рисунок 7.10 – Общая характеристика здания

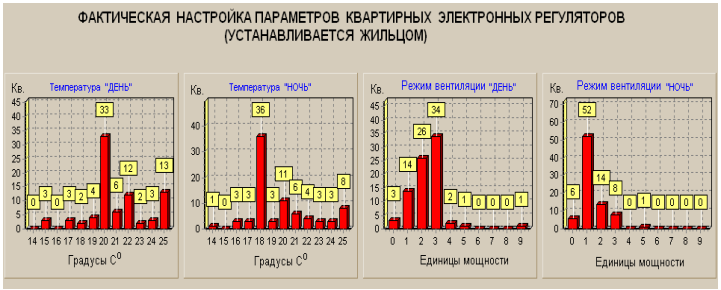


Рисунок 7.11–Параметры микроклимата, задаваемых жильцами

7.2 Программа энергоэффективного строительства и экспериментальное строительство энергоэффективных зданий в областных центрах Республики Беларусь

Разработанные в диссертации принципы проектирования и строительства энергоэффективных зданий и опыт эксплуатации первого в Республике Беларусь энергоэффективного здания послужили предпосылкой для разработки Комплексной программы СМ РБ по проектированию и строительству энергоэффективных зданий в Республике Беларусь [352] и послужили основанием для изменения требований норматива [18] к сопротивлению теплопередаче ограждающих конструкций зданий, норматива [34] в части мощности внутренних источников тепла и разработке ТКП 45-2.04-196-2010 «Тепловая защита зданий» [353]. В [353] для многоэтажных зданий и зданий средней этажности энергоэффективными называют здания с удельным уровнем теплоснабжения менее 40 кВт·ч/м^2 в год. В изменении №1 к [18] нормативное сопротивление теплопередаче наружных стен установлено равным 3,2 м^2·°С/Вт, перекрытия верхнего этажа – 6м^2·°С/ВТ, покрытия над подвалом – 2,5 м^2·°С/ВТ. С 3012 г нормативное сопротивление теплопередаче окон станет равным 1 м^2·°С/Вт. Нормативный уровень удельного потребления тепловой энергии на отопление для многоэтажных и средней этажности зданий равен 60 кВт·ч/м^2 в год.

Комплексная программа [352] предполагает постепенное наращивание объемов строительства энергоэффективных зданий с выходом на 6 млн м^2 в год в 2015 г., как это показано на рисунке 7.12 [345-347].

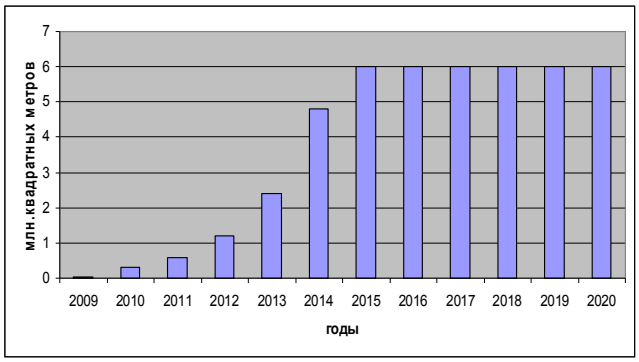
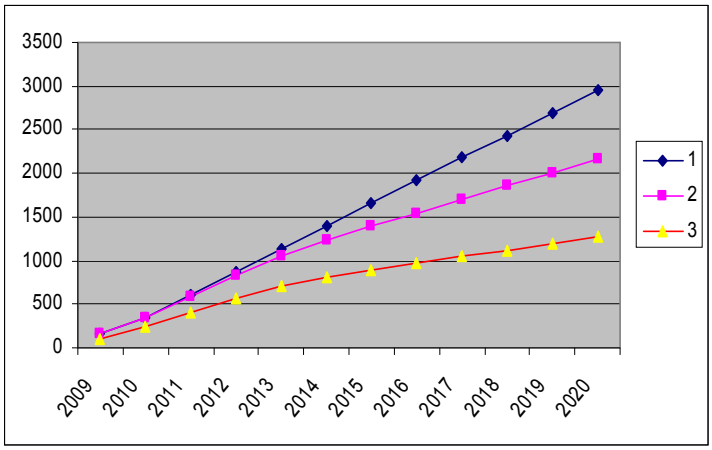


Рисунок 7.12 – Программа строительства энергоэффективных зданий на 2009 - 2020 гг.

Экономия топлива на отопление зданий в связи с введением новых нормативов и программы представлен на рисунке 7.13. В 2015 г. суммарная эко-

номия топлива от введения новых нормативных требований и принятия программы составит 900 тыс. т.у.т., а в 2020 г. -1700 тыс. т.у.т.

На начальной стадии реализации программы, в 2009-2010 гг. выполнены проекты и строительство зданий в областных центрах Республики Беларусь.



1 - при обычном строительстве, 2 - с учётом энергоэффективного строительства, 3 -с учётом энергоэффективного строительства и введением новых нормативных требований значений сопротивления теплопередаче

Рисунок 7.13 – Потребление топлива (тыс. т.у.т.)

В настоящее время выполнена разработка экспериментальных проектов и строительство энергоэффективных жилых домов в гг. Гомеле, Гродно, Витебске [345-347]. Проектирование выполнялось институтами Гродногражданпроект Гомельгражданпроект и Витебскгражданпроект при участии и научном сопровождении Государственного предприятия «Институт НИПТИС им.Атаева С.С.». Проектные характеристики энергоэффективных зданий приведены в таблице 7.4.

Таблица 7.4 – Сведения о характеристиках проектируемых зданий

Характеристики энергоэффективных жилых зданий								
Населенный пункт	Конструктивность наружных стен жилого дома	Год постройки	Этажность	Кол-во квартир	Общая площадь здания	Удельный расход тепловой энергии на отопление, кВт·ч/(м^2·год)		Тип кухонных плит
						стандартного (аналогичного)	энергоэффективного	
Брест	-	-	-	-	-	-	-	-
Витебск	из штучных материалов	2010	10	120	6726	94,81	22,36	газ.
		2009	10	40	2119		21,53	газ.

Гомель	из железобетонных панелей и штучных материалов	2009	10	36	2696	87,07	29,28	газ.
Гродно	из штучных материалов	2009	9-11	68	4456	82,55	30,40	эл.
Минск	из многослойных панелей	2007	9	144	9491	85,91	27,40	эл.

Далее приведены более подробные характеристики строящихся и уже построенных зданий.

7.2.1 Характеристика проекта жилого 69-квартирного дома по ул. Дзержинского в г. Гродно

В октябре 2009 г. введено в эксплуатацию энергоэффективное жилое здание в г. Гродно.

Здание состоит из 9-ти этажной и 11-этажной секции. Ширина корпуса 17,3 м, длина секций: 21,55 м и 24,2 м. Высота жилых этажей 2,8 м, световая высота жилых помещений 2,5 м. Крыша плоская с внутренним стоком, чердак холодный, под зданием техническое неотапливаемое подполье со световыми проемами в стенах. Ограждающие конструкции выполнены в соответствии с [255] соответствует указанному в таблице 7.5.

Таблица 7.5 – Площадь и сопротивление теплопередаче наружных ограждающих конструкций жилого дома по ул. Дзержинского в г.Гродно

Наименование ограждения	Площадь, $м^2$	Сопротивление теплопередаче, $м^2 \cdot ^oC/Вт$
Наружные стены продольные	1833,6	5,5
Наружные стены поперечные	1549,6	3,2
Окна и балконные двери	671,0	1,0
Двери наружные	24,7	0,6
Перекрытие цокольное	323,0	2,5
Перекрытие чердачное	323,0	6,0

Общие теплопотери через ограждающие конструкции составляют 38,2 кВт·ч/м² в год. В здании предусмотрена принудительная система вентиляции с рекуперацией тепла вытяжного воздуха.

Система вентиляции здания оборудована: общей приточной шахтой с забором воздуха с уровня выше третьего этажа, общей вытяжной шахтой, индивидуальными приточно-вытяжными вентиляционными системы с рекуперацией уходящего из помещений воздуха в каждой квартире и системой управления воздухообменом и температурным режимом в каждой квартире [151]. Коэффициент эффективности рекуперации составляет 0,85.

Расчетный удельный расход тепловой энергии на отопление здания с общей площадью квартир 4456,4 м^2 составляет 30,4 кВт·ч/(м²·год).

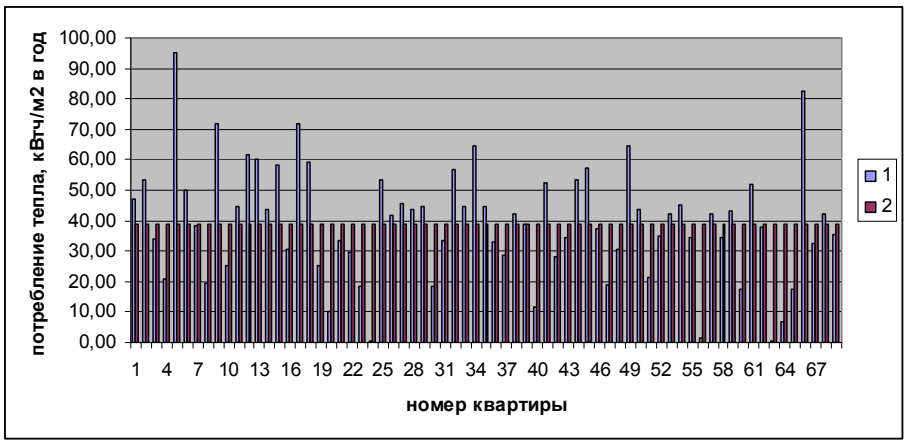
Анализ объемно-планировочных решений здания показал, что здание некомпактно. За счет повышения компактности, т.е. сокращения площади наружных стен при сохранении внутреннего объема здания, имеется определенный резерв в достижении большей экономии тепловой энергии. Результаты анализа представлены в таблице 7.6.

В г. Гродно строительство энергоэффективного здания, соответствующего по своим решениям [151], закончено и здание сдано в эксплуатацию.По результатам эксплуатации здания в отопительном сезоне 20010-2011 гг. получены значения удельного потребления тепла на отопление квартир, которые приведены на рис. 7.14. Как и в здании в г. Минске, среднее потребление тепла, равное 39,5 кВтч/м^2 в год, выше расчетного значения (30,4 кВтч/м^2 в год), что объясняется повышенной температурой воздуха в квартирах, равной 22^{0}С, и неполной заселенностью здания. К тому же, при посещении здания выяснилось, что кухонные вытяжки жители подключили к каналу свободной вентиляции, что увеличивает потери тепла в здании в моменты приготовления пищи и не дает возможности использования затрачиваемого для этой цели энергии.

На рисунке 7.15 приведени фотографии энергоэффективных зданий, построенных в гг. Гродно, Витебск и Гомель.

Таблица 7.6 – Данные по жилому 69-квартирному дому по ул. Дзержинского в г. Гродно

Площадь наружных стен, м^2: По проекту Расчетная	Показатель компактности k, м$^{-1}$ По проекту Расчетный	Потери теплоты через ограждения за год, кВт·ч/м^2 отапливаемой площади: По проекту Расчетные	Удельный расход тепловой энергии на отопление здания, кВт·ч/м^2: По проекту Расчетный	Экономия площади стен, % то же, млн.руб.
3383 2640	0,37 0,29	38,2 34,0	30,4 26,4	21,4 44,6



1 – потребление тепла в отдельных квартирах; 2 – среднее значение

Рисунок 7.14 Удельное потребление тепла на отопление квартир энергоэффективного здания г. Гродно.

а) г. Гродно б) г. Витебск в) г.Гомель

Рисунок 7.15 – Фотографии энергоэффективных зданий

7.3 Выводы

С учетом экономической целесообразности разработаны требования к энергоэффективным зданиям в экономических и климатических условиях Республики Беларусь. Одним из результатов комплекса исследований, представленных в монографии, явился проект экспериментального энергоэффективного жилого дома, впервые в странах СНГ разработанного и построенного по проекту государственного предприятия «Институт НИПТИС им. Атаева С. С.» открытым акционерным обществом ОАО «МАПИД» [337-349, 352]. В указанном проекте были использованы принципы проектирования энергоэффективных зданий и технические решения, предложенные в предыдущих главах.

Целью проекта ставилась отработка технических и проектных решений по снижению уровня затрат тепловой энергии на отопление жилого здания до 30 кВтч/м^2 в год без изменения существующих планировочных решений серии и без модернизации технологического оборудования на предприятии. Для достижения планируемого уровня были предложены следующие технические решения:

- окна нового поколения с сопротивлением теплопередаче более 1,2м^2·°С/Вт [270-282]
- неоднородное термическое сопротивление наружных стен [43, 255, 337-349, 351];

системы принудительной вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов в квартирах [345-347];

система управления температурой и воздухообменом в квартирах и общая система диспетчеризации с возможностью дистанционной передачи измерительной информации, что обеспечило возможность научного сопровождения эксплуатации здания[345-347].

Результаты наблюдения за зданием в течение 3-х отопительных сезонов подтвердили соответствие эксплуатационных характеристик здания расчетным и целесообразность массового строительства таких зданий[345-347].

С учетом полученного опыта в Республике Беларусь впервые в странах СНГ разработана и действует с 2009г. комплексная программа по проектированию и строительству энергоэффективных зданий.

В рамках программы построены энергоэффективные здания в гг. Гродно, Витебск, Гомель. Эти здания построены в соответствии с патентными решениями [90, 151]. В зданиях, построенных в гг. Витебск и Гомель предусмотрена система утилизации тепла сточных вод, что дает дополнительную экономию энергии на горячее водоснабжение зданий.

В соответствии с программой ежегодно будет увеличиваться общая площадь построенных энергоэффективных зданий с выходом в 2015 г. на 6 млн.м^2 энергоэффективных зданий. Это обеспечит в 2015г. экономию около 760 тыс. тонн условного топлива [345-347].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Ресурсы и эффективность использования возобновляемых источников энергии в России. Под ред. П. П. Безруких. Санкт-Петербург, «Наука», 2002 г. 314 с.

2 О. К. Дрейер, Б. В. Лось, В. А. Лось Глобальные проблемы и общий мир:общемировые и региональные проблемы развития.- М.:Наука, 1991г.- 288 с.

3 Ю. С. Васильев, Н. И. Хрисанов Экология использования возобновляемых энергоисточников. Л.: ЛГУ, 1991 г., 343 с.

4 Рамочная конвенция ООН об изменении климата. //Рио-де-Жанейро, Бразилия, 1992 г.

5 Справочник по климату СССР, вып.7, Белорусская ССР, ч. 1 Солнечная радиация, радиационный баланс и солнечное сияние. -Л. Гидрометеоиздат,1966.

6 Б. Андерсон .Солнечная энергия.-М. , Стройиздат,1982.420 с.

7 Дж. Даффи, У. Бекман. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. –М., Мир,1977. 420 с.

8 А. Мировски, Г. Ланге., И. Елень Материалы для проектирования котельных и современных систем отопления. Изд. 1, Виссман, 2005 г., 294с.

9 В. А. Бутузов Солнечные коллекторы в россии и на Украине: Конструкции и технические характеристики. Теплоэнергетика, №1, с. 37 – 40.

10 М. И. Валов, Б. И. Казанджан Системы солнечного теплоснабжения. –М.: Изд-во МЭИ, 1991 г.- 140с.

11 Рекомендации по проектированию установок солнечного горячего водоснабжения для жилых и общественных зданий. Киев ЗНИИЭП, 1987 г.

12 Muntwylers Solarhandbuch. Solar Center Muntwyler. 2001, S. 330.

13 Solarstrom-Pakete für Netzeinspeisung. Wagner & Co, 2002.

14 Энергоактивные здания./Н.П.Селиванов, А. И. Мелуа, С. В. Заколей и др/ -Москва, Стройиздат. – 1988г. 376 с.

15 L. Schenez Die Bedeutung der Energieeffizienz und der erneubaren Energien für die Energiesicherheit der Republik Belarus. - Konferenz – „Zukunfwerkstatt Minsk – eine Brücke für Energieeffizienz und erneubaren Energien“ Minsk, 27.Apriel 2010.

16 International Energy Agency "Key world energy statistics from the IEA", 2009.

17 В. М. Пилипенко Комплексная реконструкция индустриальной жилой застройки. – Минск «Адукацыя і выхаванне», 2007 г. 280 с.

18 Строительная теплотехника. Строительные нормы проектирования ТКП 45-2.04-43-2006. Минск, 2006г.

19 Тепловая защита зданий. Строительные нормы и правила Российской Федерации. - СНиП 23-02-2003. 2003г.

20 Нормативы по теплозащите зданий ТСН 23-313-2000 Тюменской области. Тюмень 2000г.

21 В. И. Прохоров «Проблема единства технологической эффективности, энергосбережения и экологической чистоты в инженерных системах жизнеобеспечения. Концепция. Методология. Решения.» Проблемы строительной теплофизики систем обеспечения микроклимата и энергосбережения в зданиях. Сб. докл. Четвертой научно – практической конференции, НИИСФ, Москва, 1999г., с.11-36.

22 Л.Н. Данилевский «Повышение энергоэффективности зданий» Архитектура и строительство, №4, 2005-с.106-108

23 Л.Н. Данилевский «Энергоэффективный жилой дом» Новое поколение энергоэффективных инженерных систем жилых зданий, Минск 2001, с.4

24 Л.Н. Данилевский «К вопросу о снижении уровня теплопотерь здания» Опыт Белорусско-Германского сотрудничества в строительстве, Минск НПООО «Стринко» 2000-с. 76-77

25 Л.Н. Данилевский «Тенденция развития современного энергосберегающего строительства» Опыт Белорусско-Германского сотрудничества в строительстве, Минск НПООО «Стринко» 2000-с.83-85

26 J. Werner, M. Laidig. Gute Luft will geplant sein. Impuls-Programm Hessen, Institut Wohnen und Umwelt, Darmstadt, S.86.

27 Г. П. Васильев, Н. А. Тимофеев Энергетический потенциал вентиляционных выбросов жилых зданий в Москве. АВОК, № 2009 г., с.24 – 28.

28 Olli Seppanen Энергоэффективные системы вентиляции для обеспечения качественного микроклимата помещений. АВОК, № 5, 2000 г., с. 26 – 31.

29 И. Ю. Алексеева Регулируемая система вентиляции для жилых помещений. АВОК, № 5, 2001г., с. 50 – 52.

30 J. Werner, M. Laidig. Stand der Entwicklung und Erfahrungen mit Passivhausluftungsystemen. 4. Passivhaustagung, S. 1 – 12.

31 В.Н.Богословский, В. В. Покотилов «Системы микроклимата экспериментального многоквартирного жилого дома с эффективным использованием энергии.» Проблемы строительной теплофизики систем обеспечения микроклимата и энергосбережения в зданиях. Сб. докл. Четвертой научно – практической конференции, НИИСФ, Москва, 1999г., с.37 – 47.

32 Л.Н. Данилевский «Перераспределение световых потоков для оптимизации освещения помещения. Перспективы использования осветительных систем на основе не изображающие оптики» Научно-техническая конференция, Минск 1997-с. 3-19

33 Л.Н. Данилевский, «Энергетические характеристики зданий как результат случайных воздействий на параметра микроклимата в квартирах и погрешностей строительного процесса» - Архитектура и строительство, №5 2011 г. с .

34 Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха. СНБ 4.02.01-03 - Минск 2004г.

35 Л. Данилевский Измерение фактических энергетических характеристик жилых зданий. Архитектура и строительство. №1 2006 с.118 - 123

36 W.Feist Das kostengünstige Passivhaus – Proektbeschreibung/ Arbeitkreis kostengünstige Passivhäuser. Protokolband №r 1 Darmstadt 1996. s. 9 - 21

37 W.Feist Gestaltungsgrundladen Passivhäuser/ Verlag das Beispiel, 2001. Passivhäuser

38 E.U. von Weizsäcker, A. B. Lovins, L.H. Lovins. Faktor Vier. - München, 1996, 352 s.

39 W. Feist Passivhaus – Faktor 10 zum Anfassen 4. Passivhaustagung 10-11. März 2000. Kassel 2000. s.11 – 19.

40 W. Feist Passivhäuser –Behandlichkeit ohne Heizung.- 1. Passivhaustagung.- 22.-23. November 1996.- Passivhausinstitut, s. 29 – 40.

41 W.Feist, S. Peper, M. Görg GEPHEUS – Proektinformation № 35/ Technische Endbereich. Hannover, 2001.

42 A. Spieler und a. Passiv-Verwaltungsgebäude: Erste Betriebserfahrungen mit dem Wagner-Passiv-Solarhaus. 4. Passivhaustagung 10-11. März 2000. Kassel 2000. s.435-441.

43 L. Danilevski, Perspectives of the passive house standard in Belarus. 8 Europeische Passivhaustagung, Krems, Österreich, 2004, s.631-634

44 Л.Н. Данилевский «Пассивный дом – Итоги и перспективы», ч. 1. Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века, №10, 2006-с.72-73

45 Л.Н. Данилевский «Пассивный дом – Итоги и перспективы», ч. 2. Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века, №10, 2006-с.64-65

46 Л.Н. Данилевский «Пассив в актив» Архитектура и строительство, №1, 2000 г. -с. 37-39

47 Л.Н. Данилевский «Пассивный дом – основное направление энергоэффективного строительства» Архитектура и строительство, №5, 2006-с.106-108

48 Л.Н. Данилевский «Эффективное использование систем вентиляции в современных зданиях» Энергоэффективность, №5, 2002 – с.19-20

49 Л.Н. Данилевский «Системный подход к энергосбережению в жилых зданиях» Опыт Белорусско-Германского сотрудничества в строительстве, Минск НПООО «Стринко» 2000-с. 108-111

50 Л.Н. Данилевский «Пассивный или Энергоэффективный?» Теплоэнерноэффективные технологии № 1-2, 2010-с. 20-23

51 Л.Н. Данилевский «От пассивного к энергоэффективному дому» Архитектура и строительство, № 3 2010-с.61 - 63

52 Л.Н. Данилевский. Особенности проектирования ограждающих конструкций и длительность отопительного периода энергоэффективных зданий. –Строительная наука и техника, № 1, 2008г. с.35-42.

53 Л. Н. Данилевский - Методика расчета экономической целесообразности энергоэффективных мероприятий. - Строительная наука и техника, № 6, 2009, с. 12 – 17.

54 СНБ 2.04.02-2000 Строительная климатология – Минск 2001г.

55 Ю. А. Табунщиков, М. М. Бродач, Н. В. Шилкин «Энергоэффективные здания» Москва, АВОК-ПРЕСС, 2003г., 200 с.

56 Ю. А. Табунщиков Энергоэффективное здание как критерий мастерства архитектора и инженера. АВОК, № 2 2001 г., с.6-8, 10-11.

57 Ю. Г. Граник, А. А. Магай, В. С. Беляев Объемно-планировочные решения при формировании новых типов энергоэффективных жилых зданий. Энергосбережение, № 4, 2003г., с. 79 – 81.

58 Ю. Г. Граник, А. А. Магай, В. С. Беляев Конструкции наружных ограждений и инженерные системы в новых типах энергоэффективных жилых зданий. Энергосбережение, № 5, 2003г., с.73 – 75.

59 В. Н. Богословский Аспекты создания здания с эффективным использованием энергии. АВОК, №5, 2000г., с. 34 – 39.

60 Ю. А. Табунщиков Энергоэффективные здания: мировой и отечественный опыт. Энергия, экономика, техника, экология. № 10, 2004г. с. 20 – 28.

61 Ю. А. Табунщиков Энергоэффективные здания: мировой и отечественный опыт. Энергия, экономика, техника, экология. № 11, 2004г. с. 26 – 29.

62 А. Н. Дмитриев, Ю. А. Табунщиков, И. Н. Ковалев, Н. В. Шилкин «Руководство по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия.» Москва, «АВОК-ПРЕСС», 2005г., 120 с.

63 В. Н. Богословский «Строительная теплофизика. «АВОК- СЕВЕРОЗАПАД» Санкт-Петербург, 2006 г., 400с.

64 Л. Н. Данилевский, Сборник РААСН, 2011 г.

65 Л.Н. Данилевский,- Системный подход к энергосбережению в жилых зданиях. Опыт белорусско-германского сотрудничества в строительстве Минск, - НПОО «СТРИНКО», 2000г., С. 108-112

66 Типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений и новой техники в народном хозяйстве СССР. –М.: АН СССР, 1966г.

67 Нормативно-методические материалы по выполнению «Ежегодного анализа и прогноза развития ЕЭС и ОЭС России на десятилетний период».-М. ОАО «Энергосеть-проект» , 2001г.

68 Ю. А. Табунщиков, И. Н. Ковалев, Е.О. Гегуева.- Оценка экономической эффективности инвестиционных средств в энергосберегающие здания.- АВОК.-2004. №7, с.36-40.

69 А. Н. Дмитриев, Ю. А. Табунщиков, И. Н. Ковалев, Н. В. Шилкин.- Руководство по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия.- Техническая библиотека НП АВОК.- Москва, «АВОК-ПРЕСС», 2005г.

70 В. Г. Гагарин,- Методы экономического анализа повышения уровня теплозащиты ограждающих конструкций зданий. Часть 1, «АВОК», №1 , 2009, с. 10-16.

