к.т.н., доцент

Министерство образования Республики Беларусь

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ

«ПОЛОЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»				
УДК 697.9 № госрегистрации 20180573	УТВЕРЖДАЮ Проректор по научной работе			
		201.		
ОТЧЁТ О НАУЧНО-ИСЛЕДОВАТЕЛЬ	СКОЙ РАБОТЕ			
ЭНЕРГОРЕСУРСОЭФФЕКТИВНЫЕ ИН ТЕПЛОВОЗДУХОСНАБЖЕН		МЫ		
Научный руководитель	В. И	Липко		

PolotskSU

СПИСОК ИСПОЛНИТЕЛЕЙ

Руководитель темы к.т.н., доцент	 В. И. Липко (введение, заключение)
Исполнитель темы научный сотрудник	 С. В. Ланкович (раздел 1, 2 и 4, подраздель 3.1 и 3.2)
Исполнитель темы научный сотрудник	 В.А. Зафатаев (подраздел 2.3)
Исполнитель темы научный сотрудник	 А. С. Лапезо (подразделы 2.2, 2.4, 3.3, 3.4 и 3.5)
Нормоконтролер	Л. В. Ищенко

РЕФЕРАТ

Отчёт 129 с., 64 рис., 7 табл., 42 источника, 5 прил.

ЭНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ, ОТОПЛЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ, ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИЯ, ТЕПЛООБМЕННИК, РЕГУЛИРУЕМАЯ ИНФИЛЬТРАЦИЯ, ВЕНТИЛИРУЕМЫЕ НАВЕСНЫЕ ФАСАДЫ

Объектом исследования являются здания с наружными ограждениями повышенной теплозащиты и герметичности.

Цель работы — конструктивно-технологические усовершенствования систем энергоресурсоэффективного тепловоздухоснабжения зданий с наружными ограждениями повышенной теплозащиты и герметичности, снижающими энергопотребление от внешних источников за счёт широкого использования вторичных и природных энергоресурсов и разработать методику расчёта и проектирования на базе основных положений теории аэродинамики и тепломассообмена.

Задача исследования — нормализация микроклимата в зданиях с наружными ограждающими конструкциями повышенной теплозащиты и герметичности от внешних воздействий, снижение металло- и энергоёмкости инженерных систем тепловоздухоснабжения, минимизация теплопотребления за счёт широкого использования вторичных и природных энергоисточников, совершенствование технических средств, технологических приёмов и практических результатов в строительной отрасли и коммунально-бытовом секторе экономики Республики Беларусь.

Предметом исследования являются закономерности аэродинамических, термодинамических и тепломассообменных процессов инновационной технологии тепловоздухоснабжения энергоэффективных зданий.

Методология и методы исследования в процессе работы проводились с системным подходом к анализу физических процессов, аналитическими и экспериментальными исследованиями, моделированием и статистическими методами обработки результатов эксперимента.

Результаты работы: разработаны энергоресурсоэффективные конструктивнотехнологические усовершенствования инженерных систем тепловоздухоснабжения жилых зданий, с применением энергоэффективных систем и устройств тепловоздухоснабжения зданий с наружными ограждениями повышенной теплозащиты и герметичности, направленные на улучшение санитарно-гигиенических условий комфортного проживания с решением экологических и экономических проблем, минимизацией энергопотребления от внешних энергоисточников за счёт многоступенчатых схем использования возобновляемых и природных энергоресурсов.

Степень внедрения: результаты использованы в учебном процессе и госбюджетной темекафедры теплогазоводоснабжения и вентиляции Полоцкого государственного университета, вдеятельности института повышения квалификации и проектного института реконструкции и строительства Полоцкого государственного университета, идеятельности УП «Эксперементальная база «Ветринская»».

Область применения: в учебном процессе строительных специальностей,проектировании, строительстве и эксплуатации инженерных систем жилых и административных зданий

Экономическая эффективность: результаты исследований способствуют уменьшению энергозатрат и доли энергопотребления в жилищно-коммунальном секторе экономики РБ.

Прогнозные предложения о развитии объекта исследования: необходимы дальнейшие исследования энергоресурсоэффективных конструктивно-технологических усовершенствований инженерных систем тепловоздухоснабжениязданий.

PolotskSU

СОДЕРЖАНИЕ

<i>стр</i> Введение	р. 6
1 Анализ современного состояния инженерных систем тепловоздухоснабжения зданий с наружными ограждающими конструкциями повышенной теплозащиты и герметичности	7
1.1 Анализ действующих систем тепловоздухоснабжения зданий	7
1.2 Резервы снижения материальных затрат и энергоресурсов в системах тепловоздухоснабжения зданий	16
1.3 Проблемы жилищного строительства и пути их решения	19
2 Конструктивно-технологические усовершенствования систем гепловоздухоснабжения жилых зданий	21
2.1 Инновационная технология тепловоздухоснабжения зданий с модернизированными технологическими чердаками и навесными вентилируемыми светопрозрачными фасадами	21
2.2 Энергоресурсоэффективное тепловоздухоснабжение зданий с технологическими чердаками и рекуперацией вторичной теплоты	34
2.3 Инновационное устройство тепловой вентиляции многоэтажных зданий	45
2.4Устройство приточной вентиляции здания с регулируемой инфильтрацией наружного воздуха по инновационной технологии тепловоздухоснабжения зданий	56
2.5 Здание с утепляющей оболочкой по инновационной технологии	60
3Teopeтические основы и методические рекомендации предлагаемых конструктивно-технологических решений для энергоэффективных зданий	68
3.1 Методика расчета воздухо-воздушного теплообменника	68
3.2 Методика расчёта систем воздушного отопления зданий	75
3.3 Моделирование тепломассообменых процессов и конструктивный расчёт кожухотрубного теплообменника отопительно-вентиляционной системы здания по инновационной технологии	81
3.4 Тепловой расчёт кожухотрубного теплообменника-утилизатора по безразмерным комплексам	89
3.5 Научно-методические разработки по расчёту тепловой вентиляции зданий с многочисленной технологией рекуперации возобновляемых энергоресурсов	97
4 Результаты экспериментальных исследований конструктивно- гехнологических усовершенствований модернизированных систем гепловоздухоснабжения зданий с наружными ограждающими конструкциями	

Polotsksl

повышенной теплозащиты и герметичности	105
4.1 Вариантное проектирование конструктивно-методического исполнения экспериментального стенда для испытания теплоутилизатора	105
4.1.1 Экспериментальный стенд для испытания серийно выпускаемых теплообменников заводского изготовления	105
4.1.2 Экспериментальный стенд для испытания теплоутилизатора авторской разработки с центробежным вентилятором	107
4.1.3 Экспериментальный стенд для испытания теплоутилизатора авторской разработки с канальным вентилятором и компьютерной фиксацией параметров.	113
4.2 Анализ результатов экспериментальных исследований теплоутилизатора авторской разработки	117
Заключение	121
Список использованных источников	122
ПРИЛОЖЕНИЕ А	125
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	126
ПРИЛОЖЕНИЕ В	127
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	128
ПРИЛОЖЕНИЕ Л	129

PolotskSU

ВВЕДЕНИЕ

В целях решения проблем энергоресурсосбережения в одном из основных секторов экономики – градостроительном, где расходуется свыше 35% всех потребляемых топливно-энргетических ресурсов, в работе представлены социально и экономически целесообразные технологические и конструктивные технические решения по нормализации микроклимата со значительно меньшими затратами материальных средств и энергоресурсов на строительство и эксплуатацию жилых зданий с ограждающими конструкциями повышенной теплозащиты и герметичности.

Применение инновационной технологии модернизированных чердачных жилых зданий с использованием навесных вентилируемых светопрозрачных фасадных систем в сочетании с теплыми чердаками, функционирующими как объемные секционные приточные вентиляционные камеры с теплоутилизаторами-рекуператорами теплоты вытяжного воздуха снижение выше 70% теплопотребления обеспечивает значительное энергоисточников цели тепловоздухоснабжения зданий на за счет рекуперации трансмиссионной теплоты через вертикальные и потолочные наружные ограждения и рекуперации теплоты вытяжного воздуха, а также природной теплоты солнечной радиации.

Новейшая научная разработка, подтверждённая патентами РБ, за счет применения энергоэффективных технических решений позволяет полностью отказаться от металлоемких и энергозатратных водяных систем отопления и перейти на экономичный режим воздушного отопление, совмещенный с вентиляцией жилых зданий.

- 1 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ЗДАНИЙ С НАРУЖНЫМИ ОГРАЖДАЮЩИМИ КОНСТРУКЦИЯМИ ПОВЫШЕННОЙ ТЕПЛОЗАЩИТЫ И ГЕРМЕТИЧНОСТИ
 - 1.1 Анализ действующих систем тепловоздухоснабжения зданий

Существует множество различных систем вентиляции: системы механической вытяжной вентиляции с естественным притоком воздуха, системы механической приточной вентиляции с естественным удалением воздуха, системы механической приточновытяжной вентиляции (централизованной и децентрализованной) с утилизацией теплоты удаляемого воздуха.

Более подробно рассмотрим системы для зданий с наружными ограждающими конструкциями повышенной теплозащиты и герметичности.

Вентиляция квартир жилых зданий массовой застройки в соответствии с нормативными требованиями осуществляется по схеме: приток — естественный неорганизованный, вытяжка — естественная организованная. Вытяжные системы, как правило, собираются из поэтажных вентиляционных блоков индустриального изготовления. Каждый вентблок имеет магистральный сборный канал, два или более участков каналовспутников и входные отверстия для поступления воздуха в вентблок.

При монтаже поэтажных вентблоков образуются индивидуальные каналы-спутники для каждой квартиры, которые подсоединяются к сборному на всю высоту здания каналу через 1-3 этажа. Удаление воздуха организуется из кухни и санитарного узла обособлено, т. е. каждая квартира имеет минимум две вытяжных системы. Воздухообмен квартиры должен быть сбалансирован и составлять не менее суммарного объема вытяжки из туалета, ванной комнаты и кухни, который составляет $110-140 \, \text{м}^3/\text{ч}$, или нормы притока, равной $3 \, \text{м}^3/\text{ч}$ на $1 \, \text{m}^2$ жилой площади пола помещения.

За расчетные условия для естественной вентиляции квартир принимается безветрие при расчетных температурах воздуха $t_H = 5$ °C, $t_B = 18$ °C (и $t_B = 20$ °C для угловых квартир).

С 1976 года в зданиях в пять этажей и выше для удаления воздуха из вытяжных систем, по предложению М.М. Грудзинского, применяются "теплые" чердаки [1].

В каждой секции жилого дома над чердаком устанавливается общая вытяжная шахта, обслуживающая сборные вертикальные каналы всех квартир. Поскольку такая шахта примыкает к машинному помещению лифта, высоту ее можно увеличивать более чем на 2,5 м над покрытием. Воздух из вертикальных сборных каналов выпускается непосредственно в объем чердака, который в этом случае становится "теплым" и выполняет функции камеры статического давления системы вытяжной вентиляции. Предполагается возникновение эффекта эжектирования воздуха из каналов-спутников за счет скорости движения воздуха транзитного потока в сборных каналах. Для того, чтобы дополнительное давление в результате эжектирования не тратилось полностью на возмещение увеличивающихся потерь давления на выпуске воздуха из сборного канала, на последнем устанавливается диффузор.

Схема устройства вентиляции квартир в здании с "теплым" чердаком представлена на рисунке 1.1.

Анализируя схему устройства вентиляции квартир в здании с "теплым" чердаком можно сделать следующие выводы:

- 1. В жилых зданиях с "теплыми" чердаками воздухоудаление из квартир, в том числе и верхних этажей, может быть обеспечено системами естественной вентиляции.
- 2. Повышение располагаемого давления вытяжных систем осуществимо выбором конструкции оголовка шахты, позволяющей использовать его дефлектирующие свойства при ветровом воздействии.
- 3. Условием работоспособности естественной вентиляции является обязательное выполнение требований по секционной герметичности "теплых" чердаков, как камер статического давления, и по обеспечению организованного притока воздуха в квартиры.

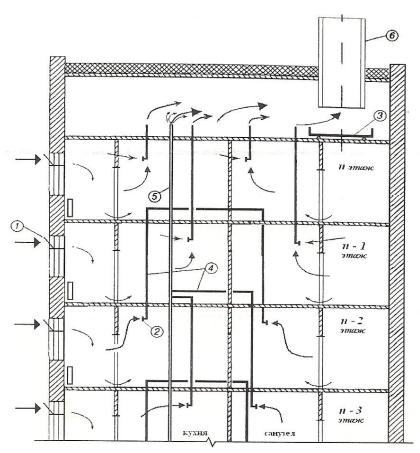


Рисунок 1.1 – Схема системы естественной вентиляции в здании с «теплым» чердаком 1 – форточка, 2 – жалюзийные решетки, 3 – поддон, 4 – каналы-спутники, 5 – сборный вытяжной канал, 6 – вытяжная шахта.

На рисунке 1.2 представлены возможные схемы естественной канальной вытяжной

на рисунке 1.2 представлены возможные схемы естественной канальной вытяжной вентиляции для жилых зданий до девяти этажей [2].

В панельных зданиях с теплыми чердаками широко применяются для удаления отработанного вентиляционного воздуха вытяжными системами специальные унифицированные вентиляционные блоки со сборными магистральными каналами постоянного сечения на всю высоту здания и перепускными каналами поэтажных ответвлений на высоту от одного этажа до четырех включительно для зданий повышенной этажности.

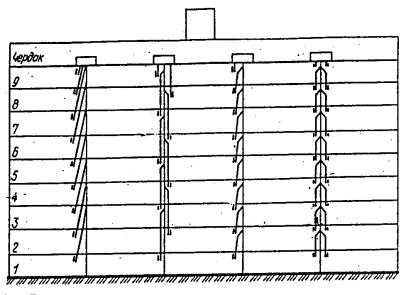


Рисунок 1.2 – Возможные схемы естественной канальнойвытяжной вентиляции

Для выпуска воздуха из вытяжных каналов в теплый чердак на вентиляционные блоки сверху на уровне пола чердака устанавливаются оголовки специальной конструкции в виде диффузора для уменьшения аэродинамического местного сопротивления при внезапном расширении воздушного потока. Оголовки вентиляционных блоков имеют вид прямоугольного диффузорного короба и изготавливаются, как правило, из бетона. На рисунке 1.3 представлена схема вентиляции верхней части здания типового проекта с теплым чердаком.

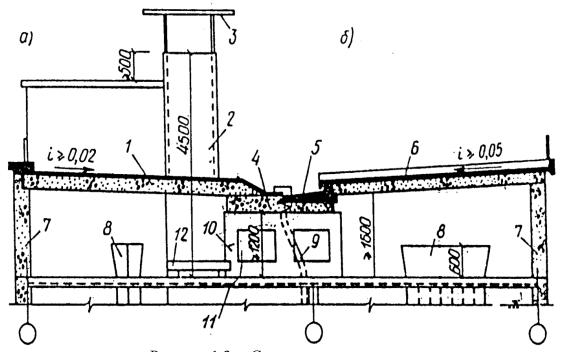


Рисунок 1.3 – Схема крыши с тёплым чердаком:

а – покрытие с рулонной кровлей; б – покрытие с безрулонной кровлей;

1 — легкобетонная панель покрытия под рулонной кровлей; 2 — вытяжная вентиляционная шахта; 3 — защитный зонт; 4, 5 — панели лотка; 6 — двухслойная панель покрытия с безрулонной кровлей; 7 — наружные стены чардака; 8 — оголовоквентиляционного блока; 9 — внутренний водосток; 10 — опорная панель; 11 — чердачное перекрытие; 12 — водосборный поддон

С целью обеспечения нормируемого воздухообмена чердачное помещение выполняется в виде единого объёма в пределах планировочной секции дома. Выпуск воздуха из теплого чердака в атмосферу осуществляется через одну общую вытяжную шахту для каждой изолированной части чердака или секции (рисунок 1.3) [1].

Конструктивное решение теплого чердака схематично изображено на рисунке 1.4 [3], где над теплым чердаком расположена надстройка вытяжной камеры с глушителями, вентилятором, эжектором и дефлектором.

Естественно-механические системы вентиляции эжекторного типа (рисунок 1.4) являются одним из решений для жилых зданий, обеспечивая требуемый воздухообмен в квартирах вне зависимости от погодных условий в любое время года [4].

При проектировании вентиляции жилых зданий повышенной этажности (до 22 этажей) принимают следующие принципиальные технические решения:

- 1. Вытяжка естественно-механическая:
- приток естественный через клапаны в окнах или стенах, разгерметизация форточек или фрамуг с помощью соответствующих запорных устройств;
- на вытяжных отверстиях кухонь и санузлов установка регулируемых ручных диффузоров;

- 2. Конструктивные решения систем вентиляции:
- вытяжные каналы из индустриальных вентблоков по два на квартиру: 1-й для кухонь с общим сборным каналом и двумя спутниками для общей вытяжки из кухни и возможностью присоединения местного отсоса, 2-й для совмещенных санузлов и дополнительных санузлов в 3-комнатных квартирах.
- 3. Для усиления вытяжки верхних (2–3-х) этажей и системы в целом предусмотрены естественно-механические установки эжекторного типа, состоящие из дефлектора типа «АС» (ООО «Вентстроймонтаж»), на общей вытяжной шахте в каждой секции дома и осевого вентилятора с патрубком внутри ствола дефлектора для создания эжекции [4].

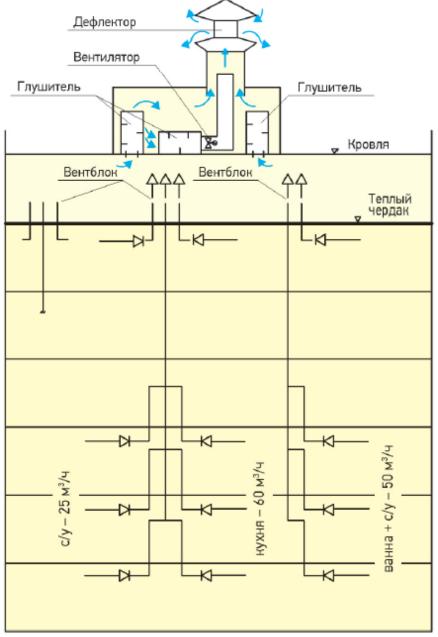


Рисунок 1.4 – Схема вентиляции здания типового проекта с теплым чердаком

Первые установки были запроектированы в «Моспроекте-2 им. М. В. Посохина» (мастерская № 11), они эксплуатируются с 2003 года в 6-секционном жилом доме. Системы естественной вентиляции с использованием механических средств получили название «гибридной вентиляции».

На рисунке 1.5 показана принципиальная расчетная схема эжекторной установки с одним осевым вентилятором.

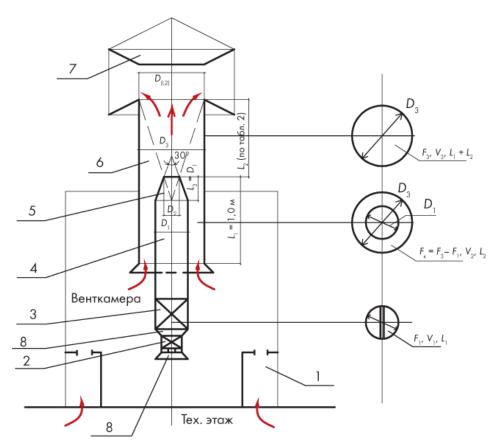


Рисунок 1.5 — Расчетная схема эжекторной вытяжной установки 1 — шумоглушитель, 2 — осевой вентилятор, 3 — выпрямитель потока, 4 — патрубок эжектора, 5 — сопло эжектора, 6 — ствол дефлектора, 7 — дефлектор «АС», 8 — переходы, D_1 — диаметр патрубка, D_2 — диаметр сопла, D_3 — диаметр ствола (камеры смещения), $D_{(L2)}$ — диаметр струи на расстоянии L_2

В данной установке эжектором является патрубок (4) с плавно поджатым соплом (5). Вытяжной воздух из объема теплого чердака поступает через шумоглушители в венткамеру. В естественном режиме воздух удаляется через кольцевое сечение (F_{κ}). При включении вентилятора воздух (рабочий L_1 , M^3 /ч) подается через сопло и струя со значительной скоростью 15–16 м/с увлекает – эжектирует – вторичный воздух L_2 через кольцевое сечение ($F_{\kappa} = F_3 - F_1$). Ствол дефлектора (6) служит камерой смешения, в которой происходит передача энергии от потока первичного воздуха L_1 к потоку вторичного L_2 воздуха путем их турбулентного смешения. Запас кинетической энергии в струе должен быть достаточным, чтобы преодолеть сопротивление сети как на линии всасывания, так и на линии нагнетания [4].

На рисунке 1.6 приведена схема вентиляции с двумя дефлекторами.

Предложенная естественно-механическая система вытяжной вентиляции эжекторного типа является универсальным решением для жилых зданий массового строительства, а также позволяет просто выполнить реконструкцию большого количества существующих зданий с теплыми чердаками, а так же данные системы вентиляции малозатратны и экономичны в эксплуатации по расходу электроэнергии.

Рядом проектных организаций для подачи притока в квартиры в зданиях с плотными окнами применяются различные приточные клапаны и аэроматы в наружных стенах и окнах. Клапаны бывают простыми (в виде приточного отверстия с крышкой), с шумоглушителями и с ограничением расхода приточного воздуха при увеличении скорости лобового ветра.

При использовании шумоглушащих приточных клапанов или аэроматов, имеющих повышенное аэродинамическое сопротивление, становятся необходимыми механические системы вытяжной вентиляции. При этом они могут быть центральными с общим вытяжным вентилятором или с индивидуальными вентиляторами у каждой вентиляционной решетки [5].

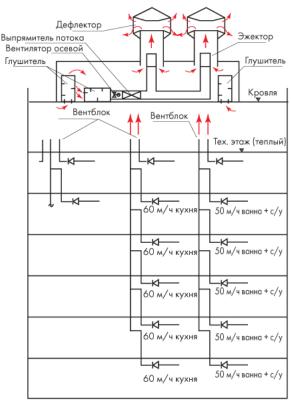


Рисунок 1.6 – Схема естественно-механической вытяжной (гибридной) установки с двумя дефлекторами на секцию (до 22 этажей)

На рисунке 1.7 представлена схема центральной системы механической вытяжной вентиляции, включающая в себя вертикальный сборный канал - "ствол" с боковыми ответвлениями - "спутниками". Воздух поступает в боковое ответвление через вытяжное отверстие, расположенное в кухне, ванной комнате или туалете, и, как правило, в междуэтажном перекрытии над следующим этажом перепускается в магистральный сборный канал. Такая схема значительно компактнее системы с индивидуальными быть аэродинамически устойчивой И отвечает противопожарной безопасности. Ее отличает устойчивая работа во все периоды года. В качестве побудителя движения воздуха устанавливаются крышные вентиляторы. Для снижения уровня вентиляционного шума перед вентилятором по ходу воздуха предусматривается шумоглушитель. Недостатком этой системы являются большие разряжения, создаваемые в квартирах и подсос воздуха через неплотности в конструкции дверей [5].

Оборудование жилых зданий приточными системами вентиляции происходит значительно реже, чем механическими вытяжными, так как это существенно удорожает проект за счет стоимости самой системы, места для приточной установки и площадей, необходимых для прокладки воздуховодов. Преимуществом механических приточных систем является гарантированная подача расчетного расхода приточного воздуха в каждую квартиру, возможность обеспыливания приточного воздуха и уменьшения аллергических воздухораспределения, исключающего возможность зависимости от погодных условий, возможность энергосбережения за счет утилизации теплоты удаляемого воздуха для нагрева приточного. К недостаткам, кроме дороговизны, следует отнести ухудшение ионного состава воздуха помещений, затраты электроэнергии на перемещение приточного воздуха, возможные дополнительные теплопотери вентиляционной камере и воздуховодов.

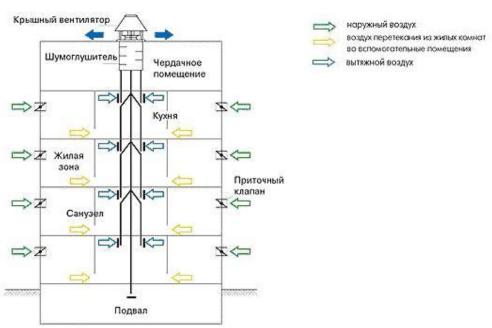
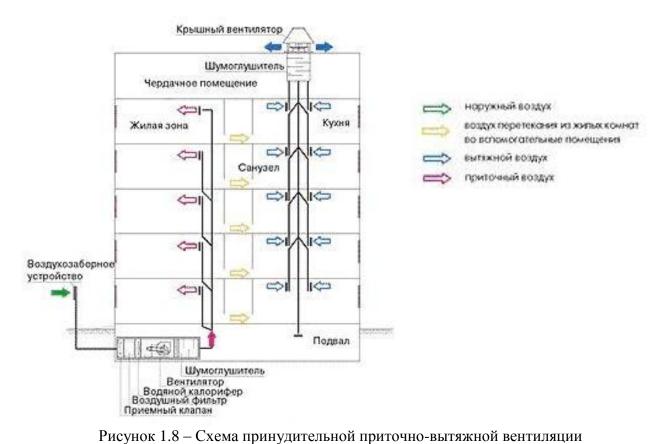


Рисунок 1.7 – Схема центральной системы механической вытяжной вентиляции

На рисунке 1.8 представлена схема принудительной приточно-вытяжной вентиляции. Приточные металлические воздуховоды - стволы со "спутниками" - располагаются в технических шахтах внутри квартиры, из которых выполняется раздача приточного воздуха непосредственно в комнаты. В высоких зданиях на каждую зону по высоте в 10-12 этажей проектируются самостоятельные стволы приточных воздуховодов. Зимой приточный воздух подается подогретым до температуры 20°С, летом – наружный. [5]



При устройстве приточной системы, вытяжная предусматривается также механической с крышными вентиляторами. Наличие механической приточно-вытяжной

приточного. На рисунке 1.9 приведена принципиальная схема такой системы с пластинчатым рекуперативным теплообменником. Однако ее применение при низких температурах наружного воздуха требует предварительного подогрева приточного воздуха во избежание замерзания конденсата в тракте вытяжного воздуха. [5]



Рисунок 1.9 – Схема приточно-вытяжной вентиляции с утилизацией теплоты вытяжного воздуха

Попытка избежать недостатков централизованной приточно-вытяжной системы вентиляции привела к разработке децентрализованной поквартирной приточно-вытяжной системы с утилизацией теплоты, приведенной на рисунке 1.10. Преимуществами этой системы являются постоянное вентилирование всего жилого пространства и экономия теплоты за счет ее утилизации. [6]

Подобные системы находят свое применение, однако их стоимость достаточно высока и ограничена для широкого использования.

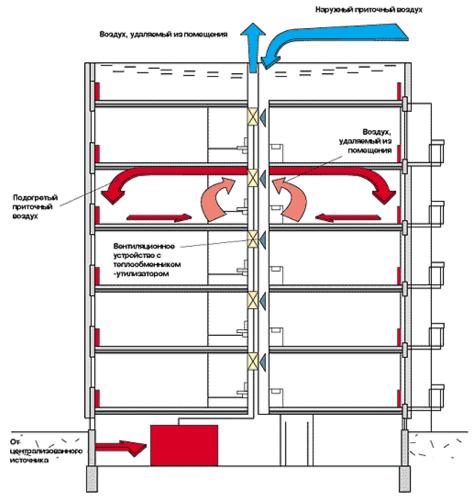


Рисунок 1.10 – Децентрализованная приточно-вытяжная система с утилизацией теплоты

Все известные и вышеизложенные конструктивные технические решения отличаются громоздкостью, неэффективностью по энергосбережению и не решают проблемы количественного и качественного воздухообеспечения жилых зданий по санитарногигиеническим параметрам.

Ни одна из вышепреведенных схем и конструктивных решений отопления и вентиляции зданий не использует вторичные и природные источники для дополнительного энергосбережения.

1.2 Резервы снижения материальных затрат и энергоресурсов в системах тепловоздухоснабжения зданий

Строительная отрасль экономики Республики Беларусь за последнее десятилетие ежегодно наращивает объемы жилищного строительства повсеместно в крупных городах и агрогородках.

Высотное строительство по известным причинам обходится значительно дороже и в процессе возведения зданий и в период их эксплуатации, поэтому в спальных районах городской застройки, а особенно в небольших городах и сельских населенных пунктах все большую долю составляют малоэтажные здания.

В настоящее время в жилищном строительстве совершенствуются технологии, используются новые строительные материалы, инженерное оборудование, индивидуальные и автономные системы энергоснабжения, компьютерное управление системами жизнеобеспечения, используются вторичные и природные энергоисточники и другие средства комфортного проживания.

Наряду с положительными тенденциями развития строительной индустрии обостряются и некоторые проблемы, решение которых весьма актуально.

Энергоемкость строительного продукта и на стадии строительства, и особенно на стадии длительной эксплуатации остается достаточно высокой. Централизованное теплоснабжение при малоэтажном строительстве из-за большой протяженности тепловых сетей с повышенными транзитными теплопотерями не всегда экономически оправдано. Для малоэтажных зданий коттеджного типа с индивидуальными котлами предлагается к реализации технология автономного тепловоздухоснабжения, запатентованная в РБ [6] и схематично представленная на рисунке 1.11, которая за отопительный период обеспечивает экономию энергоресурсов на цели отопления и вентиляции здания до 70% и повышает качество комфортного проживания [7].

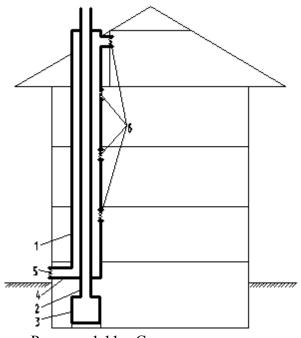


Рисунок 1.11 – Схема автономного тепловоздухоснабжения малоэтажных зданий коттеджного типа с индивидуальными котлами

В целях снижения теплопотерь через наружные ограждающие конструкции нормативной базой ужесточаются требования к повышению их теплозащитных характеристик. Если теплозащиту наружных стен, перекрытий подвалов и потолка можно легко повысить за счет увеличения толщины слоя утеплителя, то заполнения световых проемов ДЛЯ термическим сопротивлением $R_{ok} \ge 1.0 \text{ m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/BT}$ найти приемлемые трудно конструктивные решения даже с учетом предложений оконных стеклоблоков, выполненных по европейским стандартам с ваккуумированием межстекольного пространства и заполнением инертными газами или покрытием различными стекла напылениями и пленочными покрытиями, значительно удорожающими и усложняющими конструктивное исполнение и не всегда удовлетворяющих нормативным требованиям РБ. Одним из возможных решений является запатентованный оконный блок [8], который помимо своей основной

светопропускания используется как теплообменник, в котором циркулирующий в межстекольном пространстве вентиляционный приточный наружный воздух аккумулирует с внешней стороны теплоту прямой и рассеянной солнечной радиации в дневное время и

круглосуточно воспринимает через внутреннее остекление трансмиссионную теплоту в течение всего отопительного периода. Таким образом, внутрь вентилируемого помещения поступает наружный воздух уже в предварительно подогретом состоянии, значительно снижая нагрузку на систему отопления [9].

Естественная вентиляция жилых зданий, основанная на инфильтрации и узаконенная нормативными актами[10], широко применяется в жилищном строительстве, но в условиях практически полной герметизации наружных ограждающих конструкций [11, 12] не обеспечивает нормативных воздухообменов вентилируемых помещений по санитарногигиеническим параметрам и способствует наполнению вредными газами и избыточной влагой, значительно ухудшая условия проживания и способствуя появлению плесени, грибковых образований, разрушающих конструкции и отделочные материалы, а избыточное переувлажнение наружных ограждений снижает теплозащитные характеристики и приводит к дополнительным и весьма значительным безвозвратным потерям тепловой энергии [13, 14]. В целях снижения материальных средств и энергоресурсов, потребляемых от внешних энергоисточников системами тепловоздухоснабжения жилых зданий с наружными ограждениями повышенной теплозащиты и герметичности, необходима их инновационная модернизация в соответствии с патентами Республики Беларусь [15, 16], в которых предусмотрено использование навесных вентилируемых светопрозрачных фасадных систем, технологических чердаков, функционально преобразованных из вытяжных секционных вентиляционных объемных камер в объемные приточные вентиляционные камеры для сбора предварительно подогретого в щелевых воздухопроводящих каналах, образованных навесными вентилируемыми светопрозрачными фасадными системами и наружными ограждающими вертикальными конструкциями, наружного приточного вентиляционного воздуха с последующей его подачей через рекуперативные пластинчатые теплоутилизаторы внутрь вентилируемых помещений. [17].

В работе [17] на основе анализа и обобщения известных технических решений разработан комплекс мероприятий по дальнейшей модернизации систем тепловоздухоснабжения по критерию минимизации энергопотребления от внешних источников за счет более широкого использования резерва внутреннего потенциала солнечной радиации. На основе теоретических положений тепломассообменных процессов создана методическая база для аналитического расчета и проектирования систем тепловоздухоснабжения энергоэффективных жилых зданий, подтверждающая снижение теплопотребления от внешних источников свыше 75% с возможностью перехода от энергозатратного и металлоемкого водяного отопления к энергосберегающим системам воздушного отопления, совмещенного с активной вентиляцией.

В целях дальнейшего повышения энергоэффективности в жилищном строительстве и снижения энергопотребления от внешних энергоисточников нельзя не отметить тот факт, что в отопительный период эксплуатации зданий нет необходимости отапливать лестничнолифтовый пространственный объем, так как жильцы находятся в нем в теплой зимней одежде. Расположенные внутри здания, занимающие отапливаемый объем до 20% и конструктивно выполненные в виде объемной шахты они оказывают влияние на весь аэродинамический режим внутри здания, при котором происходит не только нарушение нормальной работы вытяжных вентиляционных систем, но их полное отключение и опрокидывание циркуляции воздуха. Таким образом, по экономическим, технологическим и санитарно-гигиеническим показателям лестнично-лифтовые пространственные конструкции из внутреннего объема целесообразно перенести на северный короткий торцевой фасад здания без отопления с функцией тамбурной пристройки, обеспечив дополнительное снижение отопительной нагрузки здания от внешнего теплопотребления.

На основании изложенного можно сделать следующий вывод:

- отмеченные в работе проблемы жилищного строительства могут быть кардинально решены путем инновационной модернизации технологических схем, конструктивных преобразований и объемно-планировочных решений с использованием навесных

вентилируемых светопрозрачных фасадных систем, преобразования чердаков в приточные объемные секционные вентиляционные камеры с установкой в них теплоутилизаторов теплоты вытяжного воздуха и возможностью перехода на экономичные системы воздушного отопления при минимальном теплопотреблении от внешних энергоисточников;

- в малоэтажном строительстве целесообразно полностью отказаться от централизованного теплоснабжения и шире использовать вторичные и природные энергоисточники для систем тепловоздухоснабжения зданий с наружными ограждениями повышений теплозащиты и герметичности;
- в качестве энергоэффективных заполнений световых проемов предлагается шире использовать вентилируемые оконные стеклопакеты в качестве теплообменников-утилизаторов трансмиссионной теплоты и природной теплоты солнечной радиации для предварительного подогрева наружного приточного воздуха, инфильтрируемого через межстекольное пространство стеклопакета;
- снижение теплопотребления жилых зданий до 20% обеспечивается за счет переноса лестнично-лифтового пространственного объема на короткий северный торцевой фасад без отопления, что защитит и уменьшит теплопотери самого фасада здания.

1.3 Проблемы жилищного строительства и пути их решения

В настоящее время во всех видах преобразования энергии — до конечного ее потребления — теряется около 60 % потенциальной энергии используемых ресурсов. По некоторым оценкам, в народном хозяйстве у потребителя теряется еще не менее 25 % конечной энергии. Следовательно, полезно расходуется лишь около 20 % энергии, заключенной в используемых энергетических ресурсах. Из этих цифр следует важный вывод: уже сегодня за счет энергосберегающих мероприятий можно примерно в два раза сократить производство и потребление первичных энергетических ресурсов.

Решение ключевой энергетической проблемы — энергоресурсосбережение — будет напрямую способствовать и другой жизненно важной проблеме — охраны окружающей среды. Решение первоочередных задач энергоресурсосбережения приобретает особую значимость для стран-импортеров топливно-энергетических ресурсов, к которым относится и Республика Беларусь, в связи с ростом мировых цен на энергоносители. Сегодня наша страна в расчете на единицу национального дохода продолжает слишком много расходовать топлива, электроэнергии, металла и других материальных ресурсов. Энергоемкость валового национального продукта у нас значительно выше, чем в развитых капиталистических странах.

На государственном уровне в последние годы принят ряд мер по усилению режима энергосбережения. Разработана и утверждена государственная программа развития энергетики и энергосбережения на ближайшую перспективу, при Совете министров создан Комитет по энергосбережению и энергетическому надзору, принят ряд основополагающих постановлений, направленных на усиление работы в народном хозяйстве по энергосбережению.

Как следствие, возникла необходимость создания новой безинфильтрационной технологии энергоресурсоэффективноготепловоздухоснабжения жилых и общественных зданий. Для снижения энергопотребления от внешних источников системами отопления и вентиляции зданий в данной работе предлагается поэтапная модернизация технологических схем и конструктивного исполнения, создание новых технологических решений, разработка теоретических основ тепломассообменных процессов и методики расчета и проектирования систем тепловоздухоснабжения герметичных зданий по критерию энергоресурсосбережения.

Наиболее перспективным направлением в области дальнейшего совершенствования отопительно-вентиляционной техники и энергетического оборудования зданий являются приточно-вытяжные системы вентиляции зданий, в которых возможно применение энергоэффективных приемов теплопотребления снижения за рекуперации трансмиссионной теплоты, утилизации теплоты удаляемого воздуха, использования солнечной и ветровой энергии нескончаемых природных источников, также круглогодичного использования низкопотенциальной теплоты системах кондиционирования микроклимата. В таких системах расходы на вентиляцию за счет утилизации теплоты удаляемого воздуха снижаются более чем на 70%, упрощается автоматизация и повышается надежность в результате понижения водяного объема системы, размораживания системы воздушного обогрева и упрощается снижается опасность диспетчеризация и дистанционное управление при компьютеризации, энергопотребление насосного оборудования.

Создание комплекса отопительно-вентиляционного оборудования, основанного на малоинерционных низкозатратных видах высокотехнологичных теплоносителей, исключающих применение энергоемких и металлозатратных водяных систем теплоснабжения зданий, предполагает высокоэкономичную эффективность от реализации проекта.

Создание комфортных параметров микроклимата в зданиях с системами естественной вентиляции, основанной на неорганизованном притоке холодного наружного воздуха за счет инфильтрации, обходится значительно дороже из-за интенсивного продувания ограждающих

конструкций вертикальными воздушными потоками под действием гравитационного давления и горизонтальными воздушными потоками под действием ветрового давления, что особенно ощутимо для зданий повышенной этажности [14].

Для осуществления организованного комфортного теплового и воздушного режима помещений необходимо исключить влияние внешних факторов и сделать регулируемыми, а значит и управляемыми процессы теплообмена внутри зданий, для чего необходимо выполнение следующих основных условий:

- •сделать помещения полностью герметичными;
- •обеспечить постоянное удаление выделяющихся вредностей (углекислого газа, избыточной теплоты и влаги) средствами вытяжной вентиляции в объёме расчетного воздухообмена;
- •создать технические средства для организованного поступления в помещение свежего наружного воздуха;
- •обеспечить комфортные условия микроклимата внутри помещений, отвечающие современным санитарно-гигиеническим требованиям.

Кроме того, все принимаемые конструктивные и технологические решения должны отвечать основным современным требованиям надежности, долговечности и экономии энергетических и сырьевых ресурсов.

Рациональное использование тепловой и электрической энергии, природных и вторичных источников, утилизации тепловых отходов и низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов на основе передовых достижений науки и техники, позволяющих снизить энергопотребление в строительной отрасли и повысить термодинамическую эффективность в коммунально-бытовой сфере экономики, являются стратегической базой при дальнейшем решении задач по снижению энергоемкости в градостроительстве.



2 КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

2.1Инновационная технология тепловоздухоснабжения зданий с модернизированными технологическими чердаками и навесными вентилируемыми светопрозрачными фасадами

В соответствии с действующей нормативной базой в практике высотного жилищного строительства Беларуси, применяют чердаки различного конструктивного исполнения: холодные, теплые и вентилируемые. В холодных чердаках вытяжные вентиляционные каналы проходят транзитно с выбросом теплого воздуха в атмосферу выше кровли здания. В теплых чердаках все вытяжные вентиляционные каналы открываются в объеме чердака с последующим выбросом теплого воздуха в атмосферу через обособленную секционную шахту, а теплый чердак выполняет технологическую функцию как объемная вытяжная вентиляционная камера. Конструкция вентилируемого чердака аналогична теплому с устройством дополнительных отверстий на противоположных вертикальных стенах для сквозного проветривания объема чердака.

Все перечисленные выше конструктивные решения чердаков имеют существенные недостатки, которые оказывают существенное влияние на тепловой режим здания и значительно увеличивают энергоемкость при их эксплуатации.

В целях повышения энергоэффективности при эксплуатации зданий и повышения надежности в создании комфортных условий проживания системами тепловоздухоснабжения разработана технологическая схема вентиляции зданий с использованием объема чердака в качестве не вытяжной, а приточной вентиляционной камеры, при которой значительно снижаются безвозвратные теплопотери и максимально используются вторичные и природные источники энергоресурсов для отопления и вентиляции зданий [11, 12].

Предлагаемое конструктивное решение верхней части многоэтажного здания поясняется принципиальной схемой технологического чердака, представленной на рисунке 2.1.

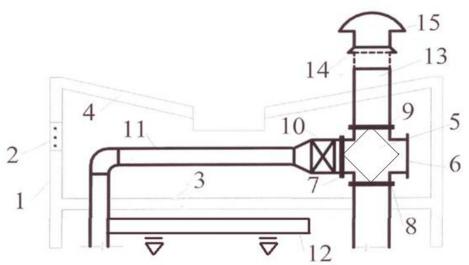


Рисунок 2.1 – Технологический чердак здания

В процессе эксплуатации здания технологический чердак работает как объемная вентиляционная приточная камера в следующем аэродинамическом режиме. Наружный воздух при естественной вентиляции за счет сил гравитации, а при вынужденной циркуляции за счет работы крышного вентилятора 15 поступает внутрь чердака через отверстие с регулируемой решеткой 2 в наружных стенах 1, в котором аккумулирует трансмиссионную теплоту, теряемую зданием через перекрытие верхнего этажа 3, а также

теплоту солнечной радиации, воспринимаемую через верхнее покрытие 4 и далее через входной патрубок 6 поступает в рекуператор 5, в котором дополнительно подогревается за счет теплоты, содержащейся в вытяжном воздухе, а окончательно догревается в калорифере 10 до расчетных значений температуры, который подключен к внешнему теплоисточнику (на рисунке не показан), после чего по приточному 11 и распределительным воздуховодам подается в вентилируемые помещения [15].

В целях снижения материальных средств и энергоресурсов, расходуемых на теплообеспечение и энергообеспечение жилищного сектора и чердачных зданий общественного назначения с использованием навесных вентилируемых светопрозрачных систем, необходима функциональная модернизация теплых чердаков с превращением их из промежуточных объемных секционных вытяжных вентиляционных камер для удаления теплого вытяжного воздуха в атмосферу через секционные вытяжные шахты в приточные вентиляционные технологические объемные камеры для сбора предварительноподогретого в щелевых проводящих воздух каналах, образованных навесными вентилируемыми светопрозрачными фасадными системами и наружными ограждающими вертикальными конструкциями, наружного приточного вентиляционного воздуха с последующей подачей его через рекуператоры внутрь вентилируемых помещений здания.

