

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

На правах рукописи

ВДОВИЧЕВ Антон Андреевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЛАСТИНЧАТЫХ
РЕКУПЕРАТОРОВ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

Специальность: 2.1.3. – Теплоснабжение, вентиляция,
кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
УЛЯШЕВА Вера Михайловна

Санкт-Петербург – 2023 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА	10
1.1 Экономические предпосылки повышения энергоэффективности зданий и сооружений	10
1.2 Особенности современных технологических решений повышения энергоэффективности зданий.....	14
1.3 Использование низкопотенциальных источников теплоты с целью повышения энергоэффективности систем кондиционирования воздуха.....	17
1.4 Технические особенности аппаратов утилизации теплоты.....	19
1.4.1 Системы утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем	21
1.4.2 Утилизаторы теплоты регенеративного типа	25
1.4.3 Воздухо-воздушные теплообменные аппараты рекуперативного типа	29
1.5 Основной комплекс определяемых параметров пластинчатого перекрестно-точного утилизатора теплоты.....	34
1.6 Проблема инееобразования в кассете воздухо-воздушных пластинчатых рекуператоров теплоты.....	36
Выводы по первой главе.....	44
2 ОСОБЕННОСТИ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО И ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕКРЕСТНО-ТОЧНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО РЕКУПЕРАТОРА.....	45
2.1 Применение CFD-моделирования для описания процессов тепломассопереноса и газодинамики в пластинчатом перекрестно-точном теплоутилизаторе	45
2.2 Построение геометрии модели и генерация расчетной сетки.....	47
2.4 Описание математической модели.....	49
2.5 Теоретические основы инженерного расчета пластинчатых перекрестно- точных рекуператоров	52
2.5.1 Методика расчета теплопередачи на основе безразмерных показателей	52

2.5.2	Методика инженерного расчета с использованием линейного среднетемпературного напора	59
2.5.3	Методика определения аэродинамического сопротивления пластинчатого рекуператора	61
2.6	Результаты предварительного исследования модели теплопередачи	63
	Выводы по второй главе	70
3	СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА С РЕЗУЛЬТАТАМИ СТЕНДОВОГО ЭКСПЕРИМЕНТА И ДАННЫМИ ПРОИЗВОДИТЕЛЯ РЕКУПЕРАТОРА	71
3.1	Описание экспериментального стенда и измерительных приборов	72
3.2	Разработка модели кассеты перекрестно-точного рекуператора	78
3.3	Описание математической модели	85
3.4	Сопоставление результатов численного эксперимента и технических данных рекуператора ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60	87
3.5	Рационализация методики инженерного расчета перекрестно-точного рекуператора	97
3.6	Разработка программы теплового расчета пластинчатого перекрестно-точного рекуператора	111
3.7	Методика и результаты экспериментальных исследований на стенде «Перекрестно-точный пластинчатый рекуператор»	113
	Выводы по третьей главе	122
4	ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЛАСТИНЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ И ФОРМИРОВАНИЯ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР В КАНАЛАХ УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА	124
4.1	Основные способы увеличения передачи теплоты в пластинчатом воздухо-воздушном рекуператоре	124
4.2	Совершенствование компактной поверхности теплообмена пластинчатого рекуператора теплоты	126

4.3 Построение расчетной сетки и задача граничных условий моделируемых рекуператоров	130
4.4 Результаты моделирования модифицируемых моделей рекуператоров	134
4.5 Конструкция пластинчатого перекрестно-точного рекуператора с дополнительным оребрением.....	140
4.6 Исследование особенностей инееобразования кассеты перекрестно-точных рекуператоров	143
4.6.1 Моделирование теплопереноса однокомпонентной системы.....	143
4.6.2 Моделирование тепломассопереноса бинарной системы	147
Выводы по четвертой главе	154
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	156
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	158
Приложение А – Сопоставление результатов математического моделирования и инженерного расчета исследуемых моделей рекуператоров...	172
Приложение Б – Данные по перепаду полного давления в канале исследуемых моделей рекуператоров.....	177
Приложение В – Результаты статистической обработки данных стендового эксперимента.....	179
Приложение Г – Результаты исследования распределения температур	180
Приложение Д – Распределение массовой доли водяного пара в канале удаляемого воздуха	200
Приложение Е – Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ	204
Приложение Ж – Внедрение результатов исследования	205

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Стратегической задачей нашей страны является повышение энергетической эффективности строящихся и эксплуатируемых зданий. К современным энергосберегающим технологиям относят: повышение термического сопротивления наружных ограждений и минимизацию инфильтрации, автоматизацию работы системы отопления, снижение водо- и теплотребления систем горячего водоснабжения, рационализацию объемно-планировочных решений и др.

При внедрении технологий энергосбережения одной из ключевых проблем становится рост затрат тепловой энергии системы отопления на нагревание приточного воздуха при обеспечении санитарно-гигиенических норм воздухообмена. Это, а также безвозвратное удаление нагретого вытяжного воздуха, является существенным недостатком, препятствующим значительному снижению теплотребления и экономии энергии. При таком режиме воздухообмена за отопительный период здание может потерять столько же энергии, сколько трансмиссией через наружные ограждения. Способом решения данной проблемы является организация системы механической вентиляции или кондиционирования воздуха (СКВ) с применением устройств теплорекуперации, позволяющих использовать низкопотенциальную теплоту удаляемого воздуха в качестве вторичного энергоресурса (ВЭР). В результате актуальным становится вопрос совершенствования конструкции теплообменника, рассмотрение возможности функционирования устройства при отрицательных температурах наружного воздуха, а также исследование методик теплового расчета.

Степень разработанности темы исследования. Существенный вклад по исследованию процессов теплопереноса и газодинамики в пластинчатых рекуператорах получен в работах: О.А. Аверковой, С.М. Анисимова, Н.В. Белоногова, В.Н. Богословского, Л.Д. Богуславского, Е.П. Вишневого, А.Н. Гвоздкова, М.Е. Дискина, В.С. Ежова, А.И. Еремкина, И.Ю. Игнаткина, С.И. Исаева, Л.М. Коваленко, О.Я. Кокорина, А.И. Липа, К.И. Логачева, В.К. Мигая,

А.Э. Пиира, М.Я. Поза, В.А. Пронина, А.М. Протасевича, А.Г. Сотникова, А.Б. Сулина, В.А. Уварова, V.M. Case, H. Hausen, C. Ionescu, Kyung Rae Kim, J. Kragh, Jae Keun Lee, A.L. London, G.E. Vlad и др.

Цель работы заключается в разработке способа рационализации конструкции перекрестно-точных пластинчатых воздухо-воздушных рекуператоров на основе численного моделирования, а также обеспечении режима работы в условиях предотвращения инееобразования на поверхности теплообмена.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- осуществить комплексное исследование существующих систем утилизации низкопотенциальной теплоты удаляемого воздуха;
- рассмотреть способы предотвращения инееобразования на поверхности теплообмена в каналах удаляемого воздуха;
- произвести математическое моделирование влияния степени детализации расчетной сетки на точность решения применяемых уравнений газодинамики и теплопереноса;
- разработать схему и модернизировать лабораторную установку для осуществления экспериментальных исследований с целью проверки соответствия данных моделирования, инженерного расчета с результатами эксперимента;
- разработать методику построения упрощенной математической модели кассеты рекуператора, применяемой в лабораторной установке;
- разработать методику, алгоритм и программу инженерного расчета перекрестно-точного теплоутилизатора;
- на основе результатов численного эксперимента произвести рационализацию конструкции теплообменной поверхности с целью повышения ее энергоэффективности;
- выполнить исследование по формированию зон отрицательных температур в кассете рекуператора и возможности применения решений, предотвращающих инееобразование.

Объект исследования – воздухо-воздушный пластинчатый перекрестно-точный теплоутилизатор.

Предмет исследования – зависимости теплофизических, аэродинамических и безразмерных параметров теплообменивающихся сред математической модели от геометрии компактных развитых поверхностей рекуператора.

Методологической основой диссертационного исследования являются теоретические положения физико-математического описания процессов тепломассообмена и аэродинамики в пластинчатых рекуператорах на основе одномерного переноса и уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу.

Область исследования соответствует требованиям паспорта научной специальности ВАК: 2.1.3. – Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение: п. 4. «Разработка математических моделей, методов, алгоритмов и компьютерных программ, использование численных методов, с проверкой их адекватности, для расчета, конструирования и проектирования систем теплоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха, газоснабжения и освещения, охраны воздушного бассейна, защиты от шума зданий и сооружений, повышения их надежности и эффективности».

Научная новизна исследования заключается в следующем:

1. Доказана достаточность применения периодических граничных условий и модели турбулентности SST $k-\omega$ для оценки адекватности лабораторного и численного исследований пластинчатого рекуператора теплоты.

2. Установлена экспериментальная зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса для перекрестно-точных пластинчатых рекуператоров, обеспечивающая согласованность данных моделирования, инженерного расчета и результатов экспериментальных исследований.

3. Получена экспериментальная зависимость температурного коэффициента эффективности от числа Рейнольдса для пластинчатого рекуператора теплоты открытого типа.

4. Установлены экспериментальные зависимости температурного коэффициента эффективности от модифицированного критерия Фурье и

отношения водяных эквивалентов для перекрестно-точной схемы движения воздушных потоков в пластинчатых рекуператорах различных типоразмеров.

5. На основе численного эксперимента выявлены зоны конденсации и инееобразования на основе учета теплоты фазового перехода для пластинчатых перекрестно-точных рекуператоров с целью совершенствования конструктивного решения теплообменных поверхностей.

Теоретическая значимость диссертационного исследования заключается:

– в выявлении зависимостей температурного коэффициента эффективности от числа Нуссельта и модифицированного критерия Фурье для перекрестно-точных рекуператоров;

– в разработке математической модели пластинчатого утилизатора теплоты в программном комплексе ANSYS для обоснования рациональной конструкции рекуператора.

Практическая значимость диссертационного исследования заключается в разработке:

– программы теплового расчета пластинчатого перекрестно-точного рекуператора. Программа может использоваться в проектных организациях для подбора пластинчатых рекуператоров;

– конструктивных решений перекрестно-точных пластинчатых рекуператоров, повышающих температурную эффективность и защиту от инееобразования.