71 В. Г. Гагарин,- Методы экономического анализа повышения уровня теплозащиты ограждающих конструкций зданий. Часть 2, «АВОК», №2 , 2009, с. 14-23.

72 В.Г. Гагарин,- Методы экономического анализа повышения уровня теплозащиты ограждающих конструкций зданий. Часть 3, «АВОК», №3 , 2009, с. 62-66.

73 Справочная правовая система «Консультант плюс».

74 Л.Н. Данилевский «Методика расчета экономической целесообразности энергоэффективных мероприятий» Строительная наука и техника, №5, 2009-с. 12-17

75 Л.Н. Данилевский «О возможности утилизации тепла сточных вод в многоэтажных жилых домах» Строительная наука и техника, №2, 2009-с. 64-69

76 W. Ebel, W. Feist Einsparungen beim Heizwärmebedarf – ein Schlűssel zum Klimaproblem.-Institut Wohnen und Umwelt? Darmstadt, 1995. 26s.

77 W. Ebel, W.Eike, W. Feist Hohe Einshpfrpotenzialebei besteenden Gebäuden.-Bauphiysik 14. Jg. Heft 3/1992, s. 65 – 75.

78 W. Feist Wirtschaflichkeit von Niedriegenergiehäusern. Sonnenenergie und Wärmetechnik.-Heft 4/94, s. 32-38.

79 W. Feist Passivhausbericht № 1 Forschungsproekte Passivhäusern.- Institut Wohnen und Umwelt, Darmstadt, 1995. 110 s.

80 W. Eike-Hennig, R Born u. a. Empirische Überprűfung der Möglichkeiten und Kosten, im Gebäudebestand und bei Neubauten Energieeinzusparen und die Energieeffizient zu steigern.- .- Institut Wohnen und Umwelt, Darmstadt, 1994. 362 s.

81 Bo Adamson, B. Efring Design of Low-energy-Houses (Stockholm climate) Lund Institute of technology, report BKL 1979:4 (e).

82 Л.Н. Данилевский «Архитектура и энергоэффективность зданий» Архитектура и строительство, №10, 2009-с. 20-25

83 Л.Н. Данилевский Статистические характеристики энергетических параметров зданий и проектирование тепловой защиты. Энергоэффективность, №7(185), 2011 г., с. 9 – 13.

84 СНиП II-3-79. Строительная теплотехника, Москва, 1980 г.

85 СНБ 2.01.01-93 Строительная теплотехника, Минск, 1994 г.

86 Energieeinsparverordnung (EnEV), Bundesministerium für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen BRD vom 16. November 2001.

87 Сведения о наличии жилищного фонда находящегося на техническом обслуживании жилищно-эксплутационных организаций, входящих в систему Минжилкомхоза Республики Беларусь. Министерство жилищно–коммунального хозяйства Республики Беларусь. Проектно-изыскательское Республиканское унитарное предприятие «Белжилпроект». Минск, 2006г., 46с.

88 Energieeinsparverordnung (EnEV), Bundesministerium für Verkehr,Bau- und Wohnungswesen BRD vom 16. November 2001.

89 Данилевский Л. Н. Опыт массового внедрения систем управления теплоснабжением на предприятиях бюджетной сферы // Опыт и перспективы санации существующих жилых домов крупнопанельного строительства в странах Средней, Южной, Восточной ЕВРОПЫ» (MOE/NUS) Тез .докл., 2 – 6 июня, г. Минск, 2000. С. 1 – 3.

90 Л.Н. Данилевский, В.М.Пилипенко, В.А.Потерщук Здание с утепляющей оболочкой Евразийский патент №008576 9.06.2007г.

91 Л.Н. Данилевский, А.Н. Жила, Б. Ф. Москалик. Фактические энергетические характеристики жилых зданий.- Строительная наука и техника, № 5 2008г., с. 22 – 29.

92 Л.Н. Данилевский «Окно в XXI век». -сб. докл. научно-технической конференции «Жилище XXI века», Минск 1999-с. 56-62

93 Данилевский Л.Н. Естественное освещение и окна. Компромисс между светотехническими и теплотехническими характеристиками.- Сб. материалов 2-й научно-практической конференции Энергоэффективные системы освещения в жилых, общественных и производственных зданиях. 25 марта 1999г., Минск,1999, с.38 – 41.

94 W. Feist “Entwicklungen beim Passivhaus-Feuster”, 3 Passivhaus-Tagung, 12-20.02.99 г., Bregeuz, 1999, s. 231-241.

95 Wärmetechnisches Verhalten von Fenstern, Türen und Abschlüssen – Berechnung des Wärmedurchgangkoeffizienten.- Teil 1.:Allgemeines (ISO 10077-1: 2006; Deutsche Fassung EN ISO 10077-1: 2006).

96 Л.Н. Данилевский Системный подход к энергосбережению в жилых зданиях. Опыт белорусско-германского сотрудничества в строительстве Минск, НПОО «СТРИНКО», 2000г., С. 108-112.

97 Данилевский Л. Н., Роль современных окон в тепловом балансе здания. Строительная наука и техника.-2006, №2, с.22-26

98 Закон Республики Беларусь от 5 июля 2004 г. №300-3 «Об архитектурной, градостроительной и строительной деятельности в Республике Беларусь»

99 Л.Н. Данилевский «Архитектура и энергоэффективность зданий» Архитектура и строительство, №10, 2009-с. 20-25

100 К.Я. Кондратьев –Актинометрия.-М.-Наука.-1964г.-424с.

101 Евгений Рылевский «Энергия для человека», современная конструкция здания с низким потреблением энергии, перевод с английского, напечатано в Польше KLIMIUK, ISBN-83-917314-5-6.

102 A. Kerschberger Solares Bauen mit transparenter Wärmedämmung.- Bauverlag GMBH. Wiesbaden und Berlin.-1996, 248s.

103 C. Brendel, J. Perl.: Transparente Wärmedämmung (TWD) zur Gebaudeheizung mit Sonnenenergie. BINE-Info №2/1990. Bonn: Bine-Informationsdienst des Fachinformationszentrums Karlsruhe 1990.

104 A.Beck Thermochromic gels for control of insulation. Solar Energy Vol.50 , 1993, H.5; S. 407 - 414.

105 Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский Исследование эффективности канальных теплообменников-рекуператоров воздух-воздух. Строительная наука и техника, №4(7), 2006г., с.36-41

106 Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский «Использование регуляторов ДИТ 541 для управления тепловым режимом зданий и ЦТП» Реконструкция Жилья, Киев 2000-с. 129-134

107 Л.Н. Данилевский Статистические характеристики энергетических параметров зданий и проектирование тепловой защиты. Энергоэффективность, №7(185), 2011 г., с. 9 – 13.

108 Каталог фирмы «ДАНФОС» Регулирующие клапаны и электроприводы. М., ООО «Данфос», 2007

109 Инженерное оборудование зданий и сооружений: Энциклопедия.- Москва, Стройиздат, 1994. 512с

110 Х. Шенк Теория инженерного эксперимента. Изд.Мир, Москва, 1972г.- 382с.

111 В. Я. Котин О распределении постоянных расходов тепловой энергии на отопление по квартирам, оборудованным квартирными счетчиками. Промышленное и гражданское строительство, № 12, 2009г., с.10 – 12.

112 Медведев В.А. В России нужно принимать и вводить в действие стандарт EN 1434-97 «Теплосчетчики» в виде модифицированного национального стандарта / В.А. Медведев // Энергосбережение в системе теплоснабжения. Повышение энергетической эффективности / I Международная научно-практическая конференция 25-27 мая Санкт-Петербург – С-Пб., 2010 – С.7-10

113 Балашов Ю.В., Медведев В.А. О программах испытания типа и методиках поверки многоканальных теплосчетчиков / Ю.В. Балашов, В.А. Медведев // Энергосбережение в системе теплоснабжения. Повышение энергетической эффективности / I Международная научно-практическая конференция 25-27 мая Санкт-Петербург – С-Пб., 2010 – С.10-16

114 Медведев В.А. Тепловая энергия и теплосчетчики: измерения?, учет?, или «измерения=учет»? Что должен «уметь» теплосчетчик? / В.А. Медведев // Энергосбережение в системе теплоснабжения. Повышение энергетической эффективности / I Международная научно-практическая конференция 25-27 мая Санкт-Петербург – С-Пб., 2010 – С.16-23

115 Казачков В.С., Когут С.А. Оценка экономической обоснованности различных методов учета потребления тепла в жилых домах. Приложение. Данные потребления тепла в квартирах экспериментального жилого дома в 2009 г. / В.С. Казачков, С.А. Когут // Энергосбережение в системе теплоснабжения. Повышение энергетической эффективности / I Международная научно-практическая конференция 25-27 мая Санкт-Петербург – С-Пб., 2010 – С.67-78

116 Руденко С.Н. Масштабы и проблемы квартирного учёта потребления воды и тепловой энергии / С.Н. Руденко // Энергосбережение в системе теплоснабжения. Повышение энергетической эффективности / I Международная научно-практическая конференция 25-27 мая Санкт-Петербург – С-Пб., 2010 – С.7-10

117 Никитина С.В. Применение устройств для распределения тепловой энергии в качестве приборов поквартирного учета тепла / С.В. Никитина // Энергосбережение в системе теплоснабжения. Повышение энергетической

эффективности / I Международная научно-практическая конференция 25-27 мая Санкт-Петербург – С-Пб., 2010 – С.7-10

118 Методические рекомендации определения потребления тепловой энергии на отопление жилых, нежилых и вспомогательных помещений на основании показаний распределителей тепла и приборов индивидуального учета тепловой энергии. «Институт «БЕЛЖИЛПРОЕКТ»», Минск, 2008г., 48с.

119 Л.Н. Данилевский Температурный режим и теплоснабжение квартир в многоквартирном здании с индивидуальными регуляторами. Инженерно-физический журнал, Том 83, №1, 2010 г., с.334-341.

120 Л.Н. Данилевский «Особенности учета теплоснабжения квартир в многоквартирном здании с индивидуальными регуляторами». Энергосбережение в системе теплоснабжения. Повышение энергетической эффективности. Материалы 1-й научно-практической конференции 25-27 мая 2010 года с. 183-185

121 Л.Н. Данилевский «Температурный режим и учет затрат на теплоснабжение квартир в многоквартирном здании с индивидуальными регуляторами» Строительная наука и техника, №1-2, 2010-с. 85-92

122 W. Feist.- Vergleich von verbrauchmessung und Modellrechnung fűr den Winter 2001/2002.-Passivhaus Institut Darmstadt, 2001/2002. S.15.

123 Способ определение количества тепловой энергии, затраченной на отопление квартиры в многоквартирном здании: заявка № a20100214 Респ. Беларусь / Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский; заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС», заявл.12.02.2010.

124 Здание с утепляющей оболочкой: пат. 008576 Евраз. Патентное ведомство, МПК (2006) E04B 1/76, E04H 1/00 / Л.Н. Данилевский, В.М. Пилипенко, В.А. Потерщук; заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС» - №200600508; заявл. 29.03.2006; опубл. 29.06.2007 // Бюллетень Евразийского патентного ведомства – 2007. - №3.

125 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, СНиП 2.04.05-86, Москва, 1987г.

126 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, СНиП 2.04.05-91, Москва, 1991г.

127 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, СНиП II-33-75, Москва, 1975г.

128 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, СНиП II-Г.7-62, Москва, 1962г.

129 Статистический ежегодник Республики Беларусь, 2007г. (Стат. Сб):. Минск, -2007г.-618с.

130 И. Г. Староверов, Внутренние санитарно-технические устройства. Ч 2, М., Стройиздат, 1978 г.

131 Данилевский. Методика определения теплоэнергетических характеристик эксплуатируемых зданий. / Л.Н. Данилевский // Строительная наука и техника. – 2010. - №6, с. 31-35.

132 СНиП II-3-79. Строительная теплотехника, Москва, 1980 г.

133 СНБ 2.04.01-97 Строительная теплотехника, Минск, 1998 г.

134 Energieeinsparverordnung (EnEV), Bundesministerium für Verkehr,Bau- und Wohnungswesen BRD vom 16. November 2001.

135 Л. Н. Данилевский Способ определения теплоэнергетических характеристик эксплуатируемых зданий. Заявка на Патент.

136 Ф.Р. Гантмахер Теория матриц. - Москва, 1953 г.,492с.

137 В. И. Ливчак Фактическое теплопотребление зданий как показатель качества и надежности проектирования. -АВОК, №2, 2009 г., с.4 – 10.

138 Санитарные правила устройства, оборудования и содержания жилых домов. СанПиН издание официальное.- Министерство здравоохранения Республики Беларусь. Минск, 1995г., 42с.

139 В. Н. Богословский, М. Я. Поз Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. М: Стройиздат, 1983г., 320 с.

140 В. Н. Богословский, О. Я. Кокорин, Л. В. Петров Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. М: Стройиздат, 1985г., 367 с.

141 А.Фраас, М. Осизик Расчет и конструирование теплообменников. - М. Энергоатомиздат, 1971 г., 362 с.

142 Справочник по теплообменникам в 2-х томах. Москва, «Энергоатомиздат», 1987г., 700 с.

143 П. И. Бажан, М. И. Канивец, В. М. Селиверстов. Справочник по теплообменным аппаратам. –Москва, «Машиностроение», 1989 г., 370 с.

144 Х. Хаузен. Теплопередача при прямотоке, противотоке и перекретном токе. – М., «Энергия», 1981 г., 383 с.

145 Энциклопедический справочник «Горное дело» т.1, М, 1957г., 760с.

146 Кухлинг Х. Справочник по физике. Москва, «Мир» 1982г., 520с.

147 Л.Н. Данилевский Основные требования к конструкции и инженерным системам энергоэффективных зданий. Строительные материалы, оборудование и технологии XXI века, №7 (90), 2006г., С.66-67.

148 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Справочное пособие. Москва, Пантори, 2003г

149 Данилевский Л.Н. Естественное освещение и окна. Компромисс между светотехническими и теплотехническими характеристиками. Сб. ма-

териалов 2-й научно-практической конференции Энергоэффективные системы освещения в жилых, общественных и производственных зданиях. 25 марта 1999г., Минск,1999, с

150 Franz Freund Aktuelles aus dem Bereich (Holz-) Fensterentwicklung. 8. Europäische Passivhaustagung. 16-17.04.2004. Krems. S.197 – 203.

151 Энергоэффективное здание: пат. 3285 Респ. Беларусь, МПК7 E04B1/00, F24F3/00 / Л.Н. Данилевский, В.М. Пилипенко, В.А Потерщук; заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС» - №20060423; заявл. 26.06.2006; опубл. 28.02.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. Уласнасці – 2007. - №1 – с.176-177

152 Альтшуль А.Д. Гидравлические потери на трение в трубопроводах.- М-Л, Госэнергоиздат, 1964

153 Справочник по гидравлическим расчетам под ред. П.Г. Киселева. Изд. 5-е, Энергия, М., 1974г., 312с.

154 Андре Анго Математика для электро- и радиоинженеров.- «Наука», Москва, 1967г.780 с.

155 Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский Управление влажностью воздуха в помещениях с принудительной системой вентиляции и рекуперацией тепла уходящего воздуха. Строительная наука и техника, №3, 2007г., с.60-65.

156 В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский «Опыт строительства энергоэффективных зданий в Республике Беларусь и экспериментальное исследование эксплуатационных характеристик энергоэффективного панельного жилого дома в г. Минске» Budownictwo o zoptymailzo-wanym potencjale energetycznym. Politechnika Czenstjchowska, Czenstjchowa 2009 с. 60-73

157 В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский, С.В. Терехов «Системы автоматизации энергоэффективного панельного жилого дома в Минске» Научно-практическая конференция Интеллектуальные здания и сооружения, Тенденции и перспективы, РУП «Редакция журнала «Архитектура и Строительство» Минск 2010, с. 7-12

158 Eberhard Paul. Lüftungsgeräte mit Wärmerückgewinnung für Passivhäuser – Schaltungsvarianten. Gerätebewertung. 5.Passivhaustagung 16.-18.02.2001, 1/Auflage Reutlingen, Februar 2001, s 103 – 112/

159 Besant, R.W., P.E., and Allan B. Johnson. Reducing energy costs using run-around systems. ASHRAE Journal, February 1995, Vol. 37, no. 2:41-46, 3 figs, 13 refs. ISSN 0001–2491, 1995.

160 Р. Безант, С. Симонсон Воздухо - воздушные теплообменники. АВОК №5/2004, с.

161 Viessmann: Vitotres 343 System-compact-Tower für Passivhäuser zur kontrolierten Wohnungslüftung mit Wärmerückgewinnung, Wärmewasserbereitung und beheizung (Zuluftwärmung).

162 Systemair – Systemair Wohnraumluftungsgerate Das reine Vergnugen – 2010

163 Netec – Sole-Luft-Warmetauscher Baureihe PGK fur Luftungsanlagen mit 500 – 12 000 cbm/h – 2008

164 Wagner, Walter: Lüfttechnische Anlage, Würzburg: Vogel Buchverlag, 1997. 276s.

165 Pistohl, Wolfram: Handbuch der Gebäudetechnik, 2. Auflage, Düsseldorf:Werner Verlag, 1998, 328 s.

166 Е. П. Вишневский Рекуперация тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования воздуха С.О.К. N 11, 2004г. Рубрика: Кондиционирование и вентиляция.

167 Eberhard Paul Lüftungsgeräte mit Wärmerückgewinnung für Passivhäuser – Schaltungsvarianten. Gerätebewertung. 5.Passivhaustagung 16-18.02.2001, 1/ Auflage Reutlingen, Februar 2001, s 103 – 112.

168 Claus Ihle Lüftung und Lüftheizung. Band 3. Schriftenreihe der Heizungsingenieur. Düsseldorf: Werner 1997, 390.

169 VDI 2071 Heat recovery in heating, ventilation and air-conditioning plants, 1996.

170 EUROVENT 10/1 Heat Recovery Devices — Specifications, Terminology, Classification And Functional Characteristics. 1987.

171 Ventus – Агрегаты для вентиляции и кондиционирования воздуха – Каталог 2006 – VTS – 2006

172 Lowatt – The energy saving ventilation range – Ventilation and heat recovery solutions for domestic, commercial and industrial applications

173 Benzing – Kontrollierte Wohnraumluftung mit Warmeruckgewinnung

174 Paul Warmeruckgewinnung – Neue Ideen beim Luften

175 Komfovent kompakt – Комракт – вентиляционные установки – 2008

176 www.ses05.narod.ru/rottobm.html - Роторные регенеративные теплообменники – Дата доступа: 13.05.2010

177 Каталог: Альтернатива – Вентиляция, Кондиционирование, Энергосбережение

178 Andreas Bühring, Christel Russ. Lüftungs-Kompaktgeräte: Messergebnisse, Erfahrungen, Hersteller.- Energieeffizientes Bauen, №2, 2001, S.10 – 17.

179 В. М. Кэйс, А. Л. Лондон Компактные теплообменники М. Энергия, 1967, 223 с.

180 Л.Н. Данилевский, В.М. Пилипенко Пакет пластинчатого теплообменника. Патент РБ №13796, 2010г. Межд. Заявка WO 2007/045064 A1, 26.04.2007.

181 Л.Н. Данилевский, В.М. Пилипенко Пакет пластинчатого теплообменника. Патент РБ №13797, 2010г. Заявка № a20070667 от 01.06. 2007г.

182 E.Paul Waermeuebertragerplatine. Patentschrift DE 19959898 C2 11.12 1999.

183 E.Paul Kunststoff-Wärmetauscher Offenlegungschrift DE 19853526 A1 20.11.1998.

184 E.Paul Hocheffiziente Wärmerückgewinnung in dezentralen Lu̇ftungsgeräten. 8. Europäische Passivhaustagung/ Krems, Austria. 16 - 17.04.2004. s.69 – 77.

185 В.К. Аничев, М.Д. Лотвинов, Т.М. Сярки, И.И. Кучендаев Пластинчатый теплообменник. АС СССР № 661227 05.05.79г. БИ. №17.

186 L. Danilevski Ventilazionssystem für die Wohnung eines energieeffizienten Hauses.- 10. Internationale Passivhaustagung 2006. 19./20. 05.2006 Hannover S. 575 – 576.

187 Л.Н. Данилевский Оптимизация конструкции рекуперативных теплообменников и схем их использования. Строительная наука и техника, № 6, 2007г., с.55-60.

188 Л.Н. Данилевский «Оптимизация конструкции рекуперативных теплообменников воздух/воздух и схем их использования».- Budownictwo o zoptymailzowanym potencjale energetycznym. POLITECHNIKA CZĘNSTOCHOWSKA.- CZĘNSTOCHOWA 2009, S.43-52.

189 Каталог оборудования 2010 г. ALASCA. Приточно-вытяжные установки с рекуперацией тепла.

190 С. Н.Осипов, У.О.Саука. Метод расчета охладителей влажного воздуха. Известия академии наук Латвийской ССР, серия физических и технических наук, №4 1987 г., с.102-108.

191 Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский Управление влажностью воздуха в помещениях с принудительной системой вентиляции и рекуперацией тепла уходящего воздуха. Строительная наука и техника, №3, 2007г., с.60-65.

192 Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский. Исследование эффективности рекуперативного теплообменника с переносом пара между каналами в условиях низких температур.- Строительная наука и техника, №3, 2010г., с.5 – 12.

193 Устройство и способ предотвращения замерзания сконденсированной влаги в рекуперационном теплообменнике: заявка № a20090456 Респ.

Беларусь / Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский; заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС», заявл.27.03.2009.

194 R.Kriesi, B.Frei Entalpie Plattentausher, ein weiterer Schritt zur Komfortsteigerung - 10. Internationale Passivhaustagung 19-21. Mai 2006. Hannover 2006. s.99 – 104.

195 Eberhard Paul Technik-Entwicklungtendenzen bei der Wärmerückgewinnung,- 10. Internationale Passivhaustagung 2006. 19./20.05.2006 Hannover s.599-600.

196 А. В. Сафонов Энергоэффективный теплообменник-утилизатор.- Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. №2, 2002г., с.20

197 J. R. Schnieders Energetische Bewertung von Wohnungsluftunggerätenmit Feuchterückgewinnung, Abschlußbericht.Darmschtadt, Passivhausinstitut 2008. S.35.

198 S. Thomas Neue Tendenzen in der Gebäudelüftung.- 10. Internationale Passivhaustagung 19-21. Mai 2006. Hannover 2006. s.111-116.

199 J. Schneiders. Energetische Auswirkungen von Feuchterückgewinnung in Lüftungsanlagen.- 13. Internationale Passivhaustagung 19-21. 2009. Frankfurt am Main 2009. S.137-142.

200 Богословский В.Н., Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха),Изд. 2-е переработанное и дополненное, М.,»Высшая школа», 1982, с.182.

201 Н.И. Кузнецов Международная система единиц (СИ). «Высшая школа», Минск 1965г. 97с.

202 В. Н. Богословский, В. П. Щеглов, Н. Н. Разумов Отопление и вентиляция. Москва, Стройиздат, 1980.-295с, ил.

203 В. С. Тарасов Перекрестно-точный пластинчатый теплообменник. RU патент № 1299235, 04.17. 1998г., опубл. 27.08.1999г.

204 А. Л. Синяков, Т. Э. Ерчаков. Способ работы пластинчатого теплообменника АС СССР, №992994, БИ №4, 30.01.83г., заявл. 09.03.81г.

205 Bestellformular für WRG-Geräte atmos 175 DC Bauform 1, 2 und 3: [бланк заказа] / Paul Wärmerückgewinnung. – Mülsen St. Jacob, 2004. – 2s.

206 Е. П. Вишневский Особенности обеспечения эффективной работы пластинчатых теплообменников рекуперативного типа в суровых климатических условиях. С.О.К. N 1 | 2005г. Рубрика: кондиционирование и вентиляция.

207 С. Н. Осипов, У.О.Саука Рекуперативный теплообменник А. С. СССР №1188500 Изобретения в СССР и за рубежом, -1985, №40, с.147.

208 С. Н.Осипов, У.О.Саука Сравнение способов предотвращения инеобразования на теплообменной поверхности рекуперативных теплоути-

лизаторов животноводческих помещений.- Известия академии наук Латвийской ССР, серия физических и технических наук, №2 1988 г., с.77-84.

209 С. Н.Осипов, У.О.Саука Методика численного расчета незамерзающего теплообменника – утилизатора.- Известия академии наук Латвийской ССР, серия физических и технических наук, №2 1986г., с.65-71

210 Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский. Теплообмен в рекуператоре с учетом конденсации пара. Строительная наука и техника, №1, 2010 г., с.25 - 33.

211 Измерения в промышленности. Справочник, кн. 3 - Москва, «Металлургия», 1990г., 344 с.

212 Богословский В.Н. и др. Отопление и вентиляция, Учебник для вузов, Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Стройиздат», 1980

213 Матвеев Л.Т. Основы общей метеорологии. Физика атмосферы. Л., Гидрометеоиздат, 1965. 876с.

214 Исаченко В.П. и др. Теплопередача, Учебник для вузов, Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Энергия», 1975.

215 Ю.С. Бородич, А.Н. Вальвачев, А.И. Кузьмич. Паскаль для персональных компьютеров: Справочное пособие. Мн.: Выш.шк. БФ ГИТМП "НИКА", 1991. 365с.