Технологическая схема энергоэффективного теплоснабжения и воздухоснабжения чердачных зданий с наружными ограждениями повышенной теплозащиты и герметичности, навесными вентилируемыми светопрозрачными системами и модернизированными теплыми чердаками представлена схематично на рисунке 2.2, на котором изображен фрагмент чердачного здания с рекуперативным устройством приточно-вытяжной вентиляции, предлагаемым к реализации в градостроительной практике.

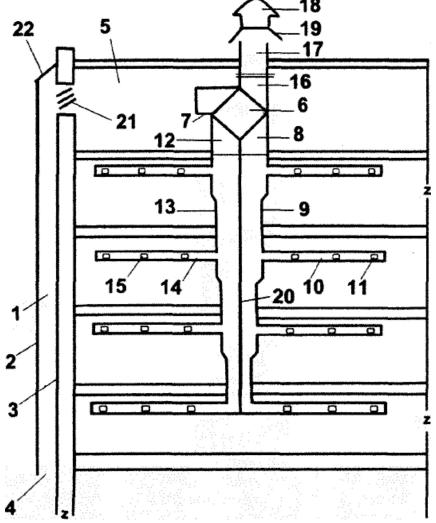


Рисунок 2.2 – Рекуперативное устройство приточно-вытяжной вентиляции здания

Рекуперативное устройство приточно-вытяжной вентиляции здания включает вертикальный воздухопроводящий канал 1, образованный светопрозрачным навесным фасадом 2 и наружной поверхностью наружной ограждающей конструкции 3 и имеющий снизу щелевое отверстие 4 по всей ширине фасада 2 для забора приточного наружного воздуха, а в верхней части открыт в объем теплого чердака 5. В объеме теплого чердака 5 расположен централизованный пластинчатый утилизатор тепла 6 с четырьмя патрубками:

- первый входной патрубок 7 открыт в объем теплого чердака 5;
- другой патрубок 8 соединен с вертикальным приточным воздуховодом 9,к которому присоединены поэтажные квартирные горизонтальные приточные воздуховоды 10 с регулируемыми решетками для притока воздуха 11;
- третий патрубок 12 соединен с вертикальным вытяжным воздуховодом 13, к которому присоединены поэтажные квартирные горизонтальные вытяжные воздуховоды 14 с регулируемыми решетками 15 для удаления воздуха из вентилируемых помещений;
- четвертый патрубок 16 соединений с шахтой 17, которая сверху сообщается с атмосферой через крышный вентилятор 18 или воздушный клапан 19.

Работает рекуперативное устройство приточно-вытяжной вентиляции следующим образом.

Свежий наружный приточный воздух под действием естественного гравитационного давления или под действием принудительной циркуляции поступает снаружи снизу через щелевое отверстие 4 в воздухопроводящий канал 1, в котором происходит предварительный его подогрев через навесной вентилируемый светопрозрачный фасад 2 за счет прямой и рассеянной солнечной радиации в дневное время и через наружные поверхности ограждающих конструкций 3 постоянно и днем, и ночью втечении всего отопительного периода за счет теряемой зданием трансмиссионной теплоты. Наружный воздух в воздухопроводящий канал 1 входит снизу через щелевое отверстие 4, а вверху открывается в объем теплого чердака 5, где также воспринимает теряемую зданием трансмиссионную теплоту через перекрытие потолка верхнего этажа, а также прямую и рассеянную солнечную радиацию через верхнее покрытие теплого чердака 5. В объеме теплого чердака 5 предварительно подогретый приточный вентиляционный воздух через входной патрубок 7 проходит централизованный пластинчатый теплоутилизатор 6, в котором отбирает теплоту удаляемого вытяжного вентиляционного воздуха, и входит через патрубок 8 в вертикальный приточный воздуховод 9 и далее по квартирным горизонтальным приточным воздуховодам 10 через регулируемые решетки для притока воздуха 11 поступает в вентилируемые помещения, из которых теплый вытяжной воздух удаляется через регулируемые решетки 15 поэтажных квартирных горизонтальных вытяжных воздуховодов 14, вертикальный вытяжной воздуховод 13, патрубок 12 теплоутилизатора 6, патрубок 16, шахту 17, вентилятор 18 или воздушный клапан 19 в атмосферу.

Вертикальный приточный воздуховод 9 и вертикальный вытяжной воздуховод 13 конструктивно имеют общую стенку 20, через которую происходит транзитный теплообмен между приточным и вытяжным воздухом, увеличивая эффект рекуперации и повышая тепловую эффективность всей системы теплоснабжения и воздухоснабжения зданий повышенной теплозащиты и герметичности [16].

Для обеспечения эффективного летнего режима эксплуатации с целью исключения перегрева здания под действием солнечной радиации в верхней части канала, проводящего воздух 1, предусмотрено регулирующее устройство 21, которое закрывается, а воздушный клапан 22 приоткрывается, что создает режим воздушного охлаждения облучаемых солнцем поверхностей наружных ограждений, оборудованных навесными вентилируемыми светопрозрачными фасадными системами.

Рисунок 2.3 -Расчетная схема отопительно-вентиляционной системы здания

 \mathbf{C} целью улучшения аэродинамических параметров и улучшения дефлектирующих свойств вытяжной шахты авторами работы [2] предложено конструктивное решение теплого чердака надстройкой вытяжной камеры с вентилятором, эжектором и дефлектором (рисунок1.4). Такие естественно-механические системы вытяжной вентилящии эжекторного типа повышают аэродинамическую устойчивость, но не решают проблемы энергосбережения, т. к. не используются вторичные и природные энергоресурсы.

В целях снижения материальных средств и энергоресурсов на тепловоздухоснабжение жилых чердачных зданий разработана технологическая схема модернизированными чердаками, навесными вентилируемыми светопрозрачными фасадными трехступенчатой системами рекуперацией вторичной теплоты и природной теплоты солнечной радиации [15, 16], представленная на рисунке2.3, в которой объем чердака используется в качестве не вытяжной, а приточной вентиляционной секционной которая аэродинамически камеры, связана навесными вентилируемыми светопрозрачными фасадами и системой приточно-вытяжной вентиляции теплоутилизатором-рекуператором теплоты олонжктыв воздуха пластинчатого типа, установленного в объеме чердака.

Результаты модернизации систем тепловоздухоснабжения чердачных жилых зданий подтверждены инженерными расчетами, выполненными по методике, разработанной на основе

теоретических положений теплотехники и аэродинамики, изложенных в работе [17]. В качестве базового варианта для модернизации здания принято 10-этажное односекционное здание с размерами 13,8x25,6x30 м, расположенное в г. Полоцке, план типового этажа которого представлен на рисунке 2.4.

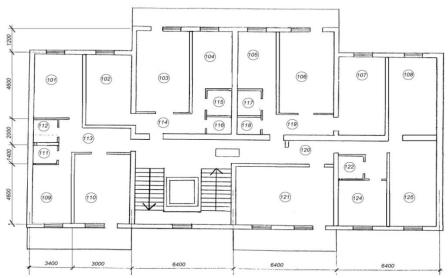


Рисунок 2.4 – План типового этажа здания

Для определения мощности системы отопления данного здания составлены таблица теплового баланса. При определении потерь теплоты помещениями учитывались основные и добавочные потери теплоты.

Основные потери теплоты через ограждающие конструкции помещений определяем путем суммирования потерь теплоты через отдельные ограждающие конструкции Q, Bт, рассчитанных по формуле

$$Q = \frac{F}{R_o} \cdot (t_{\scriptscriptstyle H} - t_{\scriptscriptstyle G}) \cdot n, Bm , \qquad (2.1)$$

где F - расчетная площадь ограждающей конструкции, m^2 ;

 R_o - сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции,м².°С/Вт;

 t_{H} - температура наружного воздуха средняя наиболее холодной пятидневки, ${}^{\rm o}$ C;

n - коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху, принимаемый по [18, табл. 4.3], для наружных стен и покрытий n = 1, для перекрытий над неотапливаемыми подвалами n = 0.6, для чердачных перекрытий n = 0.9;

 $t_{\rm g}$ — расчетная температура внутреннего воздуха, °C, принимаемая по [18, табл. 3.1], для жилых зданий $t_{\rm g}$ = 18 °C при относительной влажности воздуха ϕ = 55%;

Добавочные потери теплоты ограждающими конструкциями помещений определяем в долях единицы от основных потерь в зависимости от ориентации ограждений по сторонам света [18, 19].

Бытовые теплопоступления [19] определим по формуле

$$Q = 9 \cdot F_n, Bm \tag{2.2}$$

где F_n – площадь пола жилой комнаты или кухни.

Теплота, воспринимаемая наружным приточным воздухом, движущимся вдоль теплообменивающих поверхностей навесного вентилируемого фасада и «тёплого» чердака, включает часть теплоты, теряемой зданием через наружные ограждающие горизонтальные (чердачное перекрытие и покрытие) и вертикальные (наружные стены, окна) конструкции в течение всего отопительного периода, а также часть теплоты суммарной прямой и рассеянной солнечной радиации с учётом ориентации здания, географической широты и бытовых тепловыделений. Из уравнения теплового баланса здания имеем

$$Q_{om} = \sum Q = Q_{ozp} + Q_{gen} - Q_{\delta bim}, \qquad (2.3)$$

где $Q_{\it ozp}$ - потери теплоты через наружные ограждения зданий, Вт;

 $Q_{\mbox{\tiny \it GEH}}$ - расход теплоты на нагрев воздуха, поступающего в вентилируемые помещения, BT;

 $Q_{\scriptscriptstyle \mathit{быт}}$ - бытовые выделения теплоты в процессе эксплуатации здания, Вт.

В предлагаемой технологической схеме приточный воздух подаётся в вентилируемые помещения организованно и, как уже описывалось выше, его подогрев происходит за счёт рекуперации трансмиссионной теплоты, теряемой зданием через наружные ограждения, теплоты суммарной прямой и рассеянной солнечной радиации с учётом бытовых тепловыделений.

Передача теплоты через наружные ограждения здания рассматривается как гармонически изменяющийся тепловой процесс [20], который характеризуется тремя

параметрами: среднесуточными значениями теплового потока $q_{{\scriptscriptstyle Io}}$, амплитудой колебания $A_{{\scriptscriptstyle q}1}$ и временем наступления максимума $Z_{{\scriptscriptstyle q}1}^{{\scriptscriptstyle max}}$.

Передача теплоты при совместном действии разности температур и потока суммарной солнечной радиации *Ј*в дневное время суток рассчитывается по выражению

$$t_{ycn} = t_{H} + \Delta t_{p} = t_{H} + \frac{pJ}{\alpha_{H}}$$
(2.4)

где t_{vca} - условная наружная температура, °C;

p - коэффициент поглощения тепла солнечной радиации поверхностью ограждения;

 α_i - коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения, $\mathrm{Br/m}^2\cdot{}^\circ\mathrm{C}.$

При установке светопрозрачных навесных фасадов на ограждающие конструкции различной ориентации суммарные теплопоступления зависят от количества прямой «S» и рассеянной «D» солнечной радиации

$$q_{IIp} = (S \cdot \kappa_n \cdot \kappa_{unc} + 0.75 \mathcal{I} \cdot \kappa_{oon}) \cdot \kappa_{nep} \cdot \kappa_{omp} \cdot \kappa_{amm} \cdot \kappa_{3aep}$$
(2.5)

где q_{IIp} - теплопоступления за счёт суммарной солнечной радиации,

 $\kappa_{\scriptscriptstyle n}$ - коэффициент проникания солнечной радиации через одинарное остекление

 $\kappa_{_{\!\mathit{unc}}}$ - коэффициент инсоляции, равный отношению освещённой солнцем поверхности остекления к общей площади остекления,

 $\kappa_{\scriptscriptstyle O\!\bar{\scriptscriptstyle O}\!\!\scriptscriptstyle A}$ - коэффициент облучения остеклённой поверхности рассеянной радиацией,

 $\kappa_{\it omp}$ - коэффициент, учитывающий отражённую от земной поверхности перед фасадом здания солнечную радиацию,

 $\kappa_{\it nep}$ - коэффициент, учитывающий затемнение конструкциями крепления навесного фасада,

 κ_{amm} - коэффициент, учитывающий загрязнение атмосферы.

Количество теплоты, поступающей через светопрозрачный фасад за счёт разности температур, определяется из выражения

$$q_{IIT} = k_{II} \cdot (t_{\scriptscriptstyle H}^{\scriptscriptstyle ycn} - t_{\scriptscriptstyle H,\phi}) \tag{2.6}$$

 $t_{\scriptscriptstyle H.\dot\phi}$ - осреднённая по высоте температура воздуха внутри воздухопроводящего канала, образованного навесным фасадом и наружной поверхностью наружного ограждения.

В ночное время отопительного периода внутри вертикального щелеобразного воздухопроводящего канала наружный воздух подогревается за счёт трансмиссионной теплоты, теряемой зданием через наружные ограждения, и его температура изменяется от $t_{nav} = t_n$ до t_k при переходе из вертикального канала в объём «тёплого» чердака. Т.е. количество теплоты, передаваемой от наружных поверхностей наружных ограждений наружному воздуху, движущемуся по вертикальному каналу снизу вверх, определяется из выражения:

$$Q_{pen1} = 0,28 \cdot L \cdot \rho \cdot C \cdot (t_k - t_u), \qquad (2.7)$$

где $L=3\cdot F_n$ - суммарный расход приточного наружного воздуха, равный трёхкратной суммарной площади F_n вентилируемых помещений;

 ρ - плотность воздуха, кг/м³;

C - теплоёмкость воздуха, кДж/кг;

 t_i - начальная температура наружного воздуха в вертикальном канале, °С;

 t_k - конечная температура наружного воздуха в верхней части вертикального канала перед входом в «тёплый» чердак, °C.

Количество трансмиссионной теплоты, теряемой зданием в ночное время через вертикальные наружные ограждения (стены, окна), оборудованные светопрозрачным навесным фасадом, равно

$$Q_T = \left(\frac{F_{\text{\tiny H.C.}}}{R_{\text{\tiny H.C.}}} + \frac{F_{\text{\tiny OK}}}{R_{\text{\tiny OK}}}\right) \cdot (t_{\scriptscriptstyle B} - t_{\scriptscriptstyle H.\phi.}), \qquad (2.8)$$

где $F_{\scriptscriptstyle H.c.}$ и $F_{\scriptscriptstyle o\kappa}$ - суммарные площади наружных стен и окон с навесным фасадом, м 2 ;

 $R_{_{\!\scriptscriptstyle H.C.}}$ и $R_{_{\!\scriptscriptstyle OK}}$ - термические сопротивления наружных стен и окон соответственно, $M^2\cdot{}^\circ\mathrm{C/BT}$:

 $t_{_{\!\it g}}$ - температура внутреннего воздуха вентилируемых помещений, °C;

 $t_{n,\phi} = \frac{t_n + t_k}{2}$ - осреднённая по высоте температура воздуха внутри воздухопроводящего канала при начальной температуре t_n и конечной температуре t_k соответственно, °C.

Приравняв, согласно теплового баланса, правые части в уравнениях (2.7) и (2.8), получим

$$0,28 \cdot L \cdot \rho \cdot C \cdot (t_k - t_{\scriptscriptstyle H}) = \left(\frac{F_{\scriptscriptstyle H.C.}}{R_{\scriptscriptstyle H.C.}} + \frac{F_{\scriptscriptstyle OK}}{R_{\scriptscriptstyle OK}}\right) \cdot (t_{\scriptscriptstyle g} - t_{\scriptscriptstyle H.\phi.}), \qquad (2.9)$$

Влияние солнечной радиации на тепловой режим здания, оборудованного светопрозрачным навесным вентилируемым фасадом и рекуперативным «тёплым» чердаком, неоднозначно. С одной стороны освещённая солнцем часть навесного фасада воспринимает теплоту солнечной радиации, вызывая значительный прогрев наружной поверхности наружного ограждения, в результате чего перепад температур между внутренними и наружными поверхностями наружного ограждения уменьшается, а при интенсивной инсоляции принимает отрицательные значения. Тогда массив стены становится не источником трансмиссионных потерь теплоты, а работает как отопительная греющая панель помещения, передающая теплоту солнечной радиации внутрь отапливаемого помещения. В этом случае эффект рекуперации трансмиссионной теплоты для нагрева приточного наружного воздуха либо уменьшается, либо полностью отсутствует.

В дневное время отопительного периода количество теплоты, поступающей через светопрозрачный навесной вентилируемый фасад за счёт разности температур и солнечной радиации согласно применительно к навесному фасаду, определяется из выражения:

$$Q_{n,\phi} = q' \cdot F_0' + q'' \cdot F_0'' \cdot \beta_{c,s} \cdot K_0 \cdot K_a + \frac{t_n + t_s}{R_0} \cdot F_0, \qquad (2.10)$$

где q' и q'' - количество теплоты, поступающее через одинарное остекление от прямой и рассеянной солнечной радиации, $\mathrm{Br./m.}^2$

 $F_{\scriptscriptstyle 0} = F_{\scriptscriptstyle 0}' + F_{\scriptscriptstyle 0}''$ - площадь остекления фасада, м²,

 F_0' и F_0'' - площади остекления фасада, соответственно облучаемые и не облучаемые прямой солнечной радиацией, м²,

 $eta_{c.s}$ - коэффициент теплопропускания солнцезащитных устройств, при их отсутствии $eta_{c.s}$ =1;

 R_o - сопротивление теплопередаче остеклённой поверхности, для одинарного остекления R_o =0,15 м²·°C/Вт,

 $t_{_{\! H}}$ и $t_{_{\! H,\Phi}}$ - температура наружного воздуха и осреднённая по высоте температура воздуха внутри воздухопроводящего канала при начальной $t_{_{\! H}}$ и конечной $t_{_{\! K}}$ температурах, °C;

 K_{o} - коэффициент типа остекления, при однократном остеклении, K_{o} =1.

 K_a - коэффициент, учитывающий аккумуляцию теплоты ограждающими конструкциями, например для бетона, красного кирпича, известковой штукатурки K_a =0,7; при наличии средств солнцезащиты K_a =1.

При расчёте вентиляции величина $\frac{t_{_{\!\scriptscriptstyle H}}+t_{_{\!\scriptscriptstyle g}}}{R_{_{\!\scriptscriptstyle 0}}}\cdot F_{_{\!\scriptscriptstyle 0}}$ не учитывается, тогда

$$Q_{\scriptscriptstyle H.N.} = \frac{t_{\scriptscriptstyle nob.} - t_{\scriptscriptstyle H.\phi}}{R} \cdot F \,, \tag{2.11}$$

где $t_{noв.}$ и $t_{n.\phi}$ - температура соответственно нагретой поверхности и воздуха внутри воздухопроводящего канала, образованного навесным фасадом и наружной нагретой поверхностью наружного ограждения, °C;

F – площадь нагретой поверхности наружного ограждения, м 2 ;

R — сопротивление теплопередаче от нагретой поверхности к воздуху, определяется по формуле

$$R = \frac{0,086}{\sqrt{\nu}},\tag{2.12}$$

где U - скорость движения воздуха внутри воздухопроводящего канала, м/с.

Для вертикально расположенного навесного светопрозрачного навесного фасада значения величин q' и q'', входящих в формулу (3.9) определяются

$$q' = q_{e.n.} + q_{e.p.} \cdot \kappa_l \cdot \kappa_2, \qquad (2.13)$$

$$q'' = q_{\epsilon.p.} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2, \tag{2.14}$$

где $q_{s.n.}$ и $q_{s.p.}$ - поступления теплоты соответственно от прямой и рассеянной радиации через одинарное остекление, $\mathrm{Br/m^2}$;

 $\kappa_{\scriptscriptstyle I}$ - коэффициент, учитывающий загрязнение атмосферы, для чистой атмосферы, $\kappa_{\scriptscriptstyle I}$ =1;

 κ_2 - коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности остекления, для чистого стекла $\kappa_2 = 1$.

Исходя из принятых величин, формулу (2.10) можно переписать в виде

$$Q_{n,\phi} = \left[q_{s,n} + q_{s,p} \cdot F_0' + q_{s,p} \cdot F_0'' \right] \cdot 0.7, \qquad (2.15)$$

В светлое время суток под действием солнечной радиации наружный приточный воздух при движении снизу вверх по воздухопроводящему щелеобразному каналу подогревается от начальной температуры $t_{naq} = t_n$ до температуры t_{κ}^{unc} при переходе из вертикального канала в объём «тёплого» чердака, а количество теплоты, воспринимаемой приточным вентиляционным воздухом, равно

$$Q_{pen2} = 0.28 \cdot Z \cdot \rho \cdot C \cdot (t_k^{uhc} - t_{H}), \qquad (2.16)$$

где t_{κ}^{unc} - конечная температура наружного воздуха в верхней части воздухопроводящего канала перед входом в «тёплый» чердак, подогретого за счёт солнечной радиации, °C.

Приравняв на основе теплового баланса правые части уравнений (2.15) и (2.16), получим уравнение

$$\left[q_{s.n.} + q_{s.p.} \cdot F_0' + q_{s.p.} \cdot F_0'' \right] \cdot 0.7 = 0.28 \cdot Z \cdot \rho \cdot C \cdot \left(t_k^{unc} - \frac{t_k^{unc} + t_n}{2} \right), (2.17)$$

которое решается относительно t_{κ}^{unc} при всех остальных известных величинах. Более точные значения t_{κ}^{unc} будут получены при решении уравнения (2.17) для каждого фасада в отдельности.

При расчете жилых зданий с «тёплым» чердаком необходимо учитывать, что теплопотери через покрытие уменьшаются за счет того, что температура воздуха в объеме теплого чердака выше температуры наружного воздуха. Температура воздуха в объеме теплого чердака рассчитывается по формуле:

$$t_{q} = t_{q.H.} - \frac{t_{q.H.} - t_{M.} + 2}{2 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{\pi}{F_{n}}}},$$
(2.18)

где $t_{\scriptscriptstyle u.h.}$ - температура вентилируемого воздуха, $t_{\scriptscriptstyle u.h.}$ = 19 °C;

l– расстояние от вентиляционного блока до угла здания, м;

 F_n — жилая площадь здания,м²;

 t_i - минимальная температура воздуха теплого чердака над угловой комнатой, °C, рассчитываемая по формуле:

$$t_{\scriptscriptstyle M} = t_{\scriptscriptstyle y} - \Delta t^{\scriptscriptstyle H} \cdot R_{\scriptscriptstyle n} \,, \tag{2.19}$$

где t_v - расчетная температура воздуха углового помещения, $t_v = 20$ °C;

 Δt^{H} - температурный перепад, $\Delta t^{H} = 4 \, ^{\circ}\mathrm{C};$

 $R_{n.}$ - термическое сопротивление плиты покрытия, $R_{n.} = 6.0 \,\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{^{\circ}C/BT}$ [18];

Расчеты производим при температурах наружного воздуха -25, -10, -3,2, 0 и +5°C. Потери теплоты помещением рассчитываются по формуле 2.1.

При использовании модернизированного «теплого» чердака для расчета нагрузки на систему отопления рассчитываем температуру воздуха в объеме теплого чердака по (2.18, 2.19):

$$t_{y} = 20 - 4.6 = -4^{\circ}C$$

$$t_{_{q}} = 19 - \frac{19 - -4 + 2}{2 \cdot 12, 5 \cdot \sqrt{\frac{\pi}{337,92}}} = 10,3^{\circ}C$$

Результаты выполненных расчетов графически представлены на рисунке 2.5.

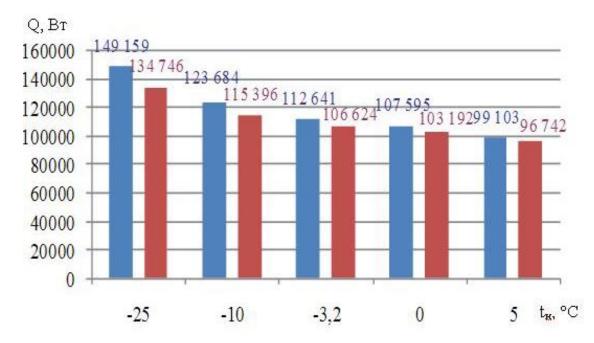


Рисунок 2.5 – Изменение нагрузки на систему отопления приприменение модернизированной по патенту [15] конструкции «теплого» чердака;

Дальнейшая модернизацияпредставляет использование светопрозрачных навесных фасадов (рисунок 2.2) совместно с конструкцией модернизированного «теплого» чердака. Светопрозрачый навесной фасад располагается только с южной стороны здания.

Приняв нормативные и фактические значения входящих в формулу (2.7) величин для односекционного 10 этажного здания с размерами 13,8x25,6x30 м и коэффициентом оконного остекления κ_{ocm} =0,35 получим уравнение

$$\frac{0,28\cdot3,0\cdot30\cdot40\cdot1,4\cdot1}{1330/3,2+756/1} = \frac{20,0-0,5\cdot t_{\kappa}-0,5-25}{t_{\kappa}+25},$$

которое решается для t_{κ} =+1,5°C, т.е. наличие навесного вентилируемого светопрозрачного фасада только за счёт теряемой зданием трансмиссионной теплоты через наружные стены и окна в ночное время без воздействия солнечной радиации обеспечивается нагрев наружного приточного воздуха, движущегося внутри вертикального щелеобразного

воздухопроводящего канала, от начальной температуры $t_{nav}=t_{n}=-25^{\circ}C$ до конечной его температуры при переходе из вертикального канала в объём «тёплого» чердака на величину $\Delta t_{nov}^{n,\phi}$, равную

$$\Delta t_{\mu o \nu}^{\mu, \phi} = t_{\mu} - t_{\kappa} = (-25) - (+1, 5) = 23,5 ^{\circ} C$$

Аналогичные рассуждения по поводу теплообменных процессов, протекающих в объёме «тёплого» чердака, приводят к уравнению

$$0,28 \cdot Z \cdot \rho \cdot C \cdot (t_{m.u.} - t_k) = \frac{F_{nok}}{R_{nor}} \cdot (t_s - \frac{t_{m.u.} + t_k}{2}) (2.20)$$

Подставив известные величины в уравнение (2.20), получим

$$\frac{0,28\cdot3,0\cdot30\cdot40\cdot1,4\cdot1}{265,4/6} = \frac{20,0-0,5\cdot t_{_{\text{\tiny T,4.}}}-0,5\cdot1,5}{t_{_{\text{\tiny T,4.}}}-1,5}$$

откуда $t_{\text{т.ч.}} = 2,3$ °C. Следует также отметить, что в ночное время обычно кухней и ванной пользуются очень редко и совсем не обязательно удалять тёплый воздух из этих помещений, т.к. вредности не выделяются, а оставить вытяжку в объёме $25\text{м}^3/\text{ч}$ только из туалета тогда формулу (3.6) можно представить в виде

$$0.28 \cdot 25 \cdot 6 \cdot 10 \cdot 1.4 \cdot 1 \cdot (t_k - t_n) = \left(\frac{1330}{3.2} + \frac{756}{1.0}\right) \cdot (20 - 0.5 \cdot t_k + 12.5), \tag{2.21}$$

Откуда $t_{\kappa}^{noч}$ = -18,4°C, т.е. вся теряемая зданием трансмиссионная теплота будет ассимилироваться небольшим количеством воздуха, движущимся по вертикальному щелевидному воздухопроводящему каналу, образованному светопрозрачным навесным фасадом и наружной поверхностью вертикальных наружных ограждений и при этом его температура будет подниматься за счёт рекуперации от начальной $t_{naч} = t_n = -25$ °C до конечной при переходе из вертикального канала в объём «тёплого» чердака $t_{\kappa}^{noч} = -18,4$ °C,, обеспечивая нагрев воздуха на величину $\Delta t = t_k - t_n = -18,4$ -(-25) = 6,6°C.

Данный расчет производим для температур наружного воздуха -25, -10, -3,2, 0 и +5°C, результаты расчета:

при
$$t_{\scriptscriptstyle H} = -25^{\circ}\text{C}, \ t_{\scriptscriptstyle K}^{\scriptscriptstyle HO^{\scriptscriptstyle H}} = -18,4 \,^{\circ}\text{C}.$$
при $t_{\scriptscriptstyle H} = -10^{\circ}\text{C}, t_{\scriptscriptstyle K}^{\scriptscriptstyle HO^{\scriptscriptstyle H}} = -5,4 \,^{\circ}\text{C}.$
при $t_{\scriptscriptstyle H} = -3,2^{\circ}\text{C}, t_{\scriptscriptstyle K}^{\scriptscriptstyle HO^{\scriptscriptstyle H}} = 0,4 \,^{\circ}\text{C}.$
при $t_{\scriptscriptstyle H} = 0^{\circ}\text{C}, t_{\scriptscriptstyle K}^{\scriptscriptstyle HO^{\scriptscriptstyle H}} = +3,1 \,^{\circ}\text{C}.$
при $t_{\scriptscriptstyle H} = +5^{\circ}\text{C}, t_{\scriptscriptstyle K}^{\scriptscriptstyle HO^{\scriptscriptstyle HO^{\scriptscriptstyle H}}} = +7,3 \,^{\circ}\text{C}.$

Результаты выполненных расчетов графически представлены на рисунке 2.6.

Третьим этапом модернизации является применение конструкции технологического чердака с рекуператором теплоты совместно со светопрозрачными навесными фасадами (рисунок 2.3).

Эффективность предлагаемой технологии подтверждается следующим теплотехническим расчетом. Размер здания 13,8х25,6х30 м. для одной секции.

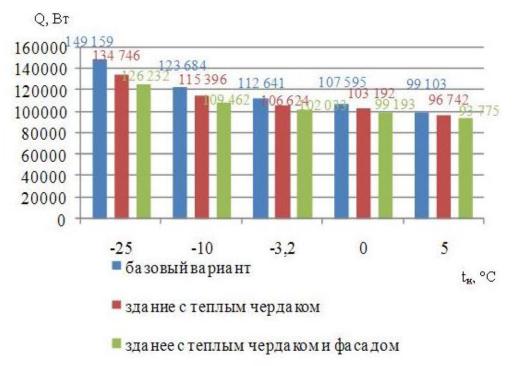


Рисунок 2.6 – Изменение нагрузки на систему отопления при использовании модернизированной конструкцией «теплого» чердака совместно с навесным светопрозрачным фасадом

Площадь навесного фасада с южной стороны $F_{\text{н.ср.}} = 25, 6 \cdot 30 = 768 \,\text{м}^2$, Включая площадь окон: $F_{\text{ок.}} = 2,25 \cdot 6 \cdot 10 + 4,35 \cdot 2 \cdot 10 = 222 \,\text{м}^2$ и наружных стен $F_{\text{н.с.}} = 768 - 222 = 546 \,\text{m}^2$.

$$Q_{\text{yr.}} = \alpha_{_H} \cdot F_{_{\text{H.C.}}} \cdot \Delta t = 23 \cdot 546 \cdot 20 = 251160 \,\text{Bt}.$$

Количество выделяемой бытовой теплоты рассчитывается по формуле (2.2) и составляет

$$Q_{6\text{bit}}^{\Sigma} = 9 \cdot F_n^{\Sigma} = 9 \cdot 3172, 8 = 28555, 2 \text{ Bt.}$$

Общая площадь пола для одной секции здания без лестнично-лифтовой площадки составит

$$F_n^{\Sigma} = 13.8 \cdot 25.6 - 6.4 \cdot 6 \cdot 10 = 3148.8 \text{ m}^2.$$

Количество теплоты, которую содержит вытяжной воздух, равно

$$Q_{\text{\tiny BMT.}} = 0,28 \cdot Z \cdot \rho \cdot c \cdot \ t_{\text{\tiny B}} - t_{\text{\tiny H}} \ = 0,28 \cdot 3 \cdot 3148, 8 \cdot 1, 2 \cdot 1 \cdot \ 20 - \ -25 \ = 142829,568 \ \text{Bt.}$$

Количество теплоты, утилизированной из вытяжного воздуха в рекуператоре перед выбросом в атмосферу, при коэффициенте рекуперации $\eta = 0, 6$, составляет

$$Q_{\text{pek.}} = Q_{\text{выт.}} \cdot \eta = 142829,568 \cdot 0, 6 = 85697,7 \,\text{Bt.}$$

Суммарное количество теплоты, затраченное для нагрева приточного наружного воздуха, прошедшего по щелевому каналу навесного фасада, объему теплого чердака и рекуператора, составляет

$$Q_{\text{pek.}}^{\Sigma} = Q_{\tilde{\text{obstr.}}}^{\Sigma} + Q_{\text{pek.}} = 28555, 2 + 85697, 7 = 114252, 9 \text{ Bt.}$$

Для определения температуры приточного воздуха составим уравнение теплового баланса

$$\begin{split} Q_{\text{pek.}}^{\Sigma} &= 0,28 \cdot Z \cdot \rho \cdot c \cdot \ t_{\text{np.}} - t_{\text{H.}} \ ; \\ 114252,9 &= 0,28 \cdot 3 \cdot 3148,8 \cdot 1,2 \cdot 1 \ t_{\text{np.}} + 25 \ ; \\ t_{\text{np.}} &= \frac{114252,9}{3173,99} - 25 = 11 \ ^{\text{o}}\text{C}. \end{split}$$

Данный расчет так же производим для температур наружного воздуха -25, -10, -3,2, 0 и +5°C, результаты расчета:

при
$$t_{H} = -25$$
°C, $t_{np} = +11$ °C.

при
$$t_{\mu} = -10^{\circ}\text{C}, t_{nn} = +17^{\circ}\text{C}.$$

при
$$t_{\mu} = -3.2$$
°C, $t_{np} = +19.7$ °C.

при
$$t_{n} = 0$$
°C, $t_{nn} = +21$ °C.

при
$$t_{H} = +5$$
°C, $t_{np} = +23$ °C.

Результаты выполненных расчетов графически представлены на рисунке 2.7.

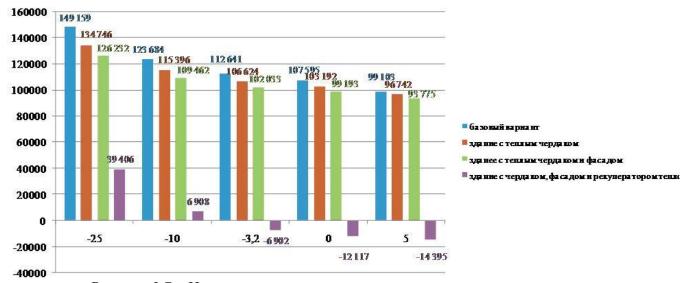


Рисунок 2.7 — Изменение нагрузки на систему отопления при использовании рекуперативного устройства приточно-вытяжной вентиляции, светопрозрачных навесных фасадов и модернизированной конструкцией «теплого» чердака

Таким образом, благодаря утилизации теряемой зданием трансмиссионной теплоты, бытовых тепловыделений и частичной рекуперации теплоты, содержащейся в вытяжном воздухе, можно значительно сократить затраты энергоресурсов от внешних источников на обогрев здания и вентиляцию за счет использования парникового эффекта при устройстве навесных вентилируемых светопрозрачных фасадов и модернизации теплого чердака в объемную приточную камеру.

2.2 Энергоресурсоэффективное тепловоздухоснабжение зданий с технологическими чердаками и рекуперацией вторичной теплоты

В инженерных системах вентиляции зданий в конструктивном исполнении приточновытяжных устройств наличие горизонтально расположенных воздуховодов не способствует созданию движущей силы гравитационного давления, а лишь увеличивает силы торможения этому движению из-за потерь давления на преодоление трения и местных сопротивлений. Движущая сила гравитации воздушного потока возникает лишь в вертикальных воздуховодах тем значительнее, чем больше их протяженность h и перепад температур наружного t_{H} и внутреннего t_{G} воздуха, что математически выражается формулой:

$$P_{\varepsilon} = h \cdot g \cdot (\rho_{H} - \rho_{\theta}), \Pi a; \tag{2.22}$$

где h — протяженность вертикальных воздуховодов, м; g — ускорение свободного падения, м/с²; ρ_{H} , ρ_{G} — соответственно плотность наружного и внутреннего воздуха, кг/м³.

Ниже представлена к рассмотрению энергоэффективная технологическая схема теплои воздухоснабжения зданий с вентилируемым чердаком, навесными вентилируемыми светопрозрачными системами и рекуперативной схемой приточно-вытяжной вентиляции с естественным побуждением. В идеале, если здание закрыть воображаемым колпаком из светопрозрачного материала и проследить за тепловыми и воздушными потоками, можно представить физическую модель процесса, изображенную на рисунке 2.8.

Теплота, поступающая в жилые здания в виде бытовых тепловыделений в количестве $Q_{\delta \omega m}$, определяется по формуле:

$$Q_{\delta \omega m} = (9...21) \cdot F_n$$
, BT; (2.23)

где F_n – площадь пола внутри здания, м².

Эта теплота нагревает внутренний воздух, удаляемый под действием сил гравитации естественным путем через вытяжные каналы 1 в атмосферу, создавая внутри ограниченного колпаком 2объема некоторое разрежение, под действием которого под колпак снизу поступает наружный холодный воздух, заполняя все пространство под ним. Здесь воздух нагревается воздействием теряемой зданием через наружные ограждения трансмиссионной теплоты Q_{mp} круглосуточно и теплоты солнечной радиации Q_{pad} под действием парникового эффекта, создаваемого за счет инсоляции через светопрозрачный колпак в дневное время суток. За счет этой суммарной $Q_{\Sigma} + Q_{mp} + Q_{pad}$ теплоты нагреваемый воздух вокруг здания, ограниченного светопрозрачным колпаком, становится легче, его плотность понижается и под действием сил гравитации он устремляется в верхнюю зону под крышу колпака.

Поскольку это процесс непрерывный, то в верхней зоне под колпаком возникает избыточное давление, которое способствует выдавливанию

наружного воздуха по вертикальным приточным каналам 3 внутрь здания. Этому процессу способствует действие вытяжного вертикального канала 1, через который загрязненный теплый воздух удаляется в атмосферу, освобождая внутреннее пространство здания и создавая своеобразный вакуум, усиливая процесс втягивания наружного воздуха внутрь вентилируемых помещений здания.

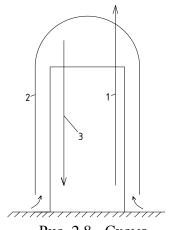


Рис. 2.8 - Схема естественной вентиляции здания: 1 – вытяжной воздуховод; 2 – светопрозрачный колпак;

3 – приточный воздуховод Описанный процесс вентиляции здания по схеме, изображенной на рисунке 2.8, представляет собой действие теплового насоса, обеспечивающего устойчивую естественную циркуляцию воздуха в системах приточно-вытяжной вентиляции с энергоресурсоэффективным использованием вторичной теплоты, теряемой зданием через наружные ограждающие конструкции, и природной теплоты солнечной радиации, минимизируя, таким образом, теплопотребление зданием от внешних энергоисточников.

Переходя от идеальной физической модели (рисунок 2.8) к более реальным конструктивным решениям, рассмотрим технологическую схему приточно-вытяжной вентиляции здания, представленную на рисунке 2.9, в которой вместо идеального колпака функционально используются светопрозрачные вентилируемые навесные фасадные системы I и технологический чердак 2, выполняющий функции объемной приточной вентиляционной секционной камеры [15].

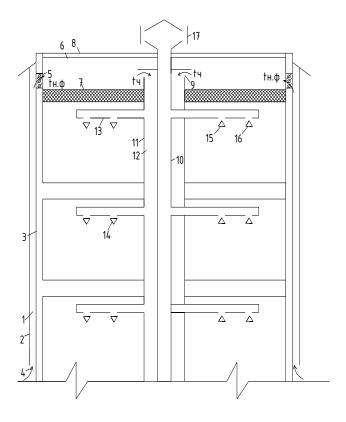


Рис. 2.9 - Фрагмент здания с вентилируемым чердаком, навесными вентилируемыми светопрозрачными системами и рекуперативной схемой приточно-вытяжной вентиляции с естественным побуждением

В данной конструктивно-технологической схеме дополнительно используется в качестве вторичного энергоресурса утилизация теплоты вытяжного вентиляционного воздуха в комбинации приточно-вытяжных воздуховодов, выполненных в виде рекуперативного теплообменника, работающего на принципах противотока по схеме «труба в трубе».

Система энергоресурсоэффективного тепловоздухоснабжения, изображенная схематично на рисунке 2.9, разработана с использованием патентов Республики Беларусь [12, 14, 21] и представляет собой высокотехнологичный вариант конструктивного решения теплоэнергообеспечения зданий с минимальными затратами энергоресурсов от внешних источников за счет широкого использования вторичных внутренних и природных внешних энергоисточников.

В предлагаемой технической схеме вентиляции используется: вторично трансмиссионная теплота, теряемая зданием через вертикальные и горизонтальные ограждающие конструкции; вторично теплота, содержащаяся в удаляемом вытяжном вентиляционном воздухе; дополнительно природная теплота прямой и рассеянной солнечной радиации, воспринимаемой навесным вентилируемым светопрозрачным фасадом и верхним покрытием чердака; гравитационное давление, возникающее в вертикальных каналах, образованных навесными вентилируемыми фасадными системами и вертикальным вытяжным воздуховодом, усиленных за счет природного ветрового давления дефлектором, установленным на вытяжной шахте.

Устройство приточно-вытяжной вентиляции здания работает согласно технологической схеме циркуляционного контура движения воздушных потоков внутри многоэтажного здания с ограждающими конструкциями повышенной теплозащиты и герметичности, представленной на рисунке 2.9.

Наружный холодный воздух, заполняющий щелевой канал I, образованный навесным вентилируемым светопрозрачным фасадом 2 и наружной поверхностью вертикального ограждения 3 через входное щелевое отверстие 4, начинает нагреваться, аккумулируя трансмиссионную теплоту, теряемую зданием через вертикальные ограждения 3 наружных стен и окон, и теплоту прямой и рассеянной солнечной радиации, воспринимаемой через светопрозрачную перегородку 2 под действием парникового эффекта в дневное время. При нагреве плотность воздуха уменьшается, под действием сил гравитации воздух устремляется вверх по щелевому каналу I и через отверстие 5 с регулируемой решеткой поступает в чердачный вентилируемый объем 6, ограниченный снизу утепленным согласно нормативным требованиям перекрытием верхнего этажа 7 и облегченной конструкцией верхнего покрытия чердака 8.

В объем вентилируемого чердака наружный воздух, предварительно подогретый в щелевом канале I от температуры t_n наружного воздуха до температуры $t_{n,\phi}$, продолжает нагреваться от трансмиссионной теплоты, теряемой зданием через перекрытие 7 верхнего этажа и легкое покрытие чердака 8 за счет прямой и рассеянной теплоты солнечной радиации в дневное время, и уже с температурой t_n входит через кольцевое отверстие в рекуперативный теплообменник кожухотрубного типа противоточного действия приточновытяжной системы вентиляции, конструктивно выполненной по схеме «труба в трубе», где внутренний воздуховод 10, транспортирующий теплый вытяжной воздух, который является греющим теплоносителем, расположен внутри приточного воздуховода 11, образуя кольцевой канал 12.