Положения, выносимые на защиту:

1. Математические модели кассеты пластинчатого рекуператора теплоты в программном комплексе ANSYS при различных вариантах конструктивных решений;

2. Математическая модель рекуператора, обеспечивающая сходимость теплофизических параметров моделирования с результатами экспериментального исследования и технической характеристикой рекуператора;

3. Экспериментальные зависимости температурного коэффициента эффективности от модифицированного критерия Фурье и отношения водяных

эквивалентов для перекрестно-точной схемы движения воздушных потоков в пластинчатом рекуператоре;

4. Конструкция перекрестно-точного рекуператора с повышенным температурным коэффициентом эффективности;

5. Данные по формированию области инееобразования и области выпадения конденсата на пластине перекрестно-точных рекуператоров в канале удаляемого воздуха.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность результатов исследования доказана сходимостью данных математического моделирования, теплового расчета и стендового эксперимента.

Основные положения и результаты работы обсуждались и докладывались на всероссийских и международных конференциях:

1. XVI Международная научная конференция «Качество внутреннего воздуха и окружающей среды», Флоренция, 16–29 сентября 2018 г.;

2. XX Международная научная конференция «Качество внутреннего воздуха и окружающей среды», Москва, 21–24 сентября 2022 г.;

3. V Международная научно-практическая конференция «Методология безопасности среды жизнедеятельности 2022», Симферополь, 3–7 октября 2022 г.

Публикации. Основные результаты диссертационного исследования опубликованы в 7 печатных работах, из которых 4 статьи в научных журналах, рекомендованных ВАК, 1 публикация, индексируемая базами данных Scopus, и 1 свидетельство о регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертация включает введение, четыре главы, заключение, список литературы из 136 наименований работ отечественных и зарубежных авторов и 7 приложений. Работа изложена на 171 странице основного текста и 35 страницах приложений, содержит 49 таблиц, 102 рисунка и 83 формулы.

1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1.1 Экономические предпосылки повышения энергоэффективности зданий и сооружений

Согласно федеральному закону №261 от 23.11.2009 под понятием энергоэффективность подразумевается отношение полезного эффекта от использования топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) к затратам топливно-энергетических ресурсов, а под энергосбережением – реализация технологических, экономических и иных мер, направленных на уменьшение объема используемых энергетических ресурсов при сохранении соответствующего полезного эффекта от их использования [91]. Однако необходимо учитывать, что повышение энергоэффективности зачастую связано с мероприятиями, которые достигаются посредством увеличения расхода энергоресурсов (например, улучшение энергетического баланса), и, если в этом случае экономический эффект превысит суммарные энергозатраты, то такие мероприятия можно отнести к энергосберегающим. Поэтому при рассмотрении энергоэффективности необходимо учитывать характер уменьшения потребления ТЭР и возрастание качества конечной продукции (повышение эффекта) [95].

Энергоэффективность зданий можно разделить на две составляющие: пассивную и активную. Первая заключается в том, чтобы применять пассивные системы или конструкции, тем самым снижая расходы энергетических ресурсов, которые необходимы для функционирования здания. Повышение второй составляющей выполняется посредством уменьшения расходов энергоресурсов, когда используются приборы и оборудование, потребляющие энергию и создающих конкретный продукт [77]. При рассмотрении проблемы энергоэффективности зданий и сооружений с экономической точки зрения можно обнаружить, что основанием к снижению затрат на сооружение и эксплуатацию как самого объекта, так и инженерных систем служит, в первую очередь,

сокращение запасов горючих ископаемых и, как следствие, их непрекращающееся удорожание.

Энергетический кризис 1973 г. послужил началом активной разработки технологий и мероприятий по энергосбережению. Большинство западных стран предприняло ряд мер по повышению энергосбережения и защите окружающей среды [80]. В то время была разработана целостная идеология экономии энергии, заключающаяся в комплексном подходе к снижению энергопотребления, что позволило открыть крупные исследовательские центры в Европе и США, в частности, на базе Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL) был сформирован отдел по энергосбережению в строительстве. В рамках программы по управлению энергетической эффективностью зданий в 1993 г. членами Европейского Союза (ЕС) была принята директива по ограничению выделения двуоксида углерода путем улучшения энергетической эффективности (SAVE) [109]. Среди задач директивы выделяются: определение текущих энергетических расходов на СКВ, центральное отопление и горячее водоснабжение (ГВС), составление энергетических паспортов зданий и сооружений, применение эффективной теплоизоляции для строящихся объектов и пр. Позже, в 2000 г., Советом ЕС была принята программа о многолетней программе содействия энергетической эффективности, которая включала в себя [110]: стимулирование мер по энергетической эффективности зданий, создание условий улучшения интенсивности энергопотребления в сфере конечного потребления.

Принятие данных нормативных актов послужило толчком к внедрению новых норм в Германии, Франции, Нидерландах и других странах [58]. Так, немецкая директива EnEV-2000 поставила основной задачей значительное снижение (до 30%) потребления первичной энергии в зданиях по сравнению с ранее имеющимися нормативами [135]. На рисунке 1.1 приведена нормируемая зависимость потребления энергии на отопление и ГВС здания от коэффициента компактности (отношение площади наружных ограждений к замкнутому объему). Величина энергопотребления согласно норме EnEV-2000 должна варьироваться

от 68 до 142 кВт·ч/(м²год) для новых строящихся зданий при температуре внутреннего воздуха $t_B = 19^\circ\text{C}$.

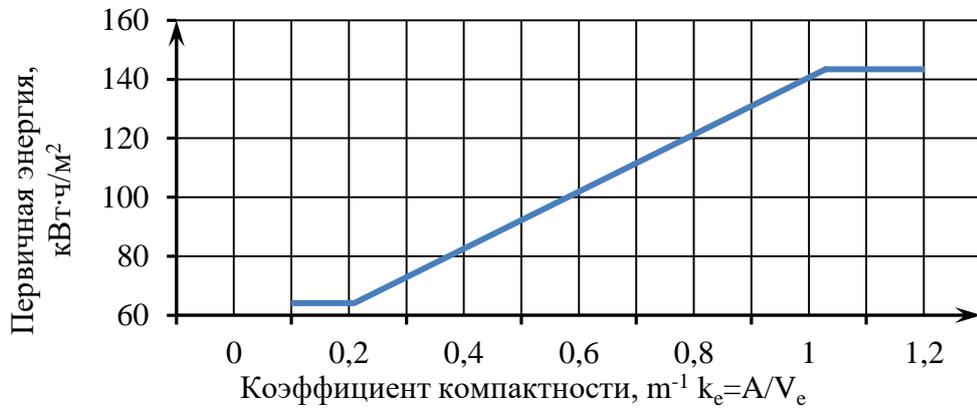


Рисунок 1.1 – Удельное потребление первичной энергии (на источнике) для жилых зданий

В 2008 г. Европейским Парламентом принята «Программа 20-20-20», предполагающая до 2020 г. уменьшить энергопотребление на 20%. А ее продолжение – «Дорожная карта 2050» – ставит задачей к 2050 г. снизить потребление первичной энергии на 30% по сравнению с 2005 г. без сокращения объема энергетических услуг [98].

В США одним из ключевых документов, направленных на решение проблемы энергосбережения, стал Energy Act 1992 г., который разрабатывался Министерством энергетики США со второй половины 80-х годов. Принятый документ закрепил следующие положения: создание системы льгот и субсидий для потребителей, которые выполняют требования по энергосбережению; введение программы нормативных документов и стандартов, нацеленных на снижение энергопотребления во всех отраслях; определены первичные мероприятия по энергосбережению [133].

В Российской Федерации за последнее время был принят ряд нормативных актов, направленных на повышение энергоэффективности [70, 72, 91]. Согласно Федеральному закону об энергосбережении №28-ФЗ до 1 января 2013 года все жилые здания и бюджетные учреждения должны были пройти энергоаудит, в результате чего получить энергетические паспорта с указанием класса

энергосбережения. Таким образом, нормативный акт заимствует практику зарубежных стран по выдаче зданиям энергетических сертификатов, где фиксируется уровень энергоэффективности, а также степень выбросов парниковых газов. Кроме того, в 2003 году были выпущены СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий», актуализированная версия которых СП 50.13330.2012 [85] закрепляет установленные показатели энергоэффективности для зданий различного назначения и устанавливает три нормируемых показателя тепловой защиты здания: приведенное сопротивление теплопередаче отдельных ограждающих конструкций $R_0^{пр}$, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$; удельная теплозащитная характеристика здания, $k_{об}$, $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{°C})$ (комплексное требование); температура на внутренних поверхностях ограждающих конструкций [48].

К существующим недостаткам данной нормативной документации можно отнести наличие коэффициента, учитывающего особенности регионального строительства m_p , применение которого позволяет снизить нормируемое значение приведенного сопротивления теплопередаче $R_0^{норм}$; недостаточную проработку методики учета влияния теплопроводных включений, а также завышенные тепlopоступления от бытовых источников и солнечной радиации, что негативно сказывается на развитии энергоэффективности в нашей стране [94].

Показательно то, что при сравнении норм удельных расходов тепловой энергии на отопление в Российской Федерации (ТСН 1999/2002) и Германии (EnEV-2002) значение параметра для первого случая при пересчете на немецкие климатические условия находится в диапазоне $55 \div 105 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$, а для второго составляет $40 \div 96 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ [58].

Кроме того, средняя энергоемкость систем отопления в многоквартирных домах в России равна $229 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$, в Германии – $80 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$, а в Швейцарии и вовсе, расход энергии на систему отопления – $55 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$. Таким образом, совершенствование законодательства, стандартов и внедрение новых технических решений в области энергоэффективности становится для нашей страны одной из первостепенных задач.

1.2 Особенности современных технологических решений повышения энергоэффективности зданий

В настоящее время к традиционным и передовым решениям, направленным на повышение энергоэффективности зданий, можно отнести: установку приборов учета потребления теплоты и автоматизированных узлов управления [53, 60]; рационализацию объемно-планировочных и архитектурных решений на стадии проектирования [87]; увеличение толщины слоя тепловой изоляции ограждений при определении солнечной инсоляции, а также оптимального расположения и толщины воздушной прослойки [52, 57, 131]; снижение нагрузки на инженерные системы при учете эксплуатационных и конструктивных факторов [116], повышение эффективности улавливания тепловой энергии местной вытяжной вентиляцией [1].

С целью выявления первостепенных способов повышения энергоэффективности в зданиях О.Д. Самариным было произведено исследование энергетического баланса группы общественных зданий для климатических условий Москвы в соответствии с методикой СТО 17532043-001-2005, которая позволяет учитывать затрачиваемые энергетические ресурсы и их снижение в случае внедрения энергосберегающих технологий. Получено следующее распределение затрат энергии на функционирование инженерных систем. Средние значения составляющих затрат для 12 исследуемых объектов: 1. Подогрев наружного воздуха – 52,27% (для механической вентиляции: 41,05%, при инфильтрации: 11,22%); 2. Трансмиссионные теплотери – 28,1%; 3. Подогрев воды для ГВС – 6,72%; 4. Затраты электроэнергии: 12,94% [76, 77, 86].