216 А. Л. Жемпелух. Энтальпийный рекуперативный теплообменник-утилизатор для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Автореферат диссертации на соискание степени канд. техн. наук. – Л., 1985.-24с.

217 YORK Air Conditioning and Refrigeration. P. O. Box 1592 York Pennsilvania USA 17405-1592 2001, p. 980

218 Каталог Salda – Системы вентиляции и кондиционирования воздуха – 2003г.

219 Bestellformular für WRG-Geräte atmos 175 DC Bauform 1, 2 und 3 : [бланк заказа] / Paul Wärmerückgewinnung. – Mülsen St. Jacob, 2004. – 2 s.

220 Л. Н. Данилевский, Б. И. Таурогинский Устройство и способ предотвращения замерзания сконденсированной влаги в рекуперационном теплообменнике. – Заявка на получение патента на изобретение от 27.03.2009 г. № a20090456 МПК8 F28F 17/00 и Евразийская 25.11.09 №200901448

221 Л. Н. Данилевский Эффективность работы теплообменников в системах вентиляции зданий при низкой температуре наружного воздуха / Л.Н. Данилевский // Строительная наука и техника. – 2011. – №5 – с.

222 Р. Фейнман, Р.Лейтон, М.Сэндс Фейнмановские лекции по физике. Т.4, изд.Мир, Москва, 1965г.

223 Л.Л. Васильев Теплопроводность неметаллических зернистых систем. Строительная теплофизика. «Энергия» Москва, Ленинград, 1966г. с.48-56.

224 Г.Н.Дульнев Г.В. Сигалова Теплопроводность моно и полидисперсных зернистых материалов. Строительная теплофизика. «Энергия» Москва, Ленинград, 1966г. с.40 – 47.

225 R.Caps, J Friscke Konzepte für den Einsatz, von evakuirten Dämmungen bei Passivhäusern. 4 Passivhaus Tagung, Kassel, Marz 2000, s. 171 – 177.

226 R.Caps, J Friscke Vakuumdämmungen in der Anvendung. 5 Passivhaus Tagung, Reutlingen, Februar 2001,s. 247 – 254

227 Armin Binz Hightech-Materialen von dem Durchbruch. 9 Passivhaus Tagung, Ludvigshafen 2005 s.219 - 224.

228 A. Ferle Einsatz von Vacuumdämmung in Hochbau. 8 Europäische Passivhaustagung 2004. Krems, Austria, s. 171 – 177

229 S.Oehler Münsterländer Hof renoviert. 9 Internationale Passivhaustagung 2006. Hannover, s. 57 – 62.

230 N. Diefernbach Modernisierung von Zweifamilienhäusern auf unterschiedliche energetische Standards unter einzatz von Großelementen mit Vakuumdämmung. 9 Internationale Passivhaustagung 2006. Hannover, s. 63 - 68.

231 Vacuum Insulation Panel Technology.- Porextherm Dämmstoffe GmbH: Vacupor Vacuum Insulation Panel Techno.

232 М.Н. Кокоев, В.Т, Федоров Теплоизоляционное изделие с предельно низкой материалоемкостью.- Строительные материалы, №9, 1998г.

233 М.Н. Кокоев, В.Т. Федоров Вакуумное теплоизоляционное изделие. Патент РФ 2144595, Бюл.№220.01.2000г.

234 Кокоев М.Н., Федоров В.Т. Перспективы применения вакуумно-порошковой теплоизоляции в строительстве // Строит, материалы. 1997. №3.

235 Деменцов В.И. Практическое применение высокоэффективного теплоизоляционного материала STYROFOAM // Строит, материалы. 1996. №6.

236 Горемыкин А.В., Пасечник И,В. Технология экологически безопасного производства теплоизоляционных материалов // Строит, материалы. 1997. № 4.

237 Л.Н. Данилевский Вакуумная теплоизоляция и перспективы использования в строительстве. Архитектура и строительство, №5, 2006-с.114 – 117

238 Alfred Kerschberger «Solares Bauen mit transparenter Wärmedämmung». Systeme, Wirtschaftlichkeit, Perspektiven, BAUVERLAG GMBH, WEISBADEN UND BERLIN.

239 Peter O.Braun, Innovative Gebäudehüllen, Wärmetechnik,9, 1997, s.510 – 514.

240 Die ESA-Solardassade – Dämmen mit Licht/ ESA-Energiesysteme,-3.Passivhaustagung 19 bis 21 Februar 1999 Bregenz, s.177 – 182.

241 Данилевский Л.Н. Пассивный дом как адаптивная система жизнеобеспечения.- Тезисы докладов международной научно-технической конференции: ”От тепловой санации зданий – к пассивному дому. Проблемы и решения”.с.32 – 34, Минск 1996г.

242 Л.Н. Данилевский Теплоизоляция с управляемыми свойствами для зданий с низким уровнем теплопотерь.-Сборник трудов ГП НИПТИС Минск 1998г., с.13 – 27

243 Л.Н. Данилевский . Теплоизоляционная система с управляемыми свойствами для пассивного дома. Архитектура и строительство, №3, 1998г., с. 30, 31.

244 Наружное вентилируемое ограждение здания: пат. 010822 Евраз. Патентное ведомство, МПК (2006.01) E04B 2/28, E04B 1/70 / Л.Н. Данилевский; заявитель ГП «Институт НИПТИС» - №20060978; зявл. 05.10.2006; опубл. 30.12.2008 // Бюллетень Евразийского патентного ведомства – 2008. - №6

245 Наружное вентилируемое ограждение здания: пат.11343 Респ. Беларусь, МПК (2006) E04B1/70, E04B2/28 / Л.Н. Данилевский; заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС» - № 20060978; заявл. 05.10.2006; опубл. 30.12.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. Уласнасці – 2008.

246 ТКП 45-3.02-113-2009 (02250) Тепловая изоляция наружных ограждающих конструкций зданий и сооружений. Строительные нормы проектирования. Минстройархитектуры, Минск, 2009.

247 Фасадная система ПОЛИАЛПАН. Рекомендации по проектированию и применению для строительства и реконструкции зданий. ОАО ЦНИИЭПжилища. Москва, 2003, 90 с.

248 Л. Н. Данилевский Подаю заявку на патент на теплоизоляционную систему с замкнутой воздушной прослойкой.

249 Проектирование и устройство системы утепления с вентилируемой воздушной прослойкой на основе панелей фасадных трехслойных. Р1.04.032.07, Минск 2007, 117 с.

250 Л.Л. Васильев, Теплофизические свойства пористых материалов/ Л.Л. Васильев, С.А. Танаева.–Мн.: Наука и техника, 1971.– 267 с.

251 М.Г. Каганер, Тепловая изоляция в технике низких температур/ М.Г. Каганер.– М.: Машиностроение, 1966.– 275 с.

252 А.Ф. Чудновский, Теплофизические характеристики дисперсных материалов/ А.Ф. Чудновский.– М.: Из. АН СССР, 1962.– 456 с.

253 Ю.П. Горлов, Технология теплоизоляционных и акустических материалов и изделий/ Ю.П. Горлов.–М.: Высшая школа, 1989.– 384 с.

254 В.Ф. Шведов, Теплопроводность низкотемпературной теплоизоляции/ В.Ф. Шведов// Холодильная техника.–2006. –№ 1.–С.2–4.

255 Здание с утепляющей оболочкой: пат.10716 Респ. Беларусь, МПК (2006) E04B1/76, E04H1/00 / Л.Н. Данилевский, В.М. Пилипенко, В.А Потерщук; заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС» - №20060092; заявл. 03.02.2006; опубл. 30.06.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. Уласнасці – 2008. - №3 (62). – 6 с.

256 Л.А. Новицкий, Теплофизические свойства материалов при низких температурах. Справочник/ Л.А. Новицкий, И.Г. Кожевников.–М.: Машиностроение, 1975.– 216 с.

257 http://www. orisil.ua

258 Фролов Ю.Г. Курс коллоидной химии. Поверхностные явления и дисперсные системы. М.: Химия, 1988, - 464 с.

259 Здания и сооружения. Метод измерения плотности тепловых потоков, проходящих через ограждающие конструкции. ГОСТ 25380-82, Государственный комитет СССР по делам строительства, Москва, 1982.

260 Ананьев В.А., Балуева Л.Н. и др. “Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика”. М.:”Евроклимат”, изд. “Арина”, 2000г., 240с.

261 СНиП 2.08.01-89 Жилые здания. Москва, 1989 г.

262 Kostlin H., Frank G. Dunnelang-reflectiefilters // Philips Techn., 1983, V. 41, 7/8, s. 235- 248.

263 Л. Н. Данилевский, Г.И. Тимофеева Оптимизация покрытий теплозащитных стекол» Оконные технологии, 6/зима, Киев, -2001-с. 46-48.

264 Данилевский, Л.Н. Дом с минимальными теплопотерями для климатической зоны республики Беларусь. Оптимизация покрытий теплозащитных стекол / Л.Н. Данилевский, Г.И. Тимофеева // Материалы научно-технической конференции «Жилище XXI. Опыт проектирования и экспериментального строительства жилых зданий нового поколения». – Минск, 2000. – С. 28-33

265 Данилевский, Л.Н. Оптимизация покрытий теплозащитных стекол / Л.Н. Данилевский // Материалы научно-технической конференции «Опыт Белорусско-Германского сотрудничества в строительстве» / НПООО «Стринко». – Минск, 2000. – С. 129-135

266 Кухлинг Справочник по физике. Москва, Мир, 1982 г., 520 с.

267 Джадд, Г. Вышецки. Цвет в науке и технике. М.; Мир, 1978.

268 Berning P. H. “Theory and Calculation Optical Thin Films,” Physics of Thin Films, v.1, New York, 1963.

269 Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. М. ; Мир, 1975.

270 Данилевский, Л.Н., Таурогинский Б.И. Теплофизические характеристики окон из комбинированного материала дерево-полиуретан-дерево / Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский // Строительная наука и техника. – 2006. – №5 – с. 8 – 15

271 Данилевский, Л.Н. Окно с высокими теплофизическими характеристиками / Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский // Мастерская. – 2006. – №3

272 56-А Данилевский, Л.Н. Окно с высокими теплофизическими характеристика / Л. Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский // Белорусский Строительный рынок. – 2002. – №23-24 – с.13 – 14

273 57-А Данилевский, Л.Н. Новое поколение оконных конструкций / Л. Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский // Строительный рынок. – 2006. – №1-2 – с.24 – 25

274 Мартыненко О.Г., Соковишин Ю.А. Свободно – конвективный теплообмен Справочник, Минск: Наука и техника, 1982, 400с.

275 Конструкционный материал комбинированный клееный: пат. 1018 Респ. Беларусь, МПК7 Е04С 2/00 / В.М Пилипенко, Л.Н.Данилевский, Б.И. Таурогинский, М.А. Ксенофонтов, А.С. Хатенко; заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС», Институт прикладных физических проблем им. А.Н. Севченко – №20020284; заявл. 11.10.2002; опубл. 30.09.2003 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. Уласнасці – 2003. - №4 – с.293

276 Оконный блок: пат. 1323 Респ.Беларусь, МПК7 Е06В 3/00 / В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский, М.А. Ксенофонтов, А.С. Хатенко; заявители Государственное предприятие «Институт НИПТИС», институт прикладных физических проблем им. А.Н.Севченко - №20030273; заявл. 16.06.2003; опубл. 30.03.2004 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. Уласнасці – 2004. - №1 – с.251

277 Оконный блок: пат 34603 Российск. Федерация, МПК7 Е06В 3/00 / В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский, М.А. Ксенофонтов, А.С. Хатенко; заявители Государственное предприятие «Институт НИПТИС», Институт прикладн. Физическ. проблем им. А.Н. Севченко - №2003120173/20; заявл.03.07.2003, опубл. 10.12.2003 // Официальный бюллетень «Изобретения. Полезные модели» / Роспатент – 2003. - №34, ч.3 – с.723 – 724

278 Данилевский, Л. Н. Технология получения и свойства пенополиуретанового композита с древесными опилками / Л.Н. Данилевский, Ксенофонтов М.А.[и др.]//Строительная наука и техника.– 2010. –№4 – с.3 – 6

279 Способ получения конструкционного полимерного композита: заявка № 201000594/26 Евраз. Патентное ведомство / В.М. Пилипенко, Л.Н.

Данилевский, М.А. Ксенофонтов, Л.Е. Островская, О.О. Гавриленко, С.В. Выдумчик, В.С. Васильева; заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС», Научно-исследовательское учреждение «Институт прикладных физических проблем им. А.Н. Севченко, заявл. 24.02.2010

280 Способ получения теплоизоляционного полимерного композита: заявка № 201000593/26 Евраз. Патентное ведомство / В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский, М.А. Ксенофонтов, Л.Е. Островская, О.О. Гавриленко, С.В. Выдумчик, В.С. Васильева; заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС», Научно-исследовательское учреждение «Институт прикладных физических проблем им. А.Н. Севченко, заявл. 24.02.2010

281 Изделие из композиционного полимерного теплоизоляционного материала: заявка № u20100175 Респ. Беларусь / Л В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский, М.А. Ксенофонтов, Л.Е. Островская, О.О. Гавриленко, С.В. Выдумчик, В.С. Васильева, заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС», Научно-исследовательское учреждение «Институт прикладных физических проблем им. А.Н. Севченко заявл. 24.02.2010.

282 Изделие из композиционного полимерного конструкционного материала: заявка № u20100176 Респ. Беларусь / Л В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский, М.А. Ксенофонтов, Л.Е. Островская, О.О. Гавриленко, С.В. Выдумчик, В.С. Васильева, заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС», Научно-исследовательское учреждение «Институт прикладных физических проблем им. А.Н. Севченко заявл. 24.02.2010

283 Материалы и изделия строительные. Методы определения теплопроводности при стационарном тепловом режиме. СТБ 1618-2006, Минстройархитектуры, Минск 2006.

284 Материалы и изделия строительные теплоизоляционные. Методы испытаний. ГОСТ 17177-94. Минск 1996

285 Плиты древесностружечные. Методы определения физических свойств. ГОСТ 10634-88, 1991 г

286 Л. Н. Данилевский Особенности использования теплообменников в системах вентиляции жилых зданий. Тезисы семинара «Системы приточно-вытяжной вентиляции с рекуперацией тепла.22 сентября 2010 г. Минск, с . 1-3.

287 Л. Н. Данилевский, Вакуумная порошковая теплоизоляция. / Л.Н. Данилевский, В. М. Пилипенко, А. М. Черкашин // Архитектура и строительство. – 2011. – №1 – с.

288 Л. Н. Данилевский, Система утилизации тепла сточных вод в жилых зданиях. / Л.Н. Данилевский, А. М. Черкашин // Архитектура и строительство. – 2011. – №1 – с.

289 Energie-effiziente luftungstechnische Anlagen.- Bundesamt für Konjunkturfragen, 1993.

290 В.И. Володин. Энергетическая и экономическая эффективность отопительного теплового насоса воздух-воздух. // Тез. Докл. Международной научно-технической конф.(13-14 февраля, Минск). — 1997.— С. 79 - 89.

291 W.Feist Der Bau des Passivhauses Darmstadt Kranichstein,1. Passivhaustagung, Darmstadt,1996,s.153-180

292 Steinemann U, DeMartin A, Meierhans R. Energie-effiziente lufttechnische Anlagen. Bundesamt fur Konjukturfragen. Schweizerisher Ingenieur- und Architekten- Verein, Bern, Ravel,1993, 138 S.

293 Knissel J. Modellieren von Erdreichwametauschern mit Konzentrationsfaktor-Methode. Institute Wohnen und Umwelt, Darmstadt, 1999, 30 S.

294 Bernier H, Radhavan GSV, Paris J. Evaluation of a soil heat exchanger-storage system for a greenhouse. Canadian Agricultural Engineering. 1991;33(3): 93-105.

295 Gauthier C, Laroix M, Bernier H. Numerical simulation of soil heat exchanger-storage systems for greenhouses. Solar Energy 1997;60(6):333-46.

296 Mihalakakou G, Santamouris M, Asimakopoulos D. Modelling of the thermal performance of earth-to-air heat exchangers. Solar Energy 1994;53(3):301-5.

297 Santamouris M, Mihalakakou G, Balaras CA, Argiriou A, Asimacopoulos D, Vaillindras M. Use of buried pipes for energy conservation in cooling of agricultural greenhouses. Journal of Solar Energy 1995;55(2):111-24.

298 Прохач ЭС, Клепанда АС, Богданович АС. Расчет нестационарного теплообмена в геовентиляционных системах. Проблемы энергосбережения 1990; (5):40-3.

299 Клепанда АС, Филиппов ЭБ, Черепенников ГБ, Кузнецов АП. Оценка хладо- и теплопроизводительности геовентиляционного теплообменника. Проблемы энергосбережения 1993;(1):67-73.

300 L.N. Danilevskii, V.P. Kabashnilov, V.P. Nekrasov, I.P. Vityaz, «Analitical and numerical investigation of the characteristics of a soil heat exchanger for ventilation systems» International Journal of Heat and Mass Transfer, №45, 2002-с. 2407-2418

301 Л.Н. Данилевский, И.П. Витязь, В.П. Кабашников, В.П. Некрасов «Метод быстрой оценки параметров грунтового теплообменника для систем вентиляции» Тепломассобмен ММФ-200

302 Чудновский А Ф. Теплофизика почв. М.: 1976, 352 с.

303 Агапкин ВМ, Кривошеин БЛ, Юфин ВА. Тепловой и гидродинамический расчеты трубопроводов для нефти и нефтепродуктов. М.: Недра, 1981, 256 с.

304 Лыков АВ. Тепломассообмен. Справочник.М.: Энергия., 1978, 480 с.

305 Карслоу ХС, Егер ДК. Теплопроводность твердых тел. М.:Наука, 1964, 487 с.

306 Дубина ММ, Красовицкий БА. Теплообмен и механика взаимодействия трубопроводов и скважин с грунтами. Новосибирск: Наука, 1983, 133с.

307 Bau H, Sadhal SS. Heat losses from a fluid flowing in a buried pipe. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1982;25(11):1621-29.

308 Кривошеин БЛ, Новаковский ВН. Переходные тепловые процессы в системах дальнего транспорта газа. Изв. АН СССР, Энергетика и транспорт 1973;(1):127-136.

309 Новаковский ВН. Аналитический метод расчета нестационарного теплопереноса в грунте около трубопровода. Изв. АН СССР, Энергетика и транспорт 1985;(1):152-9.

310 Бенусович АС. Тепловое взаимодействие трубопровода с полуограниченным массивом при граничном условии третьего рода на его границе. Изв. Вузов, Строительство и архитектура 1978;(3):123-9.

311 Фурман АВ. Анализ переходных тепловых процессов в нефтепроводах и низкотемпературных газопроводах. Изв. АН СССР, Энергетика и транспорт 1984;(6):147-56.

312 Ван-Хеерден К. Задача о нестационарном тепловом потоке в связи с воздушным охлаждением угольных копей. В: Вопросы теплообмена. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1959:71-4.

313 Макагонов ВА, Сальников ВМ, Лукин ВМ. Расчет остывания жидкости, движущейся в подземном канале. Инженерно- Физический Журнал 1983;44 (5):734-39.

314 Красовицкий БА, Попов ФС. Температурный режим горных выработок. Инженерно- Физический Журнал 1976;31(2):339-46.

315 Лыков АВ. Теоретические основы строительной теплофизики. Минск: АН БССР, 1961, 519 с.

316 Абрамовиц М, Стиган И, ред. Справочник по специальным функциям. М.: Наука, 1979, 830 с.

317 Смирнов ВИ. Курс высшей математики, том 2. М.: Наука, 1974, 656с.

318 Справочник по климату СССР, вып. 7, Белорусская ССР, часть 2. Температура воздуха и почвы. М.: Гидрометеоиздат Моск. отделение, 1965, 246с.

319 Инженерное оборудование зданий и сооружений: Энциклопедия/ Гл.ред. С.В. Яковлев. -М.: Стройиздат, 1994.

320 Л.Н. Данилевский «О возможности утилизации тепла сточных вод в многоэтажных жилых домах» Строительная наука и техника, №2, 2009-с. 64-69

321 David Thomas, Peter Thomas Патент на изобретение № 2379009 GB, F24D17/00, F24H1/12. A waste water heat recovery system / David Thomas, Peter Thomas. Опубл., 27.06.2003)

322 Д.Г. Закиров, И.И. Боринских, А.В. Аксинов Патент на изобретение № 2243460 РФ, F25B30/00. Способ утилизации низкопотенциального тепла хозбытовых сточных вод / Д.Г. Закиров, И.И. Боринских, А.В. Аксинов. Опубл., 27.12.2004.)

323 Система утилизации тепла сточных вод: заявка № a20100736 Респ. Беларусь / Л.Н. Данилевский, заявитель Государственное предприятие «Институт НИПТИС», заявл.14.05.2010.

324 В. А. Бутузов. Солнечные коллекторы в России и на Украине.: конструкции и технические характеристики. Теплоэнергетика, № 1, 2003г., с.37–40.

325 Б. В. Тарнижевский Солнечные коллекторы нового поколения.// Теплоэнергетика. 1992 г., №4, с.23-26.

326 Системы солнечного тепло-и хладоснабжения/ Р.Р. Авезов, М.А. Барский-Зорин, И.М. Васильева др.: Под ред. Э.В. Сарнацкого и С.А. Чистовича- М.: Стройиздат, 1990.-328 с.

327 ГОСТ 28310-89 Коллекторы солнечные. Общие технические условия. М.: Госстандарт, 1989 г.

328 Стоянцев В.Т.; Фоменко К.В. Фокусирующий солнечный коллектор. Патент Российской Федерации RU2067732, МКИ F24J2/00 2/42 Дата начала действия патента: 1993.06.15

329 Solarsysteme Vitosol/Viessman/ Technische Anderungen vorbehalten, 03/2000

330 В. В. Мойсеенко, Е. П. Легкун Солнечный коллектор. а.с. СССР № 1536178, F 24 J 2/26, опубл. Б. И. №2, 15.01.1990.

331 Б. И. Казанджан, Ю. Р. Воробьев. Солнечный коллектор. а.с. СССР № 1477995, F 24 J 2/16, опубл. . Б. И. №17 07.05.1989.

332 Л. Н. Данилевский, Б. и. Таурогинский Способ оптимизации концентрирующей поверхности солнечного коллектора и солнечный коллектор. Заявка шут № a20091723 от 04.12.2009 г.

333 Л. Н. Данилевский, Б. И. Таурогински й Солнечный коллектор фокусирующего типа. Строительная наука и техника, №5, 2010 г. С.

334 Л.Н. Данилевский,- Системный подход к энергосбережению в жилых зданиях. Опыт белорусско-германского сотрудничества в строительстве Минск, - НПОО «СТРИНКО», 2000г., С. 108-112.

335 Л. Н. Данилевский, Система утилизации тепла сточных вод в жилых зданиях. / Л.Н. Данилевский, А. М. Черкашин // Архитектура и строительство. – 2011. – №1 – с.

336 В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский, В.А. Потерщук, И.Б. Янчарский «Энергоэффективный панельный дом» Мастерская, №9, 2006-с. 68-69.

337 Л. Н. Данилевский. Экспериментальное определение составляющих теплового баланса жилых зданий.- Архитектура и строительство, №8, 2008-с.90 – 95.

338 Л.Н. Данилевский «Жилые здания с минимальным потреблением тепловой энергии.» Технологии, оборудование, качество 2007 Минск, с. 163-166

339 В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский, В.А. Потерщук «Энергоэффективный панельный дом серии 111-90 МАПИД» Архитектура и строительство, №2, 2007-с. 98-101

340 В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский, В.А. Потерщук «Крупнопанельный дом с минимальным потреблением тепла при отоплении(г.Минск)» Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века, №6, 2007-с. 44-46

341 В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский, В.А. Потерщук, И.Б. Янчарский «Опыт эксплуатации энергоэффективного панельного жилого дома» Архитектура и строительство, №3, 2009-с. 42-46

342 Л.Н. Данилевский «Реализация комплексной программы строительства энергоэффективных зданий в Республике Беларусь» Конференция технологии проектирования и строительства энергоэффективных зданий Москва 2010

343 Л.Н. Данилевский «Опыт проектирования, строительства и эксплуатации энергоэффективных зданий в Республике Беларусь» Практическая конференция Энергоэффективное строительство в Республике Беларусь, Минск 2010 с. 1-4

344 Л.Н. Данилевский «Опыт проектирования, строительства и эксплуатации энергоэффективных зданий в Республике Беларусь» Практическая конференция Белорусский оконный рынок – 2010. Минск 2010 с. 1-4

345 В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский, С.В. Терехов «Системы автоматизации энергоэффективного панельного жилого дома в Минске» Научно-практическая конференция Интеллектуальные здания и сооружения, Тенденции и перспективы, РУП «Редакция журнала «Архитектура и Строительство» Минск 2010, с. 7-12

346 В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский «Опыт строительства энергоэффективных зданий в Республике Беларусь и экспериментальное исследование эксплуатационных характеристик энергоэффективного панельного жи-

лого дома в г. Минске» Ежегодный сборник Бетон и Железобетон, 2010-с. 52-56

347 В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский «Первые энергоэффективные здания в Республике Беларусь» Энергосбережение в системе теплоснабжения. Повышение энергетической эффективности. Материалы 1-й научно-практической конференции 25-27 мая 2010 года с. 137-148

348 В.М. Пилипенко, Л.Н. Данилевский «Опыт строительства энергоэффективных зданий в Республике Беларусь и экспериментальное исследование эксплуатационных характеристик энергоэффективного панельного жилого дома в г. Минске» Budownictwo o zoptymailzo-wanym potencjale energetycznym. Politechnika Czenstjchowska, Czenstjchowa 2009 с. 60-73

349 Л. Н. Данилевский Энергоэффективность зданий и архитектура: опыт Республики Беларусь в энергоэффективном строительстве. - Тезисы докладов . «111 международный форум градостроительства, архитектуры и дизайна. Санкт-Петербург, 15-17 сентября 2010 г.», с.52-53.