При движении по кольцевому каналу 12 приточный воздух как более холодный по сравнению с внутренним воздухом, а значит и более тяжелый, под действием силы тяжести устремляется вниз по кольцевому каналу 12, одновременно нагреваясь по ходу движения через теплую поверхность вытяжного воздуховода 10 за счет рекуперации, поступает в вентилируемые помещения через горизонтальные приточные воздуховоды 13 с регулируемыми приточными решетками 14, из которых отработанный вентиляционный воздух через вытяжные регулируемые решетки 15 и кухонные вытяжки 16 выдавливается из помещений и поступает в сборный вытяжной воздуховод 10, откуда под действием сил гравитации устремляется вверх и далее, усиливая естественную циркуляцию за счет природных сил ветрового давления, создаваемого дефлектором 17, выбрасывается в атмосферу.

Физико-математическая модель тепломассообменных процессов отопительновентиляционной системы здания в многоступенчатой схеме утилизации вторичных и природных энергоресурсов, аналитически описывается следующим образом.

Теплоту, теряемую зданием круглосуточно через вертикальные ограждения $Q^{\scriptscriptstyle h.c.o}_{mp}$, рассматриваем одновременно с радиационной теплотой $Q^{\scriptscriptstyle h.c.o}_{\scriptscriptstyle pad}$, воздействующей через навесной вентилируемый светопрозрачный фасад в дневное время суток. Приточный

наружный воздух при прохождении снизу вверх по щелевому каналу 1 аккумулирует трансмиссионную $Q_{mp}^{u.c.o}$ и радиационную теплоту $Q_{pao}^{u.c.o}$, соответственно нагреваясь при этом на величину Δt_1 и Δt_2 , то есть суммарный нагрев на 1-й ступени циркуляционного контура при прохождении через щелевой канал 1 составит:

$$\Delta t_{\Sigma}^{I} = \Delta t_{1} + \Delta t_{2}. \tag{2.24}$$

Далее наружный приточный воздух поступает в вентилируемый чердак с температурой на входе $t_{h.\phi.}$:

$$t_{\mu,d\nu} = t_{\mu} + \Delta t^{I}. {(2.25)}$$

Находясь в объеме вентилируемого чердака, наружный приточный воздух аккумулирует трансмиссионную теплоту $Q_{mp}^{n,u}$, теряемую зданием через горизонтальную поверхность ограждения 7 перекрытия верхнего этажа, и одновременно аккумулирует теплоту $Q_{pad}^{no\kappa}$ прямой и рассеянной солнечной радиации, воспринимаемую через легкое покрытие чердака. При прохождении объема вентилируемого чердака наружный приточный воздух одновременно дополнительно нагревается на величину Δt_3 , аккумулируя $Q_{mp}^{n.u}$, и на величину Δt_4 , аккумулируя $Q_{pad}^{no\kappa}$, и перед входным отверстием 9 в рекуперативный теплообменник устройства приточно-вытяжной вентиляции на второй ступени циркуляционного контура дополнительно нагревается на величину Δt_5^{II} , равную

$$\Delta t_{\Sigma}^{II} = \Delta t_3 + \Delta t_4, \tag{2.26}$$

и его температура на входе в кольцевое отверстие 9 определится выражением:

$$t_{\scriptscriptstyle H} = t_{\scriptscriptstyle H} + (\Delta t_{\scriptscriptstyle \Sigma}^{\scriptscriptstyle I} + \Delta t_{\scriptscriptstyle \Sigma}^{\scriptscriptstyle II}). \tag{2.27}$$

Далее наружный приточный вентиляционный воздух, двигаясь встречным потоком по кольцевому каналу 12, рекуперативно поглащает теплоту $Q_{\rm eыm.}$ от удаляемого по внутреннему воздуховоду 10 теплого вытяжного воздуха и одновременно нагревается на величину $\Delta t_{\rm pex.}$, а в вентилируемое помещение поступает с температурой $t_{\rm np}$, равной

$$t_{np} = t_{H} - (\Delta t_{\Sigma}^{I} + \Delta t_{\Sigma}^{II} + \Delta t_{pe\kappa}). \tag{2.28}$$

Выполненные исследования по построению физической модели аэродинамических и тепломассообменных процессов, протекающих по инновационной технологии энергоресурсоэфективного тепловоздухоснабжения в устройствах приточно-вытяжной вентиляции с более широким привличением к использованию вторичных и природных энергоресурсов с целью снижения энергозатрат от внешнего энергопотребления при длительной эксплуатации многоэтажных чердачных зданий повышенной теплозащиты и герметичности ограждающих конструкций, позволяют перейти к более углубленному описанию рассматриваемых процессов методами математического моделирования через уравнения и зависимости, представленные в разделах теоретической физики и теплотехники.

Построение математической модели и методики расчета аэродинамических и тепломассообменных процессов при работе устройства приточно-вытяжной вентиляции с

естественной циркуляцией воздуха выполняется следующим образом. Рассмотрим три основные стадии моделирования в соответствии с принятой ступенчатой технологической схемой тепловоздухоснабжения многоэтажного чердачного здания с использованием:

- навесного светопрозрачного вентилируемого фасада с рекуперацией трансмиссионной теплоты, теряемой вертикальными ограждающими конструкциями наружных стен и окон в дневное и ночное время на протяжении всего отопительного периода, а также теплоты прямой и рассеянной радиации, воздействующей на здание в дневное время и способствующей его прогреванию за счет парникового эффекта;
- инновационно-модифицированного вентилируемого чердака здания, который благодаря технологическим преобразованиям из классической вытяжной вентиляционной секционной камеры превращен в приточную вентилируемую секционную объемную камеру с возможностью аккумулирования трансмиссионной теплоты, теряемой зданием через перекрытие верхнего этажа, а также теплоты прямой и рассеянной солнечной радиации, воздействующей на здание через верхнее покрытие чердака, для дополнительного подогрева наружного приточного вентиляционного воздуха, циркулирующего через чердачный объем;
- рекуперативного теплообменника, конструктивно выполненного из приточных и вытяжных воздуховодов в виде кожухотрубного теплоутилизатора противоточного действия с транзитным отбором теплоты, содержащейся в вытяжном вентиляционном воздухе, для подогрева наружного приточного вентиляционного воздуха с целью минимизации теплопотребления от внешних энергоисточников.

На первой ступени рекуперации теплота, воспринимаемая наружным приточным воздухом, движущимся снизу вверх по щелеобразному воздухопроводящему каналу, нагревает его от наружной температуры $t_{\scriptscriptstyle H}$ до конечной температуры $t_{\scriptscriptstyle K}$ на входе в вентилируемый чердак, а осредненная температура воздуха внутри воздухопроводящего канала $t_{\scriptscriptstyle H}$, равна

$$t_{\mu,\phi} = \frac{t_{\mu} + t_{\kappa}}{2}. (2.29)$$

Количество трансмиссионной теплоты Q_m , Вт, теряемой зданием в ночное время через наружные вертикальные ограждения, оборудованные светопрозрачными вентилируемыми фасадами, и воспринимаемой наружным приточным воздухом, движущимся по щелеобразному каналу, определится из выражения

$$Q_{m} = \left(\frac{F_{n.c}}{R_{n.c}} + \frac{F_{o\kappa}}{R_{o\kappa}}\right) \cdot (t_{e} - t_{n.\phi}), \tag{2.30}$$

где $F_{n.c.}$ – площадь наружных стен, м²; $F_{o\kappa}$ – площадь световых проемов, м²; $R_{n.c}$ и $R_{o\kappa}$ – сопротивления теплопередаче соответственно наружных стен и световых проемов, м². $^{\circ}$ С/Вт.

Количество теплоты, $Q_{pe\kappa}$, Вт, затраченной на нагрев приточного вентиляционного наружного воздуха в количестве L, м³/ч, определим как

$$Q'_{pek} = 0,28L \cdot \rho \cdot c(t_{k} - t_{h}). \tag{2.31}$$

Здесь L – количество приточного вентиляционного наружного воздуха, м³/ч; ρ – плотность воздуха, кг/м³;c – теплоемкость воздуха, равная 1,0 кДж/(м³.°C).

Согласно тепловому балансу правые части в уравнениях (2.43) и (2.44) приравняем и получим:

$$0,28L \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{\kappa} - t_{\mu}) = \left(\frac{F_{\mu,c}}{R_{\mu,c}} + \frac{F_{o\kappa}}{R_{o\kappa}}\right) \cdot \left(t_{e} - \frac{t_{\kappa} + t_{\mu}}{2}\right). \tag{2.32}$$

Считаем, что навесной светопрозрачный фасад установлен только с южной стороны здания. Приняв нормативные и фактические значения входящих в формулу (2.30) величин для односекционного 10-этажного жилого здания с размерами $12\times24\times30$ м и коэффициентом оконного остекления $K_{ocm}=0.35$, для города Витебска, запишем уравнение (2.32) следующим образом:

$$0,28\cdot 3\cdot 30\cdot 40\cdot 1,4\cdot 1\cdot (t_{\kappa}-(-25))=\left(\frac{1330}{3,2}+\frac{756}{1,0}\right)\cdot \left(20-\frac{t_{\kappa}+(-25)}{2}\right),$$

или

$$\frac{0,28\cdot 3\cdot 30\cdot 40\cdot 1,4\cdot 1}{1330/3,2+756/1,0}=\frac{20-0,5\cdot t_{\kappa}+0,5\cdot (-25)}{t_{\kappa}+25},$$

которое решается для $t_{\kappa} = +1.5$ °C.

Так как температура на входе в объем вентилируемого чердака из под навесного вентилируемого фасада определена и составляет t_{κ} = +1,5 °C, то аналогично уравнение (2.32) можно записать для вентилируемого чердака:

$$0,28 \cdot L \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{_{\theta,\mathcal{Y}}} - t_{_{H}}) = \frac{F_{_{NOK}}}{R_{_{NOK}}} \cdot \left[\left(\frac{t_{_{\theta,\mathcal{Y}}} + t_{_{H}}^{pex}}{2} \right) - t_{_{H}} \right], \tag{2.33}$$

откуда $t_{e,q} = +2,1$ °C, то есть под действием теплоты, теряемой зданием через потолочное перекрытие верхнего этажа, температура приточного воздуха, циркулируемого в объеме вентилируемого чердака, дополнительно догревается от $t_{\kappa} = +1,5$ °C до $t_{e,q} = +2,1$ °C в ночное время, но одновременно и охлаждается через верхнее покрытие чердака от $t_{e,q} = +2,1$ °C до t_{pex} , которая определится из уравнения:

$$\frac{0,28\cdot3\cdot30\cdot40\cdot1,36\cdot1}{288/6,0} = \frac{20-0,5\cdot t_{g,q}-0,5\cdot1,5}{t_{g,q}-1,5},$$

откуда $t_{nav}^{pek} = 0.73$ °C, то есть на входе в рекуператор температура наружного приточного воздуха повышается благодаря трансмиссионной теплоте, теряемой зданием через перекрытие верхнего этажа, от температуры $t_{n.\phi} = +1.5$ °C до $t_{s.v} = +2.1$ °C и одновременно снижается за счет потерь теплоты через верхнее покрытие чердака до значений $t_n^{ep} = +18$ °C в ночное время.

Как показал анализ графиков изменения температур в противоточном воздуховоздушном теплообменнике-теплоутилизаторе кожухотрубного исполнения при переменных режимах работы, полученных при расчете по безразмерным комплексам [14, с.198], температура греющего теплоносителя снижается от $t_n^{ep} = +18$ °C до $t_\kappa^{ep} = +5,45$ °C, а температура нагреваемого теплоносителя изменяется в ночное время от $t_n^{noq} = 0$ °C до $t_\kappa^{noq} = +17,6$ °C, то есть практически до нормативного значения.

Теперь рассмотрим воздействие прямой и рассеянной солнечной радиации на тепловой режим здания с навесным светопрозрачным вентилируемым фасадом, вентилируемым чердаком, используемым вкачестве приточной объемной секционной

вентиляционной камеры, и рекуперативным теплообменником-утилизатором кожухотрубного типа в противоточном воздухо-воздушном исполнении.

Математическое моделирование тепломассообменных процессов при работе устройства приточно-вытяжной вентиляции базируется на основе физической модели с составлением и решением уравнений теории аэродинамики и теплотехники.

При проектировании установок, использующих природную теплоту прямой и рассеянной солнечной радиации для обогрева зданий и предварительного подогрева наружного приточного вентиляционного воздуха, необходимо знать средние поступления прямой солнечной радиации за сутки по месяцам года с учетом продолжительности отопительного периода.

Коэффициент пересчета средних суточных поступлений прямой солнечной радиации с горизонтальной поверхности на вертикальную (K) в зависимости от ориентации поверхности, географической широты местности и времени года:

$$Q_{g,p} = K \cdot Q_{\varepsilon}, \tag{2.34}$$

а при наклонной поверхности

$$Q_{n,p} = Q_{\varepsilon} \cdot (\cos\beta + K \cdot \sin\beta), \qquad (2.35)$$

где β – угол наклона поверхности к горизонту; Q_{ε} , $Q_{\varepsilon,p}$, $Q_{u,p}$ – поток прямой солнечной радиации соответственно на горизонтальную, вертикальную и наклонную поверхности к горизонту.

В таблицах 2.2–2.4 приведены значения коэффициента поетуплений прямой радиации с горизонтальной поверхности на вертикальную для поверхности южной ориентации, расположеннойна широте местности города Минска (54° с.ш.) осредненно на 15-е число каждого месяца [22].

Таблица 2.1 - Значения коэффициентаК по месяцам

Месяцы года													Среднее
Широта									. 0				значениеК
местност)P	JIb	J	ель		P	P	CT	сентябрь	рь	JP	рь	за
и, град.,	январь	февраль	март	pe	май	июнь	июль	\sim	КТІ	тябрь	ноябрь	декабрь	отопитель
с. ш.	ИΚ	фел	Z	апр	_	И	И	авг	cer	OK	НО	деғ	ный
													период
54	4,5	2,55	1,5	0,84	0,52	0,4	0,44	0,68	1,17	2,0	3,7	5,4	2,95

Таблица 2.2 - Месячные и годовые поступления на горизонтальную поверхность прямой $Q_{n.c}$ (числитель) и рассеянной Q_{pac} (знаменатель) солнечной радиации, МДж/м², для города Минска [22]

Б 1		Месяцы года											
Географ ический район	январь	февра ль	март	апрель	май	ИЮНБ	ИЮЛЬ	август	сентяб рь	октябр ь	чд9кон	декабр ь	За год
Минск	1,7 5,0	4,2 9,6	14,2 16,7	18,8 21,8	30,1 27,6	34,3 29,3	31,8 28,9	22,6 23,4	15,1 16,3	<u>5,9</u> 10,5	1,7 5,0	<u>0,8</u> 3,3	181,3 197,6

Количество рассеянной солнечной радиации при практических расчетах определится как

$$Q_{pac,\mu\kappa} = Q_{pac,\epsilon} (1 + \cos\beta) / 2. \tag{2.36}$$

Значение суммарной солнечной радиации найдем по формуле

$$Q_{\Sigma} = Q_{\varepsilon}(\cos\beta + K \cdot \sin\beta) + Q_{pac,\varepsilon}(1 + \cos\beta) / 2. \tag{2.37}$$

Таблица 2.3 - Месячные и годовые суммы суммарной солнечной радиации на горизонтальную и вертикальную поверхности различной ориентации при средних условиях облачности, МДж/м 2 , для города Минска [22]

		Месяцы года											
Поверхность	январь	февра ль	март	апрель	май	июнь	июль	август	сентяб рь	октябр ь	чд9кон	декабр ь	За год
Горизонтальная	69	133	291	393	567	624	590	478	315	154	59	41	3714
Вертикальная (С)	49	92	151	150	213	250	233	176	118	66	32	29	1559
Вертикальная (В)	63	116	224	245	351	391	360	299	204	100	43	36	2432
Вертикальная (Ю)	128	196	339	295	345	345	339	334	290	182	84	71	2948
Вертикальная (3)	66	123	233	237	320	358	339	282	203	104	45	37	2347
С, В, Ю, 3 – с													

Для рассматриваемого здания с размерами $13,8\times25,6\times30$ м площадь вентилируемого чердака при плоской крыше $F_q = 13,8\times25,6 = 353$ м² горизонтальной площади, на которую падает тепловой потоксолнечной радиации в отопительный период, равный 210 суток осредненно для географического района города Минска по данным [22, c. 30], определится из выражения

$$J_{pao.}^{cop} = \frac{Q_{c}}{t} = \frac{1101 \cdot 10^{6}}{1,8 \cdot 10^{6}} = \frac{1101 \cdot 10^{6}}{7 \cdot 30 \cdot 24 \cdot 3600} = 612 \text{ BT/m}^{2}.$$
(2.38)

По конструктивно принятому $R_{nox}^{u} = 2.0$ м². °C/Вт и площади чердака $F_{u} = 353$ м² определим количество теплоты, прошедшей через ограждение и аккумулируемой приточным наружным вентиляционным воздухом:

$$Q_{no\kappa} = \frac{F_n}{R_n} \cdot (t_{\kappa,u} - t_{u,u}^0), \tag{2.39}$$

где F_n — площадь покрытия, м²; R_n — сопротивления теплопередаче покрытия, м²·°С/Вт; $t_{n,n}^0$ и $t_{k,n}$ — температура в чердаке соответственно начальная и конечная, °С.

Количество теплоты, аккумулируемой приточным наружным воздухом в объеме вентилируемого чердака, определится из выражения:

$$Q_{y} = 0,28 \cdot 3 \cdot 30 \cdot 40 \cdot 1,35 \cdot 1 \cdot (t_{n} - t_{y}). \tag{2.40}$$

Передача теплоты при совместном действии разности температур и потока суммарной солнечной радиации J, МДж/м 2 , в дневное время суток рассчитывается как

$$t_{ycn} = t_n + \Delta t_p = t_n + p \cdot \frac{J}{\alpha_n}, \qquad (2.41)$$

Для условий города Минска имеем при $t_{\scriptscriptstyle H,cp}$ суточной за отопительный период

$$t_{ycn} = (-1,6) + 0.8 \cdot \frac{612}{23} = 19.7 \text{ °C}.$$

где t_{ycn} — условная наружная температура, °C; $t_{H} = -1,6$ °C — средняя температура наружного воздуха за отопительный период для города Минска; Δt_{p} — изменение наружной температуры за счет суммарной солнечной радиации, °C; p — коэффициент поглощения тепла солнечной радиации поверхностью ограждения [23, с. 13]; J — тепловой поток суммарной солнечной радиации, BT/M^{2} ; α_{H} — коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения, BT/M^{2} °C.

Количество теплоты, поступающей на нагрев приточного наружного вентиляционного воздуха через покрытие вентилируемого чердака в дневное время за счет солнечной радиации:

$$Q_{no\kappa} = \frac{F_n}{R_n} \cdot t_{\kappa} - t_{\mu} = \frac{353}{2} \cdot (-1,6) + 21,3 = 3477 \text{ Bt.}$$
 (2.42)

Количество теплоты, аккумулируемой приточным наружным вентиляционным воздухом, проходящим через вентилируемый чердак, повышает его температуру от $t_{n,\phi}^{\mu} = +1,5$ °C до температуры на входе в рекуперативный теплообменник $t_{n,\phi}^{\kappa}$, которая определяется следующим образом:

$$Q_{no\kappa} = 0,28L \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{h,\phi}^{\kappa} - t_{h,\phi}^{\mu}), \qquad (2.43)$$

или

$$3477 = 0,28 \cdot 3 \cdot 30 \cdot 40 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot (t_{n.\phi}^{\kappa} - 1,5);$$

$$3477 = 1310 \cdot t_{\mu,\phi}^{\kappa} - 1965;$$

$$t_{n,\phi}^{\kappa} = \frac{3477 + 1965}{1310} = +4,15 \text{ °C}.$$

Для учета теплоты солнечной радиации, воздействующей на нагрев приточного наружного вентиляционного воздуха, движущегося по щелевому каналу, образованному навесным вентилируемым светопрозрачным фасадом и наружной поверхностью наружного ограждения, определим сначала условную наружную температуру:

$$t_{ycn} = t_{H} + \Delta t_{p} = t_{H} + p \cdot \frac{J}{\alpha_{H}} = (-1, 6) + \frac{0.7 \cdot 1000}{23} = 28.8 \text{ °C}.$$
 (2.44)

где p=0.7 — коэффициент поглощения тепла солнечной радиации поверхностью ограждения из красного кирпича; $J=\frac{1800\cdot 10^6}{1.8\cdot 10^6}=1000~{\rm Br\,/\,m^2}$ — осредненная суммарная солнечная радиация за 7 месяцев отопительного периода, переведенная с МДж/м 2 на Вт/м 2 ; 1800 МДж/м 2 — суммарная солнечная радиация за 7 месяцев отопительного периода для города Минска, взятая из таблицы 3; $\alpha_{\rm H}=23~{\rm Br/m^2\cdot ^2\cdot ^2}$ С — коэффициент теплообмена на

наружной поверхности ограждения [18]; $t_n = -1.6$ °C — средняя температура наружного воздуха за отопительный период для города Минска.

Количество теплоты, аккумулируемой приточным вентиляционным воздухом, циркулирующей по щелевому каналу через нагретую солнцем остекленную поверхность навесного южного фасада размерами 25,6×30 м

$$Q_p^{n,\phi} = \frac{F_n}{R_{or}} \cdot (t_{ycn} - t_{cp}^{n,\phi}) = \frac{768}{0.15} \cdot (28, 8 - 11, 2) = 90112 \text{ Bt.}$$
 (2.45)

Количество теплоты $Q_{n,\phi}^p = 90112$ Вт поднимает температуру приточного вентиляционного воздуха со средней $t_{n,cp} = -11,2$ °C до температуры $t_{n,q}$, которая определится из выражения:

$$Q_{n,\phi}^{p} = 0,28L \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{i_{l}}^{nav} - t_{n,\phi}), \qquad (2.46)$$

или

$$13517 = 0,28 \cdot 3 \cdot 30 \cdot 40 \cdot 1, 3 \cdot (t_y^{hay} - 1,5),$$

откуда $t_{y}^{Ha4} = +11,8$ °C.

Таким образом, в дневное время суток при прохождении через щелевой канал наружный приточный вентиляционный воздух нагревается суммарно от рекуперации трансмиссионной теплоты в ночное время от $t_{\scriptscriptstyle H.}=-24$ °C до температуры $t_{\scriptscriptstyle q}^{\scriptscriptstyle H.pek}=+1,5$ °C и от солнечной радиации в дневное время еще на $t_{\scriptscriptstyle q}^{\scriptscriptstyle H.pao}=11,8$ °C и составляет

$$t_{n}^{\mu\Sigma} = 11.8 + 1.5 = 13.3$$
 °C.

Аэродинамические исследования тепломассобменных процессов при работе устройства приточно-вытяжной вентиляции базируются на определении естественного гравитационного давления, возникающего в трехступенчатой схеме циркуляционного контура воздушных потоков, циркулирующих внутри герметичного здания.

На первой ступени циркуляции при прохождении наружного приточного воздуха внутри щелевого вентиляционного канала, образованного навесным светопрозрачным фасадом и наружной поверхностью наружного ограждения, и его подогреве от $t_{_{\!\!H}}=-24$ °C до температуры $t_{_{\!\!H}}^{^{\!\!H,pe\kappa}}=+1,5$ °C в ночное время создаваемое естественное гравитационное давление определится из выражения:

$$P_{p,n}^{n,\phi} = hg(\rho_n - \rho_{n,\phi}^n) = 30 \cdot 10 \cdot (1, 4 - 1, 28) = 36 \text{ \Pia.}$$
 (2.47)

В дневное время эта величина увеличится за счет суммарной солнечной радиации и составит при $t_{_{u}}^{^{H\Sigma}}=13,3$ °C

$$P_{zp.u}^{u.\phi} = 30 \cdot 10 \cdot (1, 4-1, 23) = 51 \text{ }\Pi a.$$

При движении приточного наружного вентиляционного воздуха сверху вниз по кольцевому каналу рекуперативного устройства приточно-вытяжной вентиляции естественное гравитационное давление изменяется от наименьшего для верхнего этажа:

$$P_{cp.6}^{p.m} = hg(\rho_{u} - \rho_{nom}) = 4 \cdot 10 \cdot (1, 28 - 1, 26) = 0,8 \text{ }\Pi a.$$

При движении вытяжного воздуха по вертикальному каналу с удалением отработанного воздуха из верхнего этажа с температурой $t_{y\partial} = 6,6$ °C возникает дополнительное гравитационное давление, равное

$$P_{zp}^{yo} = hg(\rho_u - \rho_{yo}) = 8 \cdot 10 \cdot (1, 28 - 1, 26) = 1, 6 \text{ }\Pi a.$$

Таким образом, для оптимального аэродинамического режима суммарное гравитационное давление будет положительным и составит в ночное время

$$P_{p} = P'_{p} + P''_{p} + P'''_{p} = 36 + 0,8 + 1,6 = 38,4 \text{ }\Pi a.$$

Кроме того, дефлектор на вытяжной шахте обеспечивает дополнительную устойчивость работы устройства приточно-вытяжной вентиляции здания за счет природной энергии ветра, исключая полностью опрокидывание циркуляции.

В дневное время под воздействием солнечной радиации гравитационное давление, обеспечивающее естественную циркуляцию воздуха, многократно увеличивается, снижая нагрузку на систему отопления здания от внешних энергоисточников и активизируя работу приточно-вытяжной вентиляции.

2.3Инновационное устройство тепловой вентиляции многоэтажных зданий

По материалам проводимых исследований подготовлена заявка на изобретение «Устройство тепловой вентиляции» следующего содержания [24].

Конструктивное решение системы тепловой вентиляции поясняется схемой на рисунке 2.10.

Наружный воздух через наружную регулируемую приточную решётку 11 поступает в щелевой канал 1, в котором происходит подогрев наружного приточного воздуха за счёт трансмиссионной теплоты, теряемой зданием через наружные вертикальные ограждения стен и окон 3 в отопительный период, а в дневное время суток наружный приточный воздух подогревается через навесной светопрозрачный вентилируемый фасад 2 за счет прямой и рассеянной солнечной радиации дополнительно. Далее через утеплённый клапан 12 при закрытом воздушном клапане 13 воздух через горизонтальный воздуховод 6 поступает в нижнюю часть вертикальной вытяжной шахты 5.

Окончательный догрев приточного воздуха происходит в вертикальном приточном воздухопроводе 4 за счет источника тепловой энергии. Работа источника тепловой энергии контролируется и регулируется системой автоматического регулирования следующим образом: сигналы датчика температуры — термометра сопротивления 19 (рисунок 2.10, 2.11) по силовому электрокабелю поступают в шкаф автоматического управления 20. Электрическими импульсами осуществляется включение и отключение спиралей электронагревателя 17 или степень открытия и закрытия электромагнитного клапана 21 на газопроводе газовой горелки 18. Конденсат, образующийся в результате контакта продуктов сгорания с холодными поверхностями приточного воздухопровода 4, сливается в поддон с гидрозатвором 22 в нижнем сечении шахты с выводом конденсата в систему очистки и в канализацию.

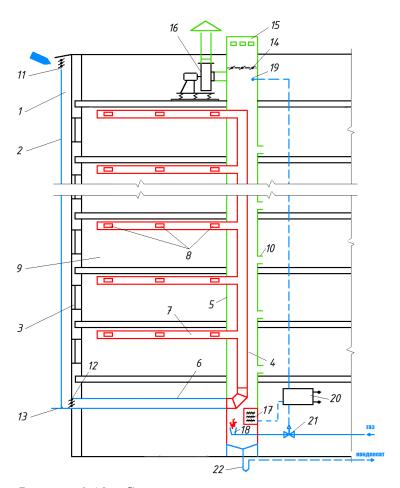


Рисунок 2.10 – Система тепловой вентиляции здания

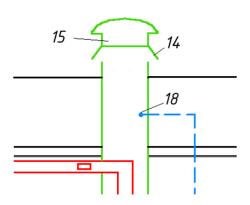


Рисунок 2.11 — Вариант исполнения системы воздухоудаления вертикальной вытяжной шахты устройства тепловой вентиляции с крышным вентилятором

По вертикальному приточному воздухопроводу 4 через приточные горизонтальные воздухопроводы 7 поэтажной разводки и регулируемые приточные решётки 8 воздух поступает в вентилируемые помещения 9. Через вытяжные поквартирные патрубки 10 воздух поступает в вертикальную вытяжную шахту 5, где тёплый вытяжной воздух через стенки приточного воздухопровода 4 передаёт теплоту наружному приточному воздуху, предварительно уже подогретому в щелевом канале 1.

Удаление вытяжного воздуха осуществляется через оголовок вытяжной шахты с воздушным клапаном 14 и вентилятором 16 (рисунок 2.10) или крышный вентилятор (рисунок 2.11) при возможном бесчердачном исполнении здания.

В устройстве за счёт наличия двух вертикальных каналов на всю высоту здания обеспечивается естественное гравитационное давление, величина которого пропорциональна высоте здания и высоте вертикальных каналов P_{rp} = $h\cdot g\cdot (\rho_H-\rho_B)$, причем в щелевом канале 1 приточный наружный холодный, а значит и более тяжёлый, воздух под действием сил гравитации под собственной тяжестью падает вниз, усиливая величину гравитационного давления в щелевом канале 1, совпадающую с направлением движения воздушного потока, а в вертикальном приточном воздухопроводе 4 воздух подогревается, т.е. становится легче и устремляется вверх, что так же совпадает с направлением движения воздушного потока. Таким образом, аэродинамика заявляемого устройства удваивает силы, побуждающие естественную циркуляцию воздушного потока, что позволяет в наиболее холодный период отопительного сезона отключать вентилятор 15 от электропитания с целью дополнительной экономии электроэнергии.

В теплый период, когда заканчивается отопительный сезон, вентиляция жилых зданий, согласно действующей нормативной базе осуществляется естественным проветриванием через форточки и фрамуги окон [19]. Для летнего жаркого времени года в заявляемом устройстве предусмотрен воздушный клапан 13, который открыт, а утепленный клапан 12 закрыт, что обеспечивает естественную циркуляцию воздуха в щелевом канале 1 и способствует охлаждению фасада здания от солнечной радиации, уменьшая нагрузку на систему кондиционирования воздуха и позволяя осуществлять экономию энергопотребления в жаркое летнее время года.

Произведём расчёт теплообмена в воздухоприёмном щелевом канале, обогреваемом с одной стороны (при отсутствии солнечного излучения) на примере 9-ти этажного жилого дома, расположенного в г. Полоцке.

При движении наружного воздуха в щелевом канале 1 в ночное время, когда воздействие солнечной радиации исключено, аккумулируется только теплота теплопотерь через наружные стены и окна, оборудованные навесным фасадом, в количестве поэтажно для 9-го этажа рассчитываемом по формуле:

$$Q_{mp}^{\mu c9} = \frac{F_{\mu c} \cdot (t_{\scriptscriptstyle g} - t_{\scriptscriptstyle H})}{R_{\mu c}} = \frac{11 \cdot (18 - (-25))}{3,2} = 148 \,\mathrm{BT};$$
(2.48)

где F_{Hc} — площадь наружной стены, м²; t_{θ} — температура воздуха в расчётном помещении, °C; t_{H} — температура наружного воздуха, °C; R_{Hc} — термическое сопротивление теплопередачи наружной стены, м².°C/Bт [18],

а теплопотери через окна 9-го этажа равны

$$Q_{mp}^{o\kappa 9} = \frac{F_{o\kappa} \cdot (t_{g} - t_{H})}{R_{ov}} = \frac{4 \cdot (18 - (-25))}{1,0} = 172 \,\text{BT};$$
(2.49)

где $F_{o\kappa}$ — площадь окон, м²; $R_{o\kappa}$ — термическое сопротивление теплопередачи окон, м². °C/Вт [18].

Теплообмена через остекленную поверхность навесного фасада наружу не происходит из-за «парникового» эффекта.

Суммарное количество теплоты, теряемой зданием с поверхности охлаждения наружных стен и окон 9-го этажа равно

$$Q_{\Sigma}^{9} = Q_{mp}^{uc9} + Q_{mp}^{o\kappa9} = 148 + 172 = 320 \,\mathrm{BT}; \tag{2.50}$$

Нормативный воздухообмен принимаем исходя из нормируемого количества удаляемого и приточного воздуха. Согласно требованиям ТКП 45-3.02-324-2018 [18] и СНБ 4.02.01-03 [19] количество приточного воздухана 1 м² жилой площадиравно 3 м³/(ч·м²), а количество удаляемого воздуха из кухонь, при установке 4-х канфорочных плит – 90 м³/ч, а для ванны и санузла по 25 м³/ч. Для домов типовых серий, строящихся в Республике Беларусь, воздухообмен по притоку одной жилой комнаты площадью пола $F_{\infty} = 4 \cdot 5 = 20$ м²будет равен $L_{np} = 3 \cdot 20 = 60$ м³/ч. А для вытяжки воздухообмен составит 90+50=140 м³/ч. Соответственно, в 9-ти этажном доме приточная вентиляция должна обеспечивать воздухообмендевяти таких комнат в количестве $L_{np}^{\Sigma} = 9 \cdot 60 = 540$ м³/ч.

При отсутствии навесного фасада расход теплоты на нагрев наружного воздуха при инфильтрации

$$Q_i^9 = 0,28 \cdot L_{np} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{\scriptscriptstyle g} - t_{\scriptscriptstyle H}) = 0,28 \cdot 540 \cdot 1,42 \cdot 1 \cdot (18 - (-25)) = 9232 \,\mathrm{BT}; \tag{2.51}$$

где L_{np} — количество приточного воздуха; м 3 /ч;

$$\rho_{_{\scriptscriptstyle H}} = \frac{353}{273 + t_{_{\scriptscriptstyle H}}} = \frac{353}{273 + (-25)} = 1,42 -$$
плотность наружного воздуха как функция от $t_{_{\scriptscriptstyle H}}$, кг/м 3 :

c- теплоёмкость воздуха, кДж/кг.

Предполагаем, что вся теплота теплопотерь с наружных поверхностей стен и окон 9-го этажа $Q_{\Sigma}^9=320\,\mathrm{BT}$ аккумулируется наружным воздухом $L_{np}^{\Sigma}=540\,\mathrm{m}^3/\mathrm{ч}$ при его движении по щелевому каналу, температура воздуха повысится от $t_{\scriptscriptstyle H}$ до $t_{\scriptscriptstyle np}^9$, которая определится из уравнения теплового баланса

$$\begin{cases}
\Delta Q_i^9 = 0, 28 \cdot L_{np} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_e - t_{h\phi}^9); \\
\Delta Q_i^9 = Q_i^9 - Q_{\Sigma}^9;
\end{cases}$$
(2.52)

откуда

$$t_{\mu\phi}^{9} = t_{s} - \frac{Q_{i}^{9} - Q_{\Sigma}^{9}}{0,28 \cdot L_{m} \cdot \rho \cdot c} = 18 - \frac{9232 - 320}{0,28 \cdot 540 \cdot 1,42 \cdot 1} = -23,5^{\circ}C.$$
 (2.53)

Степень нагрева приточного наружного воздуха при его транзитном проходе по щелевому каналу через поверхности наружных ограждений 9-го этажа составляет:

$$\Delta t^9 = \Delta t_{\mu\rho}^9 - t_{\mu} = -23, 5 - (-25) = +1, 5^{\circ}C.$$
 (2.54)

При прохождении приточного воздуха по щелевому каналу в пределах 8-го этажа так же аккумулируется теплота теплопотерь через стены и окна в количестве:

$$\begin{split} Q_{\Sigma}^{8} &= \frac{11 \cdot (18 - (-23,5))}{3,2} + \frac{4 \cdot (18 - (-23,5))}{1,0} = 142, 6 + 166 = 308, 6 \, \mathrm{BT}; \\ Q_{i}^{8} &= 0, 28 \cdot 540 \cdot 1, 41 \cdot 1 \cdot (18 - (-23,5)) = 8847, 4 \, \mathrm{BT}; \\ \left\{ \Delta Q_{i}^{8} &= 0, 28 \cdot 540 \cdot 1, 41 \cdot 1 \cdot (18 - t_{n\phi}^{8}); \right. \\ \left\{ \Delta Q_{i}^{8} &= 8847, 4 - 308, 6; \right. \\ t_{n\phi}^{8} &= 18 - \frac{8847, 4 - 308, 6}{0, 28 \cdot 540 \cdot 1, 41 \cdot 1} = -22^{\circ}C; \\ \Delta t^{8} &= \Delta t_{n\phi}^{8} - \Delta t_{n\phi}^{9} = -22 - (-23, 5) = +1, 5^{\circ}C. \end{split}$$

Аналогично производен расчёт изменения наружной температуры $t_{n\phi}$ при движении воздуха по щелевому каналу в ночное время суток для 1-7 этажей, результаты которого представлены в виде таблицы 2.4.

Таблица 2.4 – Изменение наружной температуры $t_{n\phi}$ при движении воздуха по

щелевому каналу в ночное время суток

Этаж	сионная теплота от	Транемиссионная геплота от окон $Q_{mp}^{o\kappa}$, Вт	Суммарно е количеств о теплоты Q_{Σ} , B_{T}	Расход теплоты при инфильтраци и Q_i , Вт	ΔQ_i , $ m Br$	Температур а приточного воздуха $t_{\mu,\phi}$, $^{\circ}$ С	Степень нагрева приточног о наружного воздуха $\Delta t, ^{\circ}C$
9	148	172	320	9232	8912	-23,5	+1,5
8	142,6	166	308,6	8847,4	8538,8	-22	+1,5
7	137,5	160	297,5	8467,2	8169,7	-20,6	+1,4
6	132,7	154,4	287,1	8112,5	7825,4	-19,2	+1,4
5	127,9	148,8	276,7	7818,2	7541,5	-17,9	+1,3
4	123,4	143,6	267	7490,7	7223,7	-16,6	+1,3
3	118,9	138,4	257,3	7167,1	6909,8	-15,4	+1,2
2	114,8	133,6	248,4	6918,6	6670,2	-14,2	+1,2
1	110,7	128,8	239,5	6621,3	6381,8	-13	+1,2

Таким образом, суммарная степень нагрева наружного воздуха при прохождении через щелевой канал сверху вниз в ночное время составит

$$\Delta t_{\kappa} = \Delta t^{9} + \Delta t^{8}_{n} + \Delta t^{7}_{n} + \Delta t^{6}_{n} + \Delta t^{5}_{n} + \Delta t^{4}_{n} + \Delta t^{3}_{n} + \Delta t^{2}_{n} + \Delta t^{1}_{n} = = 1, 5 + 1, 5 + 1, 4 + 1, 4 + 1, 3 + 1, 3 + 1, 2 + 1, 2 + 1, 2 = 12 ^{\circ}C$$
(2.55)

Экономия тепловой энергии при средней плотности воздуха $\rho_{cp} = \frac{1,42+1,36}{2} = 1,39$ кг/м³ для 9-ти этажного здания, принятого к рассмотрению, составит

$$\Delta Q = 0,28.540.1,39.1.(18-(-12)) = 6305 \,\mathrm{Br}.$$
 (2.56)

а для односекционного аналогичного здания, состоящего из 4-х квартирных объёмов $\Delta Q_{\rm sd} = 4.6305 = 25220 \approx 25,2\,{\rm kBt}$.

В постоянном режиме на протяжении отопительного периода круглосуточно в технологии тепловой вентиляции здания осуществляется передача теплоты от греющего теплоносителя вытяжного воздуха к теплопринимающему приточному воздуху в кожухотрубном теплообменнике тепловой камеры, конструктивно выполненном по схеме «труба в трубе». Эффективность теплообмена в таких зданиях зависит от теплообменной поверхности и чем выше здание, тем более значительна рекуперация теплоты и выше эффект энергосбережения.

В дневное время суток отопительного периода в технологии тепловой вентиляции здания предусмотрен нагрев наружного холодного приточного воздуха в щелевом канале со стороны навесного светопрозрачного вентилируемого фасада под действием прямой и рассеянной природной теплоты солнечной радиации.

При строительстве жилых домов в качестве светопрозрачных конструкций широко применяется обычное силикатное стекло толщиной от 2 до 6 мм, которое способно пропускать лучистую тепловую энергию от прямой и рассеянной солнечной радиации в зоне спектра видимых лучей, соответствующих длинам волн в пределах от 380 до 750 нм, и в инфракрасном диапазоне с длинами волн от 750 до 2500 нм. Вся эта теплота, проходя сквозь толщу остекления, воспринимается поверхностямисветопрозрачных конструкций из различного материала, которые при нагреве сами становятся источниками тепловой энергии в виде инфракрасного излучения с длиной волн от 7,5 до 14 мкм. Для излучения с таким диапазоном длин волн обычное стекло становится экраном с образованием в щели «парникового» эффекта, способствующего повышению теплозащитных качеств светопрозрачной конструкции.

Произведём расчёт теплообмена в воздухоприёмном канале, обогреваемом с двух сторон на примере 9-ти этажного жилого дома, расположенного в г. Полоцке.

По данным [25] для географической широты 54°с.ш. Республики Беларусь для вертикальных поверхностей среднее значение суммарной солнечной радиации составляет I_{cp} =100 Bt/м².

Если в дневное время только за счёт суммарной солнечной радиации температура наружного приточного воздуха существенно поднимается при движении воздуха сверху вниз по щелевому каналу, то и в значительной степени уменьшаются трансмиссионные теплопотери через наружные ограждения. Лучистая тепловая энергия беспрепятственно проходит через светопрозрачные оконные конструкции и нагревает внутренние поверхности помещений, что необходимо учитывать дополнительно при расчёте бытовых теплопоступлений, а вторичная тепловая энергия отражается в объём щелевого канала только от поверхностей наружных стен с коэффициентом поглощения K = 0.6 [25].

Таким образом, при движении приточного наружного воздуха по щелевому каналу в пределах 9-го этажа трансмиссионная теплота от наружных стен аккумулируется в количестве $Q_{mp}^{\mu c9} = 148 \,\mathrm{Bt}$, рассчитанном по формуле (2.48). В дневное время со стороны навесного фасада аккумулируется солнечная радиация в количестве

$$Q_{cp}^9 = I \cdot F_{uc} \cdot K = 100 \cdot 11 \cdot 0, 6 = 660 \,\mathrm{Br}.$$
 (2.57)

где I_{cp} – среднее значение суммарной солнечной радиации для г. Полоцка, $B t/m^2$ [25]; F_{nc} – площадь наружной стены, m^2 ; K - коэффициент поглощения солнечной радиации материалом наружной поверхности ограждающей конструкции [25].

Суммарное количество аккумулируемой теплоты от наружной стены в дневное время составит

$$Q_{\Sigma}^9 = Q_{\mu\nu}^9 + Q_{\nu\nu}^9 = 148 + 660 = 808 \,\mathrm{BT}.$$
 (2.58)

Расход теплоты на нагрев наружного воздуха для всего здания при инфильтрации составляет $Q_i^9 = 9232\,\mathrm{Bt}$.