Автор делает вывод о том, что выполнение мероприятий по обустройству дополнительной теплоизоляции серьезно не повлияет на увеличении энергоэффективности общественных зданий и потребует дополнительных капиталовложений. Одним из передовых направлений становится утилизация теплоты вытяжного воздуха в теплообменных аппаратах различной конструкции, поскольку, исходя из полученной информации по энергетическому балансу (рис.

1.2), имеется значительное преобладание потерь теплоты при неорганизованном воздухообмене и затрат на нагрев воздуха в системе приточной вентиляции.

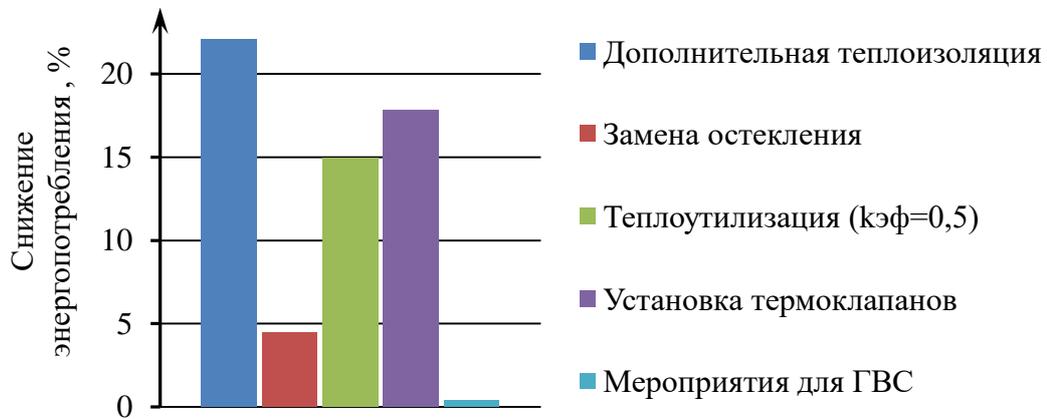


Рисунок 1.2 – Средние значения относительных снижений энергопотребления за счет использования энергосберегающих мероприятий в общественных зданиях, %

Проведенные вычисления снижения энергозатрат для 12 исследуемых зданий при реализации энергосберегающих мероприятий показали, вклад использования теплоутилизации (даже с низким коэффициентом эффективности) сопоставим с эффектом дополнительной теплоизоляции [78].

Анализ энергетического баланса показывает, что наибольшие затраты энергии уходят на нагревание наружного воздуха. Одной из причин такого результата является то, что вместе с установкой герметичных стеклопакетов, препятствующих неорганизованной инфильтрации воздуха, возникает проблема снижения качества воздушной среды и ухудшения работы естественных вытяжных СВ. В результате, в административных, общественно-бытовых и жилых зданиях устраивают неорганизованное проветривание, увеличивающее нагрузки на систему отопления. Предложенное в работе Н.В. Шилкина и Ю.В. Миллера применение регулировочных приточно-вытяжных клапанов, устанавливаемых в наружных стенах и в вытяжных шахтах, решает проблему частично [97]. По сути, данная технология является лишь средством ограничения сверхнормативного воздухообмена [82], не решающая проблему безвозвратного выброса удаляемого воздуха и обеспечения допустимых значений температуры и

влажности приточного воздуха, поступающего в помещение в холодный период года.

По мнению О.Я. Кокорина использование организованных приточных систем вентиляции с установкой аппаратов утилизации теплоты является единственным энергетически, экономически и социально оправданным методом существенного (до 60-80%) сокращения тепловых расходов на системы отопления и СКВ в зданиях различного назначения [44]. Схожее мнение приводится в статьях А.Л. Наумова, С.Ф. Серова и А.О. Будза [62] и М.М. Бродач [17], в которых отмечается важность применения систем утилизации теплоты, особенно в малоэтажных жилых зданиях с неустойчивой работой естественной вытяжной вентиляции.

Несмотря на то, что регулирование эффективности энергосберегающих решений вентиляции сложнее, чем регулирование тепловой защиты здания, которая зачастую осуществляется на стадии проектирования, установка энергосберегающих окон, ухудшающих естественный воздухообмен, приводит к необходимости использования централизованной рекуперации теплоты отработанного воздуха. Это позволит получить энергосберегающий эффект от установки стеклопакетов при снижении количества инфильтруемого воздуха. Одна из схем СКВ, описанная Е.Г. Малявиной [56], предполагает установку приточно-вытяжной механической вентиляции в жилые дома с использованием теплоутилизатора. Недостатками приведенных систем, замедляющими тенденцию внедрения данного решения, кроме дороговизны, являются затраты электроэнергии на транспортировку приточного воздуха, ухудшение ионного состава воздуха помещений, необходимый подогрев наружного воздуха при низких температурах, возможные дополнительные теплотери в вентиляционной камере и из воздуховодов.

1.3 Использование низкопотенциальных источников теплоты с целью повышения энергоэффективности систем кондиционирования воздуха

Низкопотенциальные (законсервированные) источники энергии представляют собой источники, при извлечении энергии от которых не осуществляется процесс горения. Наиболее распространенные низкопотенциальные источники представляют собой теплоту грунта и вод (морские, речные, подземные). В жилых и общественных зданиях, а также промышленных предприятиях в качестве источников низкопотенциальной энергии применяют вторичные энергоресурсы (ВЭР) (рис. 1.3).

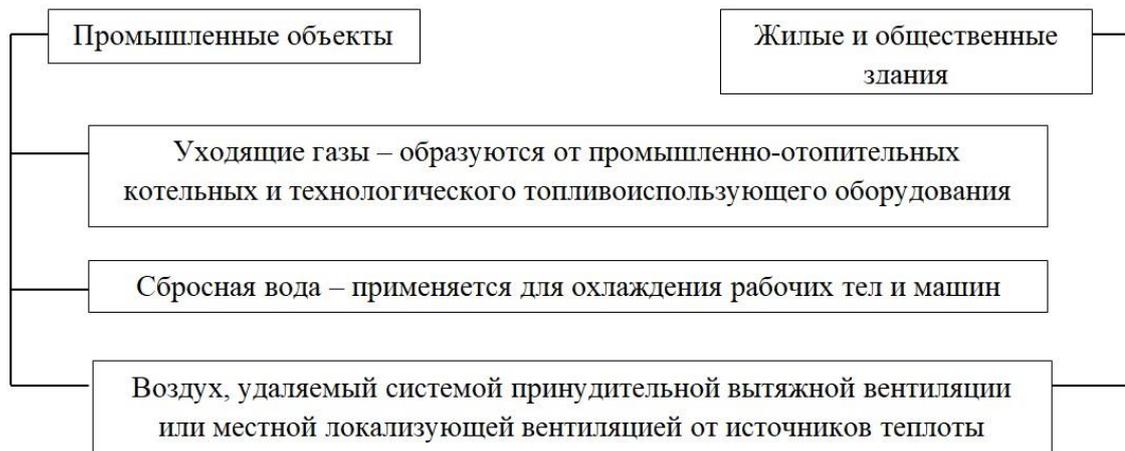


Рисунок 1.3 – Структура вторичных энергоресурсов, используемых в зданиях различного назначения

Проблемам повышения энергоэффективности систем кондиционирования и вентиляции воздуха посвящены работы отечественных и зарубежных ученых: В.Н. Богословского, М.Я. Поза, О.Я. Кокорина, Л.Д. Богуславского, А.Г. Сотникова, А.М. Протасевича, Е.М. Беловой, А.И. Еремкина, Т.И. Королева, Г.В. Данилина, А.И. Липа, В.М. Кейса (V.M. Case), А.Л. Лондона (A.L. London) и др.

Существенный вклад среди зарубежных ученых в исследование энергосберегающих технологий внесли: В.М. Кейс (V.M. Case), А.Л. Лондон (A.L. London) [41, 42], описавшие структуру аналитического изучения теплопередачи в различных теплообменных аппаратах, и предоставившие

результаты опытных исследований; К. Гендель (С. Händel) [117], который разработал методику расчета эффективности рекуператора, как устройства, использующего энергию возобновляемого источника; Х. Хаузен (Н. Hausen) [93], рассмотревший процессы теплопереноса, способы расчета распределения температур и потери напора в пластинчатых рекуператорах и регенеративных теплоутилизаторах.

Особого внимания заслуживают труды Ф. Асдрубали (F. Asdrubali), Дж. Балдинеллиа (G. Baldinellia) и др. [115], С. Валчева (S. Valchev), И. Михайлова (I. Mihaylov) [134], П. Мичалака (P. Michalak) [122]. В них на экспериментальном уровне исследовались изменения теплофизических характеристик рекуперативных установок, а также степень корреляции данных измерений и теоретического исследования.

К фундаментальными трудам отечественных ученых в области энергосберегающих технологий следует отнести работы В.Н. Богословского, М.Я. Поза, О.Я. Кокорина, А.Г. Сотникова [13, 14, 44, 45, 46, 47, 83], в которых подробным образом сформулированы основы физических процессов тепломассопереноса для различных типов теплоутилизаторов, отображены методики оценки эффективности утилизаторов, установлены основные особенности работы аппаратов в различных режимах, собраны данные экспериментов и математического моделирования.

Особое место среди трудов, уделяющих внимание энергоэффективности СКВ, занимают исследования Л.Д. Богуславского [15, 16]. Разработанный автором метод последовательной оптимизации позволяет выявить экономический эффект сравниваемых теплообменников в рамках климатических условиях указанной местности с учетом условий эксплуатации оборудования, производительности вентиляционных установок и сроков службы элементов системы. Стоит также отметить работу А.И. Еремкина, Т.И. Королевой, Г.В. Данилина и др. [100], в которой приведена методика оценки экономической эффективности утилизации теплоты различными способами.

В работах А.М. Протасевича, Е.М. Беловой и В.Н. Посохина [8, 69, 71] выполнен комплексный анализ современного состояния теплообменного оборудования для утилизации низкопотенциальных ВЭР, представлены режимы обработки наружного воздуха, перечислены применяемые передовые материалы.

Отдельное внимание заслуживает работа А.И. Липа [54], в которой подробно изложены способы обработки воздуха с применением современных теплообменных установок, включая процессы утилизации теплоты удаляемого воздуха. Помимо конструктивных особенностей теплообменников автором рассмотрены процессы изменения состояния воздуха в аппаратах тепловлажностной обработки, исследованы способы повышения передачи явной и полной теплоты наружному воздуху.