350 ТКП 45-2.04-154-2009 (02250) Защита от шума. Строительные нормы проектирования. Минстройархитектуры, Минск, 2010

351 Комплексная программа по проектированию, строительству и реконструкции энергоэффективных жилых домов в Республике Беларусь на 2009 - 2010 годы и на перспективу до 2020 года. Постановление Совета Министров Республики Беларусь № 706 от 01.06.2009г.

352 ТКП 45-2.04-196-2010 Тепловая защита зданий. Теплоэнергетические характеристики. Правила определения. Минстройархитектуры, Минск, 2010

353 Мартыненко О.Г., Соковишин Ю.А. Свободно – конвективный теплообмен Справочник, Минск: Наука и техника, 1982, 400с.

354 Л.Н. Данилевский, Системы теплоизоляции зданий с воздушной прослойкой. / Л.Н. Данилевский, Б.И. Таурогинский // Строительная наука и техника. – 2011. - №1, с.

355 Л. Н. Данилевский Эффективность работы теплообменников в системах вентиляции зданий при низкой температуре наружного воздуха / Л.Н. Данилевский // Строительная наука и техника. – 2011. – №5 – с.

356 Справочное пособие к СНиП 2.01.01-82 Строительная климатология, г. Москва, 1983г., 420с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

А.1 Листинг программы расчета внутреннего теплового баланса в многоквартирном здании с регулированием.

```
program useLU4
!ПРОГРАММА МОДЕЛИРУЕТ ПРОЦЕСС РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ В
КВАРТИРАХ МНОГОКВАРТИРНОГО ЗДАНИЯ
!РЕГУЛИРОВАНИЕ ОХВАТЫВАЕТ И ЛЕСТНИЧНУЮ ПЛОЩАДЬ
!УЧЕТ ВНУТРЕННИХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛА
use msimsl, nouse => fac
!переименование nouse => fac необходимо, чтобы избежать повторного использования
имени fac,
! поскольку это же имя содержит модуль useLU4
integer(4), parameter:: ipath=1, n=25, Lda=n, Ldfac=n
real(4)::r(25),T(25,45),q(25,45), Tl,tno(25),tnn(5),qd(n),snL,soL
!ipath=1- решается система Ax=b, ipath=2 решается система A(Транспонированная)x=b
!n - порядок матрицы A,
!Lda - ведущий размер матрицы A по первому и второму измерению
!Ldfac - Протяженность массива fac по первому и второму измерениям
!fac - Массив, содержащий элементы LU-разложения матрицы A, если массив A для
!дальнейших разложений не нужен fac и a могут быть одним и тем же массивом
integer(4):: ipvt(n),hav(25), s(25),i,k,k0,n1,L
!ipvt - вектор размера N, содержащий информацию о перестановках строк матрицы A
! во время ее LU-разложения


real(4):: a(Lda,Lda), fac(Ldfac,Ldfac), b(n), x(n), res(n), sha(n,n), ss(100),delq,qsr,d
real(4)::SKP2, SKP3, TN, qV2, qV3, SO2, SO3, SK2, SK3,SP(25,25),RR(25,25),qo(25),qin(25)
real(4):: SN2, SN3, SN3T, p, c, V2, V3, RN, RO, RP, RKP,RPR(n,n),RPO
! Задание массивов матрицы A, свободных членов системы уравнений B, корней системы
уравнений X
! SN3T - площадь наружной стены 3 комнатной торцевой квартиры
! SN3 - площадь наружной стены 3 комнатной квартиры
! SN2 - площадь наружной стены 2 комнатной квартиры
! qV2 - теплопотери при воздухообмене в 2 комнатной квартире
! qV3 - теплопотери при воздухообмене в 3 комнатной квартире
! TN - наружная температура
! R - коэфициент сопротивления перекрытий между квартирами и между квартирой и ле-
стнечной клеткой
! RN - коэфициент сопротивления наружной стены
! RO - коэфициент сопротивления окон
! RPO - коэфициент сопротивления подвального перекрытия
! RKP - коэфициент сопротивления крыши
! RP - коэфициент сопротивления перекрытий
! SO2 - площадь окон в 2 комнатной квартире
! SO3 - площадь окон в 3 комнатной квартире
! SK2 - площадь 2 комнатной квартиры между этажом и подвалом
! SK3 - площадь 3 комнатной квартиры между этажом и подвалом
! SKP2 - площадь 2 комнатной квартиры между этажом и крышей
! SKP3 - площадь 3 комнатной квартиры между этажом и крышей
! SP - площадь перекрытий
! p - плотность
```

```
! c - теплоемкость
! V - воздухообмен
PRINT *,"VVEDI KOLICHECTVO ZIKLOV K0"
READ *,K0
PRINT *,"VVEDI DELITEL MOSCHNOCTI K1"
READ *,K1
PRINT *,"VVEDI MAKS DIAPASON IIZMENENIZ TEMPERATYR M1"
READ *,M1

!PRINT *,"VVEDI soprotivlenija cten RN okon RO potolka RKR podvala RPO"
 !PRINT *,"perekrytij RP cten RR0 koef vozdobmena K2"
!READ *,RN,RO,RKp,RPO,k2,rp,rr0
k2=0.2       !1
!L - КОЛИЧЕСТВО КВАРТИР + ЛЕСТНИЧНАЯ ПЛОЩАДКА,K0 - КОЛИЧЕСТВО ИТЕ-
РАЦИЙ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ
L=25
!K0=30
k=1
SP(1,2)=31.92
SP(3,8)=SP(1,2)
SP(4,7)=SP(1,2)
SP(5,6)=SP(1,2)
SP(9,10)=SP(1,2)
SP(11,16)=SP(1,2)
SP(12,15)=SP(1,2)
SP(13,14)=SP(1,2)
SP(17,18)=SP(1,2)
SP(19,24)=SP(1,2)
SP(20,23)=SP(1,2)
SP(21,22)=SP(1,2)

SP(3,4)=31.36
SP(11,12)=SP(3,4)
SP(19,20)=SP(3,4)

SP(1,8)=17.98
SP(9,16)=SP(1,8)
SP(17,24)=SP(1,8)

SP(7,6)=SP(1,8)
sp(6,7)=sp(7,6)
sp(14,15)=sp(6,7)
sp(22,23)=sp(6,7)

do i=2,5
SP(i,L)=18.17
enddo
do i=10,13
SP(i,L)=18.17
enddo
do i=18,21
SP(i,L)=18.17
```

```
enddo
SP(1,L)=6.78
do i=6,9
SP(i,L)=SP(1,L)
enddo
do i=14,17
SP(i,L)=SP(1,L)
enddo
do i=22,24
SP(i,L)=SP(1,L)
enddo

RR0=0.31
do i=1,25
do j=1,25
Rr(i,j)=RR0
enddo
enddo

!ВВОД ПЛОЩАДЕЙ НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ КВАРТИР SN3T,SN3,SN2, ЛЕСТ-
НИЧНЫХ ПЛОЩАДОК snL
!ОКОН SO2,SO3, ПОКРЫТИЙ SK2,SK3,И ПЕРЕКРЫТИЙ SKP2,SKP3 ДЛЯ 1- И 2-
КОМНАТНЫХ КВАРТИР

SN3T=73.3
SN3=39.3
SN2=29.9
p=1.21
c=1
V2=110
V3=135
qV2=p*c*V2/3600*k2
qV3=p*c*V3/3600*k2
TN=-0.9
RP=0.423
RN=6   !2.5
RO= 1.2  !0.6
RPO=4 !1.5
RKP=6   !3
SO2=7.1
SO3=11
SK2=59
SK3=89.1
SKP2=59.7
SKP3=89.6

snL=24

soL=3
PRINT *,"ISXODNYE DANNYE DLA RASCHETA"
PRINT *, "RN=",RN,"RO=", RO, " RKRYSCHI= ",RKP
PRINT *,"RPODV= ", RPO, " RPERKVART = " ,RP, "  RSTEN= ", RR(1,1)
```

```
DO M=1,M1

k=1

!Цикл задает случайное начальное распределение температур
do i=1,L
!call random_seed()
call random_number(r(i))
T(i,1)=16+M*r(i)
tno(i)=T(i,1)
enddo
T(L,1)=16
!print *,"ISHODNOE RASPREDELENIE TEMPERATUR T(i)"
!print *,tno
do i=1,5
tnn(i)=0
enddo
!print*,tnn

!Расчет площади квартир
ss(1)=59
ss(2)=89.1
do i=6,24
ss(i)=ss(1)
enddo
do i=3,5
ss(i)=ss(2)
enddo
do i=10,13
ss(i)=ss(2)
enddo
do i=18,21
ss(i)=ss(2)
enddo
ss(L)=18

!Расчет мощности внутренних источников
do i=1,L
!call random_seed(0.7)
call random_number(r(i))
qin(i)=0 !2+4*r(i)*ss(i)
tno(i)=qin(i)
enddo
!PRINT *,"VNUTRENNIE ISTOCHNIKI TEPLA QIN(I)"
!print *,tno
!print*,tnn

qo(1)=SN2/RN+SO2/RO+SK2/RPO+qV2
qo(2)=SN3T/RN+SO3/RO+SK3/RPO+qV3
qo(3)=SN3/RN+SO3/RO+SK3/RPO+qV3
qo(4)=SN3/RN+SO3/RO+SK3/RPO+qV3
```

```
qo(5)=qo(2)
do i=6,8
qo(i)=qo(1)
enddo
qo(9)=SN2/RN+SO2/RO+qV2
do i=14,16
qo(i)=qo(9)
enddo
qo(10)=SN3T/RN+SO3/RO+qV3
qo(13)=qo(10)
qo(11)=SN3/RN+SO3/RO+qV3
qo(12)=qo(11)
qo(17)=SN2/RN+SO2/RO+qV2+SKP2/RKP
do i=22,24
qo(i)=qo(17)
enddo
qo(18)=SN3T/RN+SO3/RO+qV3+SKP3/RKP
qo(21)=qo(18)
qo(19)=SN3/RN+SO3/RO+qV3+SKP3/RKP
qo(20)=qo(19)
qo(L)=snL/RN+soL/Ro+ss(L)/RKP+ss(L)/RPO+qv2/4.*0.2
do i=1,L
q(i,1)=t(i,1)*qo(i)
!q(i,1)=(t(i,1)-tn)*qo(i)
D=Q(I,1)-QIN(I)
IF (D<0) THEN
 Q(I,1)=QIN(I)
ENDIF
enddo

!delq - шаг изменения мощности при регулировании мощности
delq=0
do i=1,L
delq=delq+q(i,1)
b(i)=q(i,1)!/ss(i)
enddo
!PRINT *,"ISXODNOE RASPREDELENIE MOSHHNOSTI ISTOCHNIKOV"
!print *, b
!print*,tnn
delq=delq/n
!print *,delq
!print*,tnn
delq0=delq/K1
!Дальше расчет матрицы коэффициентов в расчете температур при регулировании
do i=1,L
do j=1,L
a(i,j)=0.
enddo
enddo

a(1,1)=SP(1,L)/Rr(1,L)+SP(1,2)/Rr(1,2)+SP(1,8)/Rr(1,8)+Ss(1)/rp+qo(1)
a(1,2)=-SP(1,2)/Rr(1,2)
```

```
a(1,8)=-SP(1,8)/Rr(1,8)
a(1,9)=-Ss(1)/RP
a(9,1)=a(1,9)

a(2,1)=-SP(1,2)/Rr(1,2)
a(2,2)=SP(2,L)/Rr(2,L)+SP(1,2)/Rr(1,2)+Ss(2)/RP+qo(2)
a(2,10)=-Ss(2)/Rp
a(10,2)=a(2,10)

a(3,3)=SP(3,L)/Rr(3,L)+SP(3,8)/Rr(3,8)+Ss(3)/RP+SP(3,4)/Rr(3,4)+qo(3)
a(3,4)=-SP(3,4)/Rr(3,4)
a(3,8)=-SP(3,8)/Rr(3,8)
a(3,11)=-Ss(3)/RP
a(11,3)=a(3,11)

a(4,3)=-SP(3,4)/Rr(3,4)
a(4,4)=SP(4,L)/Rr(4,L)+SP(4,7)/Rr(4,7)+Ss(4)/RP+SP(3,4)/Rr(3,4)+qo(4)
a(4,7)=-SP(4,7)/Rr(4,7)
a(4,12)=-Ss(4)/RP
a(12,4)=a(4,12)

a(5,5)=SP(5,L)/Rr(5,L)+SP(5,6)/Rr(5,6)+Ss(5)/RP+qo(5)
a(5,6)=-SP(5,6)/Rr(5,6)
a(5,13)=-Ss(5)/RP
a(13,5)=a(5,13)

a(6,5)=-SP(5,6)/Rr(5,6)
a(6,6)=SP(6,L)/Rr(6,L)+SP(6,7)/Rr(6,7)+Ss(6)/RP+SP(5,6)/Rr(5,6)+qo(6)
a(6,7)=-SP(6,7)/Rr(6,7)
a(6,14)=-Ss(6)/RP
a(14,6)=a(6,14)

a(7,4)=-SP(4,7)/Rr(4,7)
a(7,6)=-SP(6,7)/Rr(6,7)
a(7,7)=SP(7,L)/Rr(7,L)+SP(6,7)/Rr(6,7)+SP(4,7)/Rr(4,7)+Ss(7)/RP+qo(7)
a(7,15)=-Ss(7)/RP
a(15,7)=a(7,15)

a(8,1)=-SP(1,8)/Rr(1,8)
a(8,3)=-SP(3,8)/Rr(3,8)
a(8,8)=SP(8,L)/Rr(8,L)+SP(3,8)/Rr(3,8)+Ss(8)/RP+SP(1,8)/Rr(1,8)+qo(8)
a(8,16)=-Ss(8)/RP
a(16,8)=a(8,16)

a(9,9)=SP(1,L)/Rr(1,L)+SP(1,2)/Rr(1,2)+SP(1,8)/Rr(1,8)+Ss(1)/rp+Ss(1)/rp+qo(9)
a(9,10)=a(1,2)
a(9,16)=a(1,8)
a(9,1)=a(1,9)
a(9,17)=a(9,1)
a(17,9)=a(9,17)

a(10,9)=a(2,1)
```

a(10,10)=SP(2,L)/Rr(2,L)+SP(1,2)/Rr(1,2)+Ss(2)/RP+Ss(10)/RP+qo(10)
a(10,18)=-Ss(10)/RP
a(18,10)=a(10,18)

a(11,3)=a(3,11)
a(11,11)=SP(3,L)/Rr(3,L)+SP(3,8)/Rr(3,8)+Ss(3)/RP+SP(3,4)/Rr(3,4)+Ss(11)/RP+qo(11)
a(11,12)=a(3,4)
a(11,16)=a(3,8)
a(11,19)=a(3,11)
a(19,11)=a(11,19)

a(12,11)=a(4,3)
a(12,12)=SP(4,L)/Rr(4,L)+SP(4,7)/Rr(4,7)+Ss(4)/RP+SP(3,4)/Rr(3,4)+Ss(12)/RP+qo(12)
a(12,15)=a(4,7)
a(12,20)=a(4,12)
a(20,12)=a(12,20)

a(13,13)=SP(5,L)/Rr(5,L)+SP(5,6)/Rr(5,6)+Ss(5)/RP+Ss(13)/RP+qo(13)
a(13,14)=a(5,6)
a(13,21)=a(5,13)
a(21,13)=a(13,21)

a(14,13)=a(6,5)
a(14,14)=SP(6,L)/Rr(6,L)+SP(6,7)/Rr(6,7)+Ss(6)/RP+SP(5,6)/Rr(5,6)+Ss(14)/RP+qo(14)
a(14,15)=a(6,7)
a(14,22)=a(6,14)
a(22,14)=a(14,22)

a(15,12)=a(7,4)
a(15,14)=a(7,6)
a(15,15)=SP(7,L)/Rr(7,L)+SP(6,7)/Rr(6,7)+Ss(7)/RP+SP(4,7)/Rr(4,7)+Ss(15)/RP+qo(15)
a(15,23)=a(7,15)
a(23,15)=a(15,23)

a(16,9)=a(8,1)
a(16,11)=a(8,3)
a(16,16)=SP(8,L)/Rr(8,L)+SP(3,8)/Rr(3,8)+Ss(8)/RP+SP(1,8)/Rr(1,8)+Ss(16)/RP+qo(16)
a(16,24)=a(8,16)
a(24,16)=a(16,24)

a(17,17)=SP(1,L)/Rr(1,L)+SP(1,2)/Rr(1,2)+Ss(1)/rp+SP(1,8)/Rr(1,8)+SN2/RN+qo(17)
a(17,18)=a(1,2)
a(17,24)=a(1,8)

a(18,18)=SP(2,L)/Rr(2,L)+SP(1,2)/Rr(1,2)+Ss(2)/RP+qo(18)
a(18,17)=a(2,1)

a(19,19)=SP(3,L)/Rr(3,L)+SP(3,8)/Rr(3,8)+Ss(3)/RP+SP(3,4)/Rr(3,4)+qo(19)
a(19,20)=a(3,4)
a(19,24)=a(3,8)

```
a(20,19)=a(4,3)
a(20,20)=SP(4,L)/Rr(4,L)+SP(4,7)/Rr(4,7)+Ss(4)/RP+SP(3,4)/Rr(3,4)+qo(20)
a(20,23)=a(4,7)

a(21,21)=SP(5,L)/Rr(5,L)+SP(5,6)/Rr(5,6)+Ss(5)/RP+qo(21)
a(21,22)=a(5,6)

a(22,21)=a(6,5)
a(22,22)=SP(6,L)/Rr(6,L)+SP(6,7)/Rr(6,7)+Ss(6)/RP+SP(5,6)/Rr(5,6)+qo(22)
a(22,23)=a(6,7)

a(23,20)=a(7,4)
a(23,22)=a(7,6)
a(23,23)=SP(7,L)/Rr(7,L)+SP(6,7)/Rr(6,7)+Ss(7)/RP+SP(4,7)/Rr(4,7)+qo(23)

a(24,17)=a(8,1)
a(24,19)=a(8,3)
a(24,24)=SP(8,L)/Rr(8,L)+SP(3,8)/Rr(3,8)+Ss(8)/RP+SP(1,8)/Rr(1,8)+qo(24)

a(L,L)=qo(L)
do i=1,L-1
a(L,L)=a(L,L)+sp(i,L)/rr(i,L)
a(L,i)=-sp(i,L)/rr(i,L)
a(i,L)=-sp(i,L)/rr(i,L)
enddo


!расчет столбца свободных членов
10 Tl=16
!K2=K0/2
!IF(K>K2) THEN
!DELQ=DELQ0/2
!ELSE
!DELQ=DELQ0
!ENDIF
delq=delq0
 do i=1,L
b(i)=q(i,k)!+qo(i)*tn
enddo

!решение системы уравнений
call Lftrg(L,a,Lda,fac,Ldfac,ipvt)      ! Находим Lu-разложение матрицы A
! Выполняем итерационное уточнение решения линейной системы Ax = b
call Lfirg (L,a,Lda,fac,Ldfac,ipvt,b,ipath,x,res)
 k=k+1
 !-0,9 - принятая наружная температура
do i=1,L
T(i,k)=x(i)
tno(i)=x(i)
enddo
```

```
!print *,tno
!print*,tnn
!print*,tnn
do i=1,L
d=t(i,k)-t(i,1)
if(d>0)then
q(i,k)=q(i,k-1)-delq
else
q(i,k)=q(i,k-1)+delq
endif
if(q(i,k)<qin(i))then
q(i,k)=qin(i)
endif
enddo
!расчет среднего значения мощности
qsr=0
do i=1,L
qsr=qsr+q(i,k)
enddo
qsr=qsr/L
!print *,qsr
n1=k0-k
if(n1>0)then
goto 10
else
endif
print*,"k=",k
!расчет итоговых удельных теплопотерь b(i) и разности qd(i)начальных и окончательных
значений мощности
PRINT*,"ITOGOVOE RASPREDELENIE TEMPERATUR t(i)"
print *,tno
print*,tnn
!print*,tnn
do i=1,L
b(i)=(q(i,k0)-qin(i))!/ss(i)
!print *,q(i,1),q(i,k0)
qd(i)=q(i,k0)-q(i,1)
tno(i)=T(i,1)
enddo
PRINT*,"ISHODNOE RASPREDELENIE TEMPERATUR t(i)"
print *,tno
print*,tnn
!print*,tnn
PRINT*,"ITIGOVOE RASPREDELENIE  MOSCHCHNOSTEI Q(i)-QIN(I)"
print*,b
print*,tnn
!print*,qd
!print*,tnn
!расчет итоговых удельных  разностей qd(i)начальных и окончательных значений мощно-
сти
d=0
do i=1,L-1
```

```
qd(i)=qd(i)/ss(i)
d=d+qd(i)**2
enddo
D=sqrt(d/n)

!print*,tnn
print *,"M=",M,"SREDNEKVADR OTKLONEN MOSCHCHN D=sqrt(d/n)",d
!PRINT*,"ITOGOVOE RASPREDELENIE RAZNOSTI MOSCHCHNOSTEI (Q(i)-
Q(I,1))/SS(I)"
!print*,qd
!print*,tnn
ENDDO
end program useLU4
```

А.2 Листинг программы расчета энергетических характеристик зданий.

```
program useLU4
use msimsl, nouse => fac

!переименование nouse => fac необходимо, чтобы избежать повторного использования
имени fac,
! поскольку это же имя содержит модуль useLU4
integer(4), parameter:: ipath=1, n=3, Lda=n, Ldfac=n
real(4)::r(25), T(25,45), q(25,45), T1,tn(25),tnn(5),qd(n),DT(25),T2
!q(i,j) - вектор исходнах значений мощности источников теплоснабжения в декабре, янва-
ре, феврале и марте
!ipath=1- решается система Ax=b, ipath=2 решается система A(Транспонированная)x=b
!n - порядок матрицы A,
!Lda - ведущий размер матрицы A по первому и второму измерению
!Ldfac - Протяженность массива fac по первому и второму измерениям
!fac - Массив, содержащий элементы LU-разложения матрицы A, если массив A для
!дальнейших разложений не нужен fac и a могут быть одним и тем же массивом
integer(4):: ipvt(n),hav(25), s(25),i,k,k0,n1,nd(10)
!ipvt - вектор размера N, содержащий информацию о перестановках строк матрицы A
! во время ее LU-разложения
real(4):: a(Lda,Lda), fac(Ldfac,Ldfac), b(n), x(n), res(n), sha(n,n), ss(5),delq,qsr,d
!Считывание данных из внешнего файла *.txt
!удельные мощности старого фонда по месяцам и удельная мощн. внутренних источников
!дек   янв   февр   март   мощ вн ист
parameter (i_end=13,j_end=5)
dimension T_numb(i_end,j_end)
OPEN(UNIT=1,FILE='Number1.txt')
nd(1)=31
nd(2)=31
nd(3)=28
nd(4)=31
do i1=1,i_end
        read(1,*) (T_numb(i1,j), j=1,j_end)
!задаю исходные мощности
do k1=1,4
q(1,k1)=T_numb(i1,k1)/24/nd(k1)*1000
enddo
```

```
!Задаем температуру наружного воздуха 7,6       1,7       2       -0,5     -9,7     4,8       5,8
T(1,1)=2
T(1,2)=-0.5
T(1,3)=-9.7
T(1,4)=4.8
!Расчет энергетической характеристики и температур по известным мощности внутренних источников,
! показаниям счетчиков и наружной температуре. Температура воздуха в помещениях в феврале равна 18 градусов
do i=1,4
q(2,i)=q(1,i)+T_numb(i1,5)
enddo
ss(3)=(18-t(1,3))/q(2,3)
ss(1)=t(1,1)+q(2,1)*ss(3)
ss(4)=t(1,4)+q(2,4)*ss(3)
ss(2)=t(1,2)+q(2,2)*ss(3)
ss(5)=1/ss(3)
ss(3)=18
print *,ss
!print *, (T_numb(i1,j), j=1,j_end)
!         pause 1
end do
!КОНЕЦ РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
!Задаем температуру воздуха в помещениях
do i=1,4
T(2,i)=ss(i)
enddo
!T1 и T2 - средние значения температуры воздуха снаружи и внутри помещений
T1=0
T2=0
do i=1,4
T1=T1+t(1,i)
T2=T2+T(2,i)
enddo
T1=T1/4+273
T2=T2/4+273
do i=1,4
DT(i)=T(2,i)-T(1,i)
enddo

! Задаем массивы матрицы коэффициентов A, свободных членов системы уравнений B, корней системы уравнений X

do i=1,3
do j=1,3
a(i,j)=0.
enddo
enddo

do i=1,4
a(1,1)=a(1,1)+dt(i)**2
a(1,2)=a(1,2)+dt(i)**3/(T(1,i)+273)/(T(2,i)+273)
```

```
a(1,3)=a(1,3)+dt(i)
a(2,2)=a(2,2)+dt(i)**4/((T(1,i)+273)**2)/((T(2,i)+273)**2)
a(2,3)=a(2,3)+dt(i)**2/(T(1,i)+273)/(T(2,i)+273)
enddo

a(3,3)=4
a(2,1)=a(1,2)
a(3,1)=a(1,3)
a(3,2)=a(2,3)
!задание вектора свободных членов
do i=1,3
b(i)=0
enddo
do i=1,4
b(1)=b(1)+q(1,i)*dt(i)
b(2)=b(2)+q(1,i)*dt(i)**2/(T(1,i)+273)/(T(2,i)+273)
b(3)=b(3)+q(1,i)
enddo

!решение системы уравнений
call Lftrg(n,a,Lda,fac,Ldfac,ipvt)      ! Находим Lu-разложение матрицы A
! Выполняем итерационное уточнение решения линейной системы Ax = b
call Lfirg (n,a,Lda,fac,Ldfac,ipvt,b,ipath,x,res)
do i=1,4
r(i)=(x(1)+x(2)*dt(i)/(T(1,i)+273)/(T(2,i)+273))*dt(i)+x(3)
enddo
d=x(2)*(t2-t1)/(t2*t1)
print *,x,d
print *,r


!18,90  19,96   25,48   14,77   5,62
end program useLU4
```

Б. Приложения к главе 3.