Определимтемпературу воздуха $t_{\scriptscriptstyle HCD}^{\scriptscriptstyle 9}$ из уравнения теплового баланса

$$\begin{cases}
\Delta Q_{i}^{9} = 0, 28 \cdot L_{np} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{s} - t_{n.cp}^{9}); \\
\Delta Q_{i}^{9} = Q_{i}^{9} - Q_{\Sigma}^{9};
\end{cases} (2.59)$$

$$m.e. 0, 28 \cdot L_{np} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{s} - t_{n.cp}^{9}) = Q_{i}^{9} - Q_{\Sigma}^{9}; \\
0, 28 \cdot 540 \cdot 1, 42 \cdot 1 \cdot (18 - t_{n.cp}^{9}) = 9232 - 808;$$

откуда

$$t_{n,cp}^{9} = t_{g} - \frac{Q_{i}^{9} - Q_{\Sigma}^{9}}{0,28 \cdot L_{np} \cdot \rho \cdot c} = 18 - \frac{9232 - 808}{0,28 \cdot 540 \cdot 1,42 \cdot 1} = -21,2^{\circ}C.$$
 (2.60)

Степень нагрева приточного наружного воздуха при его транзитном проходе по щелевому каналу через поверхности наружных ограждений 9-го этажа составит:

$$\Delta t^9 = \Delta t_{\mu,cp}^9 - t_{\mu} = -21, 2 - (-25) = +3,8^{\circ}C.$$
 (2.61)

При прохождении приточного воздуха по щелевому каналу в пределах 8-го этажа так же аккумулируется теплота теплопотерь через стены и окна в количестве:

$$Q_{\Sigma}^{8} = \frac{11 \cdot (18 - (-21, 2))}{3, 2} + 660 = 795 \,\mathrm{BT};$$

$$Q_{i}^{8} = 0, 28 \cdot 540 \cdot 1, 41 \cdot 1 \cdot (18 - (-21, 2)) = 8298 \,\mathrm{BT};$$

$$t_{n.cp}^{8} = 18 - \frac{8298 - 795}{0, 28 \cdot 540 \cdot 1, 41 \cdot 1} = -17, 4^{\circ}C;$$

$$\Delta t^{8} = \Delta t_{n.cp}^{8} - \Delta t_{n.cp}^{9} = -17, 4 - (-21, 2) = +3, 8^{\circ}C.$$

Аналогично производен расчёт изменения наружной температуры $t_{\text{нср}}$ при движении воздуха по щелевому каналу под действием суммарной солнечной радиации в дневное время суток для 1-7 этажей, результаты которого представлены в виде таблицы 2.5.

В дневное время под действием суммарной прямой и рассеянной солнечной радиации и теплоты теплопотерь через стены по технологии тепловой вентиляции суммарная степень нагрева приточного наружного воздуха при его движении сверху вниз по щелевому каналу определится из выражения

$$\Delta t_{\Sigma} = \sum \Delta t = 3.8 + 3.8 + 3.8 + 3.8 + 3.7 + 3.7 + 3.7 + 3.7 + 3.7 + 3.7 + 3.7 = 33.6$$
°C. (2.62)

В свою очередь температура приточного воздуха перед входом в здание из щелевого канала изменится от t_{H} = -25°C до $t_{U\!U,K}$ = +8,6°C, т.е. выше зоны температуры для отопительного периода.

Таком образом, по предлагаемой схеме тепловой вентиляции энергоэффективных зданий значительная экономия энергетических ресурсов обеспечивается уже на первой ступени предварительного подогрева наружного приточного воздуха в щелевом канале, образованном поверхностями наружных вертикальных стеновых и оконных конструкций и светопрозрачным фасадом, выполняющим одновременно воздухоприёмного устройства и теплообменной камеры. Наружный приточный воздух аккумулируется с внутренней стороны щелевого канала трансмиссионной теплотой, теряемой зданием круглосуточно через стеновые и оконные вертикальные конструкции наружных ограждений, а с наружной стороны - через навесной светопрозрачный фасад воспринимается суммарная теплота прямой и рассеянной солнечной радиации, которая вторичным отражением от поверхностей наружных стен тепловым потоком за счёт «парникового» эффекта аккумулируется движущимся сверху вниз приточным наружным воздухом.

Таблица 2.5 – Изменение наружной температуры $t_{\text{нср}}$ при движении воздуха по щелевому каналу под действием суммарной солнечной радиации в дневное время суток

Этаж	Трансмиссионная теплота от наружных стен Q_{mp}^{nc} , Вт	Теплота за счет солнечной радиации Q_{cp} , Вт	Суммарное количество теплоты Q_{Σ} , Вт	Расход теплоты при инфильтрации Q_i , Вт	ΔQ_i , BT	Температура приточного воздуха $t_{n.cp}$, $^{\circ}$ С	Степень нагрева приточного наружного воздуха Δt , °C
9	148	660	808	9232	8424	-21,2	+3,8
8	135	660	795	8298	7503	-17,4	+3,8
7	122	660	782	7386	6604	-13,6	+3,8
6	109	660	769	6498	5729	-9,9	+3,7
5	96	660	756	5653	4897	-6,2	+3,7
4	83	660	743	4830	4087	-2,5	+3,7
3	70	660	730	4029	3299	+1,2	+3,7
2	58	660	718	3277	2559	+4,9	+3,7
1	45	660	705	2515	1810	+8,6	+3,7

Как показали выполненные теплотехнические расчёты энергоэффективности предлагаемой схемы тепловой вентиляции здания в ночное время суток отопительного периода температура приточного воздуха увеличивается от $t_{H}=-25\,^{\circ}$ C до $t_{H}=-13\,^{\circ}$ C, т.е. на $\Delta t=+12\,^{\circ}$ C, а в дневное время суток отопительного периода до $t_{H}=-8.6\,^{\circ}$ C, т.е. $\Delta t=+33.6\,^{\circ}$ C со стороны южного фасада здания.

Согласно действующей нормативной базе с дополнениями и изменениями [18, 19], уравнение теплового баланса

$$Q_{om} = Q_{mp} + Q_{un\phi} - Q_{\delta om}, B_{T}$$
 (2.63)

где Q_{om} — отопительно-вентиляционная нагрузка, Вт; Q_{mp} — трансмиссионные теплопотери через наружные ограждающие конструкции здания, Вт; Q_i — теплопотери на нагрев неорганизованно поступающего в вентилируемые помещения холодного наружного приточного воздуха за счёт инфильтрации, Вт; $Q_{быm}$ — теплопоступления от бытовых теплоисточников, Вт.

По предлагаемой технологии тепловой вентиляции для снижения отопительной нагрузки Q_{om} используется теплота трансмиссионных теплопотерь через наружные стены и окна, прикрытые навесным фасадом $Q_{\Sigma} = Q_{nc}^{mp} + Q_{ok}^{mp}$ в ночное время суток, а в дневное время суток учитываются теплопотери только через наружные стены. Весь объёмный нормативный расход приточного воздуха инфильтрируется организованно по щелевому каналу, в котором предварительно нагревается до $t_{nc} = -13$ °C, а в дневное время суток до $t_{nc} = +8,6$ °C. В процессе движения приточного воздуха сверху вниз по щелевому каналу его температура, плотность и теплопотери здания изменяются и определяются расчётом по изложенной выше методике. В ночное время суток теплопотери через окна учтены, а в дневное время теплота солнечной радиации должна быть учтена дополнительно к бытовым теплопоступлениям, определяемым по формуле

$$Q_{\delta_{blm}}^{\Sigma} = 9 \cdot (1 - \eta) \cdot F_{n} + I \cdot F_{o\kappa} \cdot K , B_{T}$$
(2.64)

где 9 Вт/м² – теплопоступления на 1 м² площади жилых зданий [19]; η – коэффициент, учитывающий способ регулирования тепловой нагрузки системы отопления здания [19]; F_n – площадь пола помещения, м²; I_{cp} – среднее значение суммарной солнечной радиации, Вт/м² [19]; F_{nc} – площадь наружной стены, м²; K – коэффициент поглощения солнечной радиации материалом наружной поверхности ограждающей конструкции [25].

Давая технико-экономическую оценку энергосберегающим мероприятиям принято оценивать эффективность вариантов путём приведения расхода топливно-энергетических ресурсов к единому показателю — т.у.т. Согласно справке Департамента по энергоэффективности Госкомитета по стандартизации РБ в 2018 г. расчетную стоимость 1 т у.т принимают равной 220 долларов США, а официальный курс белорусского рубля по отношению к доллару США — на дату составления расчетов (2,16 BYN/\$US).

Годовое замещение тепловой энергии в пересчёте на условное топливо:

$$B_{m_2} = Q \cdot b_{m_2}$$
, т у.т./год, (2.65)

гдеQ — теплопроизводительность системы тепловой вентиляции, Гкал; $b_{m}=0,1666$ т у.т./Гкал — удельный расход топлива на производство тепловой энергии на теплоисточнике.

Годовой расход электрической энергии в пересчёте на условное топливо:

$$B_{99} = N \cdot b_{99} \cdot 10^{-3}$$
, т у.т./год, (2.66)

где N — потребляемая электрическая мощность, кВт·ч/год (привода вентилятора); $b_{\rm э9}$ = 0,2818 кг у.т./(кВт·ч) — удельный расход топлива на производство электрической энергии на источнике.

Годовое денежное выражение экономии и затрат:

$$3 = B_3 \cdot C_{mon\pi}$$
, BYN/год, (2.67)

где $C_{mon\pi} = 220 \cdot 2,16 \text{ BYN} - \text{стоимость 1 т у.т.}$

Экономия теплоты, Гкал, за время стояния температур в пределах -26...-22°C в случае наличия в эти часы устойчивого солнечного излучения в количестве 223 $\mathrm{Bt/m}^2$ определится по формуле:

$$\mathcal{G}_{Q} = 8,6 \cdot 10^{-4} \cdot \left| Q_{mp}^{cm} + Q_{mp}^{o\kappa} + Q_{mp}^{n\pi} + Q_{mp}^{nm} - Q_{\delta \omega m, \delta on} - Q_{\kappa o n s} \right| + Q_{TBT} \cdot z_{\nu}, \tag{2.68}$$

где Q_{TBT} — подогрев приточного воздуха в прямоточном теплообменнике тепловой камеры, конструктивно выполненном по схеме «труба в трубе», кВт; z_{u} — время стояния температур наружного воздуха, часов.

Затраты теплоты, Гкал, за время стояния температур в пределах –26...–22°С в случае отсутствия в эти часы солнечного излучения:

$$3_{o} = 8,6 \cdot 10^{-4} \cdot Q_{mp}^{cm} + Q_{mp}^{o\kappa} + Q_{mp}^{nn} + Q_{mp}^{nm} + Q_{uud} - Q_{\delta bm} - Q_{TBT} \cdot z_{u}.$$
 (2.69)

Затраты электроэнергии, кВт·ч, на работу вентилятора предлагаемой системы тепловой вентиляции:

$$3_{N} = N_{KRH} + N_{TRT} \cdot z_{u}, \qquad (2.70)$$

где $N_{\kappa a \mu}$, N_{TBT} — требуемые мощности вентилятора при совместной работе воздухоприёмного канала и приточного и вытяжного каналов теплообменника «труба в трубе», соответственно, кВт.

Расчёты показали, что за счёт солнечного излучения средней интенсивностью $223 \mathrm{Br/m^2}$ приточный воздух в количестве $540 \mathrm{\ m^3/ч}$, проходящий в воздухоприёмном канале, имеющем ориентацию на В, ЮВ, Ю, ЮЗ или З, подогревается на $29,6-58,1^{\circ}\mathrm{C}$ (минимальные значения — для одной навесной панели, максимальные — для четырёх панелей) при его начальной температуре $-25^{\circ}\mathrm{C}$, — рисунок 2.12.

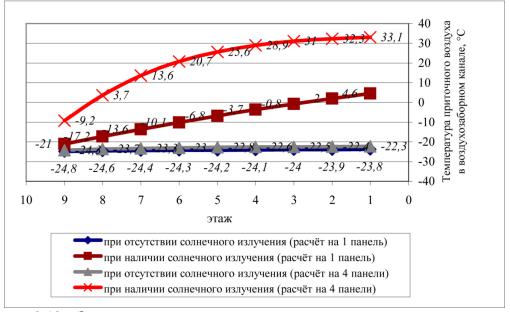


Рисунок 2.12 — Зависимость температуры приточного воздуха в воздухоприёмном канале от высоты здания

Возможность утилизации трансмиссионных потерь теплоты зданием в отопительный период для нагрева приточного воздуха в воздухоприёмном канале ограничены величиной этих потерь, тепловой инерционностью ограждений (временем передачи теплоты) и температурой наружной поверхности стен зданий. Так, жилые и гражданские здания, у которых термическое сопротивление теплопередаче соответствует требованиям ТКП 45-2.04-43-2006 и составляет не менее 3,2 м². °С/Вт, согласно накопленному нами опыту теплотехнических обследований, имеют удельные тепловые потери с 1 м² утеплённой конструкции стены не более 6-8 Вт/м² при условии качественного выполнения работ по утеплению или тепловой реабилитации, а температура наружной поверхности утеплённой

стены выше температуры наружного воздуха не более чем на $2-3^{\circ}$ С, т.е. не более чем на величину абсолютной погрешности метода тепловизионных измерений. Таким образом за счёт трансмиссионной теплоты, теряемой зданием, приточный воздух, проходящий в воздухоприёмном канале, согласно нашим расчётам подогреется на $1,2-2,7^{\circ}$ С (минимальные значения — для одной навесной панели, максимальные — для четырёх) при его начальной температуре -25° С, — рисунок 2.12.

Результаты расчёта теплообмена в воздухоприёмном канале показывают, что чем большее количество секций солнечной панели используется для пропуска расчётного количества приточного воздуха (540 м³/ч), тем быстрее увеличивается подогрев воздуха на двух верхних этажах здания, и тем ближе по абсолютной величине становятся величины плотностей результирующего потока излучением и конвекцией (рисунок 2.13). При этом от верха к низу по ходу движения воздуха результирующий поток излучением падает медленнее, чем конвективный поток, который уменьшается до нуля в месте нулевого температурного напора между воздухом и стеной, и затем вновь начинает возрастать, изменив направление. По мере восприятия новых порций теплового излучения температура приточного воздуха в воздухоприёмном канале повышается и наконец становится выше, чем температура поверхности стены. В этот момент вектор конвективного теплового потока меняет направление на противоположное, в результате воздух по мере продвижения вниз начинает охлаждаться, отдавая стене теплоту конвекцией. Возрастание температуры приточного воздуха при движении по воздухоприёмному каналу к нижним этажам постепенно прекращается из-за возрастающего «экономайзерного» эффекта в ограждающей конструкции.

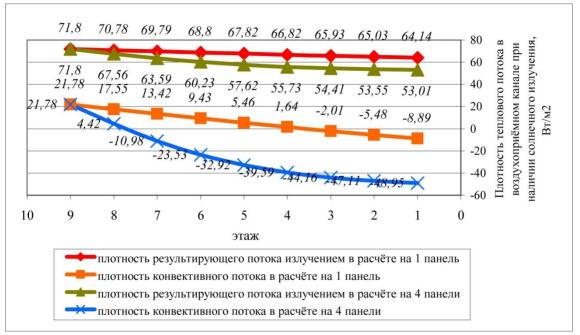


Рисунок 2.13 – Зависимость плотности теплового потока в воздухоприёмном канале от высоты здания при наличии солнечного облучения

При устойчивом солнечном облучении навесной панели интенсивностью 223 BT/m^2 за время стояния температур $-26...-22^{\circ}\text{C}$ подогрев $540 \text{ m}^3/\text{ч}$ приточного воздуха даёт экономию теплоты $0,165\Gamma$ кал (191,9 kBt·ч), или в денежном выражении 13,07 бел.руб. За тот же период времени при тех же температурах наружного воздуха в случае отсутствия устойчивого солнечного излучения затраты на обогрев составляют 0,323 Гкал (375,9 kBt·ч), или в денежном выражении 25,6 бел.руб. Затраты электроэнергии на компенсацию аэродинамических потерь в системе тепловой вентиляции с расходом воздуха $540 \text{ m}^3/\text{ч}$ за тот же период времени составляют 1,11 kBt·ч, или в денежном выражении 0,15 бел.руб.

Таким образом, за счёт организации воздухозаборного канала с шириной стекла навесной панели равной ширине стеновой панели одной жилой комнаты и размещения его на стенах, ориентированных на В, ЮВ, Ю, ЮЗ или З, экономия теплоты на обогрев при наличии солнечного излучения составит 50,7% от затрат тепловой энергии в традиционных системах отопления и вентиляции гражданских зданий. Затраты электроэнергии на работу вентилятора системы тепловой вентиляции невелики и составляют 0,57% относительно получаемого эффекта за счёт экономии теплоты на обогрев. Приточно-вытяжная шахта в виде теплообменника типа «труба в трубе» даёт 37,2% теплового эффекта системы тепловой вентиляции, однако в случае повышения температуры наружного воздуха или организации воздухозаборного канала, содержащего две и более навесных панели по ширине для пропуска расчётного количества приточного воздуха, тепловая эффективность теплообменника типа «труба в трубе» будет снижаться по причине фиксированного положительного температурного напора на его холодном конце.

2.4 Устройство приточной вентиляции здания с регулируемой инфильтрацией наружного воздуха по инновационной технологии тепловоздухоснабжения зданий

По материалам проводимых исследований подготовлена заявка на изобретение «Устройство приточной вентиляции» [26].

Устройство приточной вентиляции является частью отопительно-вентиляционной системы здания с основной функцией воздухозабора наружного приточного воздуха в нормируемых количествах с дополнительной функцией его подогрева за счёт вторичных и природных энергоисточников.

Известны воздухоприточное устройство [27] и вентиляционное приточное устройство [28], предназначенные для организованной подачи свежего наружного воздуха в вентилируемые помещения с наружными ограждениями повышенной теплозащиты и герметичности с возможностью саморегулирования нормативного воздухообмена вентилируемых помещений. Воздухоприточное устройство [27] представляет собой параллелепипед с выполненными в нем вдоль его оси сквозными воздухопроводами в виде кольцевых каналов переменного сечения с жёстко установленными по оси цилиндрическими стержнями из теплопроводного материала. Приточное устройство [28], выполнено в виде прямоугольного параллелепипеда с каналами для подачи воздуха вдоль его оси, выполненными сквозными в виде усечённого конуса.

Основными недостатками вышеперечисленных устройств является низкая энергоэффективность рекуперации из-за малых поверхностей контакта теплообменивающихся теплоносителей, a также практически полное отсутствие использования природной теплоты солнечной радиации.

Устройство приточной вентиляции здания [28], включающее воздухопроводящий канал, одной из стенок которого служит наружная стена здания. Канал закрыт сверху односкатной на внешнюю сторону крышей и имеет входные и выходные отверстия. Входные отверстия выполнены в верхней части канала, закрыты неподвижными жалюзийными решётками и располагаются на высоте не менее двух метров от поверхности земли. Выходные отверстия выполнены в наружной стене здания и снабжены утеплёнными дроссель-клапанами. Вытяжная система выполнена в виде вытяжного канала с решетками, чердаком и вытяжной шахтой.

К основным недостаткам вешеперечисленных устройств относятся:

- существенное снижение тепловосприятия трансмиссионной теплоты за счёт малой площади контакта воздухопроводящего канала с наружной стеной здания;
- неподвижные жалюзийные решётки на входных отверстиях не обеспечивают регулирования необходимого воздухообмена;
- установка утеплённого дроссель-клапана в наружной стене здания не обеспечивает функций рекуперации теплоты;
- отсутствие энергосберегающих функций устройства в конструктивном исполнении и в режимах эксплуатации.

Задачей изобретения является повышение энергетической эффективности устройства приточной вентиляции здания за счёт регулирования необходимого воздухообмена с одновременным обогревом здания путём рекуперации трансмиссионной теплоты и интенсивным использованием природной теплоты солнечной радиации.

Поставленная задача решается за счёт того, что устройство приточной вентиляции здания включает закрытый сверху воздушным клапаном воздухопроводящий канал с входным и выходными отверстиями, причём выходные отверстия расположены в наружной стене здания, и вытяжную систему, выполненную в виде вытяжного канала с решетками, чердаком и вытяжной шахтой с поддоном. При этом воздухопроводящий канал образован навесным светопрозрачным фасадом и наружной стеной здания с окнами и имеет щелевую форму. Входное отверстие воздухопроводящего канала расположено в нижней его части и выполнено в виде щели, а выходные отверстия выполнены в наружной стене здания над

окнами поэтажно с установкой рекуперативных приточных вентиляционных элементов, имеющих сквозные отверстия.

Отличительными признаками заявляемого устройства являются:

- иная форма образования воздухопроводящего канала;
- иное расположение входного и выходных отверстий воздухопроводящего канала;
- наличие и установка рекуперативных приточных вентиляционных элементов и особенность формы их выполнения.

Благодаря отличительным признакам появляется возможность использовать природную теплоту солнечной радиации в дневное время для подогрева приточного воздуха с функцией энергосбережения для значительного снижения энергопотребления от внешних энергоисточников для целей отопления и вентиляции зданий. Навесные светопрозрачные вентилируемые фасады в сочетании с рекуперативными приточными вентблоками рассматриваются как элементы тепловой вентиляции энергоэффективных зданий с устойчивым аэродинамическим режимом управляемой инфильтрации, исключающим явление «опрокидывания» циркуляции воздуха при естественной вентиляции зданий с наружными ограждающими конструкциями повышенной теплозащиты и герметичности.

На рисунке2.14 схематично представлен фрагмент многоэтажного здания с устройством приточной и вытяжной вентиляции для иллюстрации изобретения.

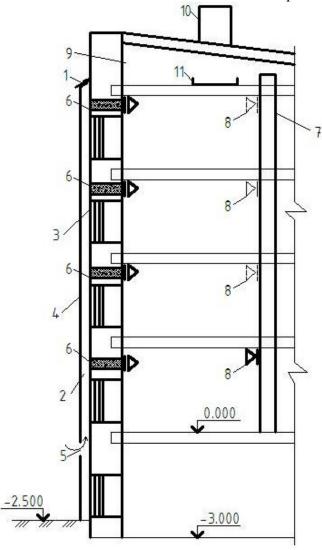


Рисунок 2.14—Фрагмент многоэтажного здания с устройством приточной и вытяжной вентиляции

Технологическая схема устройства приточной вентиляции состоит из закрытого сверху воздушным клапаном 1 щелевого воздухопроводящего канала 2, образованного наружной стеной 3 с окнами и навесным светопрозрачным фасадом 4. Щелевой воздухопроводящий канал 2 имеет входное щелевое отверстие 5, расположенное снизу канала 2, и выходные отверстия, выполненные в наружной стене здания над окнами поэтажно с установкой рекуперативных приточных вентиляционных элементов 6, имеющих сквозные отверстия. Так же устройство включает вытяжную систему, выполненную в виде вытяжного канала 7 с решетками 8, чердаком 9 и вытяжной шахтой 10 с поддоном 11.

Предлагаемое устройство работает следующим образом.

Внутри здания с наружными ограждениями повышенной теплозащиты и герметичности при работе вытяжных систем естественной или принудительной вентиляции при закрытом клапане 1 создаётся разрежение, под действием которого наружный воздух втягивается во входное отверстие 5 и восходящим воздушным потоком движется снизу вверх по воздухопроводящему щелевому каналу 2, где происходит предварительный его подогрев за счёт вторичных и природных энергоисточников. Наружной стенкой воздухопроводящего канала 2 служит конструктивно увязанный с архитектурным оформлением здания навесной светопрозрачный фасад 4, превращающий устройство приточной вентиляции здания в рекуперативный одноходовой пластинчатый теплообменник, в котором теплообменной пластиной с внешней стороны становится навесной светопрозрачный фасад 4, а с внутренней стороны – наружная стена 3 с окнами.

По пути движения в канале 2 наружный воздух по частям в объёме нормативного воздухообмена отводится через выходные отверстия, оборудованные рекуперативными приточными вентиляционными элементами 6, попадая в каждое вентилируемое помещение многоэтажного здания.

Особенностью изобретения является то, что теплообменные процессы в устройстве приточной вентиляции в ночное и дневное время суток отопительного периода происходят по-разному. В ночное время трансмиссионные теплопотери через наружные стены 3 с окнами поступают в щелевой воздухопроводящий канал 2 и частично нагревают воздух от вторичного энергоисточника на величину Δt_I , а со стороны навесного фасада 4 теплообмена не происходит благодаря свойствам светопрозрачного стекла пропускать солнечные лучи в зоне спектра видимых лучей, соотвествующих длинам волн 380-750 нм. Ультрафиолетовая коротковолновая зона оптической части солнечного спектра и инфракрасное излучение с длиной волн больше 5 мк для обычного стекла непрозрачно, т.е. является экраном. Такое свойство стекла обладает тепличным или парниковым эффектом, поэтому длинноволновое излучение от наружных стен и окон не уходит наружу, а полностью аккумулируется движущимся воздухом внутри щелевого воздухопроводящего канала 2. В дневное время суток отопительного периода помимо вторичной теплоты за счёт трансмиссионных теплопотерь только через наружные стены движущимся по щелевому воздухопроводящему каналу 2 воздухом дополнительно аккумулируется теплота суммарной прямой и рассеянной солнечной радиации, повышая его температуру на величину Δt_2 , через остеклённые поверхности окон происходит нагрев внутреннего воздуха помещений, что необходимо учитывать дополнительно в тепловом балансе как теплопоступления

$$Q_{\delta} = 9 \cdot (1 - \eta) + J \cdot F_{OK} \cdot k , BT, \qquad (2.71)$$

где J - суммарная солнечная радиация;

k - коэффициент степени поглощения световой энергии;

В тёплый период года, когда заканчивается отопительный сезон, вентиляция жилых зданий, согласно действующей нормативной базе, осуществляется естественным проветриванием через форточки. Для летнего жаркого времени года в заявляемом устройстве предусмотрен воздушный клапан 1, который открыт, что обеспечивает естественную циркуляцию воздуха в щелевом воздухопроводящем канале 2 и способствует охлаждению

фасада здания от солнечной радиации, позволяя уменьшить нагрузку на систему холодоснабжения и кондиционирования воздуха помещений и осуществить экономию энергопотребления в тёплый период года.

Анализируя данные выполненных аэродинамических и теплотехнических расчётов следует отметить, что с увеличением этажности помещений в здании эффективность энергопотребления увеличивается значительно от 45% на первом этаже до 84% на 9-ом этаже, что особенно предпочтительно при высотном строительстве энергоэффективных зданий.

Таким образом, устройство приточной вентиляции здания обеспечивает организованную подачу свежего наружного воздуха в вентилируемые помещения зданий с наружными ограждениями повышенной теплозащиты и герметичности, создавая устойчивое воздухоснабжение, снижая при этом энергопотребление от внешних энергоисточников на отопление и вентиляцию за счёт рекуперации трансмиссионной теплоты и интенсивного использования природной теплоты солнечной радиации, с возможностью регулирования необходимого воздухообмена.

2.5 Здание с утепляющей оболочкой по инновационной технологии

Известна утепляющая оболочка здания, состоящая из несущих стен, равномерного слоя утеплителя и наружного защитно-декоративного слоя из кирпича или известковоцементной штукатурки [29].

Основным недостатком таких зданий с утепляющей оболочкой из теплоизоляционных плит для наружных стен является одинаковая толщина слоя утеплителя для наружных стен всего здания, что приводит к неравномерности общих теплопотерь каждого помещения в отдельности в зависимости от его расположения в здании и конструктивных размеров.

Наиболее близким к заявляемому устройству является здание с утепляющей оболочкой [30], содержащее наружные несущие ограждения и наружную систему утепления, которая выполняется таким образом, что сопротивление теплопередаче наружных ограждающих конструкций каждого помещения обеспечивает равный уровень теплопотерь, отнесённых к площади помещения, и соответствует условию, когда сумма величин, определяющих уровни теплопотерь на общей площади наружных стен, окон и горизонтальных перекрытий выбранного помещения, делённая на величину площади помещения, равна сумме величин, определяющих уровни теплопотерь на общей площади наружных стен, окон и горизонтальных перекрытий эталонного помещения, делённой на величину площади эталонного помещения.

К основным недостаткам устройства, принятого в качестве прототипа, относятся:

- в расчётах не учтены добавочные теплопотери, теплопотери на инфильтрацию и теплопоступления, составляющие основу теплового баланса помещений при расчёте теплопотерь для целей отопления и вентиляции зданий;
- не указана цель усложнения расчётов неравномерного утепления и конструктивного исполнения, так как при водяном отоплении неравномерность теплопотерь компенсируется изменением площади поверхности нагревательных приборов, устанавливаемых в отапливаемых и естественно вентилируемых помещениях;
- применение неравномерного утепления оправдано при воздушном отоплении, когда выравнивание теплопотерь позволяет применить единый центр приточного перегретого вентиляционного воздуха без установки дополнительных кондиционеров-доводчиков.

Задачей изобретения является выравнивание теплопотерь каждого помещения в здании вне зависимости от его расположения, размеров, этажности, ориентации и других различий за счёт изменения толщины слоя утеплителя наружных стен при нормативных значениях теплозащитных характеристик других наружных ограждающих конструкций здания при условии сохранения теплового и воздушного балансов по каждому помещению.

Поставленная задача решается за счёт того, что здание с утепляющей оболочкой, содержащее наружные ограждающие конструкции, сопротивление теплопередачи которых соответствует требуемым значениям и наружную систему утепления, отличающееся тем, что наружная система утепления выполнена с различной толщиной слоя утеплителя наружных ограждающих конструкций δ^{ny}_{nc} для каждого помещения в отдельности на основании теплотехнического расчёта с учётом теплового и воздушного балансов помещения, при этом толщина слоя утеплителя определяется по формуле:

$$\delta_{ym}^{ny} = \left[R_{nc}^{ny} - \left(\frac{1}{\alpha_s} + \sum_{i} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right) \right] \cdot \lambda_{ym}$$
 (2.72)

 $\alpha_{\it s}$ – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающей конструкции, ${\rm Br/m^2.°C};$

 $\alpha_{\scriptscriptstyle H}$ – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции, ${\rm BT/M}^2\cdot{}^\circ{\rm C}$:

$$\sum R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$$
 – термическое сопротивление отдельных слоёв наружной ограждающей

конструкции, за исключением слоя утеплителя, м².°С/Вт;

 δ_i толщина слоя многослойного ограждения, м;

 λ_i — расчётный коэффициент теплопроводности слоя многослойного ограждения, $B_T/M \cdot {}^{\circ}C$;

 λ_{vm} – расчётный коэффициент теплопроводности слоя утеплителя, Вт/м·°С.

Необходимость выравнивания суммарных теплопотерь различных помещений в здании за счёт неравномерного слоя толщины утеплителя наружных стен технически целесообразно, экономически обосновано и технологически необходимо для систем воздушного отопления, совмещённого с активной вентиляцией для энергоэффективных зданий с повышенной теплозащитой и герметичностью наружных ограждений, при этом в каждое вентилируемое помещение поступает тёплый воздух из единого приточного вентиляционного центра с одинаковой температурой t_{nn} °C, равной

$$t_{np} = 13,6 + \frac{13,5 \cdot F_{HC} + 46 \cdot F_{OK} + 10,9 \cdot F_{NON} + 6,1 \cdot F_{NOK}}{F_{NON}}, {^{\circ}C}$$
(2.73)

обеспечивая полную компенсацию суммарных удельных теплопотерь и нормируемый воздухообмен каждого помещения без необходимости дополнительной установки кондиционеров-доводчиков для выравнивания нормативной внутренней температуры вне зависимости от расположения в здании и конструктивных размеров помещений, что в настоящее время сдерживает широкое использование энергоэффективных, экономичных и экологичных систем воздушного отопления в практике градостроительства.

Отличительными признаками заявляемого устройства являются:

- в расчётах учтены добавочные теплопотери на инфильтрацию и теплопоступления, составляющие основу теплового баланса отапливаемых помещений;
- применение неравномерного слоя утеплителя наружных стен различных помещений в здании оправдано при воздушном отоплении, когда выравнивание теплопотерь позволяет применить единый приточный отопительно-вентиляционный центр, из которого во все помещения здания подается нормативно необходимое количество перегретого вентиляционного воздуха без установки дополнительных кондиционеров-доводчиков в каждом помещении.

Предлагаемое здание с утепляющей оболочкой представлено на рисунках 2.21-2.23. В качестве примера на рисунке 2.21 схематично представлена схема расположения жилых помещений 1 и лестничной клетки 2 в объёме 3х-этажного бесчердачного жилого здания с холодным подвалом 3и плоской кровлей. На рисунке 2.22 схематично показан план однокомнатной квартиры типовой планировки, включающей помещение кухни 4 и жилой комнаты 5, расположенной на втором этаже промежуточно, к расчёту неоднородности утепления. На рисунке 2.23 представлена схема конструкции наружного ограждения, состоящей из пяти слоёв со слоем утеплителя 8, включая первый слой наружной цементнопесчаной штукатурки 6 $\delta_1 = 0.02 M$, несущего железобетонного слоя 7 $\delta_2 = 0.09 M$, энергозащитного слоя утеплителя δ_{ym} , определяемого расчётным путём, внутреннего конструктивного слоя железобетона 9 $\delta_4 = 0.06 M$ и внутренней известково-песчаной штукатурки 10 $\delta_5 = 0.02 M$.

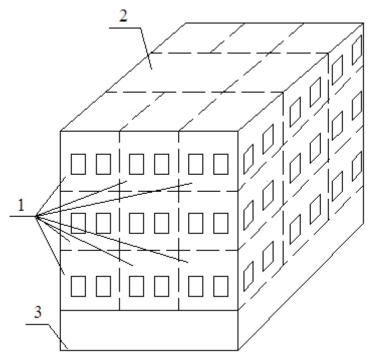


Рисунок2.21 — Схема расположения жилых помещений и лестничной клетки в объёме здания

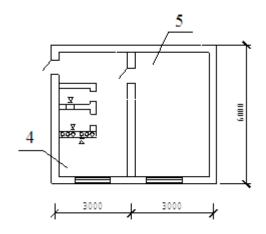


Рисунок2.22 – Схематичный план квартиры №202 к расчёту неоднородности утепления

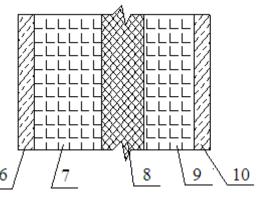


Рисунок 2.23 – Схема конструкции наружного ограждения

Необходимость неравномерного утепления зданий состоит в том, что неравномерность теплопотерь квартирных объёмов зданий, имеющих дополнительные поверхности охлаждения, выравнивается за счёт увеличения теплозащитных характеристик одинаковых поверхностей охлаждения, которыми являются наружные стены, непосредственно контактирующие с наружным воздухом окружающей здание атмосферы, при которых суммарные удельные теплопотери каждой квартиры становятся одинаковыми, что позволяет решать проблему тепловоздухоснабжения путём подачи тёплого приточного вентиляционного воздуха при воздушномотоплении в каждое помещение с одинаковой температурой t_{np} из единого приточного отопительно-вентиляционного центра для всех помещений, вне зависимости от их расположения в объёме здания при необходимости сохранения теплового и воздушного балансов в соответствии с действующей нормативной базой для жилых зданий.

В соответствии с действующей нормативной базой расчётные суммарные потери теплоты отапливаемого помещения в здании согласно [19, М-3] определяются по формуле М-4

$$Q_{\sum_{i}} = Q + Q_{i} - Q_{h} \cdot (1 - \eta) \tag{2.74}$$

где $Q = Q_{\scriptscriptstyle H,C} + Q_{\scriptscriptstyle OK} + Q_{\scriptscriptstyle NOM} + Q_{\scriptscriptstyle nom}$ - основные и добавочные теплопотери, Вт;

$$Q_{_{\!\scriptscriptstyle H.C}} = \frac{F_{_{\!\scriptscriptstyle H.C}}}{R_{_{\!\scriptscriptstyle H.C}}} \cdot (t_{_p} - t_{_{\!e\!xt}}) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n$$
 - теплопотери через наружные стены, Вт [19, Пр. Ж,

фЖ.1];

$$Q_{\scriptscriptstyle OK} = \frac{F_{\scriptscriptstyle OK}}{R_{\scriptscriptstyle OK}} \cdot (t_{\scriptscriptstyle p} - t_{\scriptscriptstyle ext}) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n$$
 - теплопотери через наружные окна, Вт [19, т. 5.1];

$$Q_{nep} = rac{F_{nep}}{R_{nep}} \cdot (t_p - t_{ext}) \cdot (1 + \sum eta) \cdot n$$
 — теплопотери через перекрытие над

неотапливаемым подвалом, Вт [2, т. 5.1];

 $Q_{no\kappa} = \frac{F_{no\kappa}}{R_{no\kappa}} \cdot (t_p - t_{ext}) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n$ - теплопотери через потолок верхнего этажа здания, Вт [19, т. 5.1];

 $Q_i = 0,28 \cdot L_{np} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_p - t_{ext}) \cdot k$ - теплопотери на нагрев наружного воздуха при инфильтрации, Вт [1, Пр. К, ф К.1];

 $Q_h = Q_h \cdot (1 - \eta)$ - тепловыделения в помещение, Вт [19, доп. №115];

 $F_{\scriptscriptstyle H.C}, F_{\scriptscriptstyle OK}, F_{\scriptscriptstyle nep.}, F_{\scriptscriptstyle no\kappa}$ - расчётная площадь ограждающих конструкций, м²;

 $R_{_{\!H.C}},R_{_{\!O\!K}},R_{_{\!N\!o\!E}}$. термическое сопротивление ограждающих конструкций, $M^2\cdot{}^\circ C/Bm$;

 t_p - расчётная температура внутреннего воздуха помещения [19, Пр. В, табл. В1], °C ;

 t_{ext} - расчётная температура наружного воздуха для холодного периода года принимается в зависимости от массивности ограждения ограждения $D = \sum R_i \cdot S_i$ [19, Пр. Е, табл. Е1], °C;

 $\bar{\beta}$ - добавочные потери теплоты в долях от основных теплопотерь, определяемые в соответствии [19, Пр. Ж, п. Ж.2];

n - коэффициент, учитывающий положение поверхности ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху [19, табл. 5.3];

 $L_{np} = 3 \cdot F_{xck}$ - расход приточного наружного воздуха, пропорциональный суммарной площади F_{xck} жилых комнат [19, Пр K], x^3 / y ;

$$\rho = \frac{353}{273 + t}$$
 - плотность воздуха, $\kappa \epsilon / M^3$;

C - теплоёмкость воздуха, $\kappa \not\square \mathscr{H} / \kappa \mathscr{E}$;

0.28 – коэффициент перевода из $\kappa \mathcal{I} \mathcal{M}$ в Bm;

k - коэффициент учёта влияния встречного теплового потока в конструкциях [19, Пр. К ф К.1];

 Q_h - бытовые теплопоступления, Вт;

 $\eta_{\rm I}$ - коэффициент, принимаемый [1, доп. № 115] в зависимости от способа регулирования системы отопления.

Приведённое сопротивление теплопередаче теплотехнически однородной многослойной ограждающей конструкции [18, ф 5.6, ф 5.7]

$$R_o = \frac{1}{\alpha_s} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{_H}}$$
 (2.75)

где $\alpha_{_{\it g}}$ - коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающей конструкции [18, табл. 5.4], $Bm/m^2 \cdot {^{\circ}C}$;

 δ_i - толщина однородного слоя ограждения, M;

 λ_i - расчётный коэффициент теплопроводности каждого слоя многослойного ограждения [18, Пр. A], $Bm/M \cdot {}^{\circ}C$;

 $\alpha_{_H}$ - коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждения для зимних условий [18, табл. 5.7], $Bm/_{M^2} \cdot {}^{\circ}C$.

Для определения величины расчетной наружной температуры t_{ext} определим значение величины тепловой инерции D по формуле [18, п.5.3 ф.5.4]

$$D = \sum_{i} R_{i} \cdot S_{i} =$$

$$= 0,034 \cdot 9,6 + 0,06 \cdot 5,03 + 2,92 \cdot 0,46 + 0,04 \cdot 5,03 + 0,04 \cdot 8,69 = 2,52 < 4$$

$$(2.76)$$

Принимаем в расчетах наружную температуру t_{ext} для г. Минска по температуре наиболее холодных суток $t_{ext} = -28^{\circ}C$.

Перепишем формулу (2.75) в развернутом виде для многослойной конструкции стеновой панели, принятой к рассмотрению

$$R_{\text{\tiny H.C.}} = \frac{1}{\alpha_{\text{\tiny B}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_{\text{\tiny ym3}}}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} + \frac{1}{\alpha_{\text{\tiny H}}}; \tag{2.77}$$

$$R_{\scriptscriptstyle H.C.} = \frac{1}{8.7} + \frac{0.02}{0.58} + \frac{0.09}{1.51} + \frac{\delta_{\scriptscriptstyle ym3}}{0.041} + \frac{0.06}{1.51} + \frac{0.02}{0.47} + \frac{1}{23} = 0.332 + \frac{\delta_{\scriptscriptstyle ym3}}{0.041};$$

Нормативное сопротивление теплопередаче наружной стены здания согласно [18, табл. 5.1] принимаем $R_{\scriptscriptstyle H.C.}^{\scriptscriptstyle HOPM.}=3,2{\scriptstyle M}^2\cdot{}^{\circ}C\,/\,Bm$, тогда из (2.77) имеем

$$\delta_{ym3} = (R_{u.c}^{HopM} - 0,332) \cdot 0,041 = (3,2-0,332) \cdot 0,041 = 0,12M. \tag{2.78}$$

Таким образом, при равномерном утеплении наружных стен толщина утеплителя для стеновых панелей по всему зданию будет одинаковой и равна $\delta_{vm3} = 0.12$ м.

При построении методики расчета толщины слоя утеплителя δ_{ym} для каждой стеновой панели с различным термическим сопротивлением формулу (2.74) перепишем в виде

$$Q_{H.C} = Q_{m} + Q_{i} - Q_{\delta} = \frac{F_{H.C}}{R_{H.C}} \cdot (t_{p} - t_{ext}) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n, Bm$$
(2.79)

откуда определим значение величины термического сопротивления теплопередаче $R_{\rm {\it n.c.}}$ для стеновой панели любого помещения с учетом бытовых теплопоступлений и расходов теплоты на нагревание наружного воздуха за счет инфильтрации на основе теплового и воздушного балансов каждого помещения в отдельности из уравнения

$$R_{_{H,C}} = \frac{F_{_{H,C}} \cdot (t_{_{p}} - t_{_{ext}}) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n}{Q_{_{m}} + Q_{_{i}} - Q_{_{0}}}, \tag{2.80}$$

где $Q_m = Q_{H,c1} + Q_{H,c2} + Q_{nep.} + Q_{no\kappa.} + Q_{o\kappa}$ - суммарные теплопотери через все наружные ограждающие конструкции каждого рассчитываемого помещения, Вт;

 Q_i - теплопотери на инфильтрацию, Вт;

 $Q_{\delta \omega m} = Q_h \cdot (1 - \eta)$ - бытовые теплопоступления, Вт.

В соответствии с нормативными требованиями [18, табл. 5.1] для заполнения световых проемов, принимаем к установке в одном проеме размером $h\times b=F_{o\kappa}=1,6\times 1,25=2,0$ последовательно двух окон, состоящих из трехслойного остекления в раздельно-спаренных переплетах с пенополиуретановыми уплотнительными прокладками, что обеспечивает фактическое сопротивление теплопередаче оконной конструкции $R_{o\kappa}=2\cdot 0,56=1,12>1$. Для совмещенного покрытия [18, табл. 5.1] $R_{no\kappa}=6,0$ $M^2\cdot C/Bm$. Для перекрытия над неотапливаемым подвалом $R_{nep}=4,0$ $M^2\cdot C/Bm$.