1.4 Технические особенности аппаратов утилизации теплоты

Применение системы утилизации теплоты ВЭР с целью повышения энергетической эффективности СКВ требует правильного предварительного подбора типа устройства. Такие факторы как назначение здания, санитарно-гигиенические требования, технологические особенности и режим работы системы кондиционирования воздуха и вентиляции, параметры наружного и удаляемого воздуха, производительность системы и другие особенности оказывают прямое влияние на целесообразность установки того или иного теплообменника. Зачастую не всегда высокие значения коэффициента эффективности теплообмена приводят к повышению экономического эффекта, что может быть связано с ростом приведенных затрат на устройство и эксплуатацию утилизаторов и расхода металла [100]. Кроме того, высокие значения коэффициента температурной эффективности может стать причиной повышения предельной температуры замерзания конденсата в потоке удаляемого воздуха [8].

В таблице 1.1 представлены основные достоинства и недостатки рассматриваемых далее теплоутилизаторов.

Таблица 1.1 – Характеристики утилизаторов теплоты

Тип утилизатора	Преимущества	Недостатки
<p>Системы утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем (СУПТ)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - исключение попадания вредных веществ в наружный воздух из удаляемого [83, 100]; - решают проблему утилизации теплоты при удаленном расположении приточной и вытяжной установок [71, 83, 99, 100,]; - очистка удаляемого воздуха от вредных веществ при использовании контактных устройств [83]; - возможность увлажнения наружного воздуха с низкими температурами в аппаратах контактного типа [8]; - использование системы для группы приточных и вытяжных установок [8]; - предотвращение инееобразования конденсата вытяжного воздуха при установке контактного теплообменника [8]. 	<ul style="list-style-type: none"> - низкая эффективность теплообмена утилизаторов, работающих в сухом режиме [62, 71, 83, 100]; - коррозионная активность сорбентов требует добавления в раствор теплоносителя ингибиторов [13, 83]; - наличие насосной группы увеличивает энергозатраты на работу системы теплоснабжения [8]; - металлоемкость и сложность системы (наличие трубопроводов, запорно-регулирующей арматуры, расширительных баков, аппаратов теплообмена и др.) [8, 71]; - необходимость установки бака для приготовления растворов незамерзающей жидкости или сорбента, прямков, системы слива и водоснабжения [8]; - необходимость применения технических решений для восстановления концентрации раствора сорбента в аппаратах контактного типа [8].
<p>Регенеративные утилизаторы теплоты</p>	<ul style="list-style-type: none"> - компактность объема насадки [71, 83]; - противоточное движение воздушных потоков [83]; - возможность применения насадок с малым эквивалентным диаметром [71, 83]; - достижение эффективности до 80% [62, 71, 83]; - низкое аэродинамическое сопротивление неглубокой насадки из-за передачи влаги наружному воздуху [71, 83]; - простое управление эффективностью процесса с использованием частотного преобразователя [83]; - низкая масса теплоаккумулирующей насадки [83]; - отсутствие системы отвода конденсата из удаляемого воздуха [71, 83]. 	<ul style="list-style-type: none"> - наличие вращающихся частей [71, 83,]; - потребление энергии электродвигателем [8]; - перенос вредных веществ при перетекании потоков [71, 83]; - сложность изготовления конструкции [69, 83]; - засорение теплообменной поверхности и необходимость ее периодической продувки для очистки [83]; - необходимость предварительного подогрева наружного воздуха до $t_n = -10^\circ\text{C}$ для обеспечения испарения всей влаги в потоке наружного воздуха [83]; - высокое аэродинамическое сопротивление нерегулярных насадок [83]; - необходимость укрупнения воздухоприготовительных центров [71].

Окончание таблицы 1.1

Тип утилизатора	Преимущества	Недостатки
Пластинчатые рекуператоры	<ul style="list-style-type: none"> - простота конструкции и надежность эксплуатации [8, 83]; - отсутствие (или минимальное количество) перетоков [8]; - низкое аэродинамическое сопротивление [8]; - предотвращение передачи вредных веществ из удаляемого воздуха [8, 83]; - возможность работы в «сухом» и «влажном» режиме [8]; - возможность полного исключения металла для изготовления теплообменника [16, 54, 83]. 	<ul style="list-style-type: none"> - низкая эффективность теплообмена кассеты с пластинами из обработанной бумаги в «сухом» режиме [8, 101]; - возможное инееобразование в теплообменнике при температуре наружного воздуха $t_n < 0^\circ\text{C}$ [8, 13, 71]; - влияние схемы организации воздушных потоков и положения аппарата на образование конденсата и его движение [8]; - увеличение аэродинамического сопротивления при выпадении конденсата и использовании противоточных схем движения теплоносителей [71].

1.4.1 Системы утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем

Теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем (СУПТ) являются устройствами, в которых имеется внешний контур циркуляции рабочего тела (вода, рассол, фреон), снимающего теплоту с удаляемого воздуха и передающего ее воздуху, поступающему в приточную камеру. Труды таких авторов, как В.Н. Богословский, М.Я. Поз, О.Я. Кокорин, А.Г. Сотников [13, 14, 44, 83], описывают различные схемы передачи теплоты и влаги утилизаторами с промежуточным теплоносителем. Современное состояние СУПТ отражено в трудах А.Н. Гвоздкова [27], А.В. Свердлова и А.П. Волкова [73], О.Я. Кокорин и А.П. Инькова [46], А.И. Серегина [81]. В них помимо технологического анализа представлены примеры установки утилизаторов на конкретных объектах.

На рисунке 1.4 указана наиболее полная классификация систем теплоутилизации данного типа.



Рисунок 1.4 – Типы утилизаторов теплоты с промежуточным теплоносителем

При рассмотрении систем утилизации с промежуточным теплоносителем стоит обратиться к статье А.Г. Аничкина [6], где приведены основные технологические схемы, выявлены их достоинства и недостатки, описаны способы предотвращения образования наледи в утилизаторах. Анализ показывает, что усложнение систем включением иных источников ВЭР, насосных групп и др. не всегда оказывает положительный эффект и может приводить к дополнительным затратам.

Совершенствование СУПТ привело к созданию универсальных систем блочного типа. Например, компанией «Fläkt Woods» был запатентован утилизатор тепла Esonet [79], в котором применяется теплообменник для нагрева и охлаждения приточного воздуха с возможностью подключения промежуточного теплообменника к холодильной машине, тепловой сети, либо тепловому насосу.

В отечественной практике данные системы применялись как основные устройства рекуперации теплоты вплоть до 90-х годов. Это связано с возможностью функционирования оборудования для нагревания наружного воздуха в области низких температур (ниже -5°C), где установка воздуховоздушных пластинчатых теплообменников на тот момент предполагала

осуществление энергозатратных технологических решений по предотвращению замерзания конденсата удаляемого воздуха [44].

К главному достоинству систем утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем относится их универсальность: теплообменные устройства за счет наличия контура циркуляции теплоносителя могут устанавливаться в приточных и вытяжных камерах, расположенных на удалении друг от друга, варьируясь в зависимости от требований обработки наружного воздуха, при необходимости обеспечивая увлажнение поступающего в камеру потока.

Система утилизации с промежуточным теплоносителем с точки зрения термодинамики менее совершенна по сравнению с воздухо-воздушными теплообменниками (рис. 1.5), так как наличие дополнительного теплоносителя увеличивает термодинамическую необратимость процессов и, как следствие, уменьшает тепловую эффективность [71].

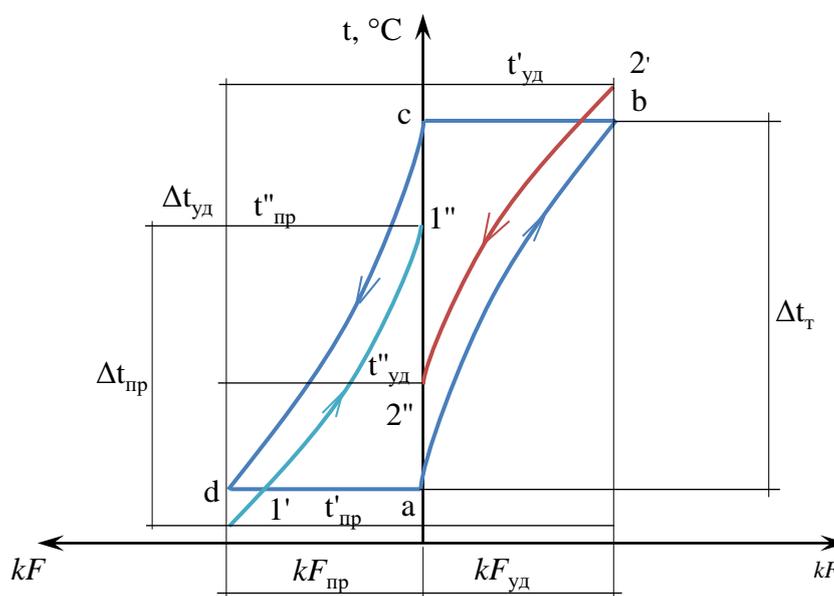


Рисунок 1.5 – Схема теплообменных циклов системы. 1'1'' и 2'2'' – нагрев и охлаждение первичного и вторичного теплоносителя; ab и cd – изобарный нагрев и охлаждение промежуточного теплоносителя; bc и da – изоэнтропийная циркуляция жидкости

Расчет таких систем осложняется наличием дополнительных параметров циркулирующей жидкости. При сведении конструктивных особенностей

теплообменника с промежуточным теплоносителем рекуперативного типа к числу A и условия постоянного влагосодержания коэффициент теплопередачи можно определить как

$$k = A(vp^n)\omega^m, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{град}) \quad (1.1)$$

Можно увидеть, что на коэффициент оказывает влияние как скорость воды в трубах ω , так и массовая скорость воздуха vp . Опытным путем установлено, что наиболее рациональной скоростью движения жидкости в режиме нагрева воздуха является $\omega = 0,12 - 0,14$ м/с, что при температуре воды $t_{\phi} = 70^{\circ}\text{C}$ соответствует началу турбулентного режима. Это вызвано тем, что дальнейшее повышение скорости циркуляции приводит к возрастанию гидравлического сопротивления без значительного увеличения коэффициента K [44]. В случае расчета комбинированных систем, когда, например, реализуется процесс конденсации влаги из удаляемого воздуха с целью упрощения расчета коэффициента K одним из решений была предложена замена реального режима охлаждения и осушения на процесс сухого охлаждения с сохранением постоянства влагосодержания d и перепада энтальпии ΔI удаляемого воздуха (рис. 1.6).