Б.1 Газовый состав воздуха.

Известно, что состав земной атмосферы не изменялся тысячелетиями за время существования человечества. Вулканические извержения, конечно, загрязняли атмосферу, но эти события случались нечасто и не принимали характер глобальной катастрофы. Состав воздуха, который можно назвать идеальным приведен в таблице Б.5.

Кроме газов, приведенных в таблице Б.6, в атмосфере Земли в измеримых количествах присутствуют (в порядке убывания): неон, криптон, метан, гелий, ксенон, окислы азота, моноксид углерода (угарный газ), водород, аммиак, окислы серы, сероводород, углеводороды. На долю этих веществ приходится всего около 0,0004%.

Кроме химически инертного азота (N_2) и жизненно необходимого кислорода (O_2) во времена зарождения человечества в атмосфере Земли присутствовали в небольших количествах безобидные аргон (Ar) и углекислый газ (CO_2). Сегодня в городской атмосфере в измеримых количествах уже можно обнаружить газы приведенные в таблице Б.7.

Значительный вклад в загрязнение воздуха делает автотранспорт. В районах жилых застроек вблизи автомагистрали уровень загрязнений по угарному газу и окислам азота превышает предельно допустимый (ПДК) в 10-15 раз.

В жилых помещениях находятся и собственные источники загрязнения воздуха. Основные материалы для производства мебели – фанеры, ДСП, ДВП. В этих материалах в качестве связующего используется фенолформальдегидная смола. Со временем она постепенно разлагается на фенол и формальдегид, которые являются ядовитыми для человека. ПДК фенола и формальдегида – 0,03 мг/м^3 и 0,003 мг/м^3 соответственно. Состав атмосферы в настоящее время изменился за счет присутствия загрязнителей, концентрация которых приведена в таблице Б.6.

Воздушный комфорт человека в закрытом помещении определяется качественной характеристикой комнатного воздуха, которая во многом зависит от количества поступающего свежего атмосферного воздуха. Рекомендуемый в работах большинства исследователей объем свежего воздуха, который необходимо подавать в помещения, установлен на основании количества углекислоты, выделяемой человеком при дыхании в единицу времени. Эта величина зависит от нескольких переменных: температуры воздуха в помещении, возраста человека, его деятельности.

В условиях комфортного кондиционирования, когда газовый состав изменяется главным образом в результате жизнедеятельности людей, критерием санитарного состояния воздуха служит содержание в нем углекислого газа (CO_2) [133]. Допустимые значения концентрации CO_2, в помещении показаны в таблице Б.7.

В обычных условиях в состоянии покоя человек поглощает в час около 19 л кислорода и выделяет около 16 л углекислого газа. Действие углекислого газа на организм человека хорошо известно. Он участвует в регуляции дыхания, кровообращения, газообмена и т.д. Избыток и недостаток CO_2, во вдыхаемом воздухе одинаково вредно отражаются на состоянии организма. При недостатке CO_2 когда его допустимая концентрация $КСО_2$ < 0,03%, расстраивается работа органов дыхания и кровообращения, а при избытке, когда $КСО_2$> 1,5%, ощущаются наркотическое действие, головные боли и т.п. Установлено, что работоспособность и основные физиологические функции организма значительно не изменяются, если во вдыхаемом воздухе КСО2 = 0,5—1,5%. Комфортной же зоне соответствуют: $КСО_2$ = 0,04-0,5%. В таблице 3.8 приведены допустимые значения концентрации углекислого газа (CO_2) в воздухе помещения.

Процесс освежения внутреннего воздуха осуществляют за счет организации воздухообмена в обслуживаемых помещениях [133]. В соответствии с [134] расчетный воздухообмен должен составлять:

– для жилых комнат квартир — 3 м^3/ч на 1 м^2 жилых помещений;

– для кухонь квартир оборудованных электроплитами — не менее 60 м^3/ч;

– для кухонь квартир, оборудованных газовыми плитами — не менее 60 м^3/ч при двухконфорочных, не менее 75 м^3/ч при трехконфорочных и не менее 90 м^3/ч при четырехконфорочных плитах.

– ванных — 25 м^3/ч;

– уборных — 25 м^3/ч;

– совмещенных помещений ванных и уборных — 50 м^3/ч.

В таблице Б.8 приведен уровень воздухообмена, принятый в различных странах [135]. Из таблица можно сделать вывод об общем подходе при определении кратности воздухообмена. Так как жители Западной Европы и Северной Америки проживают в менее стесненных условиях, чем в странах бывшего СССР, объем воздуха в расчете на 1 м^2 уменьшается в соответствии с увеличением площади, приходящейся на одного человека.

Необходимость повышенной кратности воздухообмена (количества смен воздуха в помещении) отмечается многими исследователями гигиенических аспектов комфортного кондиционирования. В жилых помещениях при увеличении объемов подаваемого воздуха с 20 до 60 $м^3$/ч на человека отмечается улучшение функционального состояния организма, повышается работоспособность.

Следовательно, с увеличением количества поступающего в помещение воздуха на человека и кратности воздухообмена прослеживается достаточно четкое улучшение качества воздушной среды [133].

Б.2. Пыль и аэрозоли

Самым распространенным загрязнителем атмосферы, особенно в городах, является обыкновенная пыль. Атмосферная пыль может иметь любой состав от чистого кварца до смеси органических соединений. Размер пылинок колеблется от 10 мкм до 0,1 мкм. Частички более 10 мкм (песчинки, пыльца) быстро оседают, пылинки размером от 0,2 мкм до 5 мкм - плавают в воздухе в течении нескольких дней, аэрозоли величиной менее 0,1 мкм – ведут себя подобно газам.

Известны различные реакции легочной ткани на отложившуюся пыль в зависимости от ее концентрации, физико-химических и механических свойств. Важнейшие воздействия нетоксичной пыли следующие:

– раздражающее воздействие на бронхи, причем пыль, которая раздражает исключительно механически, раньше часто определялась как "инертная" (пассивная);

– аллергическое воздействие, причем повышается чувствительность слизистой оболочки бронхов к одному или ко многим веществам и возникает аллергия (аллергоз) дыхательных путей;

– канцерогенное (возбуждающее рак) воздействие, которое может проявляться на бронхах, легких, плевре;

– фиброгенное (образующее волокно) воздействие, которое ведет к узелковым изменениям легочной ткани в местах отложения пыли.

Из-за раздражающего воздействия пыли может наступить хронический бронхит с эмфиземой легких или без нее. Аллергическое воздействие пыли (ринит, бронхиальная астма) обнаруживают после вдыхания повсеместно распространенных аллергенов в основном пыли органических, а также и неорганических материалов. Асбестовая пыль обладает канцерогенным действием.

Фиброгенное воздействие пыли проявляется на легочную ткань диффузно и в виде узелков. В качестве диффузного фиброза легких следует назвать асбестоз. Силикоз, возникающий из-за распространенной в легких пыли с высоким содержанием кристаллической двуокиси кремния (кварца), ведет к очаговым изменениям. Обе формы (асбестоз, силикоз), более или менее сильно стесняют дыхательную подвижность и кровеносное русло легких, поэтому правый желудочек сердца вынужден с увеличенным давлением выталкивать содержащую CO_2 кровь в сосуды легких. Хронический бронхит и эмфизема легких как сопутствующие недуги усиливают этот процесс перегрузки правого желудочка сердца.

Б.3. Микроорганизмы.

Для полноты картины укажем на еще один источник загрязнений – это сам человек, домашние животные и комнатные растения. На их долю приходится распространение вирусов и бактерий, а также спор грибов, т.е. плесени. Любопытно, что в нежилых помещениях вирусы и бактерии не живут. Шведские ученые приняли нормативы, по которым на

каждого человека в помещении должно приходиться по 25 метров кубических воздуха. При уменьшении этой величины возрастает вероятность переноса инфекционных заболеваний.Наиболее важные показатели качества в жилых помещениях приведены в таблице Б.9.

Для жилых зданий обеспечение качества воздуха решает система естественной вентиляции. Так как уровень воздухообмена в такой системе не контролируется, отсутствуют эффективные методы управления качеством воздуха. В настоящее время наступил системный кризис в обеспечении качества воздуха в жилых зданиях. Выход из него невозможен при сохранении системы естественной вентиляции.

Б.4. Программа расчета вентиляционной системы энергоэффективного здания.

```
program PRES_VENT;
{*************************************************************************
*}
{** Программа расчета напора приточных и вытяжных венти-   **}
{** ляторов для системы принудительной вентиляции жилого   **}
{** дома при заборе приточного воздуха частично через          **}
{** общую вентшахту и выбросе отработанного воздуха через  **}
{** общую вытяжную вентшахту                                    **}
{*************************************************************************
*}
uses dos,crt,graph;
label b1;
var
  D,D1                :array[0..15,0..15] of real;
  R,r_n,r_v           :array[0..15] of real;
  q,q1,E,U            :array[0..15] of real;
  U_n,U_v,k           :array[0..15] of real;
  h,T_n,T_v,q0        :real;
  M,N,cod,i,j         :integer;
  gd,gm,prizn         :integer;
  st,st1              :string;
  f1                  :text;
  kl                  :char;
  cal,rad             :word;

 begin

b1:;
   Assign(f1,'Vent_dat.txt');  {Файл исходных данных}
   reset(f1);

    readln(f1,st);
    Val(st,N,cod); {Число этажей }

    readln(f1,st);
    Val(st,M,cod); {Число этажей забора воздуха из вентшахты}

    readln(f1,st);
    Val(st,h,cod); {Межэтажное расстояние}

    readln(f1,st);
```

```
   Val(st,T_n,cod); {Температура наружного воздуха}

   readln(f1,st);
   Val(st,T_v,cod); {Температура воздуха после рекуператора}

   for i:=1 to N do
   begin
   readln(f1,st);
   Val(st,q[i],cod); {Квартирный расход воздуха }
   end;

   for i:=1 to N do
   begin
   readln(f1,st);
   Val(st,R[i],cod); {Аэродин.сопротивление прит.-выт. трактов}
   end;

   for i:=1 to N do
   begin
   readln(f1,st);
   Val(st,r_n[i],cod); {Аэродин.сопротивление выт.шахты }
   end;

   for i:=1 to N do
   begin
   readln(f1,st);
   Val(st,r_v[i],cod); {Аэродин.сопротивление прит.шахты }
   end;

   for i:=1 to N do
   begin
   readln(f1,st);
   Val(st,k[i],cod); {Коэффициент депрессии }
   end;

   close(f1);

   for i:=1 to N do E[i]:=9.81*352*(1/(273+T_n)-1/(273+T_v));

  writeln('=====================================');
  writeln('       ПЕЧАТЬ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ        ');
  writeln('=====================================');
  writeln;

   writeln('  q[i]=','  R[i]=','  r_n[i]=','  r_v[i]=','  E[i]=','  k[i]=');
   writeln;
   for i:=1 to N do
   begin
   writeln(q[i]:10:3,R[i]:12:3,r_n[i]:12:3,r_v[i]:12:3,E[i]:10:3,k[i]:10:3);
   end;

{Запуск программы на счет}
```

```
{====================}

    writeln;
    writeln('Нажмите любую клавишу!!');

        repeat
      until Keypressed;
      kl:=ReadKey;

     for i:=1 to N do q[i]:=q[i]/3600;

     for i:=1 to N do
     for j:=1 to N do
       if j > i then D[i,j]:=0 else D[i,j]:=1;



    for i:=1 to N do
    begin
    R[i]:=R[i]*q[i];
    q0:=0;
     for j:=1 to N do q0:=q0+D[i,j]*q[j];
    r_n[i]:=r_n[i]*q0;
    r_v[i]:=r_v[i]*q0;
    end;



    for i:=1 to N do
     for j:=1 to N do
      if j < i then D1[i,j]:=0 else D1[i,j]:=1;

    for i:=1 to N do
     begin
      U[i]:=0;
      q1[i]:=0;
     end;

    for i:=1 to N do
     for j:=1 to N do
     q1[i]:=q1[i]+D[i,j]*q[j];

    for i:=1 to N do
     q1[i]:=q1[i]*(r_n[i]+r_v[i])-E[i];

    for i:=1 to N do
     begin
      for j:=1 to N do
       U[i]:=U[i]+D1[i,j]*q1[j];
      U[i]:=U[i]+R[i]*q[i];
     end;
```

```
 for i:=1 to N do
 begin
  U_n[i]:=U[i]/(2+k[i]);
  U_v[i]:=U[i]-U_n[i];
 end;

 writeln;
 writeln('       U_n[i]=','        U_v[i]=');
 writeln;
 for i:=1 to N do
 writeln(U_n[i]:12:3,' Па',U_v[i]:12:3,' Па');

 writeln;
 writeln('Конец вычислений!');
 writeln;
 writeln('Для продолжения нажмите любую клавишу!!');

     repeat
   until Keypressed;
   kl:=ReadKey;

writeln(' Для выхода в ТурбоПаскаль наберите "0"');
writeln(' и нажмите "Ввод"');

read(prizn);
if prizn > 0 then goto b1;
End.   {КОНЕЦ ПРОГРАММЫ}
```

Приложение В. Приложение к главе 4

В.1. Программа расчета эффективности рекуперативного теплообменника при влажном теплообмене.

```
program RECUP4;
{*********************************************************}
{** Уточненная программа расчета влажного теплообмена      **}
{** в рекуператоре (модификация RECUP2 от 16.10.09)        **}
{** с моделированием сухого теплообмена от 6.11.09         **}
{**                                                        **}
{*********************************************************}
uses dos,crt,graph;
label
b1,b2,b3,b4;

var
  AA,BB,CC                          :array[0..1000] of real;

  T,Tet,T1,Tet1,T2,Tet2,Ttr,Ts          :real;
  KPD,fi1,Fi2,c1,c2,E,V1,V2             :real;
  L,L1,S,S1,d,vel1,vel2                 :real;
  rop1,rop2,ros1,ros2,ropn              :real;
  kap1,kap2,gam1,gam2,alf1,alf2         :real;
  x,x1,dx,dT,dTet,dTet1,dTet2           :real;
  Eff1,Eff2                         :real;
  cod,N,N1,i,j,k,M                      :integer;
  gd,gm,prizn                       :integer;
  st,st1                            :string;
  kl                                :char;
  cal,rad                           :word;

Function ron (x:real):real;
{Плотность насыщенного пара при температуре x град.Ц, кг/м.куб}
 begin
   ron:=611*exp(17.5043*x/(241.2+x))/(461*(273+x));
 end;

Function dron (x:real):real;
{Производная плотности насыщенного пара по температуре x град.Ц, кг/(м3 oC)}
 begin
   dron:=(611/(461*(273+x)))*(-1/(273+x)+17.5043*241.2/
        ((241.2+x)*(241.2+x))*exp(17.5043*x/(241.2+x)));
 end;
begin


 writeln;
 writeln('*******************************************************');
 writeln('**          ПРОГРАММА РАСЧЕТА                    **');
 writeln('** температуры удаляемого и приточного воздуха по    **');
```

```
writeln('** длине рекуператора с учетом конденсации пара в    **');
writeln('** удаляемом воздухе с учетом плотности сухого       **');
writeln('** воздуха и плотности пара в каналах рекуператора   **');
writeln('** Примечание:                                       **');
writeln('** Расчет ведется до температуры уд.воздуха = 0 гр.Ц **');
writeln('** или до температуры Тт.р при Тт.р<0                **');
writeln('*******************************************************');
writeln;
writeln;

 T1:=18;       {Температура воздуха в помещении, град.Ц}
 Tet1:=-24;      {Температура наружного воздуха, град.Ц  }

 KPD:=1;       {К.п.д рекуператора}

 Fi1:=5;      {Влажность воздуха в помещении, %}
 Fi2:=80;      {Влажность наружного воздуха, %}

 c1:=1005;     {Удельная теплоемкость сухого воздуха, Дж/(кг К)}
 c2:=1806.8;   {Удельная теплоемкость пара, Дж/(кг К)}

 E:=2256000;   {Удельная теплота парообразования воды, ДЖ/кг}

{  Alf1:=10000;}  {Коэффициент теплоотдачи в вытяжном канале,Вт/(м.кв.К}
{  Alf2:=10;}     {Коэффициент теплоотдачи в приточном канале, Вт/(м.кв.К}

 L:=0.6;      {Длина рекуператора, м}
 S:=40;       {Площадь теплообменной поверхности, м.кв.}

 V1:=140;     {Объемный расход удаляемого воздуха, м.куб/ч}
 V2:=V1;      {Объемный расход приточного воздуха, м.куб/ч}

 V1:=V1/3600; {м.куб/с}
 V2:=V2/3600; {м.куб/с}


 d:=0.004;    {Расстояние между пластинами}

 S1:=S/(4*L/d); {Площадь поперечного сечения канала, м.кв.}

 vel1:=V1/S1; {Скорость воздуха в каналах рекуператора, м/с}
 vel2:=V2/S1; {Скорость воздуха в каналах рекуператора, м/с}

 dx:=L/(2*300);   {Приращение по длине рекуператора, м}
 dTet1:=0.01;  {Приращение температуры по выходу приточного канала, град.Ц}
 dTet2:=0.01;  {Приращение температуры по входу приточного канала, град.Ц}

 rop1:=fi1*ron(T1)/100; {Плотность пара в удаляемом воздухе при T1,кг/м.куб}
 rop2:=fi2*ron(Tet1)/100;{Плотность пара в приточном воздухе
                    прит Тет1, кг/м.куб}
```

```
  ros1:=353/(273+T1)-1.606*rop1; {Плотность сухого воздуха в каналах}
  { ros2:=353/(273+Tet1)-1.606*rop2;}
   ros2:=ros1;

              {Определение температуры точки росы удаляемого воздуха}
  Ttr:=Tet1;

b1:;

  ropn:=ron(Ttr);
  if ropn < rop1 then
  begin
   Ttr:=Ttr+dtet2;
   goto b1;
  end;

  Writeln('Температура точки росы Ttr=',Ttr:10:4);

    N1:=round(L/dx);
    M:=round(N1/300);




  alf2:=7.34*exp(0.656*ln(vel1))+3.78*exp(-1.91*vel1);
  { alf2:=3.51*exp(0.8*ln(vel1))*exp(-0.2*ln(2*d));}
   { alf2:=10;}
   {alf2:=5.71*exp(0.8*ln(vel1))*exp(-0.2*ln(2*d));}


  for i:=0 to 400 do
   begin
    AA[i]:=0;
    BB[i]:=0;
    CC[i]:=0;
   end;

b2:;

  Tet2:=T1;

b3:;

  x:=0;

  i:=0;

  T:=T1;
  Tet2:=Tet2-dTet1;
  Tet:=Tet2;
  k:=0;
```

```
  kap1:=c1*ros1+c2*rop1;
  kap2:=c1*ros2+c2*rop2;

b4:;
  x:=x+dx;

  i:=i+1;
  j:=i div M;

  if T > Ttr then
   begin
    k:=k+1;
    Gam1:=V1*kap1/(V2*kap2);
    alf1:=alf2;
    Gam2:=L*kap2*V2*(1/Alf1+1/Alf2)/S;
   end
     else
      begin
       Gam1:=V1*kap1*(1+E*dron(T)/kap1)/(V2*kap2);
       x1:=(i-k+1)*dx;
       Ts:=(alf1*T+alf2*Tet)/(alf1+alf2);
       Gam2:=L*kap2*V2*(1/Alf1+1/Alf2)/S;
       alf1:=848*exp(-0.25*ln((T-Ts)*x1));
      end;


  dT:=(Tet-T)*dx/(Gam1*Gam2);
  dTet:=(Tet-T)*dx/Gam2;


    T:=T+dT;
    Tet:=Tet+dTet;

    if (i mod M) = 0 then
    begin
     AA[j]:=T;
     BB[j]:=Tet;
     CC[j]:=Ts;
    end;

   if x < L then goto b4;

  { if ((T>0) and (Tet>Tet1)) then }  {Условие при точке росы > 0 }
   if ((T>tet1) and (Tet>Tet1)) then  {Условие при сухом теплообмене}
    begin

     rop2:=fi2*ron(Tet)/100;{Плотность пара в приточном воздухе
                    прит Тет1, кг/м.куб}
    {ros2:=353/(273+Tet)-1.606*rop2;}
     ros2:=ros1;
     goto b3;
```

```
   end;

   Eff1:=100*(T1-T)/(T1-Tet);       {Эффективность по вытяжке}
   Eff2:=100*(Tet2-Tet)/(T1-Tet); {Эффективность по притоку}

   writeln;
   writeln('x=',x:10:4);
   writeln('T1=',T1:10:4);
   writeln('T=',T:10:4);
   writeln('Tet2=',Tet2:10:4);
   writeln('Tet=',Tet:10:4);
   writeln;

   writeln('Eff1=',Eff1:10:4);
   writeln('Eff2=',Eff2:10:4);

   writeln;
   writeln('Alf2=',Alf2:10:4);

   repeat
  until Keypressed;
  kl:=ReadKey;



{ Графика}
{============================}
   delay(1000);
   gd:=detect;
   gm:=1;
   st:='d:\turbo';
   ClrScr;
   InitGraph(gd,gm,'');
   SetBkColor(15);
   SetColor(1);
   SetLineStyle(0,0,0);

   for i:=0 to 10 do Line(80,50+i*30,380,50+i*30);
   for i:=0 to 10do Line(80+30*i,50,80+30*i,350);

   for i:=0 to 10 do
     begin
      Str(-25+i*5,st1);
      OutTextXY(40,345-i*30,st1);
     end;


   for i:=0 to 10 do
     begin
      Str((i*0.1):3:1,st1);
      OutTextXY(70+i*30,365,st1);
     end;
```

```
      for i:=0 to 300 do
     begin
      PutPixel(80+i,round(200-6*(AA[i])),1);
      PutPixel(80+i,round(200-6*(BB[i])),5);
    {   PutPixel(80+i,round(200-6*(CC[i])),8);}
     end;

      OutTextXY(410,80,'T');

      OutTextXY(510,80,'Tet');

      Str(T1:10:4,st1);
      OutTextXY(400,100,st1);

      Str(Tet2:10:4,st1);
      OutTextXY(500,100,st1);

      Str(T:10:4,st1);
      OutTextXY(400,130,st1);


      Str(Tet1:10:4,st1);
      OutTextXY(500,130,st1);




  repeat
    until Keypressed;
    kl:=ReadKey;

 CloseGraph;

    writeln(' Продолжим вычисления ????');
    writeln(' Если "ДА", то введите ЛЮБУЮ ЦИФРУ');
    writeln(' Если "НЕТ", то введите "0"');

    read(prizn);
    if prizn > 0 then goto b4;
   End. {КОНЕЦ ПРОГРАММЫ}
```