При заданных нормативных значениях по теплозащите суммарные теплопотери для квартиры промежуточного этажа

$$Q_{m}^{202} = Q_{H.C} + Q_{OK} = \left(\frac{F_{H.C}}{R_{H.C}} + \frac{F_{OK}}{R_{OK}}\right) \cdot (t_{p} - t_{ext}) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n;$$
(2.80)

$$Q_m^{202} = \left(\frac{6 \cdot 3 - 4}{3,2} + \frac{2 \cdot 2}{1,12}\right) \cdot (18 - (-28)) \cdot (1 + 0,28) \cdot 1 = (4,375 + 3,57) \cdot 46 \cdot 1,28 \cdot 1 = 467 Bm.$$

Для квартиры (рисунок 2.22) с учетом уравнений теплового и воздушного балансов итоговые теплопотери согласно [19, Пр. В] в однокомнатной квартире с жилой комнатой $F_{,\kappa,\kappa}=6\cdot 3=18 \text{ M}^2$ и кухней площадью $F_{\kappa}=7 \text{ M}^2$ с электроплитой без регулирования системы отопления

$$Q_{\delta a \tau}^{202} = Q_m^{202} + Q_i^{202} - Q_\delta^{202} = 467 + 0,28 \cdot (3 \cdot 18 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot (18 + 28) \cdot 0,7) - 9 \cdot (18 + 7) \cdot (1 - 0,2) = 983Bm \qquad (2.81)$$

Величину термического сопротивления наружной стены $R_{n.c}^{202}$ промежуточной квартиры при расчете толщины слоя утеплителя δ_{ym} неоднородного утепления здания определим методом интерполирования с учетом того, что при равномерном утеплении суммарные теплопотери $Q_m^{202} = 467Bm$ при $R_{n.c}^{202} = 3,2m^2\cdot{}^{\circ}C/Bm$, а при неравномерном утеплении суммарные теплопотери $Q_m^{202} = 983Bm$ соответствуют значению $R_{n.c}^{202}$ как неизвестная величина X, которая определится из соотношения $X = R_{n.c.}^{202} = \frac{983\cdot 3,2}{467} = 6,73m^2\cdot{}^{\circ}C/Bm$

Тогда из (2.77) получим толщину неравномерного слоя утеплителя δ_{vm}^{202}

$$\delta_{vm}^{202} = (6,73-0,332) \cdot 0,041 = 0,26M.$$

Таким образом, при равномерном утеплении всех стен здания (рисунок2.21) $\delta_{ym}^{202} = 0,12 M$, а при неравномерном утеплении толщина слоя утеплителя для наружной стены квартиры №202 $\delta_{ym}^{202} = 0,26 M$ и за счет увеличения теплозащитных характеристик наружной стены $R_{n,c}^{202} = 6,73 M^2 \cdot {}^{\circ}C/Bm$ компенсируются все дополнительные затраты теплоты на окна, инфильтрацию с учетом бытовых теплопоступлений.

Результаты выполненных расчётов по определению толщины слоя утеплителя сведены в таблицу 2.6, в которой представлены данные для квартир, имеющих различия в размещении, этажности и ориентации по сторонам света, влияющих на основные и дополнительные теплопотери помещений.

Таблица 2.6 — Результаты расчета толщины слоя утеплителя δ_{ym} при неравномерном утеплении наружных стен

7								I		1
$\begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$	$\begin{bmatrix} R, \\ \frac{M^2 \cdot {}^{\circ}C}{Bm} \end{bmatrix} \approx$	$1+\sum \beta$	$Q_{\scriptscriptstyle ozp}$, Bm	Q_{\sum} , Bm	Q_i , Bm	$Q_{\delta},\ Bm$	$Q_{ar{o}an},\ Bm$	$\frac{R_{n.c},}{M^2 \cdot {}^{\circ}C}$ $\frac{M^2 \cdot {}^{\circ}C}{Bm}$	$\mathcal{S}_{ym},$ \mathcal{M}	${\mathcal S}_{ym}^{{}_{{\mathcal S}^{{\mathcal K}}}},$
1 2 3 4 5 6	7 8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
202 18 HC C 14 46	3,2 1	1,28	257	467	681	180	983	6,73	0,26	0,15
2 TO C 14 46	1,12 1	1,28	210							
203 20 HC1 C 14 48	3,2 1	1,28	268	819	508	180	1320	5,16	0,2	0,14
HC2 3 18 48	3,2 1	1,23	332							
2TO C 14 48	1,12 1	1,28	219							
102 18 HC C 14 46	3,2 1	1,28	257	715	681	180	1216	5,44	0,2	0,148
2TO C 4 46	1,12 1	1,28	210							
Пер 36 46	4,0 0,6		248							
302 18 HC1 C 14 46	3,2 1	1,28	257	743	681	180	1244	5,35	0,2	0,164
2TO C 4 46	1,12 1	1,28	210							
Пок 36 46	6,0 1		276							
103 20 HC1 C 14 48	3,2 1	1,28	268	1079	508	180	1580	4,68	0,178	0,137
HC2 3 18 48	3,2 1	1,23	332							
2TO C 4 48	1,12 1	1,28	219							
Пер 36 48	4,0 0,6		260							
303 20 HC1 C 14 48	3,2 1	1,28	268	1107	508	180	1608	4,65	0,177	0,137
HC2 3 18 48	3,2 1	1,23	332							
2TO C 4 48	1,12 1	1,28	219							
Пок 36 48	6,0 1		288							

В графе 17 таблицы 2.6 приведены данные снижения толщины слоя утеплителя δ_{vm} за счёт пересчёта наружной температуры $t_{\scriptscriptstyle H}$, так как для современных энергоэффективных зданий с повышенной теплозащитой и герметичностью наружных ограждающих конструкций, обеспечивающих хорошие теплоаккумулирующие характеристики, из-за потепления климата и кратковременности по статистическим наблюдениям воздействия низких температур теплотехнически оправдана и экономически целесообразна замена при $t_{u} = -28^{\circ}C$ расчёте инфильтрации экстремально низких температур среднестатистическую температуру наружного воздуха $t_{cp} = -1,6^{\circ}C$ за отопительный период для каждого климатического района Республики Беларусь, что обеспечит значительную экономию расходных материалов на возведение систем утепления энергоэффективных зланий

Это изобретение позволит в кратчайшие сроки перейти от энергозатратной, металлоёмкой и дорогостоящей технологии водяного отопления жилых зданий к высокотехнологичной, экономичной и экологичной технологии воздушного отопления зданий, совмещённого с активной вентиляцией, исключающей нарушение тепловоздухообменных процессов, загазованности, переувлажнённости, появлению плесени и грибковых образований, разрушению отделочных материалов и деревянных конструкций, увеличению теплопотерь переувлажнённых ограждений, ухудшения качества воздушной среды внутри помещений в зданиях с водяным отоплением и естественной вентиляцией при существующей и ныне действующей нормативной базе для жилых газифицированных зданий общей типовой застройки градостроительной практики во всех странах СНГ.

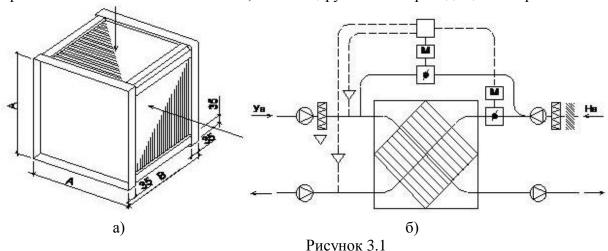
Системы воздушного обогрева, совмещённые с тепловой вентиляцией энергоэффективных зданий с использованием заявляемого изобретения обеспечивают снижение металлоёмкости в два раза по сравнению с водяным отоплением панельно-лучистого действия и более чем в шесть раз по сравнению с водяным радиаторным отоплением, расход электрической энергии на перемещение водяного теплоносителя по трубам снижается в девять раз, расход теплоты на нагрев наружного приточного вентиляционного воздуха снижается в семь раз по сравнению с расходом теплоты на инфильтрацию с возможностью утилизации теплоты вытяжного вентиляционного воздуха за счёт рекуперации до 70%.

Все вышеперечисленные преимущества использования заявляемого изобретения направлены на снижение энергопотребления, материальных затрат, связанных с импортом металла и энергоресурсов, повышением эффективности в строительной отрасли и коммунально-бытовом секторе экономики.

3 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ И МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПРЕДЛАГАЕМЫХ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЗДАНИЙ

3.1 Методика расчета воздухо-воздушного теплообменника

Для утилизации низкопотенциальных вторичных тепловых отходов, каким является вытяжной вентиляционный воздух, в теплотехнике наилучшее применение нашли рекуперативные поверхностные теплоутилизаторы диагонального перекрестно-точного типа с просветом между пластинами до l=10 мм и толщиной пластин из металла от $\delta=0,2-0,5$ мм. Конструкция и схема компоновки такого теплообменника представлена на рисунке 3.5. В корпусе теплообменника предусматривается штуцер для присоединения конденсатоотводящей трубы. В качестве материала пластин используется стальной лист, алюминий, медь и их сплавы в виде фольги. Кроме того в некоторых теплообменниках применяют полиэтиленовые плёнки, стекло и другие теплопроводящие материалы.



- а) схема перекрестно-точного пластинчатого рекуперативного теплообменника;
- б) схема компоновки диагонального теплообменника в установке с учетом исключения инееобразования.

В зависимости от взаимного направления потоков теплоносителей различают прямой противоток, перекрестный ток, смешанный ток, а также сложные схемы тока.

В рекуперативных теплообменниках изменения температуры теплоносителей в графическом изображении представлены на рисунке 3.1 [31]. В практике эксплуатации теплоутилизаторов в наиболее распространённом случае воздухонагреватели подогревают наружный воздух с начальной отрицательной температурой. Во избежание замерзания теплоутилизационные установки оборудуются автоматикой безопасности от замерзания и инееобразования так, как это показано на рисунке 3.26 [32].

Расчёт воздухо-воздушных теплоутилизаторов производится с учётом различных условий работы. Теплоутилизатор может работать в режиме «сухого» теплообмена, а так же с выпадением конденсата на всей или части теплообменной поверхности.

Рассмотрим работу теплоутилизатора на I-d диаграмме [33]. Термодинамическое состояние влажного воздуха на входе в теплообменник характеризуется точкой 1в с параметрами $t_B = 20^{\circ}\text{C}$, $\phi = 15\%$, d = 2г/кг, I = 26 кДж/кг.

Опускаясь из точки 1в по линии d=const на пересечении с линией $\phi = 100\%$ получим точку росы при температуре воздуха у поверхности жидкости в точке $1_{\text{пов}}$, а чуть ниже и температуру самой жидкости в точке 1_{κ} . В данном случае $t_{\text{pc}} = t_{\text{ж.н}}$ и соответственно $I_{\text{pc}} = I_{\text{ж.н}}$, при этом относительный перепад энтальпий θ_{pcI} , будет равен нулю, т.е.

$$\theta_{pcI} = \frac{I_{pc} - I_{_{MC,H.}}}{I_{_{GU}} - I_{_{MC,H.}}} = 0. \tag{3.20}$$

где $I_{\text{ж.н}}$ – энтальпия насыщенного воздуха при температуре $t_{\text{ж.н}}$, кДж/кг.

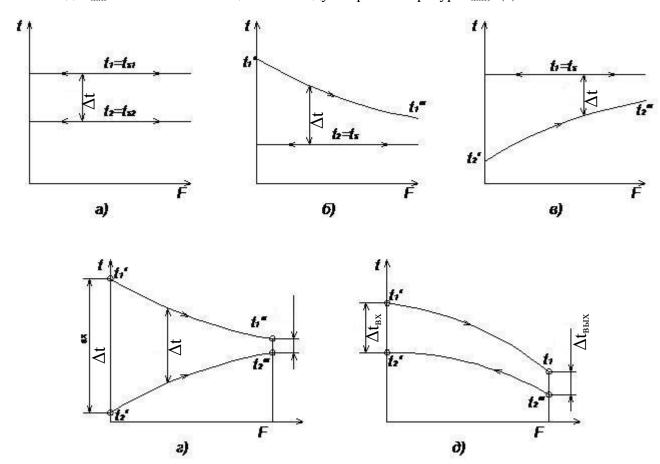


Рис. 3.2 – Изменение температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике а) при фазовых превращениях обоих теплоносителей (конденсация одного, испарение другого);

- б) при испарении нагреваемого теплоносителя;
- в) при конденсации греющего теплоносителя;
- г) при прямоточном движении теплоносителей без фазовых превращений;
- д) при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений.

Поскольку для точки 1в величина $\theta_{pcl}=0$, то в данном случае теплоутилизатор работает в «сухом» режиме теплообмена (рисунок3.6). Далее рассмотрим точку 2 в на I-d диаграмме (рисунок3.3) при той же температуре $t_{\rm B}=20^{\circ}{\rm C},~\phi=50\%,~d=7{\rm r/kr},~I=37,59$ кДж/кг. Тогда на поверхности теплоутилизатора с некоторых значений ($d_{pc}^{\min},t_{pc}^{\min},I_{pc}^{\min}$) влажного воздуха начнет конденсироваться пар.

Параметры точки 2в соответствуют условию, когда в наиболее холодной части теплоутилизатора температура поверхности $t_{\text{пов}}$ становится равной температуре точки росы $t_{\text{рс}}$ соприкасающегося с ней влажного воздуха, который характеризуется относительным перепадом энтальпий $\theta_{\text{pcl}}^{\text{min}}$.

При дальнейшем увеличении первоначальной влажности и достижения термодинамического состояния, соответствующего точке 3в (рис. 3.3) (d_{pc}^{\max} , t_{pc}^{\max} , I_{pc}^{\max}) на всей поверхности теплообмена в теплоутилизаторе будет выпадать конденсат. Такое состояние влажного воздуха характеризуется относительным перепадом энтальпий θ_{pcl}^{\max} .

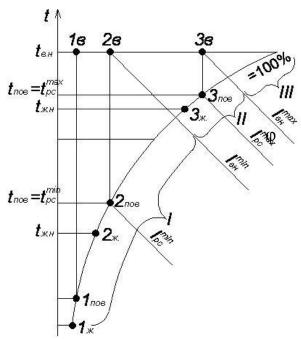


Рисунок 3.3 — I-d диаграмма с изображением параметров воздуха и жидкости для различных условий работы воздухоохладителя: I — «сухой» теплообмен; II — конденсация на части поверхности; III — конденсация на всей поверхности.

Расчет пластинчатого воздухо-воздушного теплоутилизатора выполним по рекомендациям [33] в следующей последовательности:

1. По табл. 3.2 [33, с.89] при просвете l=10мм, F_{ν} =196м², $f_{\nu\partial}$ =0,985м², $D_{\varkappa \kappa}$ =20мм и габаритах теплообменника 1,0х1,0х1,0м определим

$$f$$
 =1,0x1,0x,985=0,985 м²;
и F = F_1 = F_2 = F_v : V =196:1:1:1=196 м².

2. Определим массовую скорость движения воздуха в живом сечении теплообменника

$$(\omega \rho)_{s} = \frac{G}{3600 \cdot f} = \frac{13662}{3600 \cdot 0,985} = 3,85$$
 (3.1)

3. Плотность воздуха

при
$$t_{HI}$$
= +20°C $\rho_1 = \frac{353}{273 + 20} = 1,2$ кг/м³;
при t_{HI} = -5°C $\rho_2 = \frac{353}{273 - 5} = 1,32$ кг/м³.

4. Скорость потоков удаляемого вытяжного и приточного наружного

$$\omega_{1} = \frac{(\omega \rho)_{e}}{\rho} = \frac{3.85}{1.2} = 3.2 \text{ m/c};$$

$$\omega_{2} = \frac{(\omega \rho)_{e}}{\rho} = \frac{3.85}{1.32} = 2.9 \text{ m/c}.$$
(3.2)

5. Определим значения критерия Re

$$Re_{1} = \frac{\omega_{1} \cdot D_{_{9K6}}}{\nu_{1}} = \frac{3.2 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{15.06 \cdot 10^{-6}} = 4249;$$
(3.3)

$$\operatorname{Re}_{2} = \frac{\omega_{2} \cdot D_{_{9K6}}}{V_{2}} = \frac{2.9 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{12.86 \cdot 10^{-6}} = 4510.$$

6. Определяем критерий Nu

$$Nu_{1} = \frac{\alpha \cdot D_{_{3K6}}}{\lambda} = 1,99 \cdot \text{Re}_{1}^{0.09} \cdot P_{_{4}}^{0.33} = 1,99 \cdot 4249^{0.09} \cdot 0,73^{0.33} = 1,99 \cdot 2,12 \cdot 0,89 = 3,75;$$

$$Nu_{2} = 1,99 \cdot 4510^{0.09} \cdot 0,71^{0.33} = 1,99 \cdot 2,13 \cdot 0,89 = 3,77.$$
(3.4)

7. Определяем коэффициент теплообмена а

$$\alpha_{1} = \frac{\lambda_{1} \cdot Nu_{1}}{D_{_{9K6}}} = \frac{2,59 \cdot 10^{-2} \cdot 3,75}{20 \cdot 10^{-3}} = 4,85;$$

$$\alpha_{2} = \frac{\lambda_{2} \cdot Nu_{2}}{D_{_{9K6}}} = \frac{2,4 \cdot 10^{-2} \cdot 3,77}{20 \cdot 10^{-3}} = 4,52.$$
(3.5)

8. Значение коэффициента теплообмена можно принять по табл. 3.6 [33, c.95] без расчета при l просвета равным 10 и $(\omega\rho)_{_{\it B}}=3,85$ при интерполяции получим

$$\alpha = \frac{11,9+21,8}{2} = 16,85 \text{ BT/M}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}.$$
 (3.6)

9. Определяем коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{1/\alpha + 1/\alpha} = \frac{1}{1/16,85 + 1/16,85} = \frac{1}{0,12} = 8,33 \text{ BT/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}.$$
(3.7)

10. Коэффициент теплопередачи K_y с учетом тепломассобмена

$$K_{y} = \frac{1}{\frac{c_{e}}{c_{y} \cdot \alpha_{1}} + \frac{1}{\alpha}} = \frac{1}{\frac{1}{2,084 \cdot 16,85} + \frac{1}{16,85}} = \frac{1}{0,028 + 0,059} = 11,5 \text{ BT/M}^{2.\circ}\text{C}.$$
(3.8)

11. Определим безразмерные параметры

$$Fo^{1} = \frac{k \cdot F}{G_{1} \cdot c_{g}} = \frac{3.6 \cdot 8.33 \cdot 196}{13662 \cdot 1} = \frac{5877.6}{13662} = 0.43;$$
 (3.9)

$$W_{1} = \frac{G_{1} \cdot c_{s}}{G_{2} \cdot c_{s}} = \frac{13662 \cdot 1}{13662 \cdot 1} = 1;$$
(3.10)

$$Fo_{I}' = \frac{K_{I} \cdot F}{G_{1} \cdot c_{nac}} = \frac{3,6 \cdot 11,5 \cdot 196}{13662 \cdot 2,084} = \frac{8114,4}{28471,6} = 0,285;$$
 (3.11)

$$W_{I} = \frac{G_{1} \cdot c_{nac}}{G_{2} \cdot c_{6}} = \frac{13662 \cdot 2,084}{13662 \cdot 1} = 2,084.$$
(3.12)

- 12. По известным значениям Fo и W_1 определим по графику рис. 3.12 [33] величину θ_t θ_{tl} = 0,35;
- 13. По формулам 3.25 [33]

$$\theta_{pcl} = \frac{I_{pc} - I_{\mathcal{H}.H}}{I_{gH} - I_{\mathcal{H}.H}} = \frac{25,96 - 1,26}{37,59 - 1,26} = 0,68.$$
(3.13)

14. По формуле 3.42 [33]

$$\theta_{pct}^{\min} = \frac{1 - \theta_{pct}^{\min} (1 + \alpha_e / K')}{\alpha_e / K'} u \pi u$$

$$\theta_{pct}^{\min} = \frac{(1 - \theta_{pct}^{\min}) \cdot \alpha_1 / \alpha_2}{1 + \alpha_1 / \alpha_2} = \frac{(1 - 0.35) \cdot 16.85 / 16.85}{16.85 / 16.85} = 0.325.$$
(3.14)

15. По формуле 3.43 [33]

$$\theta_{pcI} = \frac{I_{pc}^{\min} - I_{\mathcal{H}, H}}{I_{e\mu}^{\min} - I_{\mathcal{H}, H}} = \frac{c_{Hac}(t_{e\mu} - t_{\mathcal{H}, H})}{I_{e\mu}^{\min} - I_{\mathcal{H}, H}} = 0,325 \cdot \frac{2,084 \cdot (20 + 5)}{27,63 - 1,26} = 0,64.$$
(3.15)

16. По формуле 3.40 [33]

$$\theta_{pcl}^{\text{max}} = \frac{1 + \theta_{I}^{\text{max}} \cdot \frac{G_{1}}{G_{2}} \cdot \frac{\alpha_{2}}{\alpha_{1}}}{1 + \frac{\alpha_{2}}{\alpha_{1}} \cdot \frac{c_{6}}{c_{cros}}} = \frac{1 + 0.35 \cdot \frac{13662}{13662} \cdot \frac{16.85}{16.85}}{1 + \frac{16.85}{16.85} \cdot \frac{1}{2.084}} = \frac{1.35}{1.48} = 0.91.$$
(3.16)

Так как $\theta_{pcl}^{\min}=0,321<\theta_{pcl}=0,68<\theta_{pcl}^{\max}=0,91,$ то пар конденсируется на части его поверхности.

- 17. Определяем $t_{pc}^{\min} = \theta_{pct}^{\min}(t_{n1} t_{n2}) = 0,325(20 + 5) = 8,125$ °C и соответствующую ему энтальпию удаляемого воздуха $I_{n1}^{\min} = 27,63$ кДж/кг при t_n =+20°C.
 - 18. Определим параметр А по формуле 2.28 [33]

$$A = c_{_{6}} \cdot t_{_{pc}} \cdot \theta_{_{pcI}} + I_{_{\mathcal{MC},H}} (1 - \theta_{_{pcI}}) = c_{_{6}} \cdot t_{_{6H}} \cdot \theta_{_{pcI}}^{\max} + I_{_{H2}}^{_{Hac}} (1 - \theta_{_{pcI}}^{\max}) = 1 \cdot 20 \cdot 0,91 + 1,26(1 - 0,91) = 18,2 + 0,113 = 18,31.$$

$$(3.17)$$

- 19. По графику рис. 3.11 [33] находим отвечающее ему при $\theta_{pcl}^{\max} = 0.91$ значение влагосодержания удаляемого воздуха $d_{pc}^{\max} = 12.5$ г/кг, при котором на всей поверхности теплообменника будет выпадать конденсат.
- 20. Соответствующая значению $d_{\it pc}^{\it max}$ начальная энтальпия удаляемого воздуха определится из выражения

$$I_{_{H1}}^{\max} = q_{_{K\!H}} \cdot d_{_{\!\mathit{pc}}}^{\max} + c_{_{\!\mathit{g}}} \cdot t_{_{\!\mathit{pc}}} = 2,5289 \cdot 12,5 + 1 \cdot 20 = 31,61 + 20 = 51,61 \ \text{кДж/кг}. \tag{3.18}$$

21. Определяем θ_{t2}^{max} по каналу приточный воздух в режиме работы теплообменника с выпадением конденсата на всей поверхности

$$\theta_{t2}^{\max} = \frac{\theta_{I1}^{\max} (I_{n1}^{\max} - I_{n2}^{\max}) G_1}{G_2 \cdot c_n (t_{n1} - t_{n2})} = \frac{0,455(51,61 - 1,26) \cdot 13662}{13662 \cdot 1(20 + 5)} = \frac{22,91}{25} = 0,916.$$
 (3.19)

22. Определяем $\, heta_{t2}^{
m min} \,$ для режима сухого теплообмена

$$\theta_{t2}^{\min} = \frac{\theta_{I1}^{\min} \cdot G_1}{G_2} = \frac{0.35 \cdot 13662}{13662} = \frac{22.91}{25} = 0.35.$$
 (3.20)

23. Определим величину $\overline{\theta_{\it pcl}}$

$$\overline{\theta_{pcl}} = \frac{\theta_{pcl} - \theta_{pcl}^{\min}}{\theta_{pcl}^{\max} - \theta_{pcl}^{\min}} = \frac{0,68 - 0,325}{0,91 - 0,325} = \frac{0,355}{0,585} = 0,61.$$
(3.21)

- 24. По значению $\overline{\theta_{pcl}} = 0,61$ определим величину $\overline{\theta_t} = 0,2$ по графику рис. 3.17 [33].
- 25. По формуле 3.51 [33, с. 117] определяем θ_{t2} по каналу приточного воздуха в режиме с выпадением конденсата

$$\theta_{t2} = \theta_{t2}^{\min} + \overline{\theta_t} \cdot (\theta_{t2}^{\max} - \theta_{t2}^{\min}) = 0,35 + 0,2(0,916 - 0,35) = 0,46.$$
 (3.22)

26. Определяем температуру приточного воздуха после теплоутилизатора

$$t_{k2} = t_{n2} + \theta_{t2}(t_{n1} - t_{n2}) = (-5) + 0,46 \cdot (20 + 5) = 11,5 - 5 = 6,5 \,^{\circ}\text{C}$$
(3.23)

27. Удаляемый воздух при конечной энтальпии $I_{\kappa 1}$ определяется по формуле

$$I_{k1} = I_{\mu 1} - \frac{(t_{k2} - t_{\mu 2}) \cdot G_2 \cdot c_s}{G_1} = 37,59 - \frac{(6,5+5) \cdot 13662 \cdot 1}{13662} = 26,09 \text{ кДж/кг}.$$

28. Определяем температуру поверхности теплообмена на входе приточного наружного воздуха в теплоутилизатор

$$t_{noe} = \frac{(I_{k1} - e_I)\frac{\alpha_1}{c_e} + t_{n2} \cdot \alpha_2}{\alpha_2 + \frac{c_{nac}}{G_e} \cdot \alpha_1} = \frac{(26,09 - 8,37)\frac{16,85}{1} + 5 \cdot 16,85}{16,85 + \frac{2,084}{1} \cdot 16,85} = \frac{298,6 - 84,25}{51,96} = 4,12 \, ^{\circ}\text{C}.$$
(3.25)

Так как температура поверхности теплообмена на входе приточного наружного воздуха выше 0° C, то выпадающий на поверхности теплоутилизатора конденсат замерзать не будет.

Данный расчет выполнен для различных размеров поверхности теплообменника. Результаты расчета приведены на рисунке 3.4.

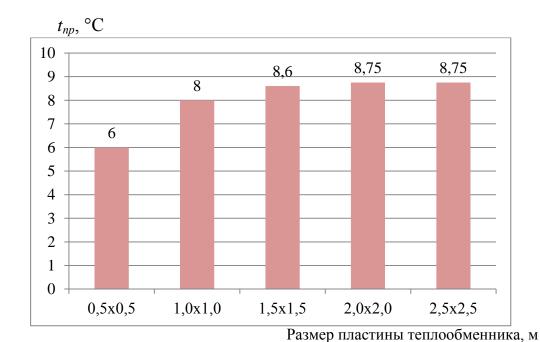


Рисунок 3.4 - Зависимость температуры приточного воздуха от размера пластины теплообменника

3.2 Методика расчёта систем воздушного отопления зданий

Широко применяемые в настоящее время в домостроении водяные системы отопления должны компенсировать не только теплопотери зданий через наружные ограждения, но ещё в большей степени нагревать воздух, поступающий неорганизованным путём в отапливаемые помещения за счёт инфильтрации, что значительно увеличивает металлоёмкость и энергопотребление в процессе строительства и эксплуатации зданий в условиях длительного, свыше 200 суток отопительного периода для Республики Беларусь, при том, что и металл, и энергоресурсы импортного происхождения влияют на стоимость единицы национального валового продукта.

В соответствии с действующей нормативной базой [18, 19, 23] для систем водяного отопления суммарные теплопотери здания Q, Вт определяются по формуле

$$Q_{\Sigma} = Q_m + Q_i - Q_{\delta} \tag{3.26}$$

где Q_m – трансмиссионные основные и добавочные теплопотери наружных ограждающих конструкций здания, Вт;

 Q_i – расход теплоты на нагрев наружного воздуха за счёт инфильтрации, Вт;

 $Q_{\scriptscriptstyle 6}$ – бытовые теплопоступления жилых помещений и кухонь,Вт;

Трансмиссионные основные и добавочные теплопотери наружных ограждающих конструкций здания определяются по формуле

$$Q_{m} = Q_{HC} + Q_{OK} + Q_{\Pi O \Pi} + Q_{\Pi O KP}$$
 (3.27)

где $Q_{HC} = \frac{F_{HC}}{R_{HC}} t_{\rm s} - t_{\rm n} \cdot 1 + \sum \beta \cdot n -$ трансмиссионные основные и добавочные теплопотери через наружные стены, Вт;

 $Q_{O\!K} = \frac{F_{O\!K}}{R_{O\!K}} \ t_{_{\!\!\textit{B}}} - t_{_{\!\!\textit{H}}} \cdot 1 + \sum \beta \cdot n - \quad \text{трансмиссионные} \quad \text{основные} \quad \text{и} \quad \text{добавочные}$ теплопотери через окна, Вт;

 $Q_{\Pi O \Pi} = rac{F_{\Pi O \Pi}}{R_{\Pi O \Pi}} \ t_{_{\! G}} - t_{_{_{\! H}}} \cdot n - \$ трансмиссионные теплопотери через полы нижнего этажа или перекрытие над подвалом неотапливаемого подвала, Вт;

 $Q_{\Pi O KP} = rac{F_{\Pi O KP}}{R_{\Pi O KP}} \ t_{_{\! B}} - t_{_{\! H}} \cdot n$ — трансмиссионные теплопотери через верхнее покрытие или перекрытие верхнего этажа потолка, Вт;

 $F_{HC}, F_{OK}, F_{\Pi O \Pi}, F_{\Pi O K P}$ — расчётная площадь охлаждаемых поверхностей наружных ограждений: стен, окон, пола нижнего этажа и потолка верхнего этажа, м 2 ;

 $R_{HC}, R_{OK}, R_{\Pi O I}, R_{\Pi O KP}$ — термическое сопротивление теплопередаче наружных ограждений: стен, окон, пола нижнего этажа и потолка верхнего этажа, м 2 . $^{\circ}$ C/Bt;

 t_{6} , t_{H} — расчётные нормативные внутренняя и наружная температуры воздуха соответственно, °C;

β – коэффициент процентного отношения добавочных теплопотерь;

n – коэффициент учёта расположения наружного ограждения.

Расход теплоты на нагрев наружного воздуха за счёт инфильтрации, Вт, определяемый из выражения

$$Q_i = 0,28 \cdot L_{np} \cdot \rho_{\scriptscriptstyle H} \cdot c \cdot t_{\scriptscriptstyle g} - t_{\scriptscriptstyle H} \cdot K, \text{BT}; \tag{3.28}$$

где $L_{np} = 3 \cdot F_n$ — расход наружного воздуха, поступающего в жилые помещения и кухню за счёт инфильтрации, м³/ч;

 $F_n = F_{\mathcal{H}} + F_{\kappa}$ – расчётная площадь пола жилых помещений и кухни, м 2 ;

$$\rho_{_{H}} = \frac{353}{273 + t_{_{H}}}$$
 – плотность наружного воздуха как функция от $t_{_{H}}$, кг/м³;

c- теплоёмкость воздуха, кДж/кг;

K — коэффициент учёта влияния встречного теплового потока в конструкциях наружных ограждений.

Бытовые теплопоступления согласно изменениям №4 СНБ 4.02.01-03 определяются по формуле:

$$Q_{\delta} = Q_{h} \cdot (1 - \eta), \text{BT}; \tag{3.29}$$

где $Q_h = 9Bm / M^2$ – бытовые теплопоступления для жилых зданий;

¬ – коэффициент, зависящий от способа регулирования системы отопления здания.

Приведенное сопротивление теплопередаче R_0 теплотехнически ограждающей конструкции с последовательно расположенными однородными слоями [18, табл. 5.9 и 5.10]:

$$R_0 = r \cdot (\frac{1}{\alpha_s} + \sum_{i} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_u}), \text{ M}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C/BT};$$
(3.30)

где r — расчетный коэффициент, учитывающий нарушения теплотехнической однородности ограждающей конструкции (коэффициент теплотехнической однородности);

 α_{s} – коэффициент теплоотдачи, принимается, согласно [18, табл. 5.4];

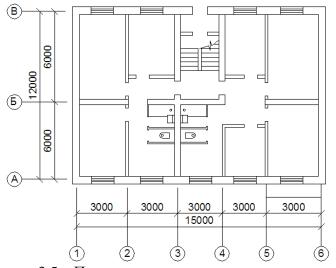
 δ_i – толщина слоя, м;

 λ_i — расчетный коэффициент теплопроводности материала слоя, многослойной наружной конструкции [18, табл. 4.2];

 $\alpha_{_{\it H}}$ - коэффициент теплоотдачи наружной поверхности, ограждающей конструкции для зимних условий, ${\rm Bt/m^2\cdot ^{\circ}C}$;

Для расчёта толщины утеплителя δ_{ym} при равномерном утеплении ограждающих конструкций рассмотрим бесчердачное здание с плоской кровлей и неотапливаемым подвалом, представленным схематично на рисунке 3.6, планировка квартир представлена на рисунке 3.5, а конструкции ограждений на рисунках 3.7-3.9.

Географический район строительства – г. Минск, ориентация здания показана на схеме.



3.5 – Планировка квартир жилого дома

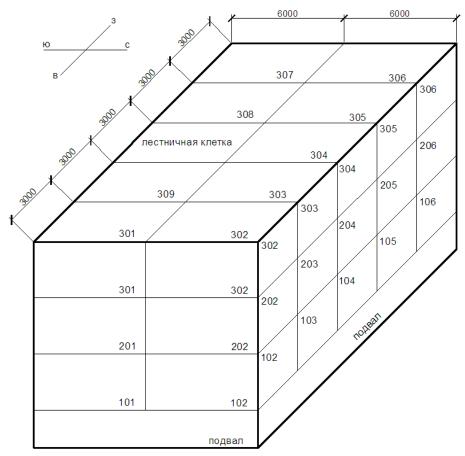
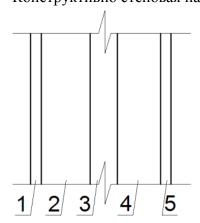


Рисунок 3.6 – Схема расположения жилых помещений и лестничной клетки в объёме здания

Конструктивно стеновая панель (рисунок 3.7) состоит из 5-ти слоев:



1 — слой наружной цементно-песчаной штукатурки $\delta_1 = 0,02 \text{м}, \ \lambda_1 = 0,93 \text{Bm} / \text{m} \cdot {}^{\circ}\text{C}, \ s_1 = 11,09 \text{Bm} / \text{m}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C};$ 2 — слой железобетона $\delta_2 = 0,09 \text{м}, \ \lambda_2 = 2,04 \text{Bm} / \text{m} \cdot {}^{\circ}\text{C}, \ s_2 = 19,7 \text{Bm} / \text{m}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C};$ 3 — слой утеплителя из плит пенополистирольных $\delta_3 = 0,2 \text{m}, \ \lambda_3 = 0,05 \text{Bm} / \text{m} \cdot {}^{\circ}\text{C}, \ s_3 = 0,48 \text{Bm} / \text{m}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C};$ 4 — слой железобетона $\delta_4 = 0,06 \text{m}, \ \lambda_4 = 2,04 \text{Bm} / \text{m} \cdot {}^{\circ}\text{C}, \ s_4 = 19,7 \text{Bm} / \text{m}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C};$ 5 — слой внутренней известково-песчаной штукатурки

 $\delta_5=0,02$ м, $\lambda_5=0,81$ Вm / м· ° $C,s_5=9,76$ Вm / м² · °C. Рисунок 3.7 — Конструкция наружного ограждения

Запишем формулу (3.30) в развёрнутом виде для конструкции принятой к рассмотрению стеновой панели:

$$R_{m} = r\left(\frac{1}{\alpha_{s}} + \frac{\delta_{1}}{\lambda_{1}} + \frac{\delta_{2}}{\lambda_{2}} + \frac{\delta_{3}}{\lambda_{3}} + \frac{\delta_{4}}{\lambda_{4}} + \frac{\delta_{5}}{\lambda_{5}} + \frac{1}{\alpha_{n}}\right);$$

$$R_{m} = 0.8\left(\frac{1}{8.7} + \frac{0.02}{0.93} + \frac{0.09}{2.04} + \frac{0.2}{0.05} + \frac{0.06}{2.04} + \frac{0.02}{0.81} + \frac{1}{23}\right) = 3.4 \text{m}^{2} \text{ °C /BT}$$

Нормативное сопротивление теплопередаче наружной стены здания, согласно [18, табл. 5.1] принимается равным $R_{m \, hopm} = 3.2 \, \text{м}^2 \cdot ^{\circ} \text{C/Bt}$.

Таким образом, на основании выполненного теплотехнического расчета в соответствии с действующей нормативной базой для здания, принятого к рассмотрению, толщина эффективного слоя утепления стеновых панелей всех помещений будет одинаковой и равна 0,2 м.

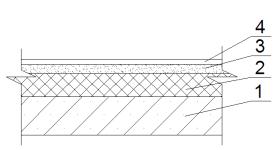
Для определения величины расчетной наружной температуры t_{H} определим значение величины тепловой инерции принятой к рассмотрению стеновой панели согласно [18, п. 5.3] по формуле:

$$D = \sum R_i \cdot s_i = R_1 \cdot s_1 + R_2 \cdot s_2 + R_3 \cdot s_3 + R_4 \cdot s_4 + R_5 \cdot s_5 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} \cdot s_1 + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \cdot s_2 + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \cdot s_3 + \frac{\delta_4}{\lambda_4} \cdot s_4 + \frac{\delta_5}{\lambda_5} \cdot s_5; \quad (3.32)$$

$$D = \frac{0.02}{0.93} \cdot 11,09 + \frac{0.09}{2.04} \cdot 19,7 + \frac{0.2}{0.05} \cdot 0,48 + \frac{0.06}{2.04} \cdot 19,7 + \frac{0.02}{0.81} \cdot 9,76 = 0.238 + 0.869 + 1.92 + 0.579 + 0.241 = 3.847 < 4$$

Применяем в расчетах в качестве температуры наружного воздуха среднюю температуру наиболее холодных суток обеспеченностью $0.92\ t_{ext}$ = -28 °C для г. Минска.

Конструктивно покрытие над неотапливаемым подвалом (рисунок 3.8) состоит из 4-х слоев:



1 – железобетонная плита

$$\delta_1 = 0,22M$$
, $\lambda_1 = 2,04Bm/M \cdot {}^{\circ}C$, $s_1 = 19,7Bm/M^2 \cdot {}^{\circ}C$;

3 2 – слой утеплителя из плит пенополистирольных

2
$$\delta_2 = 0.1 \text{ m}, \ \lambda_2 = 0.05 \text{ Bm} / \text{ m} \cdot {}^{\circ}\text{C}, \ s_2 = 0.48 \text{ Bm} / \text{ m}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C};$$

3 – слой цементно-песчаного раствора

$$\delta_3 = 0.015 M$$
, $\lambda_3 = 0.81 Bm / M \cdot {}^{\circ}C$, $s_3 = 9.76 Bm / M^2 \cdot {}^{\circ}C$;

4 – слой линолеума многослойного

$$\delta_4 = 0.05 \text{ m}, \lambda_4 = 0.38 \text{Bm} / \text{m} \cdot {}^{\circ}\text{C}, s_4 = 4.6 \text{Bm} / \text{m}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C}.$$

Рисунок 3.8 – Конструкция покрытия над неотапливаемым подвалом Для конструкции покрытия над неотапливаемым подвалом сопротивление теплопередачи определяется по формуле (4.6):

$$R_m = 0.9(\frac{1}{8.7} + \frac{0.22}{2.04} + \frac{0.1}{0.05} + \frac{0.015}{0.81} + \frac{0.05}{0.38} + \frac{1}{23}) = 2.2 \text{ m}^{2} \text{ C/BT}$$

Конструктивно чердачное покрытие (рисунок 3.9) состоит из 5-ти слоев:



1 — железобетонная плита $\delta_1 = 0,22 M, \ \lambda_1 = 2,04 Bm/M \cdot {}^{\circ}C, \ s_1 = 19,7 Bm/M^2 \cdot {}^{\circ}C;$

$$O_1 = 0, 22M, N_1 = 2,04DM/M \cdot C, S_1 = 19,7DM/M \cdot C,$$

$$2$$
 – слой рубероида $\delta_2 = 0.06 M$, $\lambda_2 = 0.17 Bm / M \cdot {}^{\circ}C$,

$$s_2 = 3.53Bm / M^2 \cdot {^{\circ}C};$$

3 – слой утеплителя из плит пенополистирольных

$$\delta_2 = 0.25 M$$
, $\lambda_2 = 0.05 Bm / M \cdot {}^{\circ}C$, $s_2 = 0.48 Bm / M^2 \cdot {}^{\circ}C$;

4 – слой цементно-песчаной стяжки

$$\delta_4 = 0.7 \,\mathrm{M}, \ \lambda_4 = 0.93 \,\mathrm{Bm} \,/\, \mathrm{M} \cdot {}^{\circ} C, \ s_4 = 11.09 \,\mathrm{Bm} \,/\, \mathrm{M}^2 \cdot {}^{\circ} C;$$

5 – слой рубероида (в 5 слоёв)

$$\delta_5 = 0.3 \text{ m}, \lambda_5 = 0.17 \text{ Bm} / \text{ m} \cdot {}^{\circ}\text{C}, s_5 = 3.53 \text{ Bm} / \text{ m}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C}.$$

Рисунок 3.9 – Конструкция чердачного покрытия

Для конструкции чердачного покрытия сопротивление теплопередачи определим по формуле (3.31):

$$R_m = 0.9\left(\frac{1}{8.7} + \frac{0.22}{2.04} + \frac{0.06}{0.17} + \frac{0.2}{0.05} + \frac{0.7}{0.93} + \frac{0.3}{0.17} + \frac{1}{12}\right) = 6.5 \text{m}^{2} \text{°C} / \text{BT}$$

Нормативное сопротивление теплопередаче чердачного покрытия здания, согласно [18, табл. 5.1] принимается равным $R_{m \, HODM} = 6,0 \, \text{M}^2 \cdot ^\circ \text{C/BT}$.

Для зданий с системами водяного отопления при естественной вентиляции путём неорганизованного притока наружного воздуха за счёт инфильтрации его нагревание непосредственного в помещении от расчётной температуры наружного воздуха $t_{\rm H}$ до температуры внутреннего воздуха $t_{\rm G}$ осуществляется системой отопления.