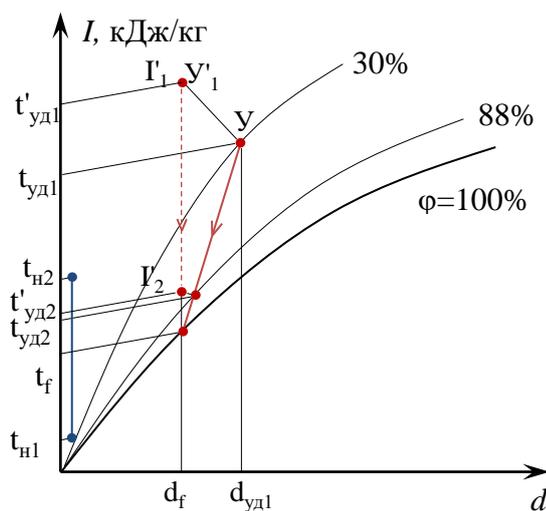


Рисунок 1.6 – Замена на «сухой» режим охлаждения удаляемого воздуха при расчете рекуператоров с промежуточным теплоносителем

Для предотвращения образования наледи при конденсации водяных паров из удаляемого влажного воздуха ($\varphi > 30\%$) в СУПТ используются различные технические и конструкционные решения в зависимости от типа теплообменника. В поверхностных аппаратах применяется периодическое отключение насоса циркуляционного трубопровода или вентилятора приточной камеры, подача теплоносителя через регулировочный клапан из тепловой сети, закрытие воздушных клапанов на притоке или применение обводной линии. В ходе испытаний установлено, что при автоматическом контроле температуры теплоносителя-антифриза на уровне $t_{аф} > -6\text{ }^{\circ}\text{C}$ возможна работа теплообменника без образования наледи [44]. Обычно для предотвращения возможного выпадения конденсата принимают температуру теплоносителя на $1 \div 1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше температуры точки росы удаляемого воздуха [71]. В контактных аппаратах одним из решений проблемы инееобразования является поглощение водяного пара путем применения сорбирующих растворов (хлористого кальция CaCl_2 , хлористого лития LiCl и хлористого натрия NaCl) [8, 13].

1.4.2 Утилизаторы теплоты регенеративного типа

Особенностью регенеративных утилизаторов теплоты является попеременный контакт и теплообмен поверхности насадки с потоками охлаждаемого и нагреваемого воздуха. При этом периодическое изменение расположения теплообменивающейся поверхности (теплоаккумулирующей массы) выполняется либо путем использования вращающейся насадки, либо реверса вентилятора, либо посредством переключения направления движения воздуха (рис. 1.7).

Исследованиям утилизации теплоты с применением регенераторов посвящены многочисленная научная и справочная литература. Труды таких авторов, как В.Н. Богословского, М.Я. Поза, А.Г. Сотникова, А.М. Протасевича, А.И. Липа [14, 54, 71, 83] заложили фундамент основных положений тепломассообмена и аэродинамики аппаратов данного типа. Среди последних

работ стоит отметить труды Е.П. Вишневого [22], А.Г. Аверкина [1], Ф. Бартоломью (P. Bartholomew) [106].



Рисунок 1.7 – Типы воздухо-воздушных регенераторов

Наиболее широкое распространение получили вращающиеся регенеративные теплоутилизаторы (ВРТ), которые позволяют передавать влагу от уходящего потока наружному методом сорбции-десорбции, а также работать в режиме «сухого» нагрева. Установка конденсационного несорбирующего ВРТ, выполняемого из негигроскопичного материала, обеспечивает «сухой» режим обработки приточного воздуха в случае, если температура насадки не опускается ниже температуры точки росы $t_{y,p}$ и не происходит конденсация пара [22].

Энтальпийные ВРТ подразделяются на: 1) капиллярно-пористые (гигроскопические), 2) пропитанные сорбентом и 3) с нанесением сорбента на нетеплоёмкую насадку (сорбционные). Все три вида регенераторов осуществляют влагоперенос путем сорбции-десорбции и конденсации-испарения, однако,

интенсивность сорбционных процессов у них разная (рис. 1.8). Использование сорбционных регенераторов из материалов с минимальной теплоемкостью позволяет осуществлять перенос влаги только за счет процессов сорбции-десорбции без фазовых переходов [22].

В случае применения сорбирующих насадок влагообмен между потоками осуществляется за счет разности парциальных давлений влаги: водяной пар сначала конденсируется на сорбирующую насадку, а затем – из нее в приточный воздух, когда давление над поверхностью воды выше, чем в нагреваемом потоке [71, 83].

По мнению А.И. Еремкина [100] совместное применение вращающихся регенераторов, работающих в «сухом» режиме, а также регенераторов с нетеплоемкой сорбирующей насадкой, передающих только скрытую теплоту, позволит решить проблему гибкого регулирования тепловлажностной обработки наружного воздуха в ВРТ и использовать потенциал удаляемого воздуха в полной мере.

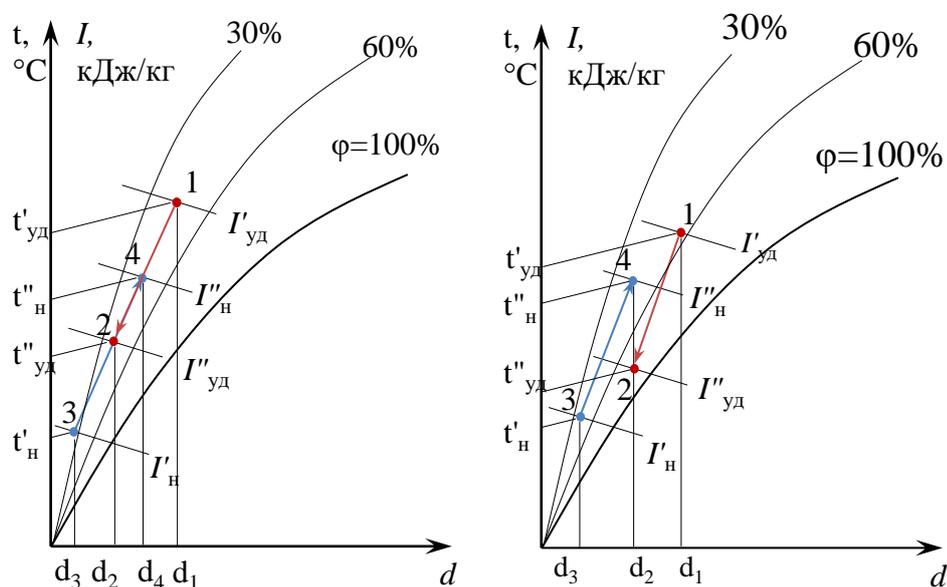


Рисунок 1.8 – Изменение состояний наружного и удаляемого воздуха при использовании сорбирующей и несорбирующей насадки ВРТ. 1-2 – охлаждение и осушение вытяжного воздуха; 3-4 – нагрев и увлажнение наружного воздуха

Условием, при котором слой инея полностью сублимируется в нагреваемом потоке является

$$\frac{d_2 - d_3}{d_3 - d_1} \frac{\alpha_n}{\alpha_y} \leq 1 \quad (1.2)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи к наружному воздуху, Вт/(м²°С); α_y – коэффициент теплоотдачи от удаляемого воздуха, Вт/(м²°С).

Исходя из этого, одним из основных достоинств ВРТ является возможность функционирования аппарата без предварительного нагрева, поступающего в камеру потока: в несорбирующих – с температурой наружного воздуха $t_n \geq -2 \div -5$, в сорбирующих – $t_n \geq -15 \div -20$.

В технологическом плане к решениям, предотвращающим инееобразование в насадке ротора, относят: кратковременное прекращение подачи приточного потока, применение обводного канала, уменьшение частоты вращения регенератора или переход от противоточной схемы к прямоточной схеме движения двух теплообменивающихся потоков [13].

Поскольку в регенераторах происходит непосредственный контакт двух воздушных сред, то данные устройства предназначены для использования низкопотенциальной теплоты удаляемого воздуха только в системах вентиляции и СКВ для промышленных и общественных зданий, где допускается рециркуляция, поскольку переток в регенераторах может достигать 10% [8].

Стоит подчеркнуть, что особую роль на эффективность теплообмена оказывает частота вращения ротора теплообменника. Согласно исследованиям [14] имеется два режима теплотехнической эффективности – первый ($n = 1 \div 2$ об/мин), при котором с увеличением частоты оборотов происходит повышение коэффициента эффективности, и второй ($n \geq 2$ об/мин), соответствующий предельной величине эффективности утилизатора. Такая зависимость вызвана уменьшением амплитуды температурных колебаний на поверхности насадки при увеличении числа оборотов, что приводит в определенный момент к равенству между средними температурами наружного, удаляемого потоков и регенератора.

1.4.3 Воздухо-воздушные теплообменные аппараты рекуперативного типа

Рекуперативные теплообменники представляют собой устройства, в которых теплообмен осуществляется через неизменяемую поверхность. Работы таких авторов, как В.Н. Богословский, М.Я. Поз, О.Я. Кокорин, А.Г. Сотников, В.М. Кейс (V.M. Case), А.Л. Лондон (A.L. London) [13, 14, 41, 42, 45, 83], детально описывают процессы тепломассообмена в воздухо-воздушных теплообменниках. К числу современных работ следует отнести труды Е.П. Вишневого [25], В.С. Ежова [34], Р. Томпсона (R. Thompson) [132].

В настоящее время существует множество различных типов рекуператоров, однако наибольшее развитие и охват применения получили противоточные и перекрестно-точные утилизаторы, кассета которых содержит каналы, образуемые пластинами различной геометрии, через которые осуществляется передача теплоты между греющим и нагреваемым воздушными потоками. Классификация воздушных рекуператоров представлена на рисунке 1.9.



Рисунок 1.9 – Типы воздухо-воздушных рекуператоров

В рамках диссертационного исследования рассматривается воздухо-воздушный рекуператор перекрестно-точного типа. Данный тип теплообменника

уступает по эффективности противоточному теплоутилизатору. Исследования Х. Хаузена (H. Hausen) [93] показали: несмотря на асимптотическое приближение эффективности перекрестно-точного теплообменника к единице при росте поверхности теплообмена, у теплообменника противоточного типа увеличение эффективности происходит быстрее. Тем не менее, рекуператоры противоточного типа обладают рядом недостатков, связанных с необходимостью применения секции треугольной формы для распределения воздушных потоков по теплообменнику перед тем, как воздух войдет в противоточную секцию в середине устройства (рис. 1.10). Данная конструктивная особенность требует дополнительной герметизации торцевых концов в распределительных камерах [8], приводит к повышению аэродинамического сопротивления устройства и не обеспечивает равномерного распределения потоков во фронтальных сечениях при входе центральную зону.