В.2. Программа расчета эффективности рекуперативного теплообменника с преносом влаги.

```
program RECUP7;
{*************************************************************************
****}
{** Программа расчета влажного теплообмена в рекуператорпе    **}
{** с учетом паропроницаемости разделительной мембраны        **}
{**                                                            **}
```

```
{*************************************************************************
****}
uses dos,crt,graph;
label
b2,b3,b4,b5,b6,b7;

var
  AA,BB,CC                          :array[0..1000] of real;

  T,Tet,T1,Tet1,T2,Tet2,Ttr,Ts      :real;
  KPD,fi1,Fi2,c1,c2,E,V1,V2         :real;
  L,L1,S,S1,d,vel1,vel2,Lkond       :real;
  rop1,rop2,ros1,ros2,rospr,ropn    :real;
  kap1,kap2,gam1,gam2,alf1,alf2     :real;
  x,x1,dx,dT,dTet,dTet1,dTet2       :real;
  Eff1,Eff2,k2,kk,Tpr               :real;
  Sp,d1,rop1x,rop2x,mju,a,roprit,Fiprit  :real;
  drop,deltp,deltro,rop20,ron0      :real;
  rop201,rop21,ros21                :real;
  cod,N,N1,i,j,k,M                  :integer;
  gd,gm,prizn                       :integer;
  st,st1                            :string;
  kl                                :char;
  cal,rad                           :word;

Function ron (x:real):real;
{Плотность насыщенного пара при температуре x град.Ц, кг/м.куб}
 begin
   ron:=611*exp(17.5043*x/(241.2+x))/(461*(273+x));
 end;

Function dron (x:real):real;
{Производная плотности насыщенного пара при температуре x град.Ц, кг/м.куб}
 begin
   dron:=(611/(461*(273+x)))*(-1/(273+x)+17.5043*241.2/
        ((241.2+x)*(241.2+x)))*exp(17.5043*x/(241.2+x));
  end;

Function Ros (x:real):real;
{Температура точки росы, град.Ц}
label
b1;
begin
   Ttr:=-20;
b1:;
   ropn:=ron(Ttr);
  if ropn < x then
  begin
   Ttr:=Ttr+0.002;
   goto b1;
  end;
  Ros:=Ttr;
```

```
 end;

begin
 writeln;
 writeln('*****************************************************');
 writeln('**          ПРОГРАММА РАСЧЕТА                      **');
 writeln('** температуры удаляемого и приточного воздуха по    **');
 writeln('** длине рекуператора с учетом конденсации пара в    **');
 writeln('** удаляемом воздухе с учетом плотности сухого       **');
 writeln('** воздуха и плотности пара в каналах рекуператора и **');
 writeln('** с учетом паропроницаемости стенки между каналами  **');
 writeln('** Примечание:                                       **');
 writeln('** Расчет ведется до температуры уд.воздуха = 0 гр.Ц **');
 writeln('** или до температуры Тт.р при Тт.р<0                **');
 writeln('*****************************************************');
 writeln;
 writeln;

  T1:=18;       {Температура воздуха в помещении, град.Ц}
  Tet1:=-4.2;      {Температура наружного воздуха, град.Ц  }

  KPD:=1;       {К.п.д рекуператора}

  Fi1:=55;      {Влажность воздуха в помещении, %}
  Fi2:=80;      {Влажность наружного воздуха, %}

  c1:=1005;     {Удельная теплоемкость сухого воздуха, Дж/(кг К)}
  c2:=1806.8;   {Удельная теплоемкость пара, Дж/(кг К)}

  E:=2256000;   {Удельная теплота парообразования воды, ДЖ/кг}

{  Alf1:=10000;}  {Коэффициент теплоотдачи в вытяжном канале,Вт/(м.кв.К}
{  Alf2:=10;}     {Коэффициент теплоотдачи в приточном канале, Вт/(м.кв.К}

  L:=0.341;      {Длина рекуператора, м}
  S:=30;       {Площадь теплообменной поверхности, м.кв.}
  SP:=10;      {Площадь паропроницаемой поверхности, м.кв.}

  V1:=140;     {Объемный расход удаляемого воздуха, м.куб/ч}
  V2:=V1;      {Объемный расход приточного воздуха, м.куб/ч}

  V1:=V1/3600; {м.куб/с}
  V2:=V2/3600; {м.куб/с}


  d:=0.005;    {Расстояние между пластинами}
  d1:=0.0002;  {Толщина паропроницаемой пластины}

  mju:=0.09;    {Коэфф. паропроницаемости, мг/(м ч Па)}

  mju:=mju/3.6E09;
```

```
 a:=mju*130463*Sp/(d1*L);


 k2:=3;       {Форма каналов пластин:1-плоские; 2-прямоуг.; 3-треуг.}

 S1:=S/(k2*2*L/d); {Площадь поперечного сечения канала, м.кв.}

 vel1:=V1/S1; {Скорость воздуха в каналах рекуператора, м/с}
 vel2:=V2/S1; {Скорость воздуха в каналах рекуператора, м/с}


 dx:=L/(1*300);   {Приращение по длине рекуператора, м}
 dTet1:=0.5;  {Приращение температуры по выходу приточного канала, град.Ц}

 rop1:=fi1*ron(T1)/100; {Плотность пара в удаляемом воздухе при T1,кг/м.куб}

 ros1:=353/(273+T1)-1.606*rop1; {Плотность сухого воздуха в каналах}


 rop2:=fi2*ron(Tet1)/100;{Плотность пара в приточном воздухе
                    прит Тет1, кг/м.куб}
 ros2:=353/(273+Tet1)-1.606*rop2;

{Определение температуры точки росы удаляемого воздуха}
 Ttr:=Ros(rop1);



   N1:=round(L/dx);
   M:=round(N1/300);

 {alf2:=3.51*exp(0.8*ln(vel2))*exp(-0.2*ln(2*d));}
  alf2:=20;
  rop20:=rop1;
 for i:=0 to 400 do
  begin
   AA[i]:=0;
   BB[i]:=0;
   CC[i]:=0;
  end;

 { rop20:=rop2+(rop1-rop2)/(1+V1/(L*a));}



   Writeln('Ttr=',Ttr:10:4,' rop1=',1000*rop1:10:6,
   '  rop20=',1000*rop20:10:6,'  a=',a:10:4);

   ron0:=ron(0);

repeat
   until Keypressed;
```

```
    kl:=ReadKey;

    Tet2:=T1-2.5;

    rospr:=ros2;

    rop20:=rop1;

b3:;

   Tet2:=Tet2-dTet1;
   drop:=0.0005;

b2:;

   x:=-dx;
   i:=0;
   k:=0;

   T:=T1;
   Tet:=Tet2;
   rop20:=rop20-drop;
b7:;
   rop1x:=rop1;
   rop2x:=rop20;

{    kap2:=(c1*ros2+c2*rop2)*(ros1+rop1)/(ros2+rop2);}
    {При равном массовом расходе}

b4:;

   x:=x+dx;

   i:=i+1;
   j:=i div M;

   deltp:=a*(rop2x-rop1x)*dx/V1;

   kap1:=c1*ros1+c2*rop1x;
   kap2:=c1*ros2+c2*rop2x;

    rop1x:=rop1x+deltp;
    rop2x:=rop2x+deltp;

   Ttr:=ros(rop1x);
   if rop1x < ron0  then Tpr:=Ttr else Tpr:=0;

   if T > Ttr then
     begin
      k:=k+1;
      Gam1:=V1*kap1/(V2*kap2);
      {alf1:=3.51*exp(0.8*ln(vel1))*exp(-0.2*ln(2*d));}
```

```
     alf1:=alf2;
     Gam2:=L*kap2*V2*(1/Alf1+1/Alf2)/S;
    end
     else
      begin
       Gam1:=V1*kap1*(1+E*dron(T)/kap1)/(V2*kap2);
       x1:=(i-k+1)*dx;
       Ts:=(alf1*T+alf2*Tet)/(alf1+alf2);
       alf1:=848*exp(-0.25*ln((T-Ts)*x1));
       Gam2:=L*kap2*V2*(1/Alf1+1/Alf2)/S;
       deltp:=a*(rop2x-ron(T))*dx/V1;
      end;



  dT:=(Tet-T)*dx/(Gam1*Gam2);
  dTet:=(Tet-T)*dx/Gam2;



     T:=T+dT;
     Tet:=Tet+dTet;

     if (i mod M) = 0 then
     begin
      AA[j]:=T;
      BB[j]:=Tet;
      CC[j]:=Ttr;
     end;

{ Writeln('x=',x:7:4,' T=',T:6:2,'  Tpr=',Tpr:6:2,'  Tet=',Tet:6:2);}
 Writeln('x=',x:7:4,' T=',T:6:2,'   Ttr=',Ttr:10:4,'  Tpr=',Tpr:6:2);

    if x < L then goto b4;

       Tet1:=Tet;
       rop2:=Fi2*ron(Tet1)/100;
       writeln('T2=',T:10:4,'    Tet1=',Tet:10:4,'  Tet2=',Tet2:10:4);
       writeln;
       writeln('   rop2x= ',1000*rop2x:10:7);
       writeln('   rop2 = ',1000*rop2:10:7,'  rop20=',1000*rop20:10:7);
       writeln;
       writeln('   rospr= ',1000*rospr:11:7);
       writeln('   ros2 = ',1000*ros2:11:7);

      if rop2x < rop2 then
        begin
         ros2:=rospr;
          if (1000*drop) < 0.004 then
            begin
             ros2:=ros2-0.001;
             writeln('            ros2 = ',1000*ros2:11:7);
             end;
```

```
     rop20:=rop20+1.2*drop;
     drop:=0.2*drop;
     writeln('                          rop20=',1000*rop20:10:7);
     writeln('                    drop  =',1000*drop:10:7);
      writeln;
      writeln('                    rospr= ',1000*rospr:11:7);
      writeln('                    ros2 = ',1000*ros2:11:7);
 {
     repeat
     until Keypressed;
     kl:=ReadKey;
 }
     goto b2;
    end
   else
    begin
     if (rop2x - rop2) > 0.0001 then
      begin
       rospr:=ros2;
        writeln;
        writeln('              rospr= ',1000*rospr:11:7);
       ros2:=353/(273+Tet1)-1.606*rop2;
        writeln('              ros2 = ',1000*ros2:11:7);
       ros2:=(2*ros2+rospr)/3;
        writeln('                ros2 = ',1000*ros2:11:7);



         writeln('          rop20=',1000*rop20:10:7);
         writeln('         drop  =',1000*drop:10:7);
   {
        repeat
        until Keypressed;
        kl:=ReadKey;
    }
        goto b2;
       end;
     end;
 {
    repeat
    until Keypressed;
    kl:=ReadKey;
 }
if T < Tpr then
  begin
   Tet2:=Tet2+dTet1;
   dTet1:=0.2*dTet1;
   ros2:=ros21;
   rospr:=ros2;
   rop20:=rop201+0.0005;
   rop2:=rop21;
{
```

```
      repeat
       until Keypressed;
       kl:=ReadKey;
    }
       goto b3;
      end
      else
       begin
        rop201:=rop20;
        ros21:=ros2;
        rop21:=rop2;

      if((Abs(T-Tpr) < 0.02) or (T=Tpr)) then goto b6;
   {
     repeat
       until Keypressed;
       kl:=ReadKey;
    }
       goto b3;
      end;


b5:;

{     writeln;
     writeln('   rop2x=',rop2x:10:7);
     writeln('   rop2= ',rop2:10:7);
 }
   repeat
    until Keypressed;
   kl:=ReadKey;

b6:;

    Lkond:=k*dx/L;
    roprit:=rop20;
    Fiprit:=100*roprit/ron(Tet2);

    kk:=(rop20-rop2)/(rop1-rop2);

    Eff1:=100*(T1-T)/(T1-Tet);       {Эффективность по вытяжке}
    Eff2:=100*(Tet2-Tet)/(T1-Tet); {Эффективность по притоку}
 {
    writeln;
    writeln('   rop2x=',rop2x:10:7);
    writeln('   rop2= ',rop2:10:7);
 }
   writeln;
   writeln('x=',x:10:4);
   writeln('T1=',T1:10:4);
   writeln('T2=',T:10:4);
   writeln('Tet2=',Tet2:10:4);
```

```
 writeln('Tet1=',Tet:10:4);


 writeln;

 writeln('Eff_yx=  ',Eff1:10:4);
 writeln('Eff_прит=',Eff2:10:4);

  writeln;
  writeln('   rop2x=',rop2x:10:7);
  writeln('   rop2= ',rop2:10:7);
  writeln('   rop20=',(1000*rop20):10:4);
  writeln('   Lkond=',Lkond:6:2);
 writeln('                    Fiprit=  ',Fiprit:10:4);
 writeln('             Коэфф.возвр.пара k= ',kk:6:2);

 repeat
until Keypressed;
kl:=ReadKey;



{ Графика}
{============================}
 delay(1000);
 gd:=detect;
 gm:=1;
 st:='d:\turbo';
 ClrScr;
 InitGraph(gd,gm,'');
 SetBkColor(15);
 SetColor(1);
 SetLineStyle(0,0,0);

 for i:=0 to 10 do Line(80,50+i*30,380,50+i*30);
 for i:=0 to 10do Line(80+30*i,50,80+30*i,350);

 for i:=0 to 10 do
  begin
   Str(-25+i*5,st1);
   OutTextXY(40,345-i*30,st1);
  end;


 for i:=0 to 10 do
  begin
   Str((i*0.1):3:1,st1);
   OutTextXY(70+i*30,365,st1);
  end;

   for i:=0 to 300 do
  begin
```

```
  PutPixel(80+i,round(200-6*(AA[i])),1);
  PutPixel(80+i,round(200-6*(BB[i])),5);
  PutPixel(80+i,round(200-6*(CC[i])),8);
end;

  OutTextXY(420,60,'T');

  OutTextXY(520,60,'Tet');

  Str(T1:10:4,st1);
  OutTextXY(400,80,st1);

  Str(Tet2:10:4,st1);
  OutTextXY(500,80,st1);

  Str(T:10:4,st1);
  OutTextXY(400,100,st1);


  Str(Tet:10:4,st1);
  OutTextXY(500,100,st1);


  OutTextXY(410,130,'Eff_yx');

  OutTextXY(510,130,'Eff_прит');

  Str(Eff1:10:4,st1);
  OutTextXY(400,150,st1);

  Str(Eff2:10:4,st1);
  OutTextXY(500,150,st1);

   OutTextXY(400,180,'Пл.пара п/в на входе, г/куб.м');
   OutTextXY(420,200,'   Rop2=');

   Str(1000*Rop2:10:4,st1);
   OutTextXY(500,200,st1);

   OutTextXY(400,220,'Пл.пара п/в на выходе, г/куб.м  Roprit=');
   OutTextXY(400,240,' Roprit=');

   Str(1000*Roprit:10:4,st1);
   OutTextXY(500,240,st1);

   OutTextXY(400,260,'Отн.влажн. п/в на выходе, %');
   OutTextXY(400,280,' Fiprit=');

   Str(Fiprit:10:4,st1);
   OutTextXY(500,280,st1);

   OutTextXY(400,300,'Коэфф. возврата пара');
```

```
      OutTextXY(400,320,'      k=');

      Str(kk:10:4,st1);
      OutTextXY(500,320,st1);

      OutTextXY(400,340,'Начало конденсации, xkond/L');
      OutTextXY(400,360,'  Lkond=');

      Str(Lkond:10:4,st1);
      OutTextXY(500,360,st1);

      OutTextXY(400,380,'Коэфф. паропрониц.,мг/(м ч Па)');
      OutTextXY(400,400,'    mju=');

      Str(3.6E09*mju:10:4,st1);
      OutTextXY(500,400,st1);

 repeat
   until Keypressed;
   kl:=ReadKey;

CloseGraph;

   writeln(' Продолжим вычисления ????');
   writeln(' Если "ДА", то введите ЛЮБУЮ ЦИФРУ');
   writeln(' Если "НЕТ", то введите "0"');

    read(prizn);
   if prizn > 0 then goto b4;
  End.
```

Г. Приложение к главе 5.