Для систем воздушного отопления зданий совмещённого с активной вентиляцией, в строгом соответствии с тепловым и воздушным балансом, необходимо равенство приточного и удаляемого воздуха для каждого помещения в объёме нормативного воздухообмена и полной компенсацией сбалансированных теплопотерь и теплопоступлений, что обеспечивается за счёт перегрева централизованно обработанного приточного вентиляционного воздуха и подачи его в жилые помещения и кухню с температурой t_{np}

$$t_{np} = t_e + \Delta t, \tag{3.33}$$

где $\Delta t = \frac{Q_{\Sigma}}{0,28 \cdot \rho \cdot c \cdot L_{np}}$ — перегрев приточного воздуха для компенсации суммарных теплопотерь и теплопоступлений, °C;

Перепишем выражение для Δt в развёрнутом виде с подстановкой нормативных значений входящих величин и после преобразований получим

$$\Delta t = \frac{Q_{\Sigma}}{0,28 \cdot 1, 4 \cdot 1 \cdot 3 \cdot F_n} = \frac{Q_{\Sigma}}{1,176 \cdot F_n}, ^{\circ}C$$
 (3.34)

Разложив Q_{Σ} на составляющие, получим

Приняв за среднее значение $t_{\rm e}=\frac{18+20}{2}=19\,^{\circ}{\rm C}$ в соответствии с формулой (3.35) температура приточного воздуха для систем воздушного отопления здания определится из выражения

$$t_{np} = 19 + \frac{13.5 \cdot F_{HC} + 46 \cdot F_{OK} + 10.9 \cdot F_{\Pi O \Pi} + 6.1 \cdot F_{\Pi O K P}}{F_{n}} - 5.4 =$$

$$= 13.6 + \frac{13.5 \cdot F_{HC} + 46 \cdot F_{OK} + 10.9 \cdot F_{\Pi O \Pi} + 6.1 \cdot F_{\Pi O K P}}{F_{n}};$$

$$(3.36)$$

Таким образом, для любого здания по конструктивным размерам можно быстро и легко по формуле (3.35) определить температуру t_{np} приточного воздуха и суммарный расход теплоты на отопление и вентиляцию здания при воздушном отоплении по формуле

$$Q_{s.o.} = 0,28 \cdot L_{np} \cdot \rho_{_H} \cdot c \cdot t_{np} - t_{_H} \quad \text{BT.}$$
(3.37)

Результаты исследований в области создания энергоэффективных систем воздушного отопления в обогреваемых зданиях с наружными ограждающими конструкциями повышенной теплозащиты и герметичности свидетельствуют о том, что формированию комфортных параметров микроклимата в помещениях наиболее полно удовлетворяют системы воздушного отопления, совмещённые с активной вентиляцией [11].

Построение вышеизложенной методики расчёта температуры приточного воздуха t_{np} (3.36) и суммарного расхода тепловой энергии $Q_{e.o.}$ (3.37) для систем воздушного отопления, совмещённого с активной вентиляцией, базируется на основных положениях теории аэродинамики и тепломассообмена и воздухообменов по нормативным параметрам и осреднением в пределах допустимых погрешностей.

Для систем воздушного отопления, совмещённых с активной вентиляцией, при которой в каждое вентилируемое помещение поступает тёплый воздух из единого приточного центра с одинаковой температурой t_{np} и в количестве, соответствующем нормативному воздухообмену с одновременной компенсацией всех теплопотерь без дополнительной установки кондиционеров-доводчиков очень важным является разработка неоднородной системы утепления наружных стен каждого отапливаемого помещения с различной толщиной эффективного слоя утеплителя с целью выравнивания удельных теплопотерь, что ложится в основу дальнейших научных исследований для минимизации энергопотребления от внешних источников за счёт более широкого использования вторичных и природных энергоресурсов.

3.3Моделирование тепломассообменых процессов и конструктивный расчёт кожухотрубного теплообменника отопительно-вентиляционной системы здания по инновационной технологии

Совместно с другими факторами значительное влияние на формирование комфортного микроклимата оказывает определенное сочетание теплового и воздушного режимов. Недостатки организации одного из них могут свести на нет все усиления по достижению требуемых параметров микроклимата в обогреваемых помещениях. Так, например, наличие системы приточной вентиляции позволяет обеспечить более стабильные и легко управляемые параметры микроклимата в отапливаемых помещениях и даже повысить экономичность их работы за счет оптимизации управления и энергоресурсосбережения.

Снижение расходов тепловой энергии и теплоносителя при обогреве зданий можно получить за счет осуществления комплекса мероприятий:

- автоматическое управление температурным и воздушным режимами;
- разработка оптимальных конструктивных архитектурно-строительных и планировочных решений энергоэффективных зданий;
- использование природных источников солнечной радиации и ветровой энергии, а также низкопотенциальных вторичных энергоресурсов.

С учетом того, что на подогрев наружного вентиляционного приточного воздуха расходуется до 40% всей потребляемой в градостроительстве и коммунально-бытовой сфере тепловой энергии, использование теплоты удаляемого вытяжными системами отработанного воздуха для предварительного подогрева воздушного теплоносителя в системе комбинированного обогрева и вентиляции, является наиболее эффективным способом экономии тепловой энергии.

На рисунке 3.10 представлена авторская разработка комбинированной системы воздушного обогрева, совмещенная с приточно-вытяжной вентиляцией, использующая природную теплоту солнечной радиации, рекуперацию трансмиссионной теплоты и утилизацию теплоты удаляемого воздуха в сочетании с энергоэффективным конструктивным исполнением ограждающих конструкций герметичных зданий [31].

воздух ДЛЯ вентиляции помещений поступает снаружи воздухоприемное отверстие 1, расположенное в нижней части навесного гелиофасада 2 и движется вертикально вверх до уровня теплого чердака 3, в котором по горизонтальному сборному воздухопроводу 4 направляется в вентиляционную шахту 5, выполненную в виде кожухо-трубного теплообменника-утилизатора, в котором нагреваемый приточный воздух движется по трубам 6, а удаляемый воздух встречным потоком проходит в межтрубном пространстве, при этом наружный приточный воздух подогревается и через приемную камеру 7 и калориферную секцию 8 в окончательно подогретом до расчетной температуры состоянии направляется вентилятором 9 по приточным магистральным каналам 10 в вертикальные приточные каналы 11, примыкающие изнутри к наружной стене и далее через регулируемые воздухоприточные решетки 12 в каждое обогреваемое помещение.

Удаление отработанного воздушного теплоносителя осуществляется через вытяжные решетки 13 по вертикальным каналам 14 вниз и далее по горизонтальным воздухопроводам 15 и вытяжную шахту-теплоутилизатор 5 выбрасывается в атмосферу через крышный вентилятор 16 или открывающиеся створки 17, располагаемые в верхней части вытяжной шахты 5.

Технологическая схема воздушного отопления, совмещенного с приточной вентиляцией, предполагает установку двух пофасадных приточных центров, размещенных в подвальной части здания с калориферами, подключенными через регуляторы температуры обособленно к системе теплоснабжения.

Пофасадное воздушное отопление предусматривает регулирование по приведенной температуре наружного воздуха с регулируемым параметром среднего значения

температуры теплоносителей.

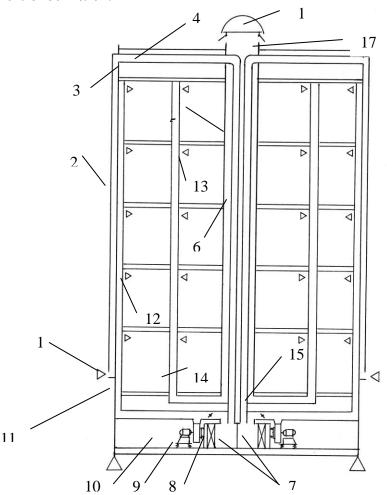


Рис. 3.10 - Рекомендуемая технологическая схема воздушного отопления

Управление регулирования отпуска теплоты на теплоснабжение калориферов осуществляется по температуре воздуха внутри угловых помещений верхних этажей с корреляцией по приведенной температуре наружного воздуха.

Представляется к рассмотрению вентиляционная шахта отопительно-вентиляционной системы здания в конструктивном исполнении выполненная в виде кожухотрубного рекуперативного теплообменника-утилизатора противоточного действия [31].

При создании новых теплообменных аппаратов производится основной расчет, цель которого заключается в том, чтобы по исходным специфическим данным найти оптимальное решение конструкции и определить поверхность теплообмена, необходимую для обеспечения заданного температурного режима.

При проведении основных расчетов решаются задачи теплообмена между рабочими средами в непрерывной связи с другими факторами, определяющими целесообразность принятой конструкции, такими как экономичность и технологичность. Минимально возможные габаритные размеры и вес аппарата, унификация деталей и узлов, применение менее дефицитных материалов — это тот далеко не полный перечень требований, предъявляемых в настоящее время к проектируемым конструкциям теплообменных аппаратов. Эти требования накладывают на создателей новой техники, конструкторов и проектировщиков обязанности всестороннего рассмотрения и учета возможностей создания компактных, эффективных и экономически целесообразных аппаратов теплообмена, не уступающих по своим качествам лучшим отечественным и зарубежным образцам.

При разработке математической модели основными уравнениями теплового расчета аппаратов являются уравнения теплового баланса и теплопередачи. Оба эти уравнения должны решаться совместно, причем чаще всего для определения тепловой нагрузки

теплообменников-утилизаторов применяется уравнение теплового баланса, а для определения необходимой поверхности теплообмена служит уравнение теплопередачи.

В дифференциальной форме уравнение теплового баланса имеет вид

$$dQ = G \cdot c_p \cdot dt \,, \tag{3.38}$$

т.е. приращение тепловой нагрузки при постоянном расходе рабочей среды и средней теплоемкости пропорционально изменению температуры среды.

Интегрируя это уравнение, получаем величину тепловой нагрузки при постоянном расходе рабочей среды в связи с изменением ее температуры

$$Q = G \int_{t_0}^{t_1} c_p \cdot dt = G \cdot c_p \ t_1 - t_2 \ . \tag{3.39}$$

Считая, что холодный теплоноситель воспринимает тепловую энергию от горячего теплоносителя с учетом теплопотерь в окружающую среду, получаем уравнение теплового баланса для двух теплообменивающихся сред

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot t_1 - t_2 \cdot \eta = G_2 \cdot c_{p2} t_1' - t_2' , \qquad (3.40)$$

здесь G_1, G_2 - весовые количества горячего и соответственно, холодного теплоносителей, проходящие через теплообменник;

 C_{pl} и C_{p2} — средняя теплоемкость горячего и холодного теплоносителей в диапазоне изменения их температур;

 $t_1 - t_2$, $t_1' - t_2'$ - изменение температуры горячего и холодного теплоносителей;

 η - коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Применив в расчетах тепловой эквивалент, т.е. количество теплоносителя по теплоемкости эквивалентное общей теплоемкости часового расхода данного теплоносителя, имеем

$$W_1 = G_1 \cdot c_{p1},$$
 (3.41)
 $W_2 = G_2 \cdot c_{p2}.$

Тогда уравнение теплового баланса примет вид

$$dQ = W_1 \cdot dt_1 \cdot \eta = W_2 \cdot dt_2 \tag{3.42}$$

или в конечной форме

$$dQ = W_1 \cdot (t_1 - t_2) \cdot \eta = W_2 \cdot (t_1' - t_2'). \tag{3.43}$$

Уравнение теплопередачи в дифференциальной форме запишется в виде

$$d^2Q = k \cdot \Delta t \cdot dF \cdot d\tau \,, \tag{3.44}$$

где dQ — количество теплоты, полученное нагреваемым теплоносителем через элемент поверхности в данной точке;

k – коэффициент теплопередачи, величина переменная по поверхности нагрева и по времени;

 Δt — температурный напор или разность температур, переменная по поверхности нагрева и по времени;

dF - элемент поверхности нагрева;

 $d\tau$ - элемент времени.

При практических расчетах, связанных с определением суммарной поверхности теплообмена F, которая необходима для передачи количества теплоты Q через всю данную поверхность, следует произвести интегрирование уравнения теплопередачи. При этом сделаем следующие допущения:

- 1.Считаем тепловой поток постоянным во времени (установившийся режим).
- 2. Примем значение коэффициента теплопередачи одинаковым по всей поверхности теплообмена.

С учетом того, что температурный напор изменяется по поверхности нагрева, запишем уравнение теплопередачи в интегральной форме

$$Q = k \int_{0}^{F} \Delta F \cdot dF = k \cdot \Delta t_{cp} \cdot F . \tag{3.45}$$

Здесь Δt_{cp} представляет собой среднее значение температурного напора по всей поверхности теплообмена и определяется как усредненная по поверхности или средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{M}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{M}}},$$
(3.46)

где $\Delta t_{\delta} - \Delta t_{_{M}}$ разность температур между двумя теплообменивающимися средами;

 Δt_{δ} - большая разность температур;

 Δt_{u} - меньшая разность температур.

теплообменников вполне применимо.

Если $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{_M}} \leq 1,7$, то среднелогарифмический температурный напор с погрешностью до 3% можно вычислить как среднеарифметический, $\Delta t_{_{cp}} = \frac{\Delta t_{_{\delta}} + \Delta t_{_{_{M}}}}{2}$, что для противоточных

Если начальные и конечные температуры обоих теплоносителей одинаковы, то в случае противотока средняя логарифмическая разность температур будет больше, чем при прямотоке. В случае противотока создается возможность достижения наибольшего понижения температуры охлаждаемого теплоносителя, поэтому наиболее экономичным движением теплоносителей в теплообменных аппаратах является противоточное. На рисунке 4.6 показаны графики изменения температур теплоносителей при противоточной схеме теплообмена и значения величин Δt_{δ} и Δt_{M} .

При проведении тепловых расчетов трубчатых теплообменных аппаратов коэффициент теплопередачи обычно определяется по формулам для плоской стенки. Для однослойной плоской стенки коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ BT/M}^2 \cdot \text{° C.}(3.47)$$

где $\alpha_1 u \alpha_2$ – коэффициенты теплоотдачи соответственно от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю, $BT/M^2 \cdot \circ C$;

 δ - толщина стенки, м;

 λ - коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м \cdot ° С;

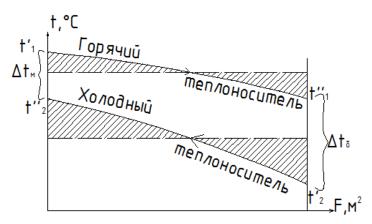


Рис. 3.11 - Изменение температур теплоносителей при противотоке

Ввиду малости толщины стенки теплообмена $\delta \leq 0,001$ м величина термического сопротивления $R = \delta/\lambda = 0,01$ м $^2 \cdot ^\circ$ С/Вт можно пренебречь и тогда значение коэффициента теплопередачи выразится формулой

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \,. \tag{3.48}$$

Поскольку расходы греющего и нагреваемого теплоносителей в рассматриваемом теплообменнике равны согласно воздушного баланса здания, то при равенстве скоростей воздушных теплоносителей по обе стороны стенки значения коэффициентов теплообменника α_1 и α_2 будут равны и их можно определить по выражению[18]

где V – скорость воздуха вблизи стенки, м/с.

При более точных расчетах значения коэффициента теплообмена между стенкой и теплоносителем определяются по зависимости[19]

$$\overline{Nu}_{dsc} = 0,021 \cdot \text{Re}_{dsc}^{0.8} \cdot \text{Pr}_{rsc}^{0.43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{sc}}{\text{Pr}_{c}}\right)^{0.25} \cdot \varepsilon_{l}. \tag{3.50}$$

За определяющую температуру здесь принята средняя температура жидкости \overline{t}_{∞} , а за определяющий размер –эквивалентный диаметр $d_{\scriptscriptstyle 9K}$, равный

$$d_{\mathfrak{I}} = \frac{4f}{U},\tag{3.51}$$

гдеf - площадь поперечного сечения канала, м; U - полный периметр канала, м

Для круглых воздухопроводов эквивалентный диаметр равен геометрическому. Коэффициент ε_l учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы. Если $\frac{l}{d} > 50$ то $\varepsilon_l = 1$, что соответствует условиям теплообменника, принятого к исследованию.

Для воздуха расчетная формула упрощается, так как $\Pr \cong 0,71$, а $\Pr_{\mathscr{H}} = 1$ и тогда

$$\overline{Nu}_{dsc} = 0.018 \cdot \text{Re}_{dsc}^{0.8}. \tag{3.52}$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи в кожухотрубном теплообменникеутилизаторе рекуперативного типа, выполненного в конструкции вентиляционной шахты определится из выражения

$$\overline{\alpha} = \overline{Nu}_{dsc} \cdot \frac{\lambda_{sc}}{d} \,. \tag{3.53}$$

Конструктивный расчет теплообменника-утилизатора выполняется в следующей последовательности. По условиям воздушного режима нормативный воздухообмен по вытяжке для жилой квартиры составляет по минимуму

$$L_{\kappa g} = L_{\kappa yx} + L_{g} + L_{m} = 90 + 25 + 25 = 140 \,\mathrm{M}^{3}/\mathrm{H},$$

включая вытяжку из кухни $L_{_{\!\scriptscriptstyle K\!y\!x}}$, из ванной $L_{_{\!\scriptscriptstyle E}}$ и туалета $L_{_{\!\scriptscriptstyle m}}$. Если рассматривать типовую жилую секцию девятиэтажного дома с 36 квартирами, то общий воздухообмен на секцию составляет

$$L_{cek} = 36 \cdot L_{kg} = 36 \cdot 140 = 5040 \text{ M}^3/\text{y}.$$

Если принять подачу приточного воздуха на каждую квартиру по трем воздуховодам с общим расходом $L_{\kappa e}=140~{\rm m}^3/{\rm q}\cong 0,039~{\rm m}^3/{\rm c},$ то расход воздуха через один воздуховод $L_{\rm l}=\frac{L_{\kappa e}}{3}=\frac{0,039}{3}=0,013\,{\rm m}^3/{\rm c}.$

Задавшись диаметром воздуховода d = 100 мм = 0.1 м, определим скорость воздуха

$$V = \frac{L_1}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{0,013}{0,00785} = 1,65 \text{ m/c}.$$

Критерий Рейнольдса равен

Re =
$$\frac{V \cdot d}{V}$$
 = $\frac{1,65 \cdot 0,1}{13.28 \cdot 10^{-6}}$ = 12425.

Критерий Нуссельта определится из выражения

$$\overline{Nu} = 0.35 \cdot \text{Re}^{0.6} = 0.35 \cdot 12425^{0.6} = 100$$
.

Коэффициент теплообмена α при коэффициенте теплопроводности $\lambda = 0.0259~\mathrm{Bt/m}$.° C, соответствующего средним значениям температур теплообменивающихся теплоносителей, определится по формуле

$$\overline{\alpha} = \overline{Nu} \cdot \frac{\lambda}{d} = 100 \cdot \frac{0,0259}{0,1} = 25,9 \text{ Br/M}^2 \cdot ^{\circ} \text{ C}.$$

Приняв средние скорости теплообменивающихся теплоносителей равными, воспользуемся выражением, полученным в работе [11] для определения расчетной поверхности теплообменника на основании уравнения энергетического баланса

$$F = 468 \cdot L \cdot \rho \frac{\eta}{1 - \eta} \cdot \frac{d^{0.2}}{V^{0.8}}, \tag{3.54}$$

где F - поверхность теплообменника, м²;

L - расход теплоносителя, м³/с

 ρ - плотность воздуха, кг/м³;

d- диаметр воздуховодов, м;

V - скорость воздуха, м/с;

 η - коэффициент полезного действия теплообменника.

Величина к.п.д. теплообменника определена как отношение тепловых напоров

$$\eta = \frac{\Delta t_{np}}{\Delta t} \,, \tag{3.55}$$

где $\Delta t_{np} = t_1 - t_2$ - разность температур нагреваемого приточного воздуха на выходе t_2 и на входе в теплообменник t_1 , ${}^{\rm o}{\rm C}$;

 Δt - разность начальных температур нагреваемого и охлаждаемого воздуха, ${}^{\circ}\mathrm{C}$.

Если конструктивно вентиляционная шахта — теплообменник проходит по высоте через все здание и каждая из теплообменных труб имеет диаметр d=0,1 и длину l = 30 м, то поверхность теплообмена одного трубного элемента будет равна

$$f = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 30 = 9,42 \text{ m}^2,$$

а подставив в выражение (4.30) все известные значения, получим

$$9,42=468\cdot 0,0147\cdot 1,29\cdot \dfrac{\eta}{1-\eta}\cdot \dfrac{0,1^{0,2}}{1,65^{0,8}}$$
 $\dfrac{\eta}{1-\eta}=2,52,$ откуда $\eta=0,72.$

Таким образом, при заданных конструктивных размерах рекуперативного кожухотрубного теплообменника-утилизатора, предназначенного для предварительного подогрева наружного холодного приточного воздуха за счет уходящей теплоты вытяжного воздуха, теоретический коэффициент рекуперации теплоты $\eta = 0.72$.

При единичной площади сечения теплообменнного воздухопровода диаметром d=0,1 м, равной $f_1 = \pi \cdot d^2 /_4 = 3.14 \cdot 0.1^2 /_4 = 0.00785$ м², то суммарная площадь сечения трубного пучка из воздуховодов $n = 36 \cdot 3 = 108$ шт. будет равна

$$F_{\Sigma} = f_1 \cdot n = 0,00785 \cdot 108 = 0,85 \,\mathrm{M}^2.$$

Так как количество воздуха, проходящего по теплообменным воздуховодам в единицу времени равно количеству воздуха, проходящего в межтрубном пространстве, то при равенстве скоростей их суммарные сечения также будут одинаковы и тогда общее сечение вертикальной вентиляционной шахты, выполняющей одновременно и функции кожухотрубного теплообменника-утилизатора определится как удвоенная площадь $F_{\mu\nu} = F_{\Sigma} \cdot 2 = 0.85 \cdot 2 = 1.7 \,\mathrm{M}^2$, при $d_{2KB} \cong 1.5 \,\mathrm{M}$ (или 3×0.57) или (1.7×1.0) (рисунок 3.12).

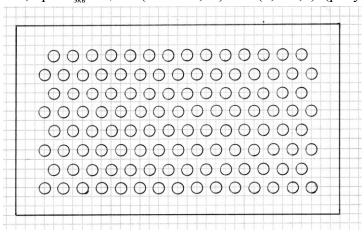


Рис. 3.12- Разрез вентиляционной шахты — теплообменника — утилизатора кожухотрубного конструктивного исполнения с противоточной схемой теплообмена d_{mp} =0,1м n = 116 шт. (1,7х1,0).

По результатам выполненных исследований можно сделать следующее заключение. В отопительно-вентиляционной технике в настоящее время наметились тенденции по активизации работ в направлении снижения энергопотребления путем дальнейшего совершенствования технологических схем тепловоздухоснабжения зданий за счет утилизации теплоты удаляемого вытяжного воздуха, рекуперации трансмиссионной теплоты и использования природной теплоты солнечной радиации.

Одной из наиболее эффективных технологий тепловоздухоснабжения зданий является отопительно-вентиляционная система, работающая по принципу воздушного отопления, совмещенного с активной вентиляцией, в которой достигается снижение металлоемкости более чем в 2 раза по сравнению с панельно-лучистым отоплением и в 6 раз — с водяным радиаторным отоплением, расход сетевой воды снижается на 60%, расход тепловой энергии от внешних энергоисточников снижается более чем на 70%, снижается опасность размораживания системы и значительно снижается энергопотребление насосного оборудования.

Рациональное использование тепловой и электрической энергии, природных и вторичных источников, утилизация тепловых отходов и низкопотенциальных вторичных энергоресурсов на основе передовых достижений науки и техники, позволяющих снизить энергопотребление в строительной отрасли и повысить термодинамическую эффективность в коммунально-бытовой сфере экономики, являются стратегической базой при дальнейшем снижении энергоемкости в градостроительстве.

3.4Тепловой расчёт кожухотрубного теплообменника-утилизатора по безразмерным комплексам

Данными для расчета теплообменника-утилизатора являются только две начальные температуры: греющего теплоносителя $t_{cp.h}=18^{\rm o}{\rm C}$ и нагреваемого (холодного) теплоносителя. График температур для противоточного теплообменника представлен на рисунке 4.7, из которого видно, что разность известных температур является максимальной разностью температур, т.е.

$$\Delta t_{\text{max}} = t_{z.H} - t_{\text{нагр.H}} \cdot (3.56)$$

Выразим температурный перепад нагреваемой холодной среды

$$\Delta t_{x} = t_{\text{\tiny HA2D,K}} - t_{\text{\tiny HA2D,H}}. (3.57)$$

через долю ε_x от максимальной разности температур Δt_{max} и тогда

$$\Delta t_x = \varepsilon_x \cdot \Delta t_{\text{max}}. \quad (3.58)$$

Аналогично температурный перепад охлаждаемой горячей среды

$$\Delta t_{z} = t_{zp.H} - t_{zp.K} \tag{3.59}$$

и соответственно

$$\Delta t_2 = \mathcal{E}_2 \cdot \Delta t_{\text{max}} \tag{3.60}$$

В дальнейшем безразмерные величины

$$\varepsilon_{x} = \frac{\Delta t_{x}}{\Delta t_{\text{max}}}, \qquad \varepsilon_{z} = \frac{\Delta t_{z}}{\Delta t_{\text{max}}}$$
 (3.61)

будем называть соответственно коэффициентами нагрева холодной среды и охлаждения горячей среды.

В реальных условиях работы теплообменников значения Δt_x и Δt_z всегда меньше Δt_{max} , следовательно коэффициенты нагрева ε_x и охлаждения ε_z у них всегда меньше единицы.

Используя коэффициенты ε_x и ε_z уравнения теплового баланса теплоносителей запишутся в виде:

$$Q = W_x \cdot \Delta t_x = W_x \cdot \varepsilon_x \cdot \Delta t_{\text{max}}, \qquad Q = W_z \cdot \Delta t_z = W_z \cdot \varepsilon_z \cdot \Delta t_{\text{max}}. \tag{3.62}$$

Из уравнений (3.62) имеем

$$\varepsilon_{x} = \varepsilon_{\varepsilon} \cdot \frac{W_{\varepsilon}}{W_{x}} = \varepsilon_{\varepsilon} \cdot \Theta_{\varepsilon}, \quad \varepsilon_{\varepsilon} = \varepsilon_{x} \cdot \frac{W_{x}}{W_{\varepsilon}} = \varepsilon_{x} \cdot \Theta_{x},$$
 (3.63)

где $\Theta_{z} = \frac{W_{z}}{W_{x}}$, $\Theta_{x} = \frac{W_{x}}{W_{z}}$ - отклонения тепловых эквивалентов теплообменивающихся

сред.

В рассматриваемом случае при одинаковой теплоемкости теплообменивающихся сред отношения их тепловых эквивалентов равны отношению часовых расходов, т.е.

$$\Theta_x = \frac{W_x}{W_2} = \frac{G_x \cdot C_x}{G_z \cdot C_z} = \frac{G_x}{G_z} = \frac{\Delta t_z}{\Delta t_x}.$$
 (3.64)

Из формул (4.37) следует, что производительность теплообменника можно определить, если известны всего две температуры $t_{cp,h}$ и $t_{hacp,h}$ и значение одного из коэффициентов нагрева ε_x или охлаждения ε_z .

Из уравнений теплопередачи и теплового баланса

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp} = W_x \cdot \varepsilon_x \cdot \Delta t_{max}, \qquad Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp} = W_z \cdot \varepsilon_z \cdot \Delta t_{max}$$
 (3.65)

имеем

$$\varepsilon_{x} = \frac{k \cdot F}{W_{x}} \cdot \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_{\text{max}}} = \omega_{x} \cdot \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_{\text{max}}}, \quad \varepsilon_{z} = \frac{k \cdot F}{W_{z}} \cdot \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_{\text{max}}} = \omega_{z} \cdot \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_{\text{max}}}, \quad (3.66)$$

где $\omega_x = \frac{k \cdot F}{W_x}$, $\omega_z = \frac{k \cdot F}{W_z}$ - безразмерные величины, выражающие

теплопроизводительность теплообменника при Δt_{cp} = 1, отнесенную соответственно к единице теплового эквивалента нагреваемого и греющего теплоносителя.

Из уравнений (3.62) также имеем

$$\omega_x = \frac{\Delta t_x}{\Delta t_{cp}}, \qquad \omega_z = \frac{\Delta t_z}{\Delta t_{cp}}.$$
 (3.67)

Средняя разность температур Δt_{cp} теплоносителей в теплообменнике может быть определена либо по точной логарифмической формуле, либо по приближенным линейным формулам, что согласно выражениям (3.66), отражается соответственно на значениях ε_x и ε_z .

Логарифмическая формула для определения Δt_{cp} имеет вид

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{M}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{M}}}.$$
(3.68)

Универсальный характер логарифмической формулы позволяет записать ее в едином виде

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{ex} - \Delta t_{eblx}}{\ln \frac{\Delta t_{ex}}{\Delta t_{eblx}}} = \frac{t_{cp.H} - t_{hacp.K} - t_{cp.K} - t_{hacp.H}}{\ln \frac{t_{cp.H} - t_{hacp.K}}{t_{cp.K} - t_{hacp.H}}},$$
(3.69)

где $\Delta t_{\rm ex}$ и $\Delta t_{\rm ebb}$ разности температур греющего и нагреваемого теплоносителей при входе греющего теплоносителя в теплообменник и при выходе его из аппарата.

Из графиков на рисунка 3.11 видно, что

$$\Delta t_{\rm ex} = \Delta t_{\rm max} - \Delta t_{\rm x},\tag{3.70}$$

но так как $\ \Delta t_{_{x}}=\mathcal{E}_{_{x}}\cdot\Delta t_{_{\max}}$, то выражение $\ \Delta t_{_{ex}}$ запишется в виде

$$\Delta t_{\rm ex} = 1 - \varepsilon_{\rm x} \ \Delta t_{\rm max} \tag{3.71}$$

и аналогично находим

$$\Delta t_{\rm gas} = 1 - \varepsilon_{\rm z} \ \Delta t_{\rm max}. \tag{3.72}$$

С учетом полученных соотношений (3.71) и (3.71) и выражений (3.63) уравнение (3.69) запишется в виде

$$\Delta t_{cp} = \frac{\varepsilon_x}{W_x} \cdot \Delta t_{\text{max}} = \frac{1 - \varepsilon_x \Delta t_{\text{max}} - 1 - \varepsilon_x \cdot \Theta_x \Delta t_{\text{max}}}{\ln \frac{1 - \varepsilon_x \Delta t_{\text{max}}}{1 - \varepsilon_x \cdot \Theta_x \Delta t_{\text{max}}}},$$
(3.73)

откуда имеем

$$\ln \frac{1 - \varepsilon_x}{1 - \varepsilon_x \cdot \Theta_x} = -W_x \cdot 1 - \Theta_x \quad .$$
(3.74)

После ряда подстановок и преобразований в результате получаем единую формулу для расчета как греющего, так и нагреваемого теплоносителей:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon^{W \ 1-\Theta} - 1}{\varepsilon^{W \ -\Theta} - \Theta}.\tag{3.75}$$

Следовательно, производительность теплообменника в его переменных режимах можно определить по любой из следующих формул:

$$Q = W \cdot \varepsilon \cdot \Delta t_{\text{max}}; \tag{3.76}$$

$$Q = W \cdot v^{II} \cdot \Delta t^{II}; \qquad Q = W \cdot v^{III} \cdot \Delta t^{III}; \qquad Q = W \cdot v^{IV} \cdot \Delta t^{IV}. \tag{3.77}$$

По известному значению коэффициента теплообмена ε можно определить значения частных коэффициентов, входящих в формулу (3.77) из выражений:

$$v_x^{II} = \frac{\Delta t_x}{\Delta t^{II}} = \frac{\varepsilon_x}{1 - \varepsilon_x}; \tag{3.78}$$

$$v_x^{III} = \frac{\Delta t_x}{\Delta t^{III}} = \frac{\varepsilon_x}{1 - \varepsilon_x \cdot \Theta_x}; \tag{3.79}$$

$$v_x^{IV} = \frac{\Delta t_x}{\Delta t^{IV}} = \frac{\varepsilon_x}{1 - \varepsilon_x \cdot (1 + \Theta_x)}$$
 (3.80)

и аналогично для греющего теплоносителя

$$v_{\varepsilon}^{II} = \frac{\Delta t_{\varepsilon}}{\Delta t^{II}} = \frac{\varepsilon_{\varepsilon}}{1 - \varepsilon_{\varepsilon}}; \tag{3.81}$$

$$v_{z}^{III} = \frac{\Delta t_{z}}{\Delta t^{III}} = \frac{\varepsilon_{z}}{1 - \varepsilon_{z} \cdot \Theta_{z}}; \tag{3.82}$$

$$v_{z}^{IV} = \frac{\Delta t_{z}}{\Delta t^{IV}} = \frac{\varepsilon_{z}}{1 - \varepsilon_{z} \cdot (1 + \Theta_{z})}.$$
 (3.83)

Расчет первого режима теплообмена в теплообменнике-теплоутилизаторе.

Согласно вышеизложенной методике выполним расчет первого режима теплообмена при известных значениях величин $t_{гр.н.} = 18^{\circ}\text{C}$, $t_{нагр.н.} = -25^{\circ}\text{C}$; α = 25,9 Bt/м².° C. Расчет ведем в следующей последовательности.

1. Определим коэффициент теплопередачи по формуле, считая, что $\alpha_1 = \alpha_2$

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{\alpha^2}{2\alpha} = \frac{\alpha}{2} = \frac{25.9}{2} = 12.95 \text{ BT/M}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}.$$

2. Приняв согласно воздушного баланса объемный расход приточного и удаляемого воздуха равными $L=140=36=5040 \text{ м}^3/\text{ч}$ с учетом плотностей внутреннего (удаляемого) и наружного воздуха соответственно:

$$\rho_{\scriptscriptstyle \theta} = \frac{353}{273 + t_{\scriptscriptstyle \theta}} = \frac{353}{273 + 18} = 1,21 \,\mathrm{K}\Gamma/\mathrm{M}^3; \qquad \rho_{\scriptscriptstyle H} = \frac{353}{273 + t_{\scriptscriptstyle H}} = \frac{353}{273 + (-25)} = 1,42 \,\mathrm{K}\Gamma/\mathrm{M}^3.$$

и далее определяем весовые расходы соответственно

$$G_x = L_x \cdot \rho_x = 5040 \cdot 1,42 = 7156,8 \text{ kg/y}.$$
 $G_y = L_y \cdot \rho_y = 5040 \cdot 1,21 = 6098,4 \text{ kg/y}.$

3. По формуле (9) определим отношения их тепловых эквивалентов

$$\Theta_x = \frac{W_x}{W_c} = \frac{G_x \cdot C_x}{G_c \cdot C_c} = \frac{G_x}{G_c} = \frac{\Delta t_c}{\Delta t_x} = \frac{7156,8}{6098,4} = 1,17.$$

4. Определим безразмерные величины ω_{χ} и ω_{c} , при F_{I} = 9,42 м²,

$$G_x' = \frac{G_n}{n} = \frac{7156,8}{108} = 66 \text{ kg/y}; \qquad G_z' = \frac{G_n}{n} = \frac{6098.4}{108} = 56,5 \text{ kg/y};$$

$$\omega_x = \frac{k \cdot F}{W_x} = \frac{12.95 \cdot 9.42}{66 \cdot 1,01} = 1,85; \ \omega_z = \frac{k \cdot F}{W_z} = \frac{12.95 \cdot 9.42}{56,5 \cdot 1,01} = 2,16.$$

5. По формуле (3.66) определим ε_x

$$\varepsilon_{x} = \frac{\varepsilon^{W_{x} - \Theta_{x}} - 1}{\varepsilon^{W_{x} - \Theta_{x}} - \Theta_{x}} = \frac{2,71^{1.85 \cdot (1-1.17)} - 1}{2,71^{1.85 \cdot (1-1.17)} - 1,17} = 0,93.$$

$$\varepsilon_{z} = \frac{\varepsilon^{W_{z} - \Theta_{z}} - 1}{\varepsilon^{W_{z} - \Theta_{z}} - \Theta_{x}} = \frac{2,71^{2,16 \cdot (1-0.866)} - 1}{2,71^{2,16 \cdot (1-0.866)} - 0,866} = 0,71.$$

6. По формуле (3.56) определим

$$\Delta t_x = \varepsilon_x \cdot \Delta t_{\text{max}} = 0,93 \cdot 43 = 40; \ \Delta t_\varepsilon = \varepsilon_\varepsilon \cdot \Delta t_{\text{max}} = 0,71 \cdot 43 = 30,5.$$

7. По формуле (3.57) определим $t_{нагр.к}$

$$t_{\text{Happ,H}} = \Delta t_x + t_{\text{Happ,H}} = -25 + 40 = 15^{\circ}C.$$

8. По формуле (3.59) определим $t_{cp.\kappa}$

$$t_{zp,K} = t_{zp,H} - \Delta t_z = 18 - 30, 5 = -12, 5^{\circ}C.$$

По полученным расчетным данным строим графики изменения параметров теплоносителей при первом переменном режиме изменения температур.

Аналогичные расчеты выполнены и для начальных температур наружного воздуха $t_n = 0$ °C, $t_n = -14$ °C, $t_n = -10$ °C, $t_n = -20$ °C, а их результаты представлены графически на рисунке 3.13.

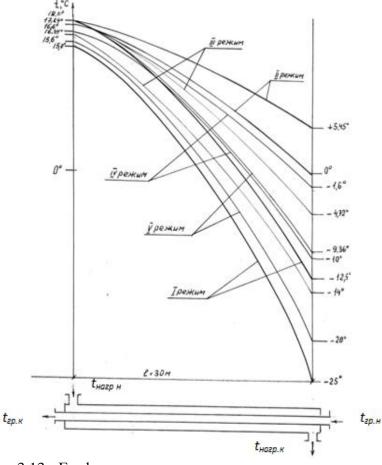


Рисунок 3.13 - Графики изменения температур в противоточном воздуховоздушном теплообменнике — утилизаторе кожухотрубного исполнения при переменных режимах работы (I режим $t_{\rm H}$ = - 25°C, II режим - $t_{\rm H}$ = - 0°C, III режим - $t_{\rm H}$ = - 14°C , IV режим - $t_{\rm H}$ = - 10°C, V режим - $t_{\rm H}$ = - 20°C).

Для определения тепловой эффективности теплообменника-утилизатора выполним следующие аналитические исследования.

В теплообменной технике под термином «тепловая эффективность» принято

называть отношение теплового потока Q рассматриваемого аппарата κ тепловому потоку Q_{ud} , который может передать греющий теплоноситель в идеальных условиях, т.е. в случае бесконечно большого коэффициента теплопередачи или в случае передачи теплоты в теплообменнике с бесконечно большой площадью теплопередачи.

Для рекуперативных теплообменников при построении математических моделей базируются на следующих основных уравнениях теории теплообмена:

- уравнения теплопередачи

$$dQ = k \cdot \Delta t \cdot dF; \qquad (3.84)$$

уравнения баланса тепловых потоков

$$dQ = G_1 c_{p1} dt_1 \in_{q1} = G_2 c_{p2} dt_2 \in_{q2} = W_1 dt \in_{q1} = W_2 dt \in_{q2};$$
(3.85)

или

$$dQ = G_1 \in_{q_1} dh_1 = G_2 \in_{q_2} dh_2, \qquad (3.86)$$

где dQ - элементарный тепловой поток, передаваемый от греющего теплоносителя к нагреваемому через элемент площади dF поверхности теплопередачи, B_T ;

 dt_1 и dh_1 - изменение соответственно температуры и удельной энтальпии греющего теплоносителя в пределах элемента площади dF, °С и Дж/кг К

 dt_2 и dh_2 - то же для нагреваемого теплоносителя, °С и Дж/кг К.

Коэффициент теплопередачи K и температурный напор Δt в пределах элемента площадью dF считают постоянными, но по поверхности теплопередачи аппарата их значения могут изменяться существенно.

Коэффициенты, учитывающие снижения теплового потока вследствие потерь теплоты в окружающую среду обоими теплоносителями \in_{q1} и \in_{q2} редко бывают ниже 0,95...0,98, поэтому при выводе теоретических соотношений принимают $\in_{q1} = \in_{q2} = 1$.

После интегрирования уравнения (3.84) – (3.86) запишутся в виде

$$Q = \overline{k} \cdot F \cdot \Delta t_{cp}; \tag{3.87}$$

$$Q = W_1 \ t_1' - t_1'' \in_{q_1} = W_2 \ t_2' - t_2'' \in_{q_2}; \tag{3.88}$$

$$Q = G_1 \ h'_1 - h''_1 \in_{q_1} = G_2 \ h'_2 - h''_2 \in_{q_2}, \tag{3.89}$$

где F - площадь поверхности теплопередачи, м²;

 \overline{k} - коэффициент теплопередачи, осредненный по площади F, Bт/м².к;

 h_1' и h_1'' - удельные энтальпии греющего теплоносителя на входе и на выходе из аппарата, Дж/кг-К;

 h_2' и h_2'' - то же для нагреваемого теплоносителя.

При выполнении тепловых расчетов теплообменников используют следующие функции полных теплоемкостей массовых расходов:

$$A = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = \frac{\Delta t_{\min}}{\Delta t_{\max}}; \tag{3.90}$$

$$A = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = \frac{\Delta t_{\min}}{\Delta t_{\max}};$$

$$R = \frac{W_{\max}}{W_{\min}} = \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}};$$
(3.90)

$$A^{o} = \frac{W_{2}}{W_{1}} = \frac{t'_{1} - t''_{1}}{t'_{2} - t''_{2}}; \tag{3.92}$$

а также безразмерные комплексы

$$P = \frac{\Delta t_{\min}}{t_1' - t_2'}; \tag{3.93}$$

$$S = \frac{K}{W_{\min}}. (3.94)$$

Число S единиц переноса теплоты — один из важнейших параметров, характеризующих интенсивность переноса теплоты в теплообменных аппаратах. Чем больше значение величины S, тем больший тепловой поток протекает в аппарате.

Для нагревателей величины A, R и P определяются по выражениям:

$$A = \frac{W_2}{W_1} = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'};$$
(3.95)

$$R = \frac{W_1}{W_2} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''}; \tag{3.96}$$

$$P = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'},\tag{3.97}$$

а для охладителей

$$A = \frac{W_1}{W_2} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''}; \tag{3.98}$$

$$R = \frac{W_2}{W_1} = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}; \tag{3.99}$$

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}. (3.100)$$

Таким образом, для нагревателей $A=A^{o}$, а для охладителей $A^{o}=R$.

С учетом вышеизложенного тепловая эффективность теплообменника запишется в виде

$$\eta = \frac{Q}{Q_{uo}} = \frac{W_1 \ t_1' - t_1''}{W_{\min} \ t_1' - t_2'} = \frac{W_2 \ t_2'' - t_2'}{W_{\min} \ t_1' - t_2'}$$
(3.101)

Принято представлять, что в идеальном теплообменнике греющий теплоноситель характеризуется наименьшим значением теплоемкости W_{min} массового расхода и имеет максимально возможный перепад температур. Даже в случае равновесного теплообмена без потерь энергии греющий теплоноситель не может охладиться ниже температуры t_2' на входе нагреваемого теплоносителя, поэтому справедливо выражение:

$$Q_{uo} = W_{\min} \ t_1' - t_2' \ . \tag{3.102}$$

Соотношение между полными теплоемкостями массовых расходов теплоносителей устанавливают в зависимости от функционального назначения теплообменника. В нагревательных аппаратах необходимо получить как можно большую разность температур нагреваемого теплоносителя $\Delta t_{\max} = t_2'' - t_2'$, поэтому для них $W_2 \leq W_1$ и $W_{\min} = W_2$. В охладителях, наоборот, требуется обеспечить наибольшее охлаждение греющего теплоносителя и получить как можно большую разность температур $\Delta t_{\max} = t_1' - t_1''$, поэтому в них $W_1 \leq W_2$ или $W_{\min} = W_1$.

С учетом изложенного тепловая эффективность:

$$\eta = \frac{\Delta t_{\text{max}}}{t_1' - t_2'},\tag{3.103}$$

где для нагревателей $\Delta t_{\max} = t_2'' - t_2'$; а для охладителей $\Delta t_{\max} = t_1' - t_1''$.