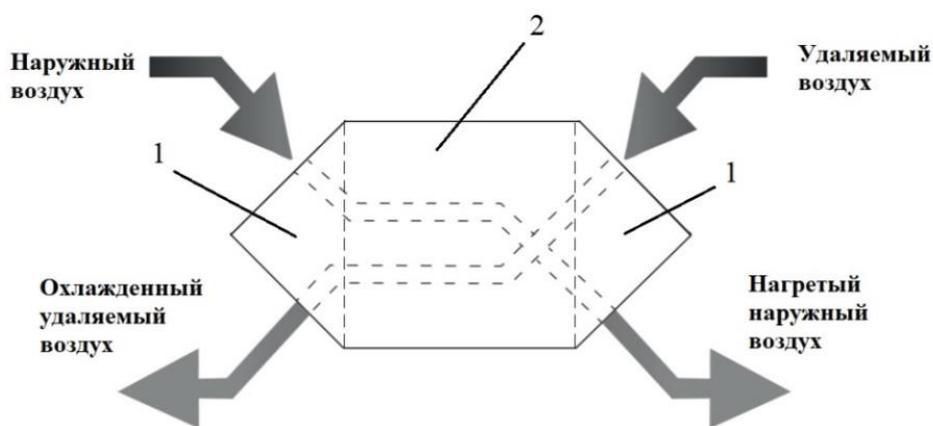


Рисунок 1.10 – Модель противоточного рекуператора. 1 – перекрестно-точная распределительная секция; 2 – центральная секция противотока

Одним из перспективных направлений развития пластинчатых рекуператоров является разработка теплообменных кассет мембранного типа, изготавливаемых из пористых материалов (целлюлоза), в которых реализуется явление сорбции-десорбции за счет разности парциальных давлений водяного пара удаляемого и наружного воздуха ($P_{пн} < P_{пу}$). В результате осушения

вытяжного воздуха, происходит понижение критической температуры инееобразования теплообменника $t_n^{кр}$. В некоторых источниках указывается, что она опускается до $-30\text{ }^\circ\text{C}$ [12, 84].

Одним из примеров таких устройств является установка Lossnay (Mitsubishi Electric) [123]. В качестве пластин в ней используется ультратонкий плёночный материал с микроскопическими порами (0,025 мм), пропускающий водяной пар и действующий как барьер против перетока воздуха. При этом молекулы таких газов как двуокись углерода CO_2 ($< 0,3\%$) и аммиак NH_3 ($< 2,5\%$) практически не проходят через пленку. Конструкция кассеты выполнена в виде пластинчато-ребристой диафрагмы, что обеспечивает повышение площади тепломассообмена (рис. 1.11а). Исходя из представленных производителем данных по изменению параметров двух воздушных потоков в результате тепломассообмена и данных по коэффициентам эффективности ($\theta_{Tyt_n} = 79 \div 85\%$, $\theta_{Tyi_y} = 70 \div 78\%$, $\theta_{Tyd_n} = 60\%$) можно получить следующие лучи процессов на I-d диаграмме (рис. 1.11б).

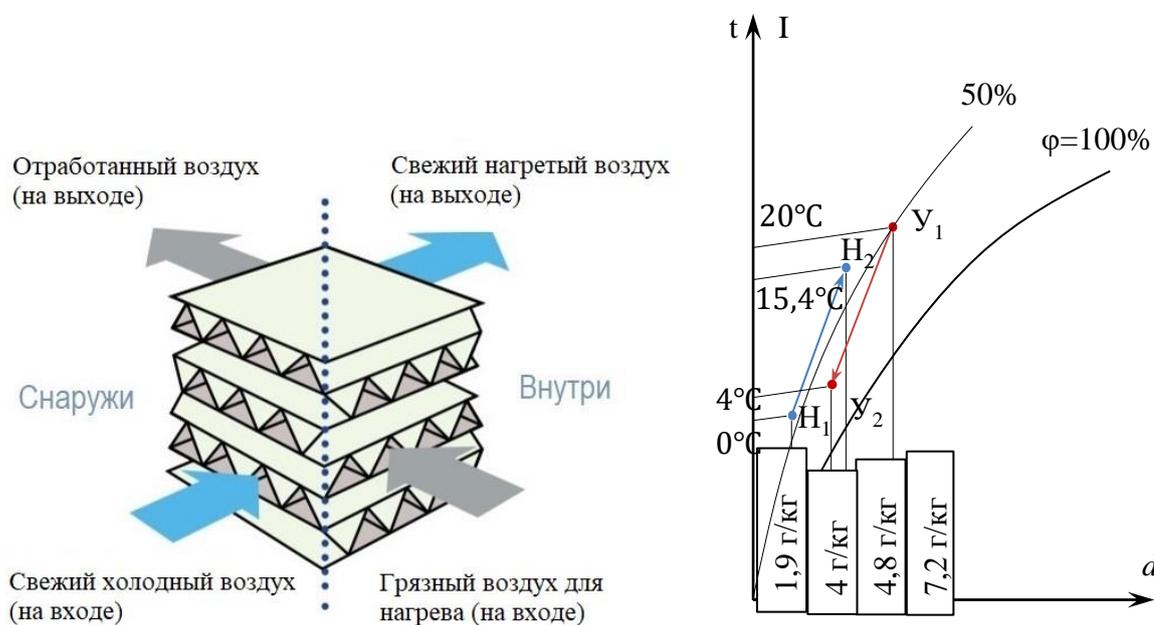


Рисунок 1.11 – Характеристики системы утилизации Lossnay. а – конструкция кассеты; б – изменение состояния двух потоков в аппарате в холодный период года

Существенным недостатком мембранных (энтальпийных) рекуператоров является более низкая теплопроводность пластин по сравнению с листами алюминия, применяемыми в кассетах обычных рекуператоров, что требует увеличения габаритов установки [101].

Примером рационализации конструкции рекуператора является разработанная Н.В. Максимовым [55] система естественной вентиляции с применением поверхностного теплоутилизатора. Предложенная система позволяет осуществлять тепло- и массообмен между удаляемым и наружным воздухом за счет естественной конвекции первого и инфильтрации второго через неплотности в ограждающих конструкциях чердачного помещения.

Вызывает интерес один из способов увеличения теплопередачи в «сухом» рекуператоре канального типа, рассмотренный А.И. Еремкиным [100], в котором используется установка деревянных рамок с закрепленными гибкими пленками, благодаря чему при движении потоков возникающие вибрации повышают интенсивность конвективного переноса теплоты между двумя средами. Данное устройство перекликается с образцом, описываемым Л.Д. Богуславским [15]. Разработанный Челябинским политехническим институтом теплообменник выполнен из полимерной пленки, позволяющей увеличить перенос теплоты, и, таким образом, снизить как габариты, так и металлоемкость конструкции.

Существует три режима работы пластинчатых рекуператоров в зависимости от процессов тепломассообмена на стороне уходящего воздуха: «сухой», частично «мокрый» и «мокрый». Выпад конденсата в каналах удаляемого воздуха зависит от значений температур трех областей (основной части удаляемого воздуха в объеме канала, пристенной пограничной зоны и поверхности теплообмена), а также от влагосодержания d_y [71]. Если температура одной из перечисленных областей становится ниже температуры точки росы $t_{y,p}$, то происходит фазовый переход водяного пара (рис. 1.12).

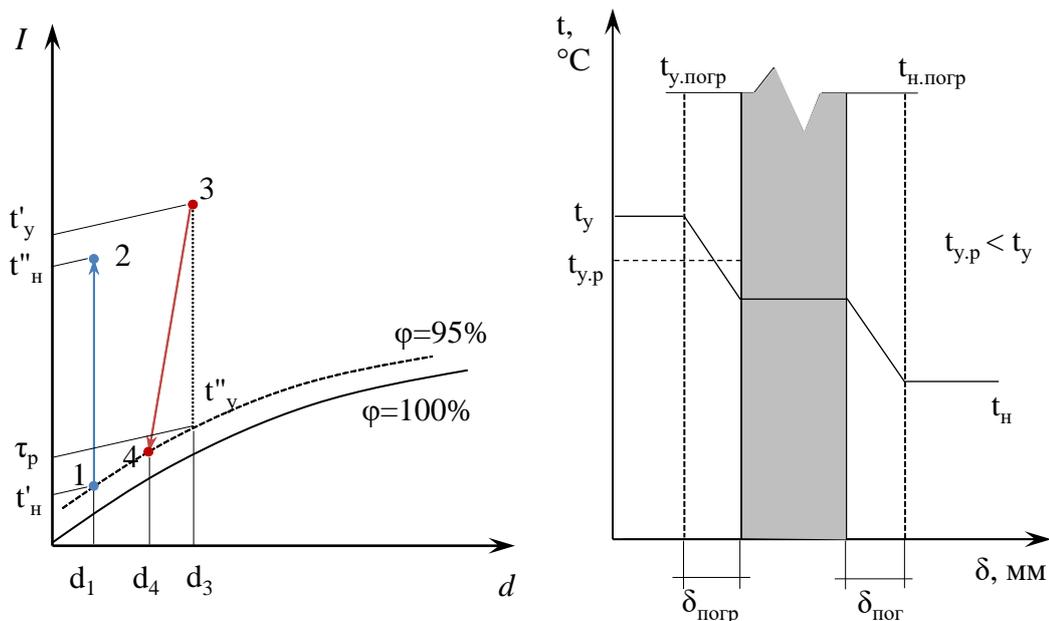


Рисунок 1.12 – Процесс сухого нагрева наружного воздуха с выпадом конденсата в потоке вытяжного воздуха на I-d диаграмме и падение температуры по сечению перегородки рекуператора

На рисунке 1.13 показано изменение состояния наружного воздуха (H_1-H_2), при этом температура поверхности пластин рекуператора варьируется от точки Π_x (соответствует самой холодной зоне теплообменника) до Π_T (наиболее нагретая зона). Как видно, если удаляемый воздух t_y будет обладать влажностью d ниже, чем влажность, при котором реализуется частичное выпадение конденсата, то температура поверхности пластин всегда будет выше, чем температура точки росы $t_{y,p}$, и аппарат будет работать в сухом режиме. Если влажность удаляемого воздуха будет выше, то на поверхности будет конденсироваться влага. В случае, когда влажность вытяжного воздуха становится ниже 3,8 г/кг, то при его охлаждении до нуля, происходит десублимация водяного пара и образование наледи без формирования капельного конденсата [23].