Приложение Г.1. Расчет теплоизоляционной системы с воздушной прослойкой.

```
PROGRAM ctena;
 Uses Crt,Olta,Olt,Graph,Graf,Menu,Band;
Label Esc;
Type Param = ARRAY[1..16] of Float;
Const direct:Tit40='g:/wbp/okno';
     eps=0.005; sig=5.67E-8;
     ec:Float=0.8;    ek:Float=1; ea:Float=1;
     ec1:Float=0.1;   ec2:Float=0.1;
     Lc1:Float=0.25;    Lv:Float=0.025;
     Lc2:Float=0.25;
     Tam:Float=0;      Tkm:Float=20;
     Sc:Float=1.5;H:Float=1.4;Bc:Float=0.4;B:Float=0.05;
     Shtora:Boolean=False;
     Vwind:Float=20; dTwind:Float=0;
     Vprod:Float=0;  Tprod:Float=0;
```

```
    CpRv:Float=1.3;


Var AC:Matrix;
   f,q,TC,TN,TN1:ARRAY[1..10] of Float;
   ekm1,qSE,ak,ao,aa,qS,ddT,x,Nok,Ekm,Eko:Float;
   Tay,Tamed,Tamin,Ctop,Csh,Nsh,xx,dx,Tk,Ta,d1,d2:Float;
   Txt,Sim:Tit10;  ii:Integer;
   Scr,ScrF,scrO,Scr1:Screen;

{$L EgaVga.obj}
PROCEDURE EgaVga; External;

FUNCTION Air(vd:Char; Temp:Float):Float;
Const xt:Param=(-50,-40,-30,-20,-10,0,10,20,30,40,50,60,70,80,90,100);
    pr:Param=(0.728,0.728,0.723,0.716,0.712,0.707,0.705,0.703,0.701,0.699,
          0.698,0.696,0.694,0.692,0.690,0.688);
    nu:Param=(9.23e-6,10.04e-6,10.8e-6,11.59e-6,12.43e-6,13.28e-6,14.16e-6,
          15.06e-6,16.0e-6,16.96e-6,17.95e-6,18.97e-6,20.02e-6,21.1e-6,
          22.1e-6,23.13e-6);
    lu:Param=(2.04e-2,2.12e-2,2.2e-2,2.28e-2,2.36e-2,2.44e-2,2.51e-2,
          2.59e-2,2.67e-2,2.76e-2,2.83e-2,2.9e-2,2.96e-2,3.05e-2,
          3.13e-2,3.21e-2);

Var i:Integer; w:Param;
BEGIN
Case vd of 'P':w:=pr; 'N':w:=nu; 'L':w:=lu; end;
i:=1;  REPEAT  i:=i+1;  UNTIL (Temp<=XT[i])OR(i=16-1);
Air:=W[i]+(W[i+1]-W[i])*(temp-XT[i])/(XT[i+1]-XT[i]);
END;

FUNCTION AlfaFreeConv(Tcp,Tw,HH:Float):Float;
Var Ra,p,Nu,dT,T0,beta:Float;
BEGIN
Nu:=1;    dT:=ABS(Tw-Tcp); T0:=0.62*Tw+0.38*Tcp; beta:=1/(273.16+T0);
p:=Air('N',T0);  {ўп§Є®бвм}
Ra:=9.805*HH*HH*HH*beta*dT;  Ra:=Ra/(p*p);
p:=Air('P',T0);  Ra:=Ra*p; IF Ra<1 THEN Ra:=1;
Ra:=0.387*DEG(Ra,1/6); p:=DEG(0.492/p,9/16); p:=DEG(1+p,8/27);
Nu:=0.825 + Ra/p; IF Nu<1 THEN Nu:=1;  Nu:=Nu*Nu;
AlfaFreeConv:=Air('L',Tcp)*Nu/HH;
END;
FUNCTION AlfaFreeWind(Tb,Ta,Bp:Float):Float;
Var Ra,p,T0,dT,beta,Nu:Float;
BEGIN
Nu:=1;    dT:=ABS(Ta-Tb); T0:=0.5*Ta+0.5*Tb;  beta:=1/(273.16+T0);
p:=Air('N',T0);  {ўп§Є®бвм}
Ra:=9.805*Bp*Bp*Bp*beta*dT;  Ra:=Ra/(p*p);
p:=Air('P',T0);  Ra:=Ra*p; IF Ra<1 THEN Ra:=1;
IF Ra<1.0E6 THEN Nu:=0.105*DEG(Ra,0.3) ELSE Nu:=0.4*DEG(Ra,0.2);
IF Nu<1 THEN Nu:=1;  AlfaFreeWind:=Air('L',T0)*Nu/Bp;
END;
```

```
FUNCTION AlfaProd(Tv,Bp,V:Float):Float;
Var Re,p,T0,dT,beta,Nu:Float;
BEGIN
Nu:=1;
p:=Air('N',Tv);  {ўп§Є®бвм}
Re:=V*Bp/p;  Nu:=0.018*DEG(Re,0.8);IF Nu<1 THEN Nu:=1;
AlfaProd:=Air('L',Tv)*Nu/Bp;
END;

PROCEDURE Iteration;
Const kor=0.1; ao:Float=1;
Var y,eb:Float; i,j:Integer; A:ARRAY[1..4,1..4] of Float;
BEGIN
  aa:=3; ak:=3; ao:=1; ddT:=Tk-Ta;
  TC[1]:=0.65*(Tk-Ta); TC[2]:=TC[1]; TC[3]:=0.16*(Tk-Ta); TC[4]:=TC[3];
  TN:=TC;  InitMatrix('N',3,2,AC,IOcode); IOchek(0,'');
  REPEAT
    TC:=TN;
    {---------- гв®з-Ґ-ЁҐ ak,ao,aa Ё ¬ ваЁжл A ----------}
      ak:=AlfaFreeConv(Tk,TC[1],H);
      ao:=AlfaFreeWind(TC[2],TC[3],B);
      aa:=AlfaFreeConv(Ta,TC[4],H);
      x:=Lc1/d1;  y:=d2*Lc1/(d1*Lc2);
      A[1,1]:=x+ak;       A[1,2]:=-x;         A[1,3]:=0;    A[1,4]:=0;
      A[2,1]:=x;          A[2,2]:=-x-ao;      A[2,3]:=ao;   A[2,4]:=0;
      A[3,1]:=x+aa*y;     A[3,2]:=-A[3,1];    A[3,3]:=-aa;  A[3,4]:=0;
      A[4,1]:=x;          A[4,2]:=-A[4,1];    A[4,3]:=-1;   A[4,4]:=1;
{$R-}  FOR i:=1 TO 3 DO FOR j:=1 TO 3 DO AC.W^[3+j-i]^[i]:=A[i,j];{$R+}
     GauInv(AC,AC,IOcode); IF IOcode<>0 THEN EXIT;
    {-----------------------------------------------------}
TN1:=TN;
 REPEAT
  FOR i:=1 TO 4 DO TN[i]:=TN1[i]*kor+TN[i]*(1-kor);
       eb:=1/(1/ek +1/ec -1);
    f[1]:=ak*Tk+eb*sig*(SQR(SQR(Tk+273))-SQR(SQR(TN[1]+273)));
       eb:=1/(1/ec1 +1/ec2 -1);
    f[2]:=eb*sig*(SQR(SQR(TN[2]+273))-SQR(SQR(TN[3]+273)));
       eb:=1/(1/ec +1/ea -1);
    f[3]:=-aa*Ta+eb*sig*(SQR(SQR(TN[4]+273))-SQR(SQR(Ta+273)));
    GauSol(AC,f,TN1,IOcode); IF IOcode<>0 THEN EXIT;
    TN1[4]:=TN1[3]-(TN1[1]-TN1[2])*y;
    x:=delta('O',4,TN,TN1)
 UNTIL x<eps;
eb:=1/(1/ek +1/ec -1);   f[1]:=eb*sig*(SQR(SQR(Tk+273))-SQR(SQR(TN[1]+273)));
eb:=1/(1/ec1 +1/ec2 -1); f[2]:=eb*sig*(SQR(SQR(TN[2]+273))-SQR(SQR(TN[3]+273)));
eb:=1/(1/ec +1/ea -1);   f[3]:=eb*sig*(SQR(SQR(TN[4]+273))-SQR(SQR(Ta+273)));
q[1]:=ak*(Tk-TN[1]); q[2]:=ao*(TN[2]-TN[3]); q[3]:=aa*(TN[4]-Ta);
       x:=delta('O',4,TC,TN);
  UNTIL x<eps;
CloseMatrix(AC);
END;
```

```
PROCEDURE IterationB;
Const kor=0.1; ao:Float=1;
Var y,eb:Float; i,j:Integer; A:ARRAY[1..4,1..4] of Float;
BEGIN
  aa:=3; ak:=3; ao:=1; ddT:=Tk-Ta;
  TC[1]:=0.65*(Tk-Ta); TC[2]:=TC[1]; TC[3]:=0.16*(Tk-Ta); TC[4]:=TC[3];
  TN:=TC;  InitMatrix('N',4,3,AC,IOcode); IOchek(0,'');
  REPEAT
    TC:=TN;
    {---------- гв®з-Ґ-ЁЃ ak,ao,aa Ё ¬ ваЁжл A ----------}
      ak:=AlfaFreeConv(Tk,TC[1],H);
      ao:=AlfaProd(Tprod,B,Vprod);
      aa:=AlfaFreeConv(Ta,TC[4],H);
      x:=Lc1/d1;  y:=d2*Lc1/(d1*Lc2);
      A[1,1]:=x+ak;      A[1,2]:=-x;        A[1,3]:=0;    A[1,4]:=0;
      A[2,1]:=x;         A[2,2]:=-x-ao;     A[2,3]:=0;    A[2,4]:=0;
      A[3,1]:=0;         A[3,2]:=0;         A[3,3]:=ao+x/y;  A[3,4]:=-x/y;
      A[4,1]:=0;         A[4,2]:=0;         A[4,3]:=x/y; A[4,4]:=-x/y-ao;
{$R-}  FOR i:=1 TO 4 DO FOR j:=1 TO 4 DO AC.W^[4+j-i]^[i]:=A[i,j];{$R+}
     GauInv(AC,AC,IOcode); IF IOcode<>0 THEN EXIT;
    {-----------------------------------------------------}
TN1:=TN;
 REPEAT
  FOR i:=1 TO 4 DO TN[i]:=TN1[i]*kor+TN[i]*(1-kor);
       eb:=1/(1/ek +1/ec -1);
   f[1]:=ak*Tk+eb*sig*(SQR(SQR(Tk+273))-SQR(SQR(TN[1]+273)));
       eb:=1/(1/ec1 +1/ec2 -1);
   f[2]:=-ao*Tprod+eb*sig*(SQR(SQR(TN[2]+273))-SQR(SQR(TN[3]+273)));
   f[3]:=ao*Tprod+eb*sig*(SQR(SQR(TN[2]+273))-SQR(SQR(TN[3]+273)));
       eb:=1/(1/ec +1/ea -1);
   f[4]:=-aa*Ta+eb*sig*(SQR(SQR(TN[4]+273))-SQR(SQR(Ta+273)));
   GauSol(AC,f,TN1,IOcode); IF IOcode<>0 THEN EXIT;
   x:=delta('O',4,TN,TN1)
 UNTIL x<eps;
eb:=1/(1/ek +1/ec -1);   f[1]:=eb*sig*(SQR(SQR(Tk+273))-SQR(SQR(TN[1]+273)));
eb:=1/(1/ec1 +1/ec2 -1); f[2]:=eb*sig*(SQR(SQR(TN[2]+273))-SQR(SQR(TN[3]+273)));
eb:=1/(1/ec +1/ea -1);   f[3]:=eb*sig*(SQR(SQR(TN[4]+273))-SQR(SQR(Ta+273)));
q[1]:=ak*(Tk-TN[1]); q[2]:=ao*(TN[2]-TN[3]); q[3]:=aa*(TN[4]-Ta);
        x:=delta('O',4,TC,TN);
  UNTIL x<eps;
CloseMatrix(AC);
END;

PROCEDURE IterationA;
Const kor=0.1; ao:Float=1;
Var y,eb:Float; i,j:Integer; A:ARRAY[1..3,1..3] of Float;
BEGIN
  aa:=3; ak:=3; ao:=1; ddT:=Tk-Ta;
  TC[1]:=Tk-0.1; TC[3]:=Ta+0.1; TC[2]:=0.5*(TC[1]+TC[3]);
  TN:=TC;  InitMatrix('N',2,1,AC,IOcode); IOchek(0,'');
  REPEAT
    TC:=TN;
```

```
    {---------- гв®з-Ґ-ЁҐ ak,ao,aa Ё ¬ ваЁжл A ----------}
      ak:=AlfaFreeConv(Tk,TC[1],H);
      aa:=AlfaFreeConv(Ta,TC[3],H);
      x:=Lc1/d1;  y:=d2*Lc1/(d1*Lc2);
      A[1,1]:=x+ak;          A[1,2]:=-x;
      A[2,1]:=x+aa*y;        A[2,2]:=-x-aa*(1+y);
{$R-}  FOR i:=1 TO 2 DO FOR j:=1 TO 2 DO AC.W^[2+j-i]^[i]:=A[i,j];
{$R+} GauInv(AC,AC,IOcode); IF IOcode<>0 THEN EXIT;
    {-----------------------------------------------------}
TN1:=TN;
 REPEAT
  FOR i:=1 TO 3 DO TN[i]:=TN1[i]*kor+TN[i]*(1-kor);
       eb:=1/(1/ek +1/ec -1);
    f[1]:=ak*Tk+eb*sig*(SQR(SQR(Tk+273))-SQR(SQR(TN[1]+273)));
       eb:=1/(1/ec +1/ea -1);
    f[2]:=-aa*Ta+eb*sig*(SQR(SQR(TN[3]+273))-SQR(SQR(Ta+273)));
    GauSol(AC,f,TN1,IOcode); IF IOcode<>0 THEN EXIT;
    TN1[3]:=TN1[2]-(TN1[1]-TN1[2])*y;
    x:=delta('O',3,TN,TN1)
 UNTIL x<eps;
eb:=1/(1/ek +1/ec -1);   f[1]:=eb*sig*(SQR(SQR(Tk+273))-SQR(SQR(TN[1]+273)));
eb:=1/(1/ec +1/ea -1);   f[2]:=eb*sig*(SQR(SQR(TN[3]+273))-SQR(SQR(Ta+273)));
q[1]:=ak*(Tk-TN[1]);  q[2]:=aa*(TN[3]-Ta);
       x:=delta('O',3,TC,TN);
  UNTIL x<eps;
CloseMatrix(AC); cmP:=' ';
END;

PROCEDURE IterationHigh;
Const kor=0.5;
     dH:ARRAY[1..8] of Float=(0.0001,0.0005,0.001,0.005,0.01,
                         0.05,0.1,0.1);
Var alfa,p,TprodS,Tm1,Tm2,TprodC,Tprod2,HH,Ts,e:Float;
   ih:Byte; ddH:Float;
BEGIN
 IF Vprod<0.01 THEN EXIT;   TprodS:=Tprod;
 IterationB; alfa:=AlfaProd(Tprod,B,Vprod); p:=2*alfa/(CpRv*B*Vprod);
 Tm1:=0.5*(TN[2]+TN[3]); Tm2:=Tm1; e:=1; HH:=0;
 InitWord(Scro,IOcode); MoveToL(HH,Tprod);
 FOR ih:=1 TO 8 DO BEGIN
   ddH:=dH[ih]*H; HH:=HH+ddH; TprodC:=Tprod;
   REPEAT
     IterationB;   Tm2:=0.5*(TN[2]+TN[3]);  Ts:=0.5*(Tm1+Tm2);
     Tprod2:=Ts + (TprodC-Ts)*EXP(-p*ddH);
     Tprod:=kor*Tprod2+(1-kor)*Tprod;
     e:=Delta('O',1,Tprod,Tprod2);
   UNTIL e<eps;
   LineToL(HH,Tprod);
   END;
 Tprod:=TprodS; SetColor(7); SetLineStyle(0,0,1);
END;
```

```
PROCEDURE Calculator;
BEGIN
{**** звЃ-ЁЃ ¬Ѓ-о  ****}
  IF NOT ReadNum('R',subans[2]^[5],Tk) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[1]^[1],H) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[1]^[2],Sc) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[1]^[3],Bc) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[1]^[4],ek) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[1]^[5],ea) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[1]^[6],ec) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[1]^[7],Lc1) THEN EXIT; Lc2:=Lc1;
  IF NOT ReadNum('R',subans[3]^[3],ec1) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[3]^[4],ec2) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[2]^[1],Tay) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[2]^[2],Tamin) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[2]^[3],Tamed) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[2]^[4],Ctop) THEN EXIT;
  Vwind:=0;
IF Shtora THEN BEGIN
  IF NOT ReadNum('R',subans[3]^[2],B) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[3]^[3],d2) THEN EXIT;
  d1:=Bc-B-d2; IF d2<0 THEN BEGIN IOcode:=209;MenuCode:=303;EXIT;END;
  IF NOT ReadNum('R',subans[3]^[4],ec1) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[3]^[5],ec2) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[3]^[6],Vprod) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[3]^[7],Csh) THEN EXIT ELSE Csh:=1000*Csh;
  IF NOT ReadNum('R',subans[3]^[8],Nsh) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[3]^[9],Tprod) THEN EXIT;
  IF NOT ReadNum('R',subans[3]^[10],Lc2) THEN EXIT;
  END ELSE BEGIN ec1:=0;ec2:=0;d1:=Bc;d2:=0;B:=0;
              Vprod:=0;Csh:=0;Nsh:=0;Tprod:=0;END;
{**********************}
Ta:=Tam;
dx:=1;    txt:='Ta,шС';  xx:=Tamin;
MoveTo(80,10); OutText('TЄ='); Str(Tk:3:0,Sim); OutText(Sim+'шС');
OutText('  EЄ   …б   …б1  …б2  ');  MoveTo(152,20);
Str(ek:3:1,Sim); OutText(Sim+'  ');  Str(ec:3:1,Sim); OutText(Sim+'  ');
Str(ec1:3:1,Sim); OutText(Sim+'  ');  Str(ec2:3:1,Sim); OutText(Sim+'  ');

WHILE xx<=Tk-1  DO BEGIN
   IF keypressed THEN IF readchar=cmEsc THEN EXIT;
   {** § ¤ ©вЃ Tk,Ta,d1,d2,er,H,B **}
   Ta:=xx;  dTwind:=Vwind*(Tk-Ta)/40;  Ta:=Ta-dTwind;
   IterationA; IF IOcode<>0 THEN EXIT;
   IF xx=Tamin THEN BEGIN
            WITH scr DO BEGIN
               i0:=70;iM:=350;j0:=20;jM:=GetmaxY-30;
               x0:=Tamin; xM:=Tk-1; y0:=0; yM:=1.2*(q[1]+f[1]);
               InitWordXY(scr,txt,'Q,,в/¬щ¬',IOcode);
               END;
            WITH scrf DO BEGIN
               i0:=440;iM:=590;j0:=GetMaxY DIV 2 + 15;jM:=GetmaxY-20;
```

```
              x0:=Tamin; xM:=Tk-1; y0:=Ta; yM:=Tk;
              InitWordXY(scrf,txt,'T,шC',IOcode);
              END;
            IF shtora AND (Vprod>0.01) THEN WITH scro DO BEGIN
              i0:=440;iM:=590;j0:=15;jM:=GetMaxY DIV 2 -25;
              x0:=0; xM:=0.25*H; y0:=Ta; yM:=Tk;
              InitWordXY(scro,'H,m','Tv,шC',IOcode);
              END;
            END;
     InitWord(scr,IOcode);  qS:=q[1]+f[1];  SetLineStyle(1,0,3);
  Grafic(1,xx,qS,lightgreen,IOcode);
  IF shtora AND(Vprod>0.01) THEN Iteration;
  SetLineStyle(2,0,3); Grafic(20,xx,q[1]+f[1],lightgreen,IOcode);

  SetLineStyle(1,0,1);
  Grafic(2,xx,f[2],cyan,IOcode);
     InitWord(scrf,IOcode);
  Grafic(3,xx,TN[1],lightred,IOcode);
  Grafic(4,xx,TN[3],lightblue,IOcode);

  IF shtora THEN IF Vprod<0.01 THEN Iteration
    ELSE BEGIN
  IF (ABS(Ta+20)<0.1)OR(ABS(Ta+10)<0.1)OR(ABS(Ta)<0.1)OR(ABS(Ta-10)<0.1) THEN
BEGIN
    SetLineStyle(0,0,3);
    IF ABS(Ta+20)<0.1 THEN ii:=1 ELSE IF ABS(Ta+10)<0.1 THEN ii:=2 ELSE
      IF ABS(Ta)<0.1 THEN ii:=3 ELSE IF ABS(Ta-10)<0.1 THEN ii:=4;
    END ELSE ii:=0;
  SetColor(ColKT[ii]);
    IterationHigh;
    END
    ELSE IterationA; IF IOcode<>0 THEN EXIT;

     InitWord(scr,IOcode);  qSE:=q[1]+f[1];  SetLineStyle(0,0,3);
  IF shtora THEN Grafic(13,xx,q[3]+f[3],lightcyan,IOcode);
  Grafic(5,xx,qSE,lightgreen,IOcode);
  SetLineStyle(0,0,1);
  Grafic(6,xx,f[1],lightred,IOcode);
  Grafic(7,xx,f[2],cyan,IOcode);
IF Shtora THEN ii:=3 ELSE ii:=2;  Grafic(8,xx,f[ii],lightblue,IOcode);
     InitWord(scrf,IOcode);
  Grafic(9,xx,TN[1],lightred,IOcode);
  Grafic(10,xx,TN[2],red,IOcode);
  Grafic(11,xx,TN[3],blue,IOcode);
IF Shtora THEN ii:=4 ELSE ii:=3;
  Grafic(12,xx,TN[ii],lightblue,IOcode);

(*****************************************************************)
IF Shtora THEN BEGIN
  IF ABS(Ta-Tamed+dTwind)<0.01 THEN BEGIN
    Ekm:=619*Ctop*(qS-qSE);  Eko:=Ekm*H*Sc;
    Nok:=Csh/Ekm;
```

```
    Str(0.001*Ekm:6:3,Sim);  SubAns[4]^[2]:=Sim;
    Str(Nok:4:2,Sim);        SubAns[4]^[3]:=Sim;
    Nok:=Nsh/Nok; Str(Nok:4:2,Sim);  SubAns[4]^[4]:=Sim;
    END;
  Ekm1:=619*Ctop*(qS-qSE);  SetActivePage(1);
  IF xx=Tamin THEN  WITH scr1 DO BEGIN
              i0:=100;iM:=350;j0:=20;jM:=GetmaxY-30;
              x0:=Tamin; xM:=Tk-1; y0:=0; yM:=ekm1*0.001;
              InitWordXY(scr1,txt,'E,ва/¬щ¬ec',IOcode);
              END ELSE InitWord(scr1,IOcode);
  Grafic(29,xx,0.001*ekm1,lightred,IOcode);
  SetActivePage(0);

  END;
  xx:=xx+dx;
END;
END;

BEGIN
IF RegisterBGIDriver(@EgaVga)<0 THEN BEGIN
  writeln('BGIDriver is not install! Press any key to exit! '); readln;Halt;
  END;
AC.Yst:=false;  VerNow[1]:=10;
InitMenu(direct+'\ctena.mnu',10,1,12,1,7,0,7,0,15,7,0,7,0,7,15,1,IOcode);
SubAns[3]^[1,5]:='N'; Shtora:=false;
MenuCode:=0;
REPEAT
 MenuWork;
CASE MenuCode  OF
301: IF SubAns[3]^[1,5]='Y' THEN BEGIN SubAns[3]^[1,5]:='N'; Shtora:=false;
      END ELSE BEGIN SubAns[3]^[1,5]:='Y'; Shtora:=true; END;
401: BEGIN { ***** ђЂ‘—…’ ***** }
     IF Shtora THEN cmP:='2'; InitGraf(IOcode); SetColor(lightgray);
     IF IOcode<>0 THEN IOchek(0,'') ELSE BEGIN
        Calculator;cmP:='2';ViewGrPage; CloseGraf;IOchek(0,'');
        END;
    END;
501: ReadWriteMenu('W','N',direct+'\ctena.mnu',IOcode);
502: BEGIN { ***** ‡ЂЏЄ‘њ ђ…‡“‹њ’Ђ’Ђ, ***** }
    END;
 END;{case}
UNTIL MenuExit;
END.
```

Г.2 Программа расчета теплотехнических характеристик двухкамерных стеклопакетов.

```
program R_WIND2;
{************************************************************}
{** Программа расчета  термосопротивления         **}
{** двухкамерного стеклопакета с учетом коэфф.   **}
{** отражения на всех  границах стекол             **}
{************************************************************}
```

```
uses dos,crt;
label
b1,b2,b3,b4,b5,b6,b7,b8,b9,b10,b11,b12,b13;
var
  prizn,C1,C2,q_ki,q_ri,q_k1,q_r1,q_k2,q_r2        :real;
  R_i,R_o,R_a1,R_a2,R_g,R0                         :real;
  Temp_i,Tau_i,Temp_o,Temp1,Temp2,Temp3,Temp4,Tau_o :real;
  Tau_i0,Tau_i1,dT,DT1,Lambd1,Lambd2               :real;
  h1,h2, Alfa_ki,Alfa_ri,Alfa_ka1,Alfa_ra1         :real;
  Alfa_ka2,Alfa_ra2,Temp1_pred,Alfa_i,Alfa_o       :real;
  R1,R2,R3,R4,R5,R6,Tau_i_pred,Tau_i_pred1,xx      :real;
  q1,q2,q3,q4,q_ko,q_ro                            :real;
  T3_pr,T1_pr                                      :real;
   i,k                                             :integer;
   kl                                              :char;
begin

   R_i:=0.1149;
   R_o:=0.0431;
   Temp_i:=18;
   Temp_o:=-25;
   h1:=0.004;
   h2:=0.013;
  { C1:=1.789;    {Коэффициент для воздуха и h2=5мм}
  { C1:=1.534;    {Коэффициент для углек.газа и h2=5мм}
  { C1:=1.257;    {Коэффициент для аргона  и h2=5мм}
    {  C1:=1.504;  {Коэффициент для воздуха и h2=10мм}
     { C1:=1.29;   {Коэффициент для углек.газа и h2=10мм}
     { C1:=1.057;  {Коэффициент для аргона  и h2=10мм}
  { C1:=1.359;  {Коэффициент для воздуха и h2=15мм}
  { C1:=1.166;   {Коэффициент для углек.газа и h2=15мм}
  { C1:=0.955;  {Коэффициент для аргона  и h2=15мм}
    { C1:=1.265;  {Коэффициент для воздуха и h2=20мм}
    { C1:=1.085;   {Коэффициент для углек.газа и h2=20мм}
    { C1:=0.888;  {Коэффициент для аргона  и h2=20мм}
  { C1:=1.143;  {Коэффициент для воздуха и h2=30мм}
  { C1:=0.980;   {Коэффициент для углек.газа и h2=30мм}
  { C1:=0.803;  {Коэффициент для аргона  и h2=30мм}
    { C1:=1.006;  {Коэффициент для воздуха и h2=50мм}
    { C1:=0.863;   {Коэффициент для углек.газа и h2=50мм}
    { C1:=0.707;  {Коэффициент для аргона  и h2=50мм}

   C1:=1.408;

   { C2:=1.686;}

   R_g:=h1/0.76;
   R_a1:=h2/0.024;
   R_a2:=R_a1;
b6:;
          {Нумерация поверхностей стекол
          от поверхности, обращенной во внутрь помещения}
```

```
    R1:=0.1;
    R2:=0.6;
    R3:=0.6;
    R4:=0.6;
    R5:=0.6;
    R6:=0.1;

    Alfa_ki:=0;
    Alfa_ri:=0;
    Alfa_ka1:=0;
    Alfa_ra1:=0;
    Alfa_ka2:=0;
    Alfa_ra2:=0;

    dT:=0.01;
    dT1:=0.01;

{*******BEGIN*********}

    Tau_i1:=Temp_i;

b1:;
     Tau_i_pred:=Tau_i1;

     q1:=5.0*(1-R1)*Exp(4.0*ln((273+Temp_i)*0.01));
     if q1 = 0 then goto b2;
b7:;
     Tau_i1:=Tau_i1-dT1;
     q_ki:=1.66*(Temp_i-Tau_i1)*Exp((1/3)*ln(Temp_i-Tau_i1));
     q_ri:=5.67*(1-R1)*(Exp(4.0*ln((273+Temp_i)*0.01))
                    -Exp(4.0*ln((273+Tau_i1)*0.01)));

     writeln('Tau_i1 = ',Tau_i1:10:4,' Град. Ц');

  {     repeat
       until Keypressed;
       kl:=ReadKey;
   }
     if (q_ki+q_ri) < 0 then goto b7;
     if Tau_i1 <= 0 then goto b10;
     Tau_i_pred:=Tau_i1;
b2:;
 {    writeln;
     writeln('Tau_i1 = ',Tau_i1:10:4,' Град. Ц');}
     Tau_i:=Tau_i1;

b3:;
     Tau_i:=Tau_i_pred;

     Tau_i:=Tau_i-dT;
b9:;
      q_ki:=1.66*(Temp_i-Tau_i)*Exp((1/3)*ln(Temp_i-Tau_i));
```

```
      q_ri:=5.67*(1-R1)*(Exp(4.0*ln((273+Temp_i)*0.01))
                    -Exp(4.0*ln((273+Tau_i)*0.01)));
     q1:=q_ki+q_ri;

     Temp1:=Tau_i-q1*R_g;
     Temp2:=Temp1;
b4:;
     Temp2:=Temp2-dT;
     q_k1:=C1*(Temp1-Temp2)*Exp(0.25*ln(Temp1-Temp2));
     if (R2=1) or (R3=1) or ((R2=1) and (R3=1)) then q_r1:=0 else
     q_r1:=5.67*(1-R2)*(1-R3)*(Exp(4.0*ln((273+Temp1)*0.01))-
                         Exp(4.0*ln((273+Temp2)*0.01)))/(1-R2*R3);
     q2:=q_k1+q_r1;

     if q2 < q1 then goto b4;
     if Temp2 < Temp_o then goto b12;
      writeln;
{       writeln('Tau_i_pred = ',Tau_i_pred:12:8,' Град. Ц');}
{       writeln('Tau_i = ',Tau_i:10:4,' Град. Ц');
{       writeln('dT = ',dT:16:12,' Град. Ц');}
{       writeln('Temp1 = ',Temp1:10:4,' Град. Ц');
{       writeln('Temp2 = ',Temp2:10:4,' Град. Ц');}

     Temp3:=Temp2-q2*R_g;
     Temp4:=Temp3;
 {     writeln('Temp3 = ',Temp3:10:4,' Град. Ц');}

  {      repeat
        until Keypressed;
        kl:=ReadKey;
   }
b5:;
     Temp4:=Temp4-dT;
     q_k2:=C1*(Temp3-Temp4)*Exp(0.25*ln(Temp3-Temp4));
     if (R4=1) or (R5=1) or ((R4=1) and (R5=1)) then q_r2:=0 else
     q_r2:=5.67*(1-R4)*(1-R5)*(Exp(4.0*ln((273+Temp3)*0.01))-
                         Exp(4.0*ln((273+Temp4)*0.01)))/(1-R4*R5);

     q3:=q_k2+q_r2;

     if Temp4 < Temp_o then goto b13;

     if q3 < q2 then goto b5;

 {     writeln('Temp4 = ',Temp4:10:4,' Град. Ц');}

     Tau_o:=Temp4-q3*R_g;
 {     writeln('Tau_o = ',Tau_o:10:4,' Град. Ц');}

{       writeln('Tau_o = ',Tau_o:10:4,' Град. Ц');
}
     q_ko:=20.2*(Tau_o-Temp_o);
```

```
{      q_ko:=1.66*(Tau_o-Temp_o)*Exp((1/3)*ln(Tau_o-Temp_o));}
       {Если условия теплоотдачи на внешней поверхности такие
       же, как и на внутренней}
      q_ro:=5.67*(1-R6)*(Exp(4.0*ln((273+Tau_o)*0.01))
                    -Exp(4.0*ln((273+Temp_o)*0.01)));

      q4:=q_ko+q_ro;
       writeln;
       writeln('q1 = ',q1:10:4,' Вт');
       writeln('q4= ',q4:10:4,' Вт');

{       repeat
       until Keypressed;
       kl:=ReadKey;
}
         if Abs(q1-q4) < 0.01 then goto b8;
         if (q4 > q1) then
         begin
           Tau_i_pred:=Tau_i;
           goto b3;
         end
           else
           begin
            Tau_i_pred:=Tau_i+dT;
           dT:=dT/2;
           dT1:=dT1/2;
            goto b3;
           end;



b8:;
         R_i:=(Temp_i-Tau_i)/q1;
         R_o:=(Tau_o-Temp_o)/q1;
         Alfa_i:=1/R_i;
         Alfa_o:=q1/(Tau_o-Temp_o);
         R_a1:=(Temp1-Temp2)/q1;
         R_a2:=(Temp3-Temp4)/q1;
         Lambd1:=h2/R_a1;
         Lambd2:=h2/R_a2;
         R0:=R_i+R_a1+R_a2+3*R_g+R_o;

         writeln;
{          writeln('R_i = ',R_i:10:4,'м.кв.К/ Вт');
         writeln('R_a1 = ',R_a1:10:4,'м.кв.К/ Вт');
         writeln('R_a2 = ',R_a2:10:4,'м.кв.К/ Вт');}
         writeln('R0 = ',R0:10:4,'м.кв.К/ Вт');
         writeln('Alfa_i= ',Alfa_i:10:4,'Вт/(м.кв.К)');
         writeln('Alfa_o= ',Alfa_o:10:4,'Вт/(м.кв.К)');
         writeln('Lambd1 = ',Lambd1:10:4,'м.кв.К/ Вт');
         writeln('Lambd2 = ',Lambd2:10:4,'м.кв.К/ Вт');
```

```
{******END*********}

goto b11;

b10:;
        writeln;
        writeln('************************************************');
        writeln('**  Слишком велик коэффициент отражения R1,   **');
        writeln('**  Температура на поверхности стекла Tau_i   **');
        writeln('**  будет меньше нуля!!                       **');
        writeln('************************************************');
goto b11;
b12:;
        writeln;
        writeln('************************************************');
        writeln('**  Слишком велик коэффициент отражения R3,   **');
        writeln('**  Температура на поверхности стекла T2      **');
        writeln('**  будет меньше наружной !!                  **');
        writeln('************************************************');
goto b11;
b13:;
        writeln;
        writeln('************************************************');
        writeln('**  Слишком велик коэффициент отражения R5,   **');
        writeln('**  Температура на поверхности стекла T4      **');
        writeln('**  будет меньше наружной !!                  **');
        writeln('************************************************');
b11:;
      repeat
   until Keypressed;

   writeln(' Продолжим вычисления ????');
   writeln(' Если "ДА", то введите ЛЮБУЮ ЦИФРУ');
   writeln(' Если "НЕТ", то введите "0"');
   read(prizn);
   if prizn = 1 then goto b6;
  End.
```