При переменных режимах работы теплообменника — утилизатора его эффективность оценивается выражением $\eta = \frac{\Delta t_{\max}}{t_1' - t_2'}$.

В соответствии с полученными значениями конечных температур теплоносителей на пяти теплообменных режимах работы теплоутилизатора при значениях наружных температур, изменяющихся от t_H =0°C до t_H =-25°C, величины тепловой эффективности также изменялись, но незначительно:

- при
$$t_H = 0^{\circ}$$
С $\eta = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'} = \frac{18 - 5,45}{18 - 0} = 0,697$; при $t_H = -10^{\circ}$ С $\eta = \frac{18 - (-1,6)}{18 - (-10)} = 0,7$;
- при $t_H = -14^{\circ}$ С $\eta = \frac{18 - (-4,72)}{18 - (-14)} = 0,71$; при $t_H = -20^{\circ}$ С $\eta = \frac{18 - (-9,36)}{18 - (-20)} = 0,72$;
- при $t_H = -25^{\circ}$ С $\eta = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'} = \frac{18 - (-12)}{18 - (-25)} = 0,7$.

Из графика (рисунок 3.14) зависимости тепловой эффективности теплообменникаутилизатора очевидно, что максимальное значение рекуперации теплоты достигается при температурах наружного воздуха, близких к $t_H = -20^{\circ}$ C.

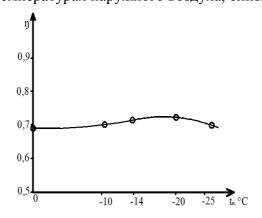


Рисунок 3.14 - Графическая зависимость тепловой эффективности η от наружной температуры t_H при переменных режимах работы теплоутилизатора.

На основании изложенного можно сделать следующее заключение. Выполненные безразмерных методике комплексов теплотехнические расчеты режимных характеристик работы кожухотрубного теплообменника-утилизатора рекуперативного типа с противоточной схемой теплообмена при переменных режимах эксплуатации в условиях изменяющихся температур наружного воздуха t_{μ} подтверждают высокую тепловую эффективность, достигая максимальных значений $\eta = 72\%$ при $t_{\mu} = -20^{\circ}C$ только по одной рекуперации ступени теплоты многоступенчатой схеме использования вторичных энергоресурсов отопительновентиляционной системы здания инновационной разработки [31].

3.5 Научно-методические разработки по расчёту тепловой вентиляции зданий с многочисленной технологией рекуперации возобновляемых энергоресурсов

В практике отечественного градостроительства широко применяются жилые здания повышенной этажности с «тёплыми» чердаками. С 1986 года началось массовое строительство типовых серий жилых зданий с «тёплыми» чердаками во всех республиках СНГ, включая и Республику Беларусь, где заводы крупнопанельного домостроения изготавливают, а строители возводят и сдают в эксплуатацию жилые дома с «тёплыми» чердаками. В процессе эксплуатации зданий с «тёплыми» чердаками возникают серьёзные проблемы, связанные с невыполнением нормативных воздухообменов, «опрокидыванием» циркуляции, перетеканием удаляемого вытяжного воздуха по каналам вышерасположенных квартир, отсутствием эжекции воздуха из каналов-спутников в верхних этажах, открывающихся в объём «тёплого» чердака. Авторы отмечают, что указанные недостатки неудовлетворительной работы вытяжных систем вентиляции приводят к нарушению воздушно-теплового и влажностного режима помещений, способствуют переувлажнению наружных ограждающих конструкций, стыковых соединений панелей зданий и приводят к грибково-плесневым образованиям с ухудшением микроклимата квартир[11, 12].

В работе [34] дано описание оголовка вытяжного вентиляционного блока, отличающегося от всех известных технических решений возможностью использования высокопотенциальной энергии движения воздушного потока, выходящего из ствола вытяжного вентиляционного блока, для усиления тяги в каналах-спутниках, удаляющих отработанный воздух из помещений верхних этажей многоэтажных зданий с целью активизации воздухообменов и исключения явлений опрокидывания вентиляции, которое имеет место при существующей технологии естественного вентилирования жилых зданий с наружными ограждениями повышенной теплозащиты и герметичности.

Наряду с «тёплыми» чердаками за последнее десятилетие из всех известных в мировой практике методов утепления и внешней отделки зданий наиболее эффективными являются вентилируемые фасадные системы. Как отмечается в материалах[35], в практике фасадостроения в настоящее время используется более 40 вариантов навесных систем, которые отличаются не только облицовочными элементами фасада, но и размерами воздушного зазора. В Финляндии навесные системы классифицируют следующим образом: если зазор между фасадом и стеной здания менее 80 мм, то он относится к категории невентилируемых, а при большей величине зазора (более 80мм.) навесной фасад считается вентилируемым. В Литве вентилируемым считается такой фасад, в котором площадь сечения воздушного зазора составляет более 2500 см. ² на метр длины, т.е. ширина зазора составляет не менее 25 см. В РФ в зданиях повышенной этажности согласно пожарным требованиям зазор должен составлять 40-100 мм.

В работе [45] авторами представлена методика инженерных расчётов температуры воздуха в приквартирных остеклённых пространствах при стационарных условиях в отсутствии фильтрационных и радиационных потоков. При разработке инженерной методики расчётным путём авторами получены закономерности изменения температур на внутренних и внешних остеклённых поверхностях лоджий с целью учёта снижения величины теплопотерь помещений путём математической модели физических процессов тепломассообмена на основе критериальных уравнений. Расчёты, выполняемые по данной методике, показали, что приращение температуры воздуха в зависимости от ориентации, радиационных и термодинамических характеристик остеклённых поверхностей, времени года и суток может достигать $\Delta t = t_1 - t_2 = 22$ °C, где Δt - приращение температуры воздуха при нагревании его от начальной температуры t_1 до конечной t_2 за счёт солнечной радиации. Эти данные хорошо согласуются с результатами работы [36], в которой экспериментально и теоретически получены значения изменения температуры воздуха в шелевом

воздухопроводящем канале в зависимости от погодных условий на величину $\Delta t = t_1 - t_2 = 5 \div 25 ^{\circ} C$.

Отличие состоит в том, что в работе [36] рассмотрены процессы изменения температуры под действием солнечной радиации в замкнутом объёме застеклённой лоджии, а в работе [37] представлены результаты патентных, теоретических и экспериментальных исследований устройства приточной вентиляции здания с навесным светопрозрачным фасадом и «тёплым» чердаком, в котором наружный приточный вентиляционный воздух поступает снизу через входное щелеобразное отверстие в воздухопроводящий вертикальный канал, образованный навесным фасадом и внешней поверхностью наружного ограждения, и при движении вверх воспринимает трансмиссионную теплоту, теряемую зданием через вертикальные ограждающие конструкции и одновременно нагревается от прямой и рассеянной солнечной радиации в дневное время, а затем через верхнее отверстие открывается в объём «тёплого» чердака, где также воспринимает теряемую зданием трансмиссионную теплоту через ограждающую горизонтальную конструкцию перекрытия верхнего этажа и энергию солнечной радиации через покрытие «тёплого» чердака. Это конструктивно-технологическое решение позволяет утилизировать практически всю теряемую зданием трансмиссионную теплоту через вертикальные и горизонтальные наружные ограждения с одновременным использованием природного источника солнечной энергии от прямой и рассеянной радиации в дневное время для предварительного подогрева наружного приточного вентиляционного воздуха. Причём солнечная энергия, проникая через светопрозрачный навесной фасад и падая на внешнюю поверхность наружной стены повышает её температуру и интенсифицирует процессы теплообмена, увеличивая эффект предварительного подогрева приточного вентиляционного воздуха.

При движении воздуха внутри воздухопроводящего щелевого канала наружный холодный воздух нагревается через его греющие поверхности и устремляется восходящим потоком вверх, создавая при этом дополнительное гравитационное давление, равное

$$P_{z} = h \cdot g \cdot (\rho_{H} - \rho_{B}), \Pi a; \tag{3.104}$$

где h-высота воздухопроводящего щелевого канала, определяемая как разность отметок нижнего входного и верхнего выходного отверстий, м;

g - ускорение свободного падения, M/c^2 ;

 $\rho_{_{\scriptscriptstyle H}}$ - плотность наружного воздуха, кг/м 3 ;

 $\rho_{\scriptscriptstyle K}$ - плотность воздуха при средней температуре в воздухопроводящем канале, кг/м³.

В работе [31] автором также используется навесной вентилируемый светопрозрачный фасад для предварительного подогрева приточного наружного воздуха, который через систему воздуховодов сообщается с вертикальной вентиляционной шахтой, выполненной конструктивно в виде кожухотрубного теплообменника-утилизатора рекуперативного типа, в котором наружный приточный воздух движется по воздуховодам сверху вниз, а тёплый вытяжной воздух движется встречным потоком в межтрубном пространстве снизу вверх, по ходу движения обмениваясь теплотой с приточным воздухом. При этом, чем выше здание, тем больше время контакта теплообменивающихся сред, тем выше эффективность рекуперации. В конструкции устройства также предусмотрен подогрев приточного воздуха централизованно в приточных вентиляционных камерах, расположенных в подвальной части здания, которые включаются в работу при значительном понижении наружной температуры против расчётных значений, а также крышный вентилятор, необходимый для создания устойчивой циркуляции воздуха при сближении значений наружных и внутренних начале отопительного завершающего температур сезона И его Энергоэффективность системы повышается за счёт предварительного подогрева наружного приточного воздуха, проходящего по воздухозаборному щелевому каналу, образованному навесным светопрозрачным вентилируемым фасадом И наружной поверхностью

вертикальных наружных ограждений (наружных стен, окон), с внешней стороны прямой и рассеянной солнечной радиацией в дневное время с одновременным тепловосприятием трансмиссионной теплоты, теряемой зданием через наружные вертикальные ограждающие конструкции стен и окон в течение всего отопительного периода, что является первой ступенью рекуперации теряемой зданием теплоты.

Наиболее привлекательной по энергоресурсоэффективному конструктивному и технологическому исполнению является комбинированная приточно-вытяжная система герметичных зданий с использованием навесных светопрозрачных вентиляции конструкций вентилируемых фасадов, усовершенствованных «тёплых» чердаков, трёхступенчатой схемой рекуперации теряемой зданием теплоты и природной теплоты солнечной радиации. Изначально «тёплые» чердаки предназначались для сбора вытяжного вентиляционного воздуха, поступающего из вытяжных каналов в объём «тёплого» чердака с последующим удалением тёплого воздуха через секционную вытяжную шахту в атмосферу. В предлагаемой технологической схеме секционная вытяжная шахта отсутствует, а тёплый вытяжной вентиляционный воздух пред выбросом в атмосферу обменивается теплотой с наружным приточным вентиляционным воздухом в рекуперативном пластинчатом теплообменнике-утилизаторе, расположенном в «тёплом» чердаке, что является второй ступенью рекуперации теряемой зданием теплоты.

Третья ступень рекуперации, предусмотренная в предлагаемой технологической схеме, обеспечивается через контактные поверхности совместно проложенных вертикальных приточных и вытяжных воздуховодов, эффективность теплообменника пропорциональна этажности зданий, так как время контакта при теплообмене приточного и вытяжного воздуха увеличивается от высоты здания.

Теплота, воспринимаемая наружным приточным воздухом, движущимся вдоль теплообменивающих поверхностей навесного вентилируемого фасада и «тёплого» чердака, включает часть теплоты, теряемой зданием через наружные ограждающие горизонтальные (чердачное перекрытие и покрытие) и вертикальные (наружные стены, окна) конструкции в течение всего отопительного периода, а также часть теплоты суммарной прямой и рассеянной солнечной радиации с учётом ориентации здания, географической широты и бытовых тепловыделений. Из уравнения теплового баланса здания имеем

$$Q_{om} = \Delta Q = Q_{ozp} + Q_{geh} - Q_{быm}, \qquad (3.105)$$

где $Q_{\scriptscriptstyle ozp}$ - потери теплоты через наружные ограждения зданий, Вт;

 $Q_{\mbox{\tiny \it GEH}}$ - расход теплоты на нагрев воздуха, поступающего в вентилируемые помещения, Вт;

 $Q_{\text{быт}}$ - бытовые выделения теплоты в процессе эксплуатации здания, Вт.

В предлагаемой технологической схеме приточный воздух подаётся в вентилируемые помещения организованно и, как уже описывалось выше, его подогрев происходит за счёт рекуперации трансмиссионной теплоты, теряемой зданием через наружные ограждения, теплоты суммарной прямой и рассеянной солнечной радиации с учётом бытовых тепловыделений.

Передача теплоты через наружные ограждения здания рассматривается как гармонически изменяющийся тепловой процесс, который характеризуется тремя параметрами: среднесуточными значениями теплового потока q_{lo} , амплитудой колебания A_{q1} и временем наступления максимума Z_{q1}^{\max} .

Передача теплоты при совместном действии разности температур и потока суммарной солнечной радиации J, $\frac{M^2 \cdot {}^{\circ}C}{Bm}$, в дневное время суток рассчитывается по выражению

$$t_{ycn} = t_{H} + \Delta t_{p} = t_{H} + \frac{pJ}{\alpha_{H}}, \qquad (3.106)$$

где t_{ycn} - условная наружная температура, °C;

р – коэффициент поглощения тепла солнечной радиации поверхностью ограждения;

 $\alpha_{_{\scriptscriptstyle H}}$ - коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения, $\frac{Bm}{{_{\scriptscriptstyle M}}^2\cdot{^{\circ}}C}$.

При установке светопрозрачных навесных фасадов на ограждающие конструкции различной ориентации суммарные теплопоступления зависят от количества прямой «S» и рассеянной «D» солнечной радиации

$$q_{II.p} = (S \cdot \kappa_n \cdot \kappa_{uhc} + 0.75 \mathcal{I} \cdot \kappa_{oбa}) \cdot \kappa_{nep} \cdot \kappa_{omp} \cdot \kappa_{amm} \cdot \kappa_{3app}, \tag{3.107}$$

где $q_{II,p}$ - теплопоступления за счёт суммарной солнечной радиации, Bm/m^2 ;

 $\kappa_{\scriptscriptstyle n}$ - коэффициент проникания солнечной радиации через одинарное остекление;

 $\kappa_{_{\!\mathit{unc}}}$ - коэффициент инсоляции, равный отношению освещённой солнцем поверхности остекления к общей площади остекления;

 $\kappa_{\scriptscriptstyle o\!f\! n}$ - коэффициент облучения остеклённой поверхности рассеянной радиацией;

 κ_{omp} - коэффициент, учитывающий отражённую от земной поверхности перед фасадом здания солнечную радиацию;

 $\kappa_{\it nep}$ - коэффициент, учитывающий затемнение конструкциями крепления навесного фасада;

 κ_{amm} - коэффициент, учитывающий загрязнение атмосферы.

Количество теплоты, поступающей через светопрозрачный фасад за счёт разности температур, определяется из выражения

$$q_{II,T} = k_{II} \cdot (t_{H}^{ycn} - t_{H,\phi}), \tag{3.108}$$

где k_{II} - коэффициент теплопередачи светопрозрачного навесного фасада, $\frac{Bm}{M^2 \cdot {}^{\circ}C}$;

 t_{μ}^{ycn} - условная наружная температура, °C;

 $t_{\scriptscriptstyle n.\phi}$ - осреднённая по высоте температура воздуха внутри воздухопроводящего канала, образованного навесным фасадом и наружной поверхностью наружного ограждения, °C.

В ночное время отопительного периода внутри вертикального щелеобразного воздухопроводящего канала наружный воздух подогревается за счёт трансмиссионной теплоты, теряемой зданием через наружные ограждения, и его температура изменяется от $t_{nav} = t_n$ до t_k при переходе из вертикального канала в объём «тёплого» чердака, т.е. количество теплоты, передаваемой от наружных поверхностей наружных ограждений наружному воздуху, движущемуся по вертикальному каналу снизу вверх, определяется из выражения:

$$Q_{pen1} = 0,28 \cdot Z \cdot \rho \cdot C \cdot (t_k - t_{_H}) \tag{3.109}$$

где $Z = 3 \cdot F_n$ - суммарный расход приточного наружного воздуха, равный трёхкратной суммарной площади F_n вентилируемых помещений, м 3 /ч;

 ρ - плотность воздуха, кг/м 3 ;

С – теплоёмкость воздуха, кДж/кг;

 t_{u} - начальная температура наружного воздуха в вертикальном канале, °C;

 t_k - конечная температура наружного воздуха в верхней части вертикального воздухопроводящего канала перед входом в «тёплый» чердак, °C .

Количество трансмиссионной теплоты, теряемой зданием в ночное время через вертикальные наружные ограждения (стены, окна), оборудованные светопрозрачным навесным фасадом, равно

$$Q_T = \left(\frac{F_{n.c.}}{R_{n.c}} + \frac{F_{o\kappa}}{R_{o\kappa}}\right) \cdot (t_s - t_{n.\phi.})$$
(3.110)

где $F_{n.c.}$ и $F_{o\kappa}$ - суммарные площади наружных стен и окон, оборудованные навесным фасадом, м²;

 $R_{\scriptscriptstyle H.C.}$ и $R_{\scriptscriptstyle o\kappa}$ - термические сопротивления наружных стен и окон соответственно, $\frac{M^2\cdot{}^\circ C}{Rm}$;

 $t_{\scriptscriptstyle g}$ - температура внутреннего воздуха вентилируемых помещений, °C;

 $t_{n,\phi} = \frac{t_n + t_k}{2}$ - осреднённая по высоте температура воздуха внутри воздухопроводящего канала при начальной температуре t_n и конечной температуре t_k соответственно, °C.

Приравняв согласно теплового баланса правые части в уравнениях (3.109) и (3.110), получим

$$0,28 \cdot Z \cdot \rho \cdot C \cdot (t_k - t_{H}) = \left(\frac{F_{H.C.}}{R_{H.C.}} + \frac{F_{OK}}{R_{OK}}\right) \cdot (t_{g} - t_{H.\phi.})$$

$$(3.111)$$

Приняв нормативные и фактические значения входящих в формулу (3.111) величин для односекционного 10 этажного здания с размерами 12x24x30 и коэффициентом оконного остекления κ_{ocm} =0,35 для Витебска получим уравнение

$$\frac{0,28\cdot 3\cdot 30\cdot 40\cdot 1,4\cdot 1}{1404/3,2+756/1} = \frac{20-0,5\cdot t_k-0,5\cdot (-25)}{t_k+25},$$

которое решается для t_{κ} =+1,5 °C , т.е. наличие навесного вентилируемого светопрозрачного фасада только за счёт теряемой зданием трансмиссионной теплоты через наружные стены и окна в ночное время без воздействия солнечной радиации обеспечивается нагрев наружного приточного воздуха, движущегося внутри вертикального щелеобразного воздухопроводящего канала, от начальной температуры $t_{nav} = t_n = -25$ °C до конечной его температуры при переходе из вертикального канала в объём «тёплого» чердака на величину $\Delta t_{nov}^{n,\phi}$, равную

$$\Delta t_{HOY}^{\mu,\phi} = t_{\kappa} - t_{\mu} = 1, 5 - (-25) = 26,5^{\circ}C.$$

Аналогичные рассуждения по поводу теплообменных процессов, протекающих в объёме «тёплого» чердака, приводят к уравнению

$$0.28 \cdot Z \cdot \rho \cdot C \cdot (t_{m.u.} - t_k) = \frac{F_{no\kappa}}{R_{no\kappa}} \cdot (t_{s} - \frac{t_{m.u.} + t_k}{2}). \tag{3.112}$$

Подставив известные величины в уравнение (3.112), получим

$$\frac{0.28 \cdot 3 \cdot 30 \cdot 40 \cdot 1.3 \cdot 1}{288 / 6} = \frac{20 - 0.5 \cdot t_{m.u} - 0.5 \cdot 1.5}{t_{m.u} - 1.5},$$

откуда $t_{m,y} = 2,2 \, {}^{\circ}C$.

Следует также отметить, что в ночное время обычно кухней и ванной пользуются очень редко и совсем не обязательно удалять тёплый воздух из этих помещений, т.к. вредности не выделяются, а оставить вытяжку в объёме 25м^3 /ч только из туалета, тогда формулу (3.112) можно представить в виде

$$0.28 \cdot 25 \cdot 6 \cdot 10 \cdot 1.4 \cdot 1 \cdot (t_k - t_n) = \left(\frac{1404}{3.2} + \frac{756}{1.0}\right) \cdot (20 - 0.5 \cdot t_k + 12.5), \tag{3.113}$$

откуда $t_{\kappa}^{\text{ноч}}$ = 23,3 °C , т.е. вся теряемая зданием трансмиссионная теплота будет ассимилироваться небольшим количеством воздуха, движущимся по вертикальному щелевидному воздухопроводящему каналу, образованному светопрозрачным навесным фасадом и наружной поверхностью вертикальных наружных ограждений и при этом его температура будет подниматься за счёт рекуперации от начальной $t_{\text{нач}} = t_{\text{н}} = -25^{\circ}C$ до конечной при переходе из вертикального канала в объём «тёплого» чердака $t_{\kappa} = 23,3^{\circ}C$, обеспечивая нагрев воздуха на величину $\Delta t = t_{\text{k}} - t_{\text{n}} = 23,3 - (-25) = 48,3^{\circ}C$.

Таким образом, нами рассмотрен минимальный режим рекуперации трансмиссионной теплоты зданием, оборудованным светопрозрачным навесным фасадом, в ночное время без учёта бытовых теплопоступлений и энергии воздействия суммарной прямой и рассеянной солнечной радиации на тепловой режим здания в дневное время суток.

Влияние солнечной радиации на тепловой режим здания, оборудованного солнцепрозрачным навесным вентилируемым фасадом и рекуперативным «тёплым» чердаком без вытяжной шахты, неоднозначно. С одной стороны освещённая солнцем часть навесного фасада воспринимает теплоту солнечной радиации, вызывая значительный прогрев наружной поверхности наружного ограждения, в результате чего перепад температур между внутренними и наружными поверхностями наружного ограждения уменьшается, а при интенсивной инсоляции принимает отрицательные значения. Тогда массив стены становится не источником трансмиссионных потерь теплоты, а работает как отопительная греющая панель помещения, передающая теплоту солнечной радиации внутрь отапливаемого помещения. В этом случае эффект рекуперации трансмиссионной теплоты для нагрева приточного наружного воздуха либо уменьшается, либо полностью отсутствует.

В дневное время отопительного периода количество теплоты, поступающей через светопрозрачный навесной вентилируемый фасад за счёт разности температур и солнечной радиации применительно к навесному фасаду, определяется из выражения

$$Q_{n,\phi_{-}} = q' \cdot F_{0}' + q'' \cdot F_{0}'' \cdot \beta_{c,3} \cdot K_{0} \cdot K_{a} + \frac{t_{n} - t_{e}}{R_{0}} \cdot F_{0},$$
(3.114)

где q' и q'' - количество теплоты, поступающее через одинарное остекление от прямой и рассеянной солнечной радиации, $\mathrm{Bt/m}^2$;

 $F_{o} = F_{o}' + F_{o}''$ - площадь остекления фасада, м²;

 F_0' и F_0'' - площади остекления фасада, соответственно облучаемые и не облучаемые прямой солнечной радиацией, м²;

 $eta_{c.s}$ - коэффициент теплопропускания солнцезащитных устройств, при их отсутствии $eta_{c.s}$ =1;

 R_0 - сопротивление теплопередаче остеклённой поверхности, $\frac{M^2 \cdot {}^o C}{Bm}$, для одинарного $M^2 \cdot {}^o C$

остекления $R_0 = 0.15 \frac{M^2 \cdot {}^{\circ}C}{Bm}$;

 $t_{_{\!\it H}}$ и $t_{_{\!\it H, \Phi}}$ - температура наружного воздуха и осреднённая по высоте температура воздуха внутри воздухопроводящего канала при начальной $t_{_{\it H}}$ и конечной $t_{_{\it K}}$ температурах, ${}^{\circ}C$;

 $K_{\scriptscriptstyle 0}$ - коэффициент типа остекления, при одинарном остеклении $K_{\scriptscriptstyle 0}\!=\!1;$

 K_a - коэффициент, учитывающий аккумуляцию теплоты ограждающими конструкциями, например, для бетона, красного кирпича, известковой штукатурки K_a =0,7; при наличии средств солнцезащиты K_a =1.

При расчёте вентиляции величина $\frac{t_{_{\!\scriptscriptstyle H}}-t_{_{\!\scriptscriptstyle B}}}{R_{_{\!\scriptscriptstyle O}}}\cdot F_{_{\!\scriptscriptstyle O}}$ не учитывается.

Количество теплоты, передаваемой от нагретой поверхности к воздуху, определяется из выражения

$$Q_{n.n.} = \frac{t_{nos.} - t_{n.\phi}}{R} \cdot F \tag{3.115}$$

где $t_{nos.}$ и $t_{n.\phi}$ - температура соответственно нагретой поверхности и воздуха внутри воздухопроводящего канала, образованного навесным фасадом и наружной нагретой поверхностью наружного ограждения, °C;

F – площадь нагретой поверхности наружного ограждения, M^2 ;

R — сопротивление теплопередаче от нагретой поверхности к воздуху, определяется по формуле

$$R = \frac{0.086}{\sqrt{D}} \tag{3.116}$$

где υ - скорость движения воздуха внутри воздухопроводящего канала, м/с.

Для вертикально расположенного навесного светопрозрачного вентилируемого фасада значения величин q' и q'', входящих в формулу (3.114) определяются

$$q' = q_{\theta,n.} + q_{\theta,p.} \cdot \kappa_l \cdot \kappa_2 \tag{3.117}$$

$$q'' = q_{s.p.} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \tag{3.118}$$

где $q_{s.n.}$ и $q_{s.p.}$ - поступления теплоты соответственно от прямой и рассеянной радиации через одинарное остекление, $\mathrm{Br/m}^2$;

 $\kappa_{\scriptscriptstyle I}$ - коэффициент, учитывающий загрязнение атмосферы, для чистой атмосферы, $\kappa_{\scriptscriptstyle I}$ =1;

 κ_2 - коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности остекления, для чистого стекла $\kappa_2 \! = \! 1.$

Исходя из принятых величин, формулу (3.114) можно переписать в виде

$$Q_{n,\phi.} = \left[q_{e.n.} + q_{e.p.} \cdot F_0' + q_{e.p.} \cdot F_0'' \right] \cdot 0.7$$
 (3.119)

В светлое время суток под действием солнечной радиации наружный приточный воздух при движении снизу вверх по воздухопроводящему щелеобразному каналу подогревается от начальной температуры $t_{nav} = t_n$ до температуры t_{κ}^{unc} при переходе из вертикального канала в объём «тёплого» чердака, а количество теплоты, воспринимаемой приточным вентиляционным воздухом, равно

$$Q_{pen2} = 0.28 \cdot Z \cdot \rho \cdot C \cdot (t_k^{unc} - t_{H})$$
(3.120)

где $t_{\kappa}^{^{unc}}$ - конечная температура наружного воздуха в верхней части воздухопроводящего канала перед входом в «тёплый» чердак, подогретого за счёт солнечной радиации, ${}^{\circ}C$.

Приравняв на основе теплового баланса правые части уравнений (3.119) и (3.120), получим уравнение

$$\left[q_{e.n.} + q_{e.p.} \cdot F_0' + q_{e.p.} \cdot F_0'' \right] \cdot 0.7 = 0.28 \cdot Z \cdot \rho \cdot C \cdot \left(t_k^{uhc} - \frac{t_k^{uhc} + t_h}{2} \right)$$
 3.121)

которое решается относительно t_{κ}^{unc} при всех остальных известных величинах. Более точные значения t_{κ}^{unc} определяются при решении уравнения (3.121) для каждого фасада в отдельности.

Таким образом, вышеизложенная методика позволяет аналитически инженерными методами расчета определить снижение теплопотребления от внешних энергоисточников на цели отопления зданий повышенной теплозащиты и герметичности наружных ограждающих конструкций с использованием навесных вентилируемых светопрозрачных фасадов и технологических чердаков, функционирующих как объемные приточные вентиляционные камеры с многоступенчатой технологической схемой рекуперации возобновляемых вторичных и природных энергоресурсов

4РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЙ МОДЕРНИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ЗДАНИЙ С НАРУЖНЫМИ ОГРАЖДАЮЩИМИ КОНСТРУКЦИЯМИ ПОВЫШЕННОЙ ТЕПЛОЗАЩИТЫ И ГЕРМЕТИЧНОСТИ

4.1 Вариантное проектирование конструктивно-методического исполнения экспериментального стенда для испытания теплоутилизатора

До начала проведения экспериментальных исследований предварительно рассмотрено три варианта исполнения экспериментального стенда для испытания воздухо-воздушного рекуперативного пластинчатого теплообменника, предназначенного для утилизации теплоты низкопотенциального вторичного возобнавляемого энергоисточника греющего вентиляционного воздуха, ототкнидп В качестве теплоносителя предварительного подогрева наружного холодного в отопительный период приточного вентиляционного воздуха, используемого в качестве нагреваемого теплоносителя в теплообменном процессе теплоутилизатора с целью минимизации энергопотребления от инженерных энергоисточника ДЛЯ систем тепловоздухоснабжения энергоэффективных зданий с наружными ограждающими конструкциями повышенной герметичности, обеспечивающих комфортные теплозащиты условия ДЛЯ жизнедеятельности.

4.1.1 Экспериментальный стенд для испытания серийно выпускаемых теплообменников заводского изготовления

Тепловая вентиляция предназначена для создания воздухообменного процесса внутри зданий с функцией подогрева наружного приточного воздуха за счёт вторичных и природных энергоресурсов с целью минимизации энергопотребления от внешних источников теплоснабжения зданий. Представлена схема экспериментального стенда и методика исследований с учётом критериальных уравнений подобия аэродинамических и тепломассообменных процессов.

На рисунке4.1 представлена схема экспериментального стенда, состоящего из герметичного помещения 1, пластинчатого теплоутилизатора 2 рекуперативного действия, воздухоподогревателя 3. присоединенного электросети К через автотрансформатор 4, микроманометра 5, подключённого через трубку Пито 6 к тепловоздухопроводу вентилятора подключенного 7. 8. В электросеть автотрансформатор 9 и который через вытяжной воздуховод 10 связан с атмосферой.

Теплоутилизатор 2 имеет четыре патрубка: через патрубок 11 с фиксацией температуры t_1 связан с атмосферой, через патрубок 12 присоединён к воздухоподогревателю 3 с фиксацией температуры t_2 , через патрубок 13 соединён с помещением 1 с фиксацией температуры t_3 , а через патрубок 14 с фиксацией температуры t_4 соединён с вентилятором 8.

При создании экспериментального стенда учитывается особенности моделирования с учётом геометрического подобия и масштабирования путём соотношения размеров модели и натуры, аэродинамического подобия за счёт равенства критериев Рейнольдса и тепломассообменных процессов при равенстве критериев Нуссельта для реальных условий и модели.

Значения величины воздухообмена L_{np} фиксируются с помощью микроманометра 5 в сочетании с трубкой Пито 6 по величине динамического давления P_{∂} , замеренного в тепловоздухопроводе 7, а значение величины воздухообмена L_{np} изменяются за счёт изменения подачи напряжения на вентилятор 8 с помощью лабораторного автотрансформатора 9.

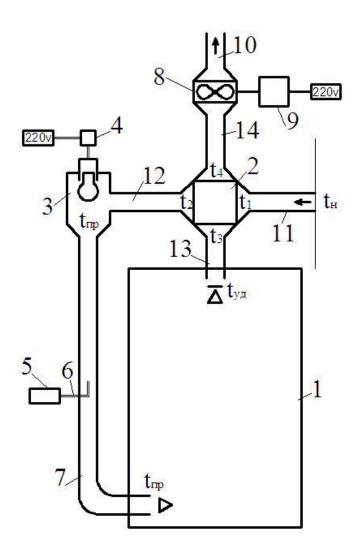


Рисунок 4.1 – Схема экспериментального стендадля испытания серийно выпускаемых теплообменников заводского изготовления

1 – герметичное помещение, 2 – пластинчатый рекуператор, 3 – ламповый подогреватель, 4, 9 – латр (трансформатор), 5 – микроманометр, 6 – трубка Пито, 7 – тепловоздухопровод,

8 – вентилятор, 10 – вытяжной воздуховод, 11 – патрубок связанный с атмосферой, 12 – патрубок, соединяющий нагреватель и рекуператор, 13 – патрубок, соединяющий помещение и рекуператор, 14 – патрубок, соединяющий вентилятор и рекуператор

Изменение температуры окружающего воздуха t_{H} происходит путем открывания оконных фрамуг в исследовательской лаборатории, а температура t_{np} на входе в помещение 1 изменяется за счёт интенсивности теплоисточника воздухоподогревателя 3 за счёт изменения подачи напряжения с использованием лабораторного автотрансформатора 4.

Теплофизические параметры теплоутилизатора 2 изменяются за счёт применения различных материалов при их изготовлении (алюминиевая фольга, термопрочный полиэтилен, белая жесть). Теплозащитные характеристики помещения 1 изменяются за счёт применения различных материалов при их изготовлении (картон, стекло, фанера, плиты древесноволокнистые, плиты пенополистирольные).

Технический результат — создание энергоресурсоэффективного устройства тепловой вентиляции с использованием вторичных и природных энергоресурсов с целью снижения материальных и энергетических затрат при строительстве и эксплуатации чердачных зданий с улучшенными качествами воздушной среды и комфортными условиями проживания.

4.1.2 Экспериментальный стенд для испытания теплоутилизатора авторской разработки с центробежным вентилятором

На рисунке 4.2 представлена схема экспериментального стенда, состоящего из герметичного помещения 1, пластинчатого теплоутилизатора 2 рекуперативного действия, вентилятора 3, подключенного в электросеть через автотрансформатор и который через вытяжной воздуховод 4 связан с атмосферой.

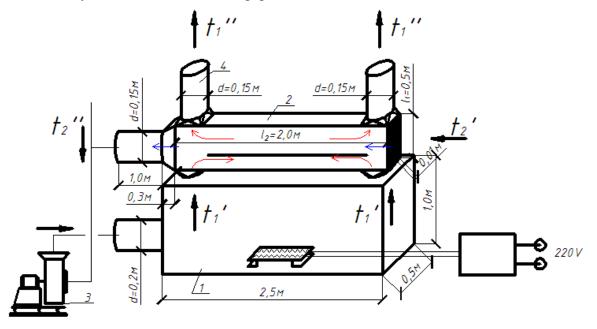


Рисунок 4.2 – Схема экспериментального стендадля испытания теплоутилизатора авторской разработки с центробежным вентилятором

Теплоутилизатор 2 имеет четыре патрубкас фиксацией температуры.

При создании экспериментального стенда учитывались особенности моделирования с учётом геометрического подобия и масштабирования путём соотношения размеров модели и натуры, аэродинамического подобия за счёт равенства критериев Рейнольдса и тепломассообменных процессов при равенстве критериев Нуссельта для реальных условий и модели.

Значения величины воздухообмена L_{np} фиксируются с помощью микроманометра 5 в сочетании с трубкой Пито 6 по величине динамического давления P_{∂} , замеренного в тепловоздухопроводе 7, величина которого определяется по формуле

$$P_{o} = \frac{\rho \cdot v^{2}}{2} \,, \tag{4.1}$$

где v – скорость воздуха, м/с;

$$\rho = \frac{353}{273 + t_{np}} -$$
плотность воздуха, кг/м³.

Из выражения (3.1) определяется величина v, м/с:

$$\upsilon = \sqrt{\frac{2P_{\delta}}{\rho}},\tag{4.2}$$

а затем, зная сечение тепловоздухопровода:

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \,\mathbf{M}^2 \tag{4.3}$$

определяем величину воздухообмена L_{пр}:

$$L_{nn} = 3600 \cdot \upsilon \cdot f , \,\mathrm{M}^3/\mathrm{Y} \tag{4.4}$$

В процессе моделирования устройства тепловой вентиляции здания учтены условия геометрического, аэродинамического и термодинамического подобия натуры и модели.

Геометрическое подобие выполнено путём масштабирования модели и натуры.

Аэродинамическое подобие осуществляется за счёт равенства безразмерного критериального коэффициента Рейнольдса — критерия Re, который вычисляется по выражению

$$Re = \frac{\upsilon \cdot d}{\upsilon} = \frac{\upsilon \cdot d \cdot \rho}{\mu},\tag{4.5}$$

где v – скорость воздушного потока, м/с;

d – линейный размер, м;

v – величина кинематической вязкости, ${\rm M}^2/{\rm c}$;

 μ – величина динамической вязкости, кгс·с/м²;

 ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Термодинамическое подобие натуры и модели выполнено за счёт равенства безразмерного критериального коэффициента Нуссельта – критерия Nu, величина которого определялась по выражению

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda},\tag{4.6}$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Bт/ м².°C;

l – линейный размер, м;

 λ – коэффициент теплопроводности материала, $B_T/M \cdot {}^{\circ}C$.

Теплофизические параметры теплоутилизатораизменяются за счёт применения различных материалов при их изготовлении (алюминиевая фольга, термопрочный полиэтилен, белая жесть). Теплозащитные характеристики помещения 1 изменяются за счёт применения различных материалов при их изготовлении (картон, стекло, фанера, плиты древесноволокнистые, плиты пенополистирольные).

Технический результат – создание энергоресурсоэффективного устройства тепловой вентиляции с использованием вторичных и природных энергоресурсов с целью снижения материальных и энергетических затрат при строительстве и эксплуатации чердачных зданий с улучшенными качествами воздушной среды и комфортными условиями проживания.

Конструкцию пластинчатого теплообменника рекуперативного прямоточного действия принимаем исходя из условия для установки в системе вентиляции одной квартиры и определим исходя из следующих первоначальных условий:

- 1. Воздухообмен по притоку и вытяжке сбалансирован и составляет для газифицированных квартир с 4-х канфорочными бытовыми газовыми плитами в объеме нормативных значений: для кухни $L_{\kappa}=90~\text{m}^3/\text{ч}$; для санузла и ванной $L_{cy}=L_{\text{B}}=25~\text{m}^3/\text{ч}$, а в сумме $L_{\text{пр}}=L_{\kappa}+L_{cy}+L_{\text{B}}=90+25+25=140~\text{m}^3/\text{ч}$.
- 2. Температурный режим теплообменника с целью исключения инееобразования соответствует температурам греющего теплоносителя (вытяжного воздуха) t_1 '=+20°C; t_1 "=+5°C, а для нагреваемого теплоносителя (наружного воздуха) t_2 '=-20°C; t_2 "=-5°C.

В соответствии с принятой схемой прямотока графики изменения температур греющего и нагреваемого теплоносителей представлены на рисунке 4.3.

Значение величины t_2 " для нагреваемого теплоносителя при выходе из теплообменника при сбалансированных потоках воздуха в приточном и вытяжном каналах определится из уравнения для определения коэффициента полезного действия системы утилизации теплоты:

$$\eta = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2} = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2}.$$
(4.7)

Или
$$\eta = \frac{20-5}{20-(-20)} = \frac{t''_2-(-20)}{20-(-20)}$$
, откуда t_2 "=-5°C.

Таким образом, при определении тепловой эффективности имеем:

Эффективность охлаждения
$$\eta_{ox} = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2} = \frac{20 - 5}{20 - (-20)} = 0,375;$$

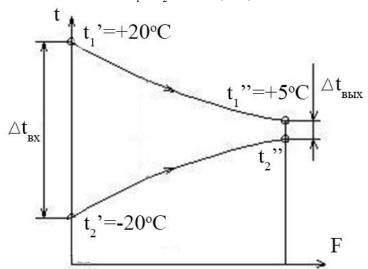


Рисунок 4.3 – Графики изменения температур теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при прямоточном движении теплоносителя

Эффективность нагрева
$$\eta_{\scriptscriptstyle HAZ} = \frac{t\,"_2 - t\,'_2}{t\,'_1 - t\,'_2} = \frac{-5 - (-20)}{20 - (-20)} = 0,375$$
.

Для воздушного теплоносителя из справочника [38, табл. 1.37] выпишем основные теплофизические данные, необходимые для последующих расчетов:

$$\begin{split} t_2\text{'}=&-20\text{°C}; & \rho=1,395\text{kg/m}^3; & \lambda=0,0228\text{Bt/m·K}; & v=12,79\cdot10^{-6}\text{ m}^2/\text{c}; & \text{Pr}=0,716. \\ t=&0\text{°C}; & \rho=1,293\text{kg/m}^3; & \lambda=0,0244\text{Bt/m·K}; & v=13,28\cdot10^{-6}\text{ m}^2/\text{c}; & \text{Pr}=0,707. \\ t=&+20\text{°C}; & \rho=1,205\text{kg/m}^3; & \lambda=0,0259\text{Bt/m·K}; & v=15,06\cdot10^{-6}\text{ m}^2/\text{c}; & \text{Pr}=0,703. \end{split}$$

В пластинчатых теплообменниках теплообменая поверхность F, M^2 зависит от размеров пластин (l_1 , M — ширины и l_2 , M — длины) и их количества N, шт и определяется из выражения [39]

$$F = S_{nn} = (N-1) \cdot l_1 \cdot l_2 \tag{4.8}$$

Если принять расстояние между пластинами b=0.01 м, $l_1=0.5$ м, $l_2=2.0$ м, $F=S_{пл}=20$ м², тогда количество пластин N определится из выражения (4.8):

$$N = \frac{F}{l_1 \cdot l_2} + 1 = \frac{20}{0.5 \cdot 2} + 1 = 21 \text{ mT},$$

которые образуют 10 каналов сечением $S_{\kappa}=1_1\cdot b=0,5\cdot 0,01=0,005 \text{м}^2$, работающих на приток и 10 – на вытяжку (рисунок 3.3).

По 10 каналам проходит расход греющего теплоносителя L_{np} =140 m^3/v 4, а по одному каналу l_{yq} = $L_{np}/10$ =140/10=14 m^3/v 4 воздуха, а скорость в канале определится из выражения

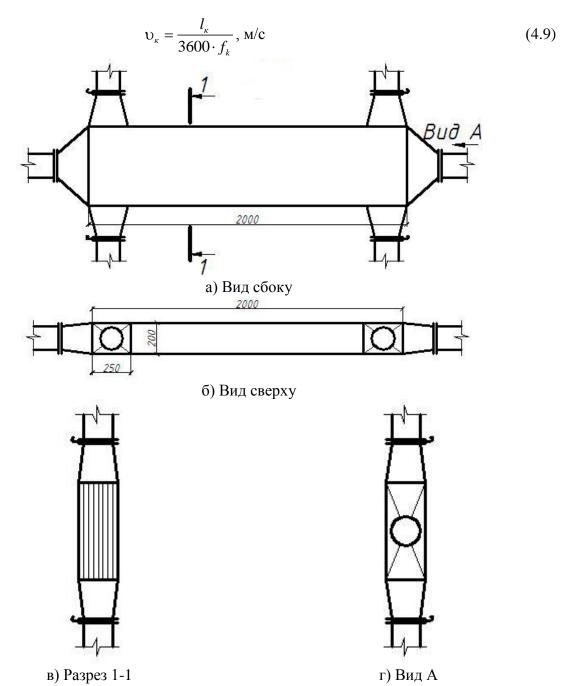


Рисунок 4.4 – Схема теплообменного аппарата с возможностью работы в режиме прямотока и противотока

Площадь сжатого сечения канала

$$F_{cx} = S_{r} = l_{1} \cdot b = 0.5 \cdot 0.01 = 0.005 \text{ m}^{2}$$
(4.10)

а смоченный периметр

$$U_{CM} = 2l_1 + 2b = 2 \cdot 0,5 + 2 \cdot 0,01 = 1,02 \,\mathrm{M}$$
 (4.11)

Скорость в канале

$$v_{\kappa} = \frac{l_{\kappa}}{3600 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{14}{3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4}} = 12,4 \,\text{m/c}$$
(4.12)

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{v_{\kappa} \cdot d_{z}}{v} = \frac{12, 4 \cdot 0, 02}{12, 79 \cdot 10^{-6}} = 19390$$
 (4.13)

При турбулентном (вязкостно-инерционном) режиме течения для газов при нагреве согласно рекомендациям [39, табл. 3,5, ф. 12] критерий Нусельта определится из выражения

$$Nu = 0.0207 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.43} \cdot \text{E}_{t}$$
 (4.14)

где $E_1=1+2d_r/l=1+2\cdot0,02/1,0=1,072$ а при охлаждении

$$Nu = 0.0192 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.43} \cdot \text{E}_{t}$$
 (4.15)

тогда при нагреве $Nu = 0.0207 \cdot 19390^{0.8} \cdot 0.716^{0.43} \cdot 1.072 = 49.4$; при охлаждении $Nu = 0.0192 \cdot 19390^{0.8} \cdot 0.716^{0.43} \cdot 1.072 = 45.9$.