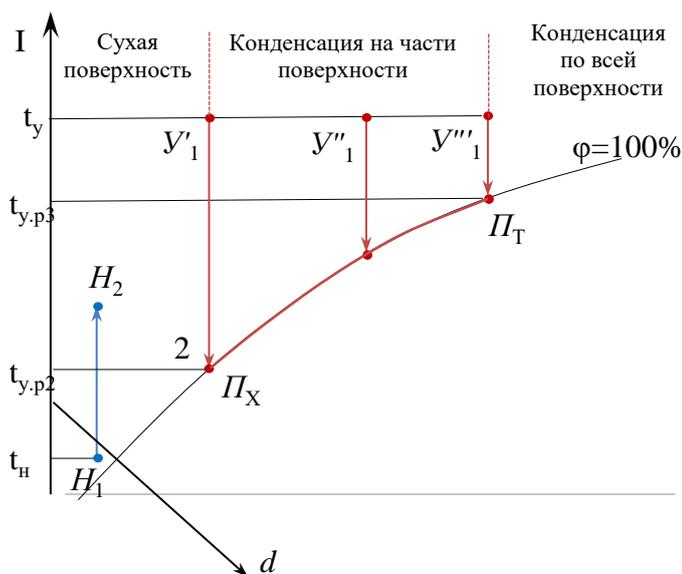


Рисунок 1.13 – Зоны «сухого», частично «сухого» и «мокрого» теплообмена рекуператора

Помимо режимов работы, существуют три режима обработки наружного воздуха рекуператором:

- 1) Нагревание, когда передается только явная теплота при $t_{y1} > t_{y.p}$ или $t_{y.p} < 0^{\circ}\text{C}$ (пластины из алюминия, алюминиево-цинкового сплава);
- 2) Нагревание с передачей полной теплоты при удалении сорбируемой и конденсируемой на пластинах влаги с поверхности на стороне потока удаляемого воздуха (пластины из полихлорвинила);
- 3) Нагревание-увлажнение с использованием влагопроницаемых пластмассовых пластин, внутри которых заключен гидрофильный материал.

1.5 Основной комплекс определяемых параметров пластинчатого перекрестно-точного утилизатора теплоты

Особенностью теоретического описания работы перекрестно-точного утилизатора как изолированной термодинамической системы является наличие большого числа определяющих параметров. Данные характеристики сгруппированы в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Определяющие параметры пластинчатого рекуператора

№	Параметр	Обозначение	Единица измерения
Термодинамические показатели эффективности			
1	Температурный коэффициент эффективности нагрева наружного воздуха, который зачастую приравнивают к общей эффективности теплоутилизатора [83]	θ_{t_n}, θ_t	-
2	Энтальпийный коэффициент эффективности по удаляемому воздуху, позволяющий учитывать теплоту фазового перехода в ходе конденсации и испарении водяного пара при «мокром» режиме работы аппарата [71]	θ_{I_y}	-
3	Соотношение переданного количества теплоты через поверхность теплообмена и энергии, затраченной текучей средой на преодоление сопротивления [90]	$\eta_{\text{э}} = \frac{Q}{N}$	-
Теплотехнические параметры работы рекуператора			
1	Удельный параметр эффективности утилизации тепловой энергии [4]	Q/V	Вт/м ³ ;
2	Площадь зоны инеобразования в кассете [4]	F_u	м ²
3	Критическая температура наружного воздуха, при которой начинается процесс кристаллизации конденсируемой влаги на стороне вытяжки [83]	$t_n^{\text{кр}}$	°С
Аэродинамические параметры, связанные с затратами механической энергии на преодоление сил трения и сопротивления, возникающих при движении текучей среды через теплообменник			
1	Потеря давления в пластинчатом теплоутилизаторе [42]	ΔP	Па
2	Коэффициент местного сопротивления теплоутилизатора [113]	ξ	-
Геометрические параметры			
1	Отношение длины канала к эквивалентному диаметру [42]	$A/d_{\text{экр}}$	-
2	Компактность рекуператора [71]	$S = F/V$	м ² /м ³

Параметр $\eta_{\text{э}}$ имеет принципиальное значение для анализа компактной поверхности теплообмена, поскольку дает возможность оценить влияние как передаваемой тепловой энергии, так затрат энергии на преодоление аэродинамического сопротивления в процессе рационализации конструкции рекуператора.

Расчет коэффициентов по перепадам температур наружного и удаляемого воздуха объясняется возможным значительным отличием данных характеристик, вызванным неравномерностью охлаждения выбросного воздуха и нагреванием

наружного, поступающего в утилизатор, на что влияют как температура наружного воздуха, так и размеры пластин утилизатора, и другие параметры [9].

Также важным параметром, используемым при расчетах теплообменников, является число единиц переноса NTU . Особенностью параметра является то, что он явно не зависит от температуры (имеется косвенная зависимость через физические свойства теплоносителя) и, следовательно, может применяться при низких температурных градиентах [10].

1.6 Проблема инееобразования в кассете воздухо-воздушных пластинчатых рекуператоров теплоты

Одной из главных проблем существующих теплоутилизаторов является замерзание конденсата со стороны удаляемого воздуха. Фазовый переход жидкости в твердое состояние приводит к ухудшению теплотехнических и аэродинамических характеристик устройства, возникновению дисбаланса воздуха в обслуживаемом помещении и возможной поломке оборудования [71, 83]. Причиной инееобразования является формирование таких условий, при которых температура поверхности насадки или пластин и удаляемого охлажденного воздуха достигают отрицательных значений [44].

Важным теплофизическим и экономическим параметром, характеризующим возможность применения утилизатора при отрицательных температурах наружного воздуха, является критическая температура наружного воздуха $t_{\text{н}}^{\text{кр}}$. Данный параметр для ВРТ определяется из условия сублимации инея с поверхности насадки в поток наружного воздуха. Для пластинчатого рекуператора – поддержания положительной температуры на поверхности пластин рекуператора $t_{\text{пов}} > 0$ при $d_{y_1} > 3,8$ г/кг [15, 99, 100]. По мнению М.Е. Дискина [33] без определения предела инееобразования сложно давать оценку эффективности утилизатора теплоты и определять его тепловую мощность.

Основные факторы, влияющие на интенсивность процесса тепломассообмена, что в свою очередь, оказывает воздействие на капельную

конденсацию водяного пара и образование инея на поверхности теплообменника, представлены на рисунке 1.14.

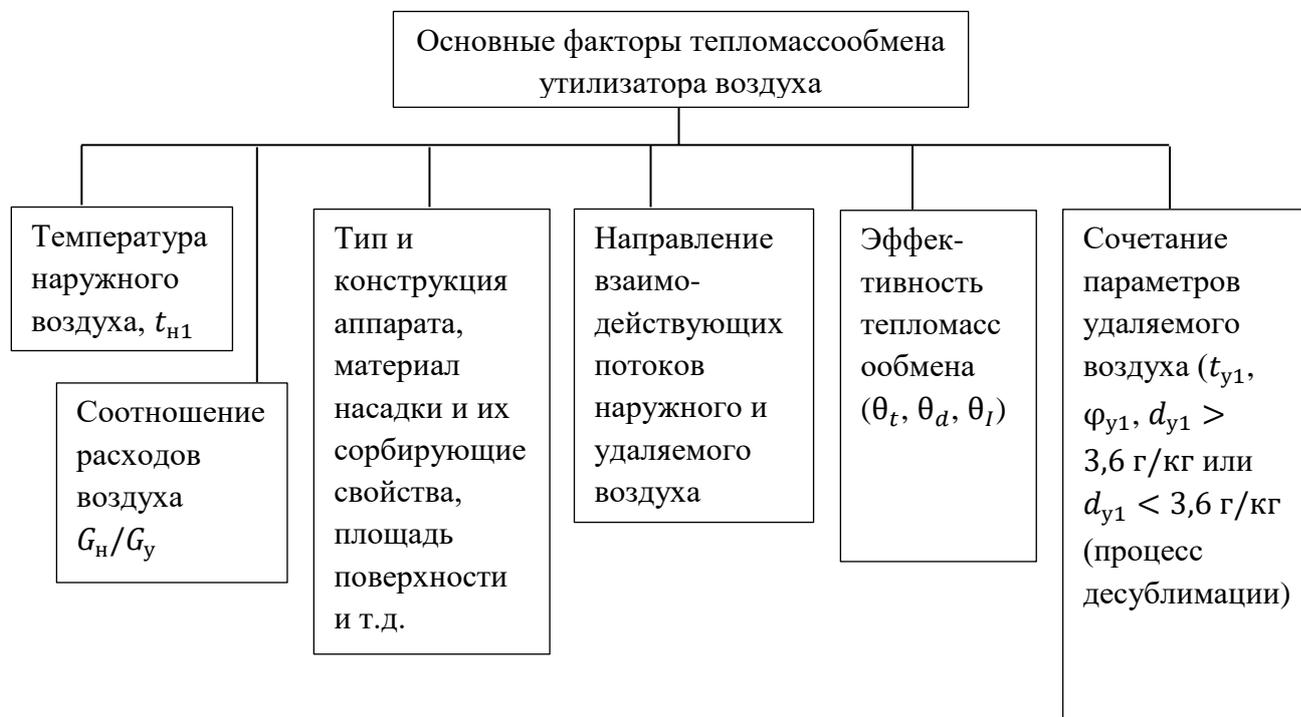


Рисунок 1.14 – Факторы, влияющие на тепло- и массообмен в рекуператоре

Проблеме инееобразования в теплоутилизаторах посвящены многочисленные исследования как отечественных, так и зарубежных ученых. Рассмотрим существующие технические решения и способы, направленные на повышение эффективности нагревания наружного воздуха.

Наиболее простым способом защиты рекуператора от инееобразования является:

- периодическое отключение подачи наружного воздуха при работе аппарата в режиме оттайки. Положительной стороной данного способа является отсутствие дополнительного расхода энергоносителя;

- в том случае, если сооружение, где осуществляется кондиционирование воздуха, по санитарно-гигиеническим или технологическим требованиям нуждается в постоянном притоке чистого воздуха для уменьшения теплообмена между наружным и удаляемым воздухом применяют обводной канал по приточному потоку или производят двукратное резервирование;

- третий способ подразумевает предварительный подогрев наружного воздуха до положительной температуры и подачу в теплоутилизатор [100]. Помимо снижения потенциальной энергии, извлекаемой теплообменником, отрицательной стороной третьего метода становится дороговизна, вызванная установкой дополнительной системы нагрева [107].

Применение динамической системы регулирования рекуператора является одним из способов решения проблемы кристаллизации конденсата. В работах И.Ю. Игнаткина [36, 37, 38] представлена система адаптивной рециркуляции, устанавливаемая в свиноводческом предприятии. Принцип ее работы основан на уменьшении расхода приточного воздуха при снижении температуры наружного воздуха, что позволяет обеспечить положительную температуру на поверхности стенок пластин аппарата. При этом для предотвращения дисбаланса воздухообмена в помещениях осуществляется рециркуляция уходящего воздуха с плавным регулированием расхода с помощью рециркуляционной заслонки.