Д. Приложение к главе 6

Д.1. Расчет характеристик грунтового теплообменника

```
   PROGRAM  TUBE_IN_SOIL

     parameter (JTIME=200,KTUBE=20,NPRINT=14)
     DIMENSION TEMPWALL(KTUBE),TEMPAIR(KTUBE),Q(JTIME,KTUBE)
     DIMENSION  TPRINT(NPRINT)
C      LOGICAL ALTER

C      KINET=.FALSE.

c      OPEN(UNIT=1,FILE='results.DAT')

          TIME=0.
          DO 10 J=1,JTIME
          DO 20 K=1,KTUBE
          Q(J,K)=0.
   20 CONTINUE
   10 CONTINUE

     call  INPUT (NPRINT, NYEAR,MONTH,NDAY,   TEMPAIR0,
    *  SOILKAPA,SOILRO,SOILC,   AIRKAPA,AIRRO,AIRC,
    *  DEPTH,TLENGTH,DIAM,VEL,  ANUSSEL, TPRINT,
    *  EARTHTEMP, VARTEMP,TIMESTEP,TIMEEND)

           TEND=TIMEEND*3600.+1.
           YSCALE=((DIAM/2.)**2)*VEL/ANUSSEL/AIRKAPA/3.
       KTUBEND=(TLENGTH/YSCALE)+3
           IF(KTUBE.GE.KTUBEND) GOTO 90
          WRITE(1, 660)
  660 FORMAT(5X,'THERE IS NOT ENOUGHT ROOM FOR TUBE CALCULATION')
             GOTO 80
   90 CONTINUE

         WRITE(1, 110)
         WRITE(1, 650)
  650 FORMAT(//20X,'R E S U L T S  OF  C A L C U L A T I O N S'//)

     WRITE(1, 170) YSCALE,KTUBEND
  170 FORMAT(10X, 'YSCALE='F8.3,' M',10X,'K_TUB_END='I4,/)

          DO 40 J=1,JTIME
          TIME=TIME+TIMESTEP
          IF(TIME.GT.TEND) GOTO 80
     CALL  BACKGROUND ( MONTH,NDAY,   TIME,
```

```
     * EARTHTEMP, VARTEMP,  SOILKAPA,
     *  DEPTH,   TEMPBACKGR)

          DO 70 K=1,KTUBEND
          TEMPWALL(K)= TEMPBACKGR
   70 CONTINUE

          IF(J.GT.1)
     * CALL  TWALL (JTIME,KTUBE,KTUBEND,J,TIME,TIMESTEP,
     *  DEPTH,TLENGTH,DIAM, SOILKAPA,
     *  Q, TEMPBACKGR,              TEMPWALL)

      CALL  TAIR (JTIME,KTUBE,J,KTUBEND,
     *  SOILRO,SOILC,   AIRKAPA,AIRRO,AIRC,
     *  TLENGTH,DIAM,VEL,  ANUSSEL,  TEMPAIR0,
     *  TEMPWALL,             Q,TEMPAIR)

      TPR=TIME/3600.
      NNDAY=NDAY+TPR/24.
      IF(NNDAY.GT.30) NNDAY=30-NNDAY
      NMONTH=MONTH+TPR/24./30.4
      IF(NMONTH.GT.12)  NMONTH=NMONTH-12

          DO 50 N=1,NPRINT
          TL=TPRINT(N)-TIMESTEP/3600.+.0000001
          IF(.not.((TPR.LE.TPRINT(N)).AND.(TPR.GT.TL))) goto 60
C       WRITE(1, 150) NNDAY,NMONTH
       WRITE(1, 160) TPR
       WRITE(1, 100)  TEMPBACKGR,  TEMPAIR(KTUBEND)
       WRITE(1, 140) (Q(J,K),K=1,KTUBEND,2)
       WRITE(1, 120) (TEMPWALL(K),K=1,KTUBEND,2)
       WRITE(1, 130) (TEMPAIR(K),K=1,KTUBEND,2)
       WRITE(1, 111)
C       WRITE(*, 150) NNDAY,NMONTH
       WRITE(*, 160) TPR
       WRITE(*, 100)  TEMPBACKGR,  TEMPAIR(KTUBEND)
       WRITE(*, 140) (Q(J,K),K=1,KTUBEND,2)
       WRITE(*, 120) (TEMPWALL(K),K=1,KTUBEND,2)
       WRITE(*, 130) (TEMPAIR(K),K=1,KTUBEND,2)
       WRITE(*, 111)
    60 CONTINUE
    50 CONTINUE

   150 FORMAT(3X,'CURREN DATE: ',I2,'.'I2'.'/)
   120 FORMAT(3X,'T_WALL,  K =',6F11.4)
   130 FORMAT(3X,'T_AIR ,  K =',6F11.4)
   111      FORMAT (/)
   140 FORMAT(3X,'Q, K.M2/S=',6E11.4)
   160 FORMAT(3X,'TIME AFTER START=',F8.1,' HOURS',/)
   100 FORMAT(3X,'T_BACKGR=',F8.4,' K'
     *12X,'T_AIR_EXIT=',F8.4,' K')
   110      FORMAT (//)
```

```
 40 CONTINUE
 80 CONTINUE
    RETURN
    END


    SUBROUTINE  TAIR (JTIME,KTUBE,J,KTUBEND,
   *  SOILRO,SOILC,   AIRKAPA,AIRRO,AIRC,
   *  TLENGTH,DIAM,VEL,  ANUSSEL,  TEMPAIR0,
   *  TEMPWALL,            Q,TEMPAIR)
    DIMENSION TEMPAIR(KTUBE),TEMPWALL(KTUBE),Q(JTIME,KTUBE)

    R=ANUSSEL* AIRKAPA*4./(DIAM**2)/VEL
    DY=TLENGTH/(KTUBEND-1)
    E=EXP(-R*DY)
    TEMPAIR(1)=TEMPAIR0
    DO 10 K=2,KTUBEND
    Y0=DY*(K-1)
    Y=DY*K
    GRAD=(TEMPWALL(K)-TEMPWALL(K-1))/DY
    TEMPAIR(K)=TEMPAIR(K-1)*E+GRAD/R*(R*Y-R*Y0*E-1.+E)+
   *(TEMPWALL(K-1)-GRAD*Y0)*(1.-E)

    Q(J,K)=3.14* ANUSSEL/SOILRO/SOILC*AIRKAPA*AIRRO*AIRC*
   *(TEMPAIR(K)-TEMPWALL(K))
C      IF(Q(J,K).GT.0.)         WRITE(*, 120) J,K,Q(J,K),TEMPAIR(K)

C  120 FORMAT(3X,'J=',I4,3X,'K=',I4,3X,'Q=',F12.6,3X,'TAIR=',F12.6)
  10 CONTINUE
    Q(J,1)=3.14* ANUSSEL/SOILRO/SOILC*AIRKAPA*AIRRO*AIRC*
   *(TEMPAIR(1)-TEMPWALL(1))
C      IF(Q(J,1).GT.0.)         WRITE(*, 120) J,K,Q(J,1)
C        WRITE(*, 100) TEMPWALL(1)
C  100 FORMAT(3X,'TEMPWALL=',F12.6,3X,'S1=',F12.6)

    RETURN
    END

    SUBROUTINE  TWALL (JTIME,KTUBE,KTUBEND,J,TIME,TIMESTEP,
   *  DEPTH,TLENGTH,DIAM, SOILKAPA,
   *  Q, TEMPBACKGR,              TEMPWALL)

    DIMENSION TEMPWALL(KTUBE),Q(JTIME,KTUBE)

    B1=.25*(DIAM**2)
    DY=TLENGTH/(KTUBEND-1)
    DO 10 K=1,KTUBEND
    TW=0.
    Y=DY*(K-1)

    DO 20 J1=1,J-1
```

```
      A1=4.*SOILKAPA*(TIME-J1*TIMESTEP)
      S1=0.

      DO 30 K1=1,KTUBEND
      Y1=DY*(K1-1)
      B2=B1+(Y-Y1)**2
      B3=4.*(DEPTH**2)
      E1=B2/A1
      E2=(B2+B3)/A1
      S=Q(J1,K1)/((A1*3.14)**1.5)*(EXP(-E1)-EXP(-E2))
      S1=S1+S*DY
C       IF((K1.EQ.1).AND.(K.EQ.1).AND.(J1.EQ.10))
C     *  WRITE(*, 100) S, S1
C       IF(Q(J1,K1).GT.0.)      WRITE(*, 120) J1,K1,Q(J1,K1)

  120 FORMAT(3X,'J1=',I4,3X,'K1=',I4,3X,'Q=',F12.6)
  110 FORMAT(3X,'TW=',F12.6,3X,'S1=',F12.6)
  100 FORMAT(3X,'S=',F12.6,3X,'S1=',F12.6)
   30 CONTINUE

      TW=TW+S1*TIMESTEP
C       IF((K.EQ.1).AND.(J1.EQ.1))
C       IF(S1.GT.0.)
C     *  WRITE(*, 110) TW,S1
   20 CONTINUE

      TEMPWALL(K)=TEMPBACKGR+TW
   10 CONTINUE

      RETURN
      END



      SUBROUTINE  BACKGROUND  ( MONTH,NDAY,   TIME,
     * EARTHTEMP, VARTEMP, SOILKAPA, DEPTH,   TEMPBACKGR)

      T1=3600.*24.
      OMEGA=6.28/T1/365.
      TMAX=(6.*30.4+22.)*T1
      T=(MONTH*30.4+NDAY-1.)*T1+TIME
      S=DEPTH*SQRT(OMEGA/2./SOILKAPA)
      DEL=COS(OMEGA*(T-TMAX)-S)*EXP(-S)
      TEMPBACKGR= EARTHTEMP+ VARTEMP*DEL

      RETURN
      END

      SUBROUTINE  INPUT (NPRINT, NYEAR,MONTH,NDAY,   TEMPAIR0,
     *  SOILKAPA,SOILRO,SOILC,   AIRKAPA,AIRRO,AIRC,
     *  DEPTH,TLENGTH,DIAM,VEL,  ANUSSEL, TPRINT,
     *  EARTHTEMP, VARTEMP,TIMESTEP,TIMEEND)
```

```
      DIMENSION  TPRINT(NPRINT)

      OPEN(UNIT=50,FILE='_IN.DAT',STATUS='OLD')

      READ (50,922) NYEAR
      READ (50,922) MONTH
      READ (50,922) NDAY
      READ (50,919) DEPTH
      READ (50,919) TLENGTH
      READ (50,919) DIAM
      READ (50,919) VEL
      READ (50,919) TEMPAIR0
      READ (50,919) SOILLAMBDA
      READ (50,919) SOILRO
      READ (50,919) SOILC
      READ (50,919) AIRLAMBDA
      READ (50,919) AIRRO
      READ (50,919) AIRC
      READ (50,919) EARTHTEMP
      READ (50,919) VARTEMP
      READ (50,919) TIMESTEP
      READ (50,919) TIMEEND
      READ(50, 856) TPRINT
      CLOSE(UNIT=50)
  919 FORMAT (22X,F8.0)
  920 FORMAT (22X,L1)
  922 FORMAT (22X,I8)
  856 FORMAT(14X,7F8.0)


      SOILKAPA= SOILLAMBDA/SOILRO/SOILC
      AIRKAPA= AIRLAMBDA/AIRRO/AIRC

       ANUSSEL=3.66
          RE=DIAM*VEL/AIRKAPA
          IF(RE.GT.2000.)  ANUSSEL=.023*(RE**.8)


      WRITE(*, 138)
      WRITE(*, 140)
      WRITE(*, 1336)  NYEAR, MONTH, NDAY
      WRITE(1, 138)
  138 FORMAT(10X,//,'  P R O G R A M     T U B E - I N - S O I L',//)
      WRITE(1, 140)
  140 FORMAT(30X,'I N P U T    D A T A '//)
      WRITE(1, 1336) NYEAR, MONTH, NDAY
 1336 FORMAT(5X,'START YEAR =',I5,/
     *       5X,'START MONTH=',I5,/
     *       5X,'START DAY  =',I5)
          WRITE(1, 111)
      WRITE(1, 1351) EARTHTEMP, VARTEMP
```

```
 1351 FORMAT(5X, 'EARTHTEMP='F7.2,' K'3X,'TEMP_AMPLITUDE='
    *F8.3,' K'/)
 1353 FORMAT(5X, 'DEPTH='F7.2,' M'3X,'TLENGTH='
    *F7.2,' M',3X,'DIAM='F7.2,' CM'/)
     WRITE(1, 1353) DEPTH,TLENGTH,DIAM
 1354 FORMAT(5X, 'AIR VELOS='F7.2,' M/SEC'3X,'AIR INIT TEMP='
    *F7.2,' K',3X 'NUSSELT='F7.2,/)
     WRITE(1, 1354) VEL,TEMPAIR0,ANUSSEL
C          WRITE(1, 111)
 1355 FORMAT(5X, 'SOIL_LAMBDA='F6.3,' BT/M/K',
    *3X, 'SOIL_KAPA='E8.3,' M2/SEC',//,5X,'SOIL_RO='
    *F8.2,' KG/M3',3X,'SOIL_C='F8.2,' J/KG/K'/)
     WRITE(1, 1355) SOILLAMBDA,SOILKAPA, SOILRO, SOILC
 1356 FORMAT(5X, 'AIR_LAMBDA='F6.3,' BT/M/K',
    *3X, 'AIR_KAPA='E8.3,' M2/SEC',//,5X,'AIR_RO='
    *F8.2,' KG/M3',3X,'AIR_C='F8.2,' J/KG/K'/)
     WRITE(1, 1356) AIRLAMBDA,AIRKAPA, AIRRO, AIRC
C          WRITE(1, 111)
     WRITE(1, 1352) TIMESTEP,TIMEEND
 1352 FORMAT(5X, 'TIME_STEP='F8.2,' SEC',5X,'TIME_END='F8.2,' HOURS'/)
  851 FORMAT(5X,'TPINT (hour) :',7F7.2)
     WRITE(1, 851)(TPRINT(I),I=1,NPRINT)
  111      FORMAT (/)
  110      FORMAT (//)
     RETURN
     END
*END FILE*END FILE
```

Д.2 Программа расчета характеристик утилизатора тепла сточных вод для различных режимов эксплуатации.

```
program StochVod
IMPLICIT NONE
 Integer, parameter:: Nd = 10       ! Количество дней
 Integer, parameter:: Nh= Nd*24 ! Количество часов
 Integer, parameter:: kpump = 1  ! Число циклов do по изменению производительности насо-
са
 Integer, parameter:: ks = 600          ! Число разбиений периода наблюдений
 Integer, parameter:: Ns =  Nh * ks
! Составляющие объемы  в момент времени m
 real:: Vtba(0:Ns)       ! Текущий объем сточных вод в баке-накопителе в момент времени m
 real:: gv(5,0:Ns)       ! Поток сточных вод i-го потока в момент времени m, м3/ч
 real:: gvh1(0:Nh)
 real:: Gsv(5,0:Ns)     ! Суммарный объем сточных вод i-го потока в момент времени m, м3
 !   i= 1 - поток свежих сточных вод, впадающих  в бак-накопитель
 !   i= 2 - поток сточных вод, вытекающих из бака-накопителя в циркуляционный контур
 !   i= 3 - поток сточных вод, сливаемых из бака-накопителя сразу в канализацию
 !   i= 4 - поток сточных вод, втекающих в бак-накопитель из циркуляционного контура
 !   i= 5 - поток сточных вод, сливаемых в канализацию после циркуляционного контура
через трехходовой клапан
! Составляющие потоки в момент времени i
```

```
 real:: g_in_b(1:24)    ! Поток сточных вод в момент времени j в будние дни
 real:: g_in_w(1:24)    ! Поток сточных вод в момент времени j в выходные дни

 real, dimension(0:Nh):: g_pump      ! Производительность циркуляционного насоса в мо-
мент времени i
 real:: g_s_V(1:Ns) = 0.             ! Баланс потоков в баке-накопителе в момент времени
m
 real, dimension(3):: kVp      ! Коэффициент уровня производительности циркуляционного
насоса
 real:: Vb_a = 5.0             ! Полезный объем бака, м
 real:: gpump_n= 8.0           ! Производительность насоса, м3/ч
 real:: q_D_pump = 0.2               ! Шаг изменения производительности насоса, м3/ч
real:: Tvod = 5.0
real:: T(5,0:Ns),Tv(0:Ns), nu(0:Ns), nu1(3)
real:: A(0:Ns), B(0:Ns)
Integer iN, i, m, j, Ipump, miter
real:: ac, dt = 1.0, Vtbamax,  Vtbamin, dVtba, HVtba=1.0, Fdif
real:: gv1(0:Ns),gv2(0:Ns), gv3(0:Ns), gv4(0:Ns),gv5(0:Ns)
Integer icon1, icon2, ik2, k2, k1, Jnd, igv4
real:: xf(0:Ns), gvf(0:Ns), txnh(0:Ns), yf, tx, dgt
real:: Q_ktp(0:Ns), Q_ktpSum, Rov=1000.0, Cpv=4.2E+3
real:: Condihion_1(0:Ns), Condihion_2(0:Ns), Condihion_3(0:Ns)
real:: Emxk24(0:24), Emxkh(0:Nh), Semxk_1(0:Ns), dEt, Emxk(0:Ns), Gnas(0:Ns)
 real:: Ce1(0:Ns), Ce2(0:Ns),Ce3(0:Ns),Ce4(0:Ns), Tvm, Atv
real:: Prin(4,0:Ns)
real:: G14m, G14m1, DAT, Kt = 0.5, Vsr,  Gs_end, dTuse, T4S
Integer jfg, jf, jhf
real::Tvpr(Ns/10), T4(Ns/10), Vtpr(Ns/10), gvpr1(Ns/10), Emxkpr(Ns/10), gvpr5(Ns/10),
Q_ktpSum_kWt
real:: Wmin, Vmax, Whol = 0.7, Wgor, Ghol = 2.5, Gmin

 g_in_b =       (/2.0, 1.2, 0.85, 0.85, 1.05, 2.30, 6.40, 8.0 , 6.0, 4.9, 4.4, 4.0, &
                3.6, 3.8, 3.6 , 3.6 , 3.9 , 4.2 , 5.0 , 5.8 , 6.8 ,7.2, 6.1, 3.9/)
g_in_w =       (/2.2, 1.5, 1.0, 0.9, 0.95, 1.45, 2.8, 4.5 , 5.6, 6.2, 6.05, 5.7, &
                 5.2, 4.8, 4.75 , 4.6 , 5.0 , 4.95 , 5.4 , 6.2 , 6.5 ,7.0, 5.65, 3.8/)
kVp =    (/1.0, 1.0, 1.0/)  !  kVp =    (/1.0, 0.7, 0.5/)
        nu1 = (/0.862, 0.788,  0.693/)
        nu1(2:3) = nu1(1)      ! Применяется при отсутствии регулирования
        !5      0.887,  0.816,  0.718
        !6      0.872,  0.801,  0.705
        !7      0.862,  0.788,  0.693
        !8      0.842,  0.777,  0.683
        !9      0.840,  0.766,  0.674
!_____________________________________________________
! Начальные условия
        T(1,0:Ns) = 35.0
        T(2,0) = 35.0
        T(3,0) = 35.0
        T(4,0) = 25.0
        Tv(0) = 35.0
Vtbamax = Vb_a * 0.9
Vtbamin = Vb_a * 0.1
```

```
!_____________________________________________________
iN = 0
Do i= 1,Nd                          ! Nd - количество дней
Do j= 1,24
            iN = iN +1                      ! iN - количество часов
            if((i <6 ).or.(i > 7)) then
          gvh1(iN) = g_in_b(j)
else
          gvh1(iN) = g_in_w(j)  ! gv(5,0:Nh)
end if
 end do
end do
  gvh1(0)= gvh1(1)
!_____________________________________________________
 Emxkh(1:24) = 0.0000001
          ik2 = 0
          gv1(0) =  gvh1(0)
          Emxk(0)  = Emxkh(0)
Do k2 = 1,Nh
          dgt = (gvh1(k2)-gvh1(k2-1))/ks
          dEt = ( Emxkh(k2)-Emxkh(k2-1))/ks
          Do k1 = 1,ks
           gv1(ik2+1) = gv1(ik2)+ dgt
                    Emxk(ik2+1) = Emxk(ik2) + dEt
          ik2 = ik2+1
           end do
 end do
 dt = 1./ks
Gsv =0.0
gpump_n = 7
Wgor = Rov*gpump_n/3600.
Condihion_1(0) = 0.0
Emxk = 0.0
Semxk_1(0)= 0.0
Gnas = gpump_n
Con_1: Do icon1 = 1,Ns
          Gsv(1,icon1)= Gsv(1,icon1-1)+ gv1(icon1)*dt
Con_2:Do icon2= 1, 10000
          Fdif = Gnas(icon1)
                    Semxk_1(icon1) =  Semxk_1(icon1-1) + Gnas(icon1)*(Emxk(icon1)-1.0)*dt
          Condihion_1(icon1) =  Gsv(1,icon1) + Semxk_1(icon1)
IF (Condihion_1(icon1)<0.0) then
          Emxk(icon1) =  Emxk(icon1)+ 0.001
          cycle Con_2
end if
          Fd:IF (Condihion_1(icon1)>=2.*HVtba) then
                    Gnas(icon1) = kVp(1)*gpump_n              ! Равно расходу по горячей стороне
                              Gmin = MIN(Gnas(icon1), Ghol)
                    nu(icon1) = nu1(1)*Gmin/Gnas(icon1)
if (Fdif == Gnas(icon1)) exit Con_2
          else IF ((Condihion_1(icon1)>=HVtba).AND.(Condihion_1(icon1)<2.*HVtba)) then
                    Gnas(icon1) = kVp(2)*gpump_n
```

```
                Gmin = MIN(Gnas(icon1), Ghol)
        nu(icon1) = nu1(2)*Gmin/Gnas(icon1)
if (Fdif == Gnas(icon1)) exit Con_2
        else IF (0.0<=Condihion_1(icon1).and.Condihion_1(icon1)<HVtba) then
                Gnas(icon1) = kVp(3)*gpump_n
                        Gmin = MIN(Gnas(icon1), Ghol)
                nu(icon1) = nu1(3)*Gmin/Gnas(icon1)
if (Fdif == Gnas(icon1)) exit Con_2
        end if Fd
end do Con_2
        gv5(icon1) = (1.0-Emxk(icon1))*Gnas(icon1)
end Do  Con_1
        Gs_end = Gsv(1,Ns)
!_____________________________________________________________________
!Тепловая часть задачи
T(1,0:Ns) = 35.0
T(2,0) = 35.0
T(3,0) = 35.0
T(4,0) = 35.0
Tv(0) = 35.0
gv(1,0:Ns) = gv1(0:Ns)
gv(2,0:Ns) = Gnas(0:Ns)
gv(3,0:Ns) =  0.
do igv4 = 0,ns
        gv(4,igv4) = Emxk(igv4)*Gnas(igv4)
end do
Ce1(0:Ns) = gv(1,0:Ns)
Ce2(0:Ns) = gv(2,0:Ns)
Ce3(0:Ns) = gv(3,0:Ns)
Ce4(0:Ns) = gv(4,0:Ns)
Vtba =  Condihion_1
A(0) = gv(1,0)*(T(1,0)-Tv(0)) + gv(4,0)*nu(0)*(Tvod - Tv(0))
Q_ktpSum = 0.
G14m1 = (gv(1,0)*T(1,0)+gv(4,0)*nu(0)*Tvod)
 Do m= 1,Ns   ! Nh - количество часов
        G14m = G14m1
        G14m1 = (gv(1,m)*T(1,m)+gv(4,m)*nu(m)*Tvod)
        Vsr = Kt*Vtba(m) + (1.- Kt)*Vtba(m-1)
        DAT = Vsr*Tv(m-1) + (Kt*G14m1 + (1.- Kt)*G14m - (1.- Kt)*Tv(m-1)*(gv(1,m-1) + &
        gv(4,m-1)*nu(m)))*dt
        Tv(m) = DAT/(Vsr + Kt*dt * (gv(1,m) + gv(4,m)*nu(m)))
if ( Tv(m)>T(1,m))   Tv(m) = T(1,m)
        Q_ktp(m) = Rov * gv(2,m) * Cpv *nu(m)*(Tv(m)-Tvod)   !Поток утилизированного
тепла, Вт
        Q_ktpSum =  Q_ktpSum + Q_ktp(m)*dt              ! Поток тепла в час, Дж/ч
        T(4,m) = Tv(m)*(1.-nu(m)) + nu(m)*Tvod
end do
dTuse = Q_ktpSum/(Rov * Cpv *Gs_end ) ! Использование температурного потенциала
сточных вод
   Q_ktpSum_kWt =  Q_ktpSum/3600./1000.                 ! Поток тепла в секундуе, кВт
Prin(1,0:Ns) = Ce1(0:Ns)
Prin(2,0:Ns) = Vtba(0:Ns)
```

```
Prin(3,0:Ns) = Emxk(0:Ns)
Prin(4,0:Ns) = Tv(0:Ns)
!_____________________________________________________________
! Подготовка для вывода на печать
jfg =0
jf = 0
T4S = 0.
Do jhf = 0,Ns
        jfg =  jfg+1
if(jfg == 10) then
        jfg =0
        jf =jf +1
        gvpr1(jf) = gv(1,jhf)
        Emxkpr(jf)= Emxk(jhf)
        Vtpr(jf) = Vtba(jhf)
        gvpr5(jf) = gv5(jhf)
        Tvpr(jf) = Tv(jhf)
        T4(jf) =   T(4,jhf)
        T4S = T4S + T4(jf)
end if
end do
T4S= T4S/Ns*10.
 end program  StochVod
```