Значение α при нагреве $\alpha_{\text{наг}} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{49, 4 \cdot 0,0228}{0.02} = 56,3 \,\text{BT/M}^2 \cdot ^\circ\text{C};$

при охлаждении $\alpha_{oxn} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{45,9 \cdot 0,0228}{0.02} = 52,3 \,\mathrm{BT/M}^2 \cdot ^{\circ}\mathrm{C}.$

Сопротивление теплопередаче через плоскую стенку в теплообменнике определится из выражения

$$R_{n\pi} = \frac{1}{\alpha_{n\sigma}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{over}}, \, \mathbf{M}^2 \cdot {}^{\circ}\mathbf{C}/\mathbf{B}\mathbf{T}, \tag{4.16}$$

где $\alpha_{\text{наг}} = 56,3$ Вт/м². $^{\circ}$ С – коэффициент тепловосприятия от теплого греющего теплоносителя к поверхности пластины;

 $\delta_{\rm пл} = 0{,}001$ м – толщина пластины; $\lambda_{\rm пл} = 221~{\rm Bt/m^2\cdot ^\circ C}$ – коэффициент теплопроводности пластины для алюминия;

 $\alpha_{\text{охл}} = 52,3 \; \text{Bt/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} - коэффициент теплоотдачи от поверхности пластины холодному нагреваемому теплоносителю.$

Подставив значения входящих в формулу 4.16 величин, имеем

$$R_{n\pi} = \frac{1}{56.3} + \frac{0.001}{221} + \frac{1}{52.3} = 0.0369 \,\mathrm{M}^2 \cdot \mathrm{C/BT}.$$

Определим значение коэффициента теплопередачи $K = \frac{1}{R_{nz}} = \frac{1}{0,0369} = 27,1$ Вт/м².°С.

Суммарное количество тепловой энергии, утилизированной в теплообменнике, определяется из выражения

$$Q_{vm} = k \cdot F \cdot \Delta t_{cn} = 27, 1 \cdot 20 \cdot 21, 6 = 11,7 \text{ KBT}$$
 (4.17)

С учетом пересчета температуры наружного воздуха на среднее значение $t_{\rm H}^{\rm cp}$ =-2,5°C вместо принятых в расчет $t_{\rm H}$ =-20°C количество утилизированной теплоты:

$$Q_{ym}^{cp} = Q_{ym} \frac{2.5}{20} = 11.7 \cdot 0.125 = 1.46 \text{ kBT}$$
 (4.18)

По состоянию на 9.09.2018г тариф на тепловую энергию [40] составляет T=16,9259 руб/Гкал = 0,01455 руб/(кВт·ч), тогда экономия денежных средств за один час работы теплоутилизатора в отопительный период с одной квартиры составит за 204 суток

$$\Theta_{\kappa\kappa} = 204 \cdot 24 \cdot 1,46 \cdot 0,01455 = 104$$
 руб/год (4.19)

А для односекционного 9-ти этажного здания на 36 квартир экономия материальных средств составит $\Im^{cod}_{lceky} = 104 \cdot 36 = 3744$ руб/год ≈ 1783 \$/год без учета установочной стоимости теплотехнического оборудования при переходе на воздушное отопление здания.

Таким образом определены размеры теплоутилизатора для одной типовой квартиры верхнего этажа жилого газифицированного здания с расходом удаляемого воздуха $L_{yд}=140\text{м}^3/\text{ч}$ с габаритами по высоте $l_1=0,5\text{м}$, длиной $l_2=2,0\text{м}$ и шириной $l_3=\text{b}\cdot 20=0,01\cdot 20=0,2\text{м}$, который устанавливается в объеме теплого чердака над вытяжным каналом квартиры. Для многоэтажных зданий типовой планировки компоновка теплоутилизаторов осуществляется от каждой нижерасположенной квартиры вплотную к первому теплоутилизатору с увеличением размера ширины l_3 и для 9-ти этажного здания размер ширины $l_3=\text{b}\cdot 20\cdot 9=0,01\cdot 20\cdot 9=1,8\text{м}$ с общими габаритами в плане $l_1\times l_2\times l_3=0,5\times 2,0\times 1,8\text{м}$.

Для односекционного типового жилого 36 квартирного здания таких групповых теплоутилизаторов необходимо всего четыре, а в плане они расположены над вытяжными каналами квартир.

4.1.3 Экспериментальный стенд для испытания теплоутилизатора авторской разработки с канальным вентилятором и компьютерной фиксацией параметров

На основании экспериментального стенда для испытания теплоутилизатора с центробежным вентиляторомразработана модель стенд с канальным вентилятором и компьютерной фиксацией параметров, представленная графически на рисунке 4.5.

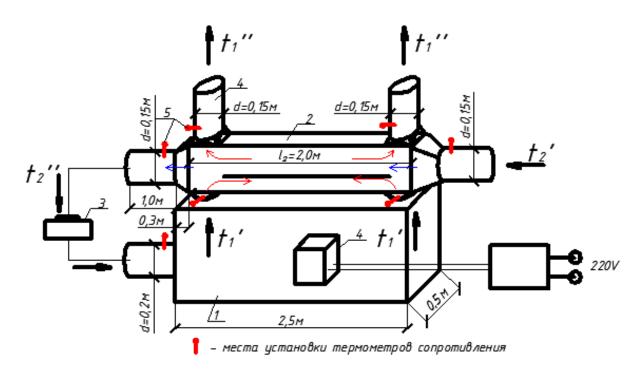


Рисунок 4.5 — Схема экспериментального стендадля испытания теплоутилизатора авторской разработки с канальным вентилятором и компьютерной фиксацией параметров

Схема включает в себя герметичное помещение 1, пластинчатый теплоутилизатор 2 рекуперативного действия соединенный с канальным вентилятором 3, подключенный в электросеть через автотрансформатор.

Теплоутилизатор 2 имеет шесть патрубков с фиксацией температуры. Один из патрубков через гибкий воздуховод соединен с канальным вентилятором, а тот в свою очередь с помещением 1.

Забор наружного воздуха осуществляется через воздухоприемное устройство в конструкции окна, соединенное с теплоутилизатором с помощью гибкого воздуховода.

В помещении 1 в качестве теплоисточника используется тепловой вентилятор 4.

По рассчитанным в п. 4.1.2 параметрам сконструирован лабораторный стенд, представленный на рисунке4.6.



Рисунок 4.6 – Лабораторный стенд

Значение величины воздухообмена L_{np} изменяются за счёт изменения подачи напряжения на вентилятор с помощью автотрансформатора и регулирования положения дроссель-клапанов, установленных на патрубках теплоутилизатора. Температура воздуха фиксируется вместа установки термометров сопротивления (TC) типа Pt100 (рисунок 4.7), согласно схеме на рисунке4.5, подключенных к устройству для измерения и контроля температуры УКТ38-Щ4-ТС (рисунок 4.8).



- 1 чувствительный элемент из медной проволоки, расположенный на керамическом стержне;
- 2 пористый керамический цилиндр;
- 3 керамический порошок;
- 4 защитная наружная трубка из нержавеющей стали;
- 5 токопередающие выводы;
- 6 наружная защитная трубка из нержавеющей стали;
- 7 головка термометра со съемной крышкой;
- 8 клеммы для присоединения выводного провода;
- 9 провод к фиксирующему прибору; 10 - втулка с резьбой для установки в трубопровод, имеющий патрубки с внутренней резьбой.

Рисунок 4.7 – Конструкциятермометра сопротивления типа Pt100



Рисунок 4.8 – Устройство для измерения и контроля температуры УКТ38-Щ4-ТС

Термометры сопротивления фиксируют следующие температуры:

- 1. t_н температура наружного воздуха, °С;
- 2. t'₂ температура приточного воздуха до теплоутилизатора, °C;
- 3. t"₂ температура приточного воздуха после теплоутилизатора, °С;
- 4. t_{пр} температураприточного воздуха, подаваемого в помещение, °С;
- 5. t'₁ температуравытяжного воздуха на входе в теплоутилизатор, °C (при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений), °C;
- 6. t''₁-температуравытяжного воздуха на выходе из теплоутилизатора, °C (при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений), °C;
- 7. t'₁ температуравытяжного воздуха на входе в теплоутилизатор, °C (при прямоточном движении теплоносителей без фазовых превращений), °C;
- 8. t''₁ температуравытяжного воздуха на выходе из теплоутилизатора, °C (при прямоточном движении теплоносителей без фазовых превращений), °C;

Соединение ТС с прибором осуществляется по двухпроводной линии (рисунок 4.9) при условии обязательноговыполнения работ по коррекции измерений. Длина каждой линии связи не более 100 метров, а сопротивление каждой жилы — не более 5,0 Ом, что соответствует предьявляемым требованиям [41].

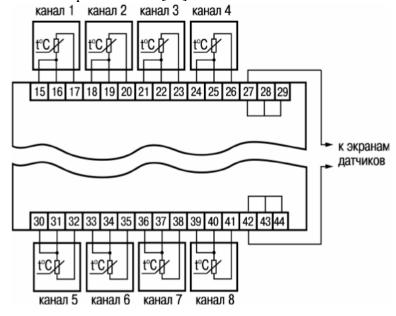


Рисунок 4.9 – Схема подключения термометров сопротивления к УКТ38-Щ4-ТС

С помощью последовательного интерфейса RS-232 через адаптер интерфейса AC2 осуществляется связь прибора УКТ38-Щ4-ТС с компьютером, на котором установлен пакет программ Owen Process Manager 1.x состоящий из двух подсистем:

Подсистема Owen Process Manager (OPR) — описывает технологический процесс и сохраняет эти описания на диске, предусматривает опрос прибора УКТ38-Щ4 с периодичностью, заданной для прибора, отображает результаты в главном окне системы и отражает полученные значения в файлы протоколов.

Подсистема Owen Report Viewer (ORV) – отображает сохраненную в архивных файлах информацию в виде таблиц и графиков (рисунок 4.10, 4.11).

Измерение скорости воздуха осуществляется с помощью термоанемометра testo-410.



Рисунок 4.10 – Интерфейс подсистемы Owen Report Viewer (ORV)

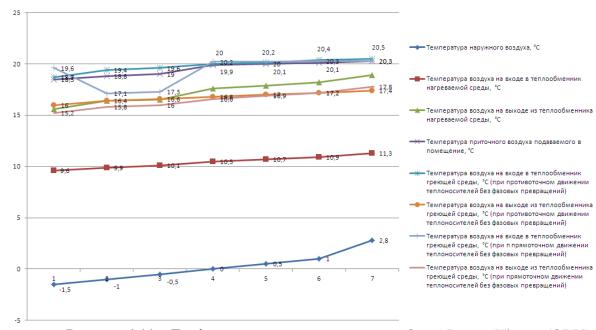


Рисунок 4.11 – Графические данные подсистемы Owen Report Viewer (ORV)

Polotsks Usymptotic

4.2 Анализ результатов экспериментальных исследований теплоутилизатора авторской разработки

Таблица 4.1 – Результаты измерений, полученные для переходного периода года (1.12-14.12.2018г)

t _н - температура наружного воздуха, °C;	\mathfrak{t}^2_2 - температура приточного воздуха до теплоутилизатора, °C;	t _{пр} - температура приточного воздуха после теплоутилизатора, °C;	$t^{"}_2$ - температураприточного воздуха, подаваемого в помещение, "C;	t' ₁ - температуравытяжного воздуха на входе в теплоутилизатор, °C (при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений), °C;	t'', гемпературавьтяжного воздуха на выходе из теплоутилизатора, °С (при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений), °С;	t^{\prime}_1 - температуравытяжного воздуха на входе в теплоутилизатор, °C (при прямоточном движении теплоносителей без фазовых превращений), °C;	t'' ₁ - температуравытяжного воздуха на выходе из теплоутилизатора, °C (при прямоточном движении теплоносителей без фазовых превращений), °C;	Скорость воздуха на входе в помещение, м/с	Расход воздуха, м ³ /ч	Относительная влажность воздуха, %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
-1,5 -1	9,0	18,5	20	20	13,5	20	15,2	2,2	140	86
-1	9,5	16,4	18,8	19,4	16,4	19,1	15,8	2,2	140	81
-0,5	10,1	16,5	19	19,6	16,6	17,3	16	2,2	140	82
0	10,5	17,6	19,9	20	16,8	20,2	16,6	2,2	140	73
+0,5	10,7	17,9	20,0	20,1	17,0	20,2	16,9	2,2	140	88
+1	10,9	18,2	20,1	20,4	17,2	20,3	17,2	2,2	140	93
+2,8	11,3	18,9	20,3	20,5	17,4	20,3	17,8	2,2	140	98

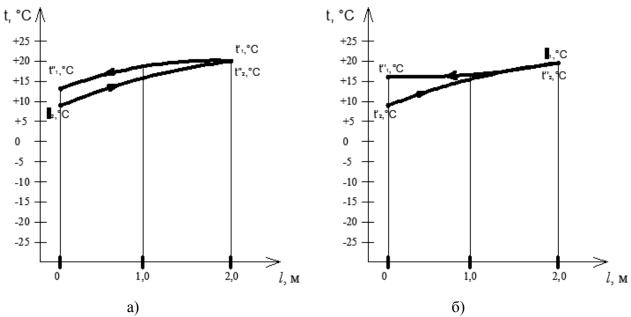
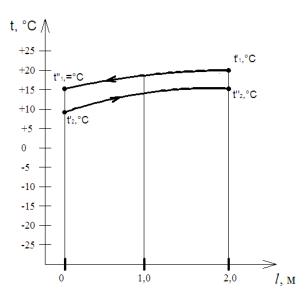
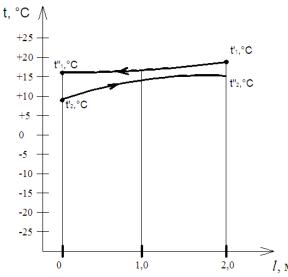


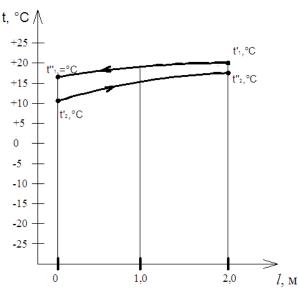
Рисунок 4.12 – Изменение температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при температуре наружного воздуха -1,5°C

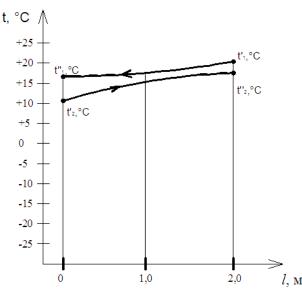
- а) при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений;
- б) при прямоточном движении теплоносителей без фазовых превращений.



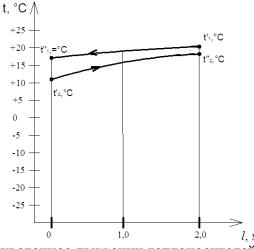


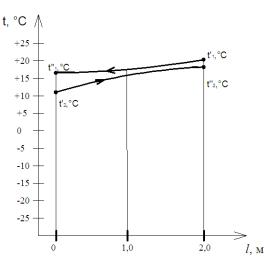
а) противоточное движении теплоносителей; б) прямоточное движении теплоносителей Рисунок 4.13- Изменение температуры теплоносителей в теплообменнике при $t_{\rm H}=-1,0^{\circ}{\rm C}$





а) противоточное движении теплоносителей; б) прямоточное движении теплоносителей Рисунок 4.14 — Изменение температуры теплоносителей в теплообменнике при $t_{\rm H}$ =0°C





а) противоточное движении теплоносителей; б) прямоточное движении теплоносителей Рисунок 4.15 — Изменение температуры теплоносителей в теплообменнике при $t_{\rm H}=+1.0^{\circ}{\rm C}$ На основании экспериментальных данных определили коэффициент эффективности исследуемого теплоутилизатора по формуле (4.7):

- при температуре наружного воздуха -1,5°C:
- при противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений:

$$\eta_{oxn} = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2} = \frac{20 - 13.5}{20 - 9} = 0.59 = 59\%.$$

$$\eta_{hazp} = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} = \frac{20 - 9}{20 - 9} = 1.0 = 100\%$$

- при прямоточном движении теплоносителей без фазовых превращений:

$$\eta_{ox_{7}} = \frac{t'_{1} - t''_{1}}{t'_{1} - t'_{2}} = \frac{20 - 15, 2}{20 - 9} = 0,436 = 43,6\% .$$

$$\eta_{hap} = \frac{t''_{2} - t'_{2}}{t'_{1} - t'_{2}} = \frac{20 - 9}{20 - 9} = 1,0 = 100\%$$

По Id-диаграмме при t_B =20°C и ϕ =40%, температура точки росы $t_{\text{т.р.}}$ =7°C, т.е. $t_{\text{т.р.}}$ <*''1, что свидетельствует о том, что теплообмен проходит без конденсации в «сухом» режиме.

По построенным на рисунках 4.12-4.15 графиках, определим эффективность исследуемого теплоутилизатора через каждые 0,5м:

• при температуре наружного воздуха -1,5°C:

$$l=0,5$$
M; $t''_2=12,5$ °C; $t'_1=15,7$ °C; $\eta_{\text{harp}}=\frac{12,5-9}{15,7-9}=0,52$;

$$l=1,0$$
M; $t''_2=15,8$ °C; $t'_1=17,8$ °C; $\eta_{\text{narp}}=\frac{15,8-9}{17,8-9}=0,77$;

$$l=2,0\text{m};$$
 $t''_2=20^{\circ}\text{C};$ $t'_1=20^{\circ}\text{C};$ $\eta_{\text{\tiny maxp}}=\frac{20-9}{20-9}=1,0.$

• при температуре наружного воздуха -1,0°C:

$$l=0.5$$
m; $t''_2=12.0$ °C; $t'_1=17.0$ °C; $\eta_{nazp}=\frac{12.0-9.5}{17.0-9.5}=0.33$;

$$l=1,0$$
M; $t''_2=14,2$ °C; $t'_1=18,0$ °C; $\eta_{\text{nazp}}=\frac{14,2-9,5}{18,0-9,5}=0,55$;

$$l=2,0$$
M; $t''_2=16,4$ °C; $t'_1=19,4$ °C; $\eta_{\text{harp}}=\frac{16,4-9,5}{19,4-9,5}=0,69$.

• при температуре наружного воздуха 0°С:

$$l=0.5$$
M; $t''_2=13.5$ °C; $t'_1=17.8$ °C; $\eta_{maxp}=\frac{13.5-10.5}{17.8-10.5}=0.41$;

$$l=1,0$$
M; $t''_2=15,3$ °C; $t'_1=19,1$ °C; $\eta_{\text{hazp}}=\frac{15,3-10,5}{19,1-10,5}=0,56$;

$$l=2,0$$
M; $t''_2=16,8$ °C; $t'_1=20,2$ °C; $\eta_{\text{naep}}=\frac{16,8-10,5}{20,2-10,5}=0,65$.

• при температуре наружного воздуха +1,0°C:

$$l=0.5$$
M; $t''_2=14.1$ °C; $t'_1=18.0$ °C; $\eta_{naxp}=\frac{14.1-10.9}{18-10.9}=0.45$;

$$l=1,0\text{m}; \qquad \qquad t\text{''}_2=16,0\text{°C}\;; \qquad \qquad t\text{'}_1=19,0\text{°C}; \qquad \eta_{\text{\tiny maxp}}=\frac{16,0-10,9}{19,0-10,9}=0,63\;;$$

$$l=2,0\text{m}; \qquad \qquad t\text{''}_2=17,2\text{°C}\;; \qquad \qquad t\text{'}_1=20,3\text{°C}; \qquad \eta_{\text{\tiny maxp}}=\frac{17,2-10,9}{20,3-10,9}=0,67\;.$$

На основании полученных данных построим график изменения эффективности исследуемого теплоутилизатора по длине утилизатора (рисунок 4.16)

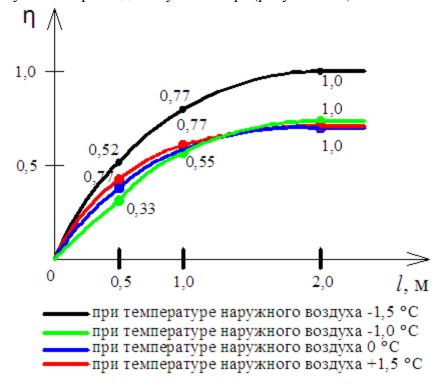


Рисунок 4.16 – График изменения эффективности исследуемого теплоутилизатора по длине утилизаторапри противоточном движении теплоносителей без фазовых превращений

Эффективность теплообменников заводского изготовления составляет около 60%. Полученное значение эффективности исследуемого теплоутилизатора выше эффективности теплообменников заводского изготовления, что свидетельствует о правильном выборе конструкции теплоутилизатора и его высокой энергоэффективности. Полученные данные позволяют судить о работе теплоутилизатора в переходный период года, для дальнейшего изучения и анализа эффективности работы теплоутилизатора исследования будут продолжены в холодный период при отрицательных температурах наружного воздуха, характерных для региона строительства г. Полоцка.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В отопительно-вентиляционной технике в настоящее время наметились тенденции по активизации работ в направлении снижения энергопотребления путем дальнейшего совершенствования технологических схем тепловоздухоснабжения зданий за счет утилизации теплоты удаляемого воздуха, использования солнечной и ветровой энергии, рекуперации трансмиссионной теплоты и оптимизации теплового и воздушного режимов зданий средствами автоматического управления и компьютеризации.

В настоящей работе выполнен анализ и обобщение опыта, литературных источников по тематике проводимых исследований, изучены конструктивные решения и технологические схемы систем воздушного отопления, проработаны теоретические положения и методики расчета систем утилизации вторичных энергоресурсов и использования энергоэффективных архитектурно-строительных и планировочных решений для создания комфортного микроклимата с меньшими затратами энергоресурсов и материальных средств.

Наиболее эффективными технологическими комплексного схемами тепловоздухоснабжения зданий являются системы воздушного обогрева зданий, совмещенные приточной вентиляцией. которых возможно применение энергоэффективных теплопотребления приемов снижения счет рекуперации трансмиссионной теплоты, утилизации теплоты удаляемого воздуха, использования солнечной и ветровой энергии, а также круглогодичного использования низкопотенциальной теплоты в системах кондиционирования микроклимата. В таких системах достигается снижение металлоемкости в 2 раза по сравнению с панельно-лучистым и в 6 раз с водяным радиаторным отоплением, расход сетевой воды снижается на 40%, расходы на вентиляцию за счет утилизации теплоты удаляемого воздуха снижаются более чем на 70%, упрощается автоматизация и повышается надежность в результате понижения водяного объема системы, снижается опасность размораживания системы воздушного обогрева и упрощается диспетчеризация и дистанционное управление при компьютеризации, энергопотребление насосного оборудования.

Разработаны схемы инновационной технологии тепловоздухоснабжения зданий с модернизированными технологическими чердаками навесными вентилируемыми И светопрозрачными фасадами, схема энергоресурсоэффективного тепловоздухоснабжения зданий с технологическими чердаками и рекуперацией вторичной теплоты, инновационное устройство тепловой вентиляции многоэтажных зданий, устройство приточной вентиляции здания с регулируемой инфильтрацией наружного воздуха по инновационной технологии тепловоздухоснабжения зданий и инновационная технология утепляющей оболочки здания, в которых предусмотрена рекуперация теряемой зданием трансмиссионной теплоты, теплоты удаляемого вытяжного вентиляционного воздуха и природной теплоты солнечной радиации для обогрева и вентиляции с целью значительного снижения теплопотребления от внешних источников, а в перспективе и полного обеспечения тепловой и электрической энергией в автономном режиме эксплуатации зданий за счет вторичных и природных энергоресурсов.

Рациональное использование тепловой и электрической энергии, природных и вторичных источников, утилизации тепловых отходов и низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов на основе передовых достижений науки и техники, позволяющих снизить энергопотребление в строительной отрасли и повысить термодинамическую эффективность в коммунально-бытовой сфере экономики, являются стратегической базой при дальнейшем решении задач по снижению энергоемкости в градостроительстве.

PolotskSU

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1. Шонина H.A., Вентиляция для многоэтажных жилых зданий [Электронный ресурс]. URL: http://www.abok.ru/for/spec/articles.php?nid=5599 (дата обращения: 05.10.2018).
- 2. Малахов М. А., Савенков А. Е. Опыт проектирования естественно-механической вентиляции в жилых зданиях с теплыми чердаками [Электронный ресурс]. URL: http://www.abok.ru/for spec/html (дата обращения: 05.10.2018).
- 3. Рекомендации по проектированию железобетонных крыш с «тёплым» чердаком для многоэтажных жилых зданий//ЦНИИЭП жилища.- Стройиздат,1986.-24с.
- 4. Малявина Е. Г., Бирюков С. В., Дианов С. Н., Вентиляция жилых домов с теплым чердаком [Электронный ресурс]. URL: http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=2399 (дата обращения: 05.10.2018)
- 5. Табунщиков Ю. А., Бродач М. М., Шилкин Н. В. Опыт реконструкции многоквартирного жилого дома в Копенгагене [Электронный ресурс]. URL: http://www.abok.ru/for spec/articles.php?nid=1660 (дата обращения: 05.10.2018).
- 6. Патент № 8998, Республика Беларусь, МПК F24D7/00. Устройство приточной вентиляции здания, совмещенной с его обогревом / Липко В.И., Липко С.В., Самохвал Е.А., Широкова О.Н.; заявитель и патентообладатель Полоцкий государственный университет. №и20120681; заявл. 16.07.2012; опубл. 28.02.2013 / Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтелектуал. уласнасці. 2013.
- 7. Энергоэффективное автономное тепловоздухоснабжение малоэтажных герметичных зданий, О. Н. Широкова, В. И. Липко // Материалы 3-й международной научнопрактической конференции «Проблемы инновационного биосферно-совместимого социально-экономического развития в строительном, жилищно-коммунальном и дорожном комплексах». Брянск, 2013. Том 2. с. 81-88.
- 8. Патент № 947, Республика Беларусь, МПК Е06В7/02,7/10/.Приточный вентиляционный оконный блок / ЛипкоВ.И.; заявитель и патентообладатель Полоцкий государственный университет. №и20020379; заявл. 04.12.2002; опубл. 30.09.2003/Афіцыйны бюл. /Нац. цэнтр інтелектуал.уласнасці. 2003.
- 9. В. И. Липко, Е. С. Добросольцева, С. В. Ланкович, Построение физической и математической моделей к вопросу теории расчета рекупкративного теплообмена при инфильтрации приточного воздуха через энергосберегающие вентилируемые двухслойные стеклопакеты с утилизацией трансмиссионной теплоты // Материалы 3-й международной научно-практической конференции «Проблемы инновационного биосферно-совместимого социально-экономического развития в строительном, жилищ-но-коммунальном и дорожном комплексах». Брянск, 2013. Том 2. с. 75-81.
- 10. СНБ 3.02.04-03 Жилые здания / Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь. Минск. 2003
- 11. Липко В. И. Вентиляция герметизированных зданий. Т.1 Новополоцк: Полоцкий государственный университет, $2000 \, \Gamma. 300 \, c$ ил.
- 12. Липко В. И. Вентиляция герметизированных зданий. Т.2 Новополоцк: Полоцкий государственный университет, 2000 г. 246 с ил.Липко
- 13. Липко В.И. Энергоресурсоэффективное тепловоздухоснабжение гражданских зданий. В 2-х томах. Т.1 Новополоцк: Полоцкий государственный университет, 2004 г. 212 с.: ил.
- 14. Липко В.И. Энергоресурсоэффективное тепловоздухоснабжение гражданских зданий. В 2-х томах. Т.2 Новополоцк: Полоцкий государственный университет, 2004 г. 212 с.: ил.
- 15. Технологический чердак здания: патент 9618и. Республика Беларусь, МПК (2006.01) Е04Н1/02/ В.И. Липко, Е.С. Добросольцева, С.В. Липко, С.В. Ланкович; заявитель Полоцкий государственный университет. №и20130302; заявл. 09.04.2013; опубл. 30.10.2013 // Афіцыйны бюл / Нац. цэнтрінтелектуал. уласнасці. 2013.

- 16. Рекуперативное устройство приточно-вытяжной вентиляции здания: патент № 8381, Республика Беларусь, МПК F24D7/00/ В.И.Липко, С.В.Липко; заявитель и патентообладатель Полоцкий государственный университет. №и20120004; заявл. 01.02.2012; опубл. 04.03.2012г./ 4 с.: ил.
- 17. Ланкович С. В. Инновационная модернизация технологических чердаков и разработка теоретических основ тепломассообменных процессов многоэтажных зданий Магистерская диссертация, Новополоцк 2015
- 18. Технический кодекс установившейся практики: ТКП 45-2.04-43-2006 (02250). Строительная теплотехника. Строительные нормы проектирования. Минск: Минстройархитектуры Респ. Беларусь, 2007. 32 с.
- 19. СНБ. 4.02.01-03 Отопление вентиляция и кондиционирование воздуха. Минск: Минстройархитектуры, 2003.
- 20. Методика расчета рекуперативного телообмена при инфильтраципи приточного воздуха через двухслойный вентилируемый оконный стеклопакет, В. И. Липко, Е. С. Добросольцева, С. В. Ланкович // Тезисы докладов международной научно-практической конференции «Технологические тенденции повышения промышленной экологической безопасности, охраны окружающей среды, рациональной и эффективной жизнедеятельности человека». Минск, 2013. с. 347-355.
- 21. Устройство приточно-вытяжной вентиляции здания: пат. 7952 Республика Беларусь, МПК (2011) F24F7/00/ В.И.Липко, С.В.Липко; заявитель Полоцкий государственный университет. №и20110378; заявл. 13.05.2011; опубл. 15.11.2011//Афіцыйны бюл/Нац. цэнтр інтелектуал. уласнасці. 2011.
- 22. Богословский, В.Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): учебник для вузов. М.: Высш. школа, 1970. 376 с.
- 23. Строительная климатология: СНБ 2.04.02-2000 / Минстройархитектуры Респ. Беларусь. Минск, 2001
- 24. Заявка на патент на изобретение «Устройство тепловой вентиляции»№а 20180415 от 04.10.2018
- 25. Русланов, Г.В. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий / Г.В. Русланов, Э.Л. Ямпольский. Киев: Будивельник, 1983. 272 с.
- 26. Заявка на патент на изобретение «Устройство приточной вентиляции здания» от 09.11.2018г.
- 27. Воздухоприточное устройство: Патент №4963, Республика Беларусь, МПК F24F13/08, Липко В.И.; заявитель и патентообладатель Полоцкий государственный университет. №а19990196; заявл. 26.02.1999; опубл. 30.03.2003г. // Афіцыйны бюл / Нац. цэнтрінтелектуал. уласнасці. 4с.: ил.- 2003.
- 28. Вентиляционное приточное устройство: Патент №4410, Республика Беларусь, МПК F24F13/08, Липко В.И., Борвонов В.А.; заявитель и патентообладатель Полоцкий государственный университет. №a19981165; заявл. 23.12.1998; опубл. 30.03.2002г. // Афіцыйны бюл / Нац. цэнтрінтелектуал. уласнасці. 4с.: ил.- 2003.
- 29. Пеноплэкс. Теплоизоляционные плиты. ОАО ЦНИИПромзданий, г. Москва, 2004г.
- 30. Здание с утепляющей оболочкой: патент Евразийское патентное ведомство 008576 / Л.Н. Данилевский, В.М. Пилипенко, В.А. Потерщук. Опубл. 29.06.2007.
- 31. Отопительно-вентиляционная система здания: пат. 1134 Респ. Беларусь, МПК F 24 D 7/00 / В.И. Липко; заявитель Полоц. Гос. ун-т. № u 20030177; заявл. 21.04.03; опубл. 30.12.03 // Афіцыйны бюл./ Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2004. №2. С. 125
- 32. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. 2-е изд., перераб. и доп. М. Стройиздат, 1982. 312с.
- 33. Богословский В.Н., Поз, М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. М. Стройиздат, 1983. 320с., ил.

- 34. Патент № 5954А, Республика Беларусь, МПК F24F7/04/, E04F 17/04/ Оголовок вытяжного вентиляционного блока / Липко В.И., Борвонов В.А.; заявитель и патентообладатель Полоцкий государственный университет. №а; 20000367 заявл. 18.04.2000; опубл. 30.03.2004
- 35. Фасадная система ПОЛИАПЛАН. Рекомендации по проектированию и применению для строительства и реконструкции зданий. М.: ЦНИИЭП жилища, 2003. 90 с.
- 36. Хрусталёв, Б.М. К вопросу теплового режима приквартирных остеклённых пространств/Б.М. Хрусталёв, В.Д. Акельев, В.Д. Сизов//Строительная наука и техника. 2011. №1. С. 17-21.
- 37. Патент № 892, Республика Беларусь, МПК (2002) F24F13/08/ Устройство приточной вентиляции здания / Липко В.И., Бендо А.Н.; заявитель и патентообладатель Полоцкий государственный университет. №и20020288; заявл. 15.10.2002; опубл. 30.06.2003
- 38. Бажан П.И. и др. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е.Каневец, В.М.Селиверстово М.: Машиностроение, 1989. 367c.
- 39. Оптимизация конструкции рекуперативных теплообменников и схем их использования / Данилевский Л.Н. // Строительная наука и техника. − 2007 №6 − с.55-60
 - 40. Тарифы на тепловую энергию для населения [Электронный ресурс]
- 41. Руководство по эксплуатации устройства для измерения и контроля температуры УКТ38-Щ4-ТС
- 42. Заявка на патент на изобретение «Здание с утепляющей оболочкой» от 19.12.2018г.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по научной работе Полоцкого государственного

√ниверситета/

Д.О. Глухов 2018г.



Инжене» УП «Экспериментальная

И.А. Примак

10 2018r.

база (Ветринская)

AKT

о внедрении результатов научно-исследовательской работы аспиранта Полоцкого государственного университета Ланкович С.В. в деятельности организации УП «Экспериментальная база «Ветринская»»

Мы. нижеподписавшиеся, представители отдела сопровождения научных исследований начальник ОСНИ Полоцкого государственный университет Т.В. Гончарова, декан инженерно-строительного факультета, к.т.н., доцент А.А. Бакатович, уководитель, к.т.н., доцент В.И. Липко, с одной стороны, и директор УП «Экспериментальная база «Ветринская»» С.Г. Мазынский, с другой стороны, составили настоящий акт об использовании результатов законченной научно-исследовательской работы аспиранта университета C.B. Ланкович ПО Полоцкого государственного «Энергоресурсоэффективные инженерные системы тепловоздухоснабжения зданий» в цеятельности организации УП «Экспериментальная база «Ветринская»».

Результаты научно-исследовательской работы будут использованы при реконструкции и строительстве домов приусадебного типа и при модернизации систем вентиляции жилых зданий.

Начальник ОСНИ Т.В. Гончарова « Дар» ______ 10 ____ 2018г.

Научный руководитель к.т.н., доцент

<u> Јиш — В.И. Липко</u> «22» <u>10</u> 2018г.

125

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по научной работе Полоцкого государственного

университета

Д.О. Глухов 2018г.

AKT

об использовании (внедрении) результатов научно-исследовательской работы аспиранта Полоцкого государственного университета Ланкович С.В. в деятельности проектного института реконструкции и строительства Полоцкого государственного университета

сопровождения научных нижеполписавшиеся, представители отдела исследований начальник ОСНИ Полоцкого государственный университет Т.В. Гончарова и научный руководитель, к.т.н., доцент В.И. Липко, начальник проектного института реконструкции и строительства Лисовский В.В., с одной стороны, декан инженернофакультета, к.т.н., доцент А.А. Бакатович, и заведующая кафедрой строительного теплогазоводоснабжения и вентиляции Т.И. Королёва, с другой стороны, составили настоящий акт об использовании результатов законченной научно-исследовательской работы аспиранта Полоцкого государственного университета С.В. Ланкович по теме «Энергоресурсоэффективные инженерные системы тепловоздухоснабжения зданий» в деятельности проектного института реконструкции и строительства Полоцкого государственного университета.

Результаты научно-исследовательской работы будут использованы при проектировании новых и реконструкции уже существующих многоэтажных зданий с технологическими чердаками.

Начальник ОСНИ ———————————————————————————————————	 Декан инженерно-строительного факультета, к.т.н., доцент ————————————————————————————————————
Научные руководители к.т.н., доцент В.И. Липко « 2018г.	Заведующая кафедрой теплогазоводоснабжения и вентиляции Т.И. Королёва 2018г.
Начальник ПИРС Полоцкого государственного университета В.В. Лисовский 2018г.	

ПРИЛОЖЕНИЕ В



об использовании (внедрении) результатов научно-исследовательской работы аспиранта Полоцкого государственного университета Ланкович С.В. в деятельности института повышения квалификации учреждения образования «Полоцкий государственный университет»

отдела сопровождения научных нижеподписавшиеся, представители исследований начальник ОСНИ Полоцкого государственный университет Т.В. Гончарова и научный руководитель, к.т.н., доцент В.И. Липко, директор института повышения квалификации Позднякова И.А., с одной стороны, начальник учебно-методического отдела Н.А. Борейко и заведующая кафедрой теплогазоводоснабжения и вентиляции Т.И. Королёва, с другой стороны, составили настоящий акт об использовании результатов законченной научно-исследовательской работы аспиранта Полоцкого государственного университета C.B. ПО теме «Энергоресурсоэффективные инженерные Ланкович тепловоздухоснабжения зданий» в учебном процессе института повышения квалификации Полоцкого государственного университета

Результаты научно-исследовательской работы будут использованы в лекционных материалах слушателей специальности 1-70 04 71 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» при изучении дисциплины ««Основы энергосбережения», а так же при выполнении курсовых и дипломных работ.

Начальник ОСНИ Т.В. Гончарова «18» 10 2018г.	Начальник учебиб-методического отдела Н.А. Борейко «18 » 2018г.
Научный руководитель к.т.н., доцент ————————————————————————————————————	Заведующая кафедрой теплогазоводоснабжения и вентиляции, к.т.н. доцент Т.И. Королёва (18) (2018г.
Директор ИПК Полоцкого госулар е твенного университета	

_И.А. Позднякова

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

УТВЕРЖДАЮ Проректор по научной работе Полоцкого государственного университета

Д.О. Глухов

AKT

об использовании (внедрении) НИР в госбюджетной теме кафедры теплогазоводоснабжения и вентиляции Полоцкого государственного университета №0118 «Энергоресурсосберегающие и природоохранные инновационные решения в зданиях и системах теплогазоснабжения, вентиляции, водоснабжения и водоотведения»

нижеподписавшиеся, представители отдела сопровождения исследований начальник ОСНИ Полоцкого государственный университет Т.В. Гончарова и руководитель темы, к.т.н., доцент В.И. Липко, с одной стороны, декан инженернофакультета, к.т.н., доцент А.А. Бакатович и заведующая кафедрой строительного теплогазоводоснабжения и вентиляции Т.И. Королёва, с другой стороны, составили настоящий акт об использовании результатов законченной научно-исследовательской работы аспиранта Полоцкого государственного университета С.В. Ланкович по теме «Энергоресурсоэффективные инженерные системы тепловоздухоснабжения зданий» в научно-исследовательской работе кафедры теплогазоводоснабжения и вентиляции ГБ НИР №0118 «Энергоресурсосберегающие и природоохранные инновационные решения в зданиях и системах теплогазоснабжения, вентиляции, водоснабжения и водоотведения» (2018-2022гг.), зарегистрированной в ГУ «Белорусский институт системного анализа и информационного обеспечения научно-технической сферы» (ГУ «БелИСА») Государственного комитета по науке и технологиям Республики Беларусь (№ гос. регистрации 20180223 от 14.03.2018): раздел 1: «Анализ и обобщение опыта использования систем теплоснабжения и вентиляции с утилизацией вторичных природных энергетических ресурсов и с применением альтернативных источников энергии», раздел 2: «Исследование энергоэффективных систем вентиляции зданий с ограждающими зданиями повышенной герметичности».

Начальник ОСНИ Т.В. Гончарова

Научные руководители

к.т.н., доцент

(18)» В.И. Липко (18)» 12 2018г.

Декан инженерно-строительного

факультета, к.т.н., доцент

А.А. Бакатович /2 2018r.

Заведующая кафедрой теплогазоводоснабжения и

вентиляции

Т.И. Королёва *12* 2018 σ.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
Полоцкого государственного
университета
Л.О. Глухов

Д.О. Глухов 22» 10 2018г. УТВЕРЖДАЮ
Директор НМУ ОЛО «Трест Белеан техмонтаж №1»

МАЛ Энешевич
2018г.

AKT

о внедрении результатов научно-исследовательской работы аспиранта Полоцкого государственного университета Ланкович С.В. в деятельности организации Новополоцкого монтажного управления ОАО «Трест Белсантехмонтаж №1»

Мы, нижеподписавшиеся, представители отдела сопровождения научных исследований начальник ОСНИ Полоцкого государственный университет Т.В. Гончарова, декан инженерно-строительного факультета, к.т.н., доцент А.А. Бакатович, научный руководитель, к.т.н., доцент В.И. Липко, с одной стороны, и директор Новополоцкого монтажного управления ОАО «Трест Белсантехмонтаж №1» М.А. Элешевич и инженер ОПО НМУ ОАО «Трест Белсантехмонтаж №1» И.В. Гапеев, с другой стороны, составили настоящий акт об использовании результатов законченной научно-исследовательской работы аспиранта Полоцкого государственного университета С.В. Ланкович по теме «Энергоресурсоэффективные инженерные системы тепловоздухоснабжения зданий» в деятельности Новополоцкого монтажного управления ОАО «Трест Белсантехмонтаж №1».

Результаты научно-исследовательской работы использованы при реконструкции и строительстве жилых многоэтажных зданий с технологическими чердаками.

Начальник ОСНИ
Т.В. Гончарова

Инженер ОПО НМУ ОАО «Трест Белсантехмонтаж №1»

И.В. Гапеев (92)) 10 2018г.

Декан инженерно-строительного факультета, к.т.н., доцент

72.» 10 2018г.

Научный руководитель

к.т.н., доцент

В.И. Липко

«22» 10 2018r