Основным недостатком такого регулирования соотношения G_H/G_Y является уменьшение количества расхода чистого воздуха, поступающего в помещения с большим избытком выделений вредных веществ, что при наличии частичной рециркуляции даже с учетом конденсации вредностей в теплоутилизаторе приводит к ухудшению санитарно-гигиенических условий без организации дополнительной очистки рециркулирующего воздуха.

В последнее время актуальным решением борьбы с инееобразованием стало применение рекуператоров, использующих теплоту фазового перехода. Принцип работы таких теплообменников основан на применении капиллярно-пористого материала теплообменного пакета, позволяющего в «мокрое» или частично «мокрое» режиме поглощать образующийся конденсат, охлаждая и осушая вытяжной воздух.

Увеличение количества передаваемой полной теплоты особенно при работе теплоутилизатора в условиях, когда $t_{H1} < 0^\circ\text{C}$, является продуктивным решением по понижению значения предела инееобразования $t_H^{\text{кр}}$, чем простое повышение

общей эффективности θ_t , так как возрастание последней приводит к более быстрому росту перепада температур уходящего воздуха.

Исследования С.М. Анисимова [4, 5] показали, что количество полного тепла $Q_{\text{п}}$, передаваемого через пластины может увеличиться на 30% при рациональном использовании теплоты конденсации, что значительно увеличивает диапазон отрицательных температур наружного воздуха, при которых не происходит образование инея на пластинах. Численный расчет, совмещенный с проверкой данных на экспериментальной установке, позволили автору выделить закономерности изменения параметров двух теплообменивающихся сред.

В таблице 1.3 приведено распределение границы наружных температур, при которых происходит кристаллизация конденсата в зависимости от относительной влажности удаляемого воздуха и эффективности перекрестно-точного рекуператора $t_{\text{н}}^{\text{кр}} = f(\varphi_{\text{y1}}, \theta_{\text{ту}})$ при постоянстве температуре $t_{\text{y1}} = 20^\circ\text{C}$.

Таблица 1.3 – Граничные температуры наружного воздуха

Параметры удаляемого воздуха		Граничные значения температуры наружного воздуха, $t_{\text{н}}^{\text{кр}}, ^\circ\text{C}$				
Температура, $t_{\text{y1}}, ^\circ\text{C}$	Относительная влажность воздуха, $\varphi_{\text{y1}}, \%$	$\theta_{\text{ту}} = 0,4$	$\theta_{\text{ту}} = 0,45$	$\theta_{\text{ту}} = 0,5$	$\theta_{\text{ту}} = 0,55$	$\theta_{\text{ту}} = 0,6$
20	10	-23,1	-20,9	-18,8	-16,9	-15,3
20	20	-11,3	-9,6	-8,1	-6,8	-5,6
20	30	-7,4	-5,9	-4,5	-3,3	-2,2
20	40	-9,4	-7,6	-6,0	-4,5	-3,1
20	50	-9,1	-8,4	-7,4	-6,2	-4,7
20	60	-14,9	-12,6	-10,5	-8,4	-6,4

Как видно, прослеживается динамика снижения критической температуры наружного воздуха при уменьшении общей эффективности, однако, зависимость $t_{\text{н.к}}$ от φ_{y1} имеет более сложный характер. Если восходящие кривые удельных показателей эффективности утилизации теплоты Q/V (рис. 1.15а) при росте φ_{y1} связаны с возрастанием энтальпии, и как следствие, количества теплоты конденсации, повышающей степень нагрева наружного воздуха, то логарифмически-нормальное распределение

относительной площади зоны инееобразования \bar{F}_u (рис. 1.15б) вызвано влиянием температуры точки росы удаляемого воздуха $t_{y.p}$.

На базе программного расчета было получено, что в случае, когда минимальная температура стенки насадки и начальная температура точки росы $t_{пов}^{min} \leq t_{y.p}^{нач} < 0^\circ\text{C}$, происходит процесс десублимации водяного пара, и повышение ϕ_{y1} приводит к расширению области поверхности насадки, подвергающейся инееобразованию. В том случае, когда $t_{y.p}^{нач} > 0$ рост ϕ_{y1} повлечет за собой увеличение зоны конденсации влаги и снижение относительной площади, занятой инеем \bar{F}_u [4].

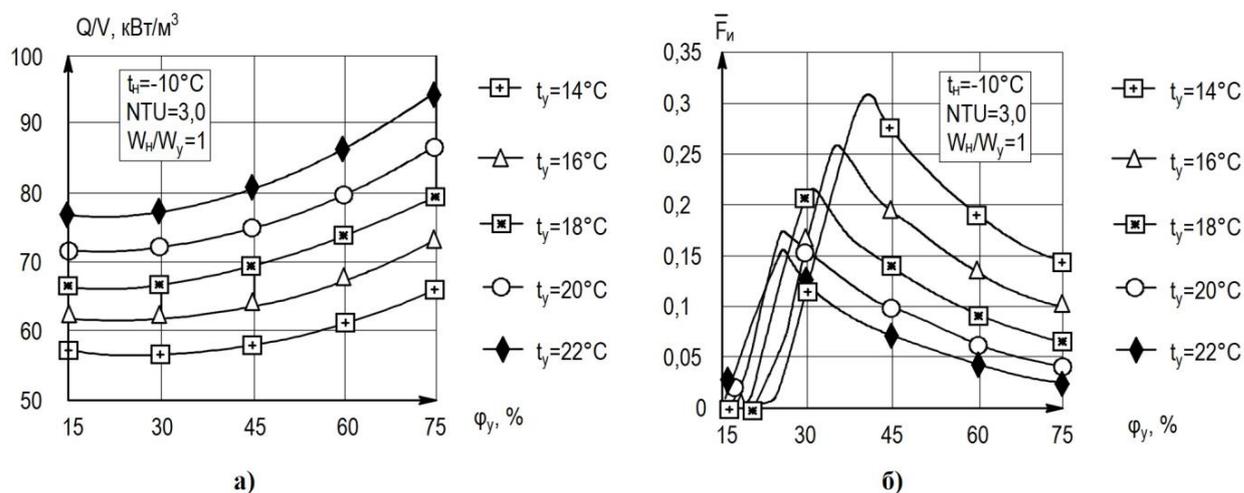


Рисунок 1.15 – Зависимости показателей эффективности теплообмена от безразмерных комплексов и температурно-влажностных условий

Работа К. Битти (С. Beattie) [107] также была направлена на получение результатов функционирования перекрестно-точных теплообменников в режимах и обнаружения процесса инееобразования. Исследования двух типов рекуператоров на экспериментальной установке – не передающего влагу (из полипропиленовых листов, $\theta_{t_h} = 0,79$) и передающего (из полимеризованной бумаги, $\theta_{t_h} = 0,77$) – показали, что при параметрах удаляемого воздуха $t_{y1} = 22^\circ\text{C}$, $\phi_{y1} = 35\%$ начало образования наледи в первом случае происходит при температуре наружного воздуха от -5°C до -10°C , во втором – при $t_h^{kp} = -20^\circ\text{C}$

(рис. 1.16), что проявляется в увеличении веса кассеты теплообменника и уменьшение массового расхода удаляемого воздуха. Применение полимеризованной бумаги интенсифицирует процесс десорбции влаги в поток наружного воздуха, что приводит к дополнительному осушению удаляемого воздуха и понижению критической температуры.

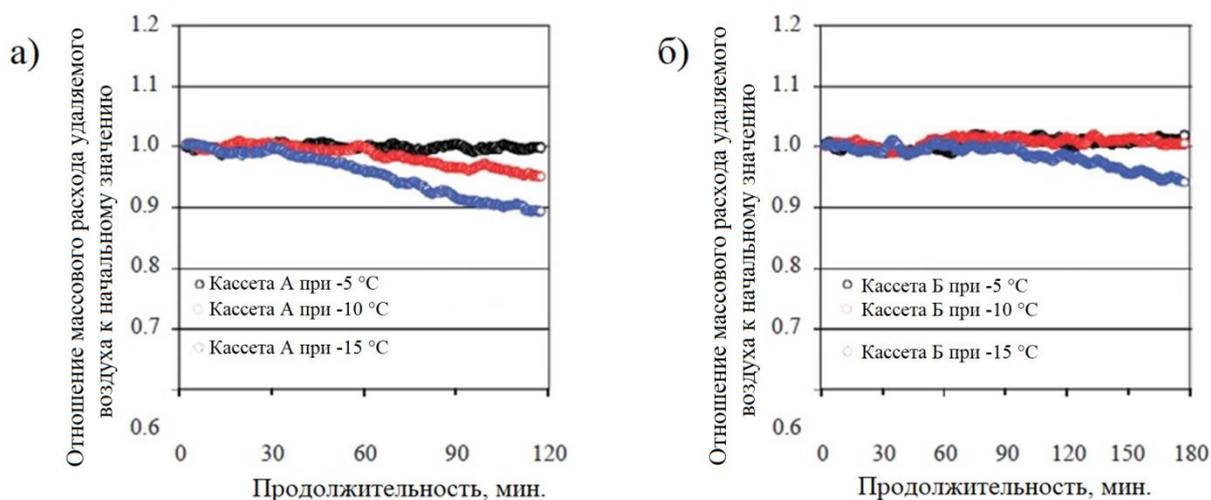


Рисунок 1.16 – Уменьшение массового расхода для двух перекрестно-точных теплообменников: а – не передающего влагу; б – передающего влагу

Оригинальным решением предотвращения образования наледи в каналах удаляемого воздуха является применение двух совместно работающих рекуператоров (рис. 1.17). Такая конструкция обеспечивает возможность разморозки за счет переключения потоков воздуха между двумя секциями. Таким образом, одна секция является активной, а другая пассивной в отношении теплообмена. Экспериментальные исследования, проводимые Дж. Крагом (J. Kragh), Дж. Роуз (J. Rose) и др. [121], подтвердили допустимость использования 10% расхода удаляемого воздуха для реализации полного оттаивания секции теплообменника. Процесс размораживания длится 60 мин. Недостатком данной конструкции является большой объем теплообменника, поэтому необходима дальнейшая оптимизация конструкции (минимизация объема). Кроме того, для эффективной работы необходима разработка системы плавного управления, которая дала бы возможность контролировать время переключения секций в

зависимости от температуры потоков на входе, а также регулировать количество воздуха, направляемого в секцию разморозки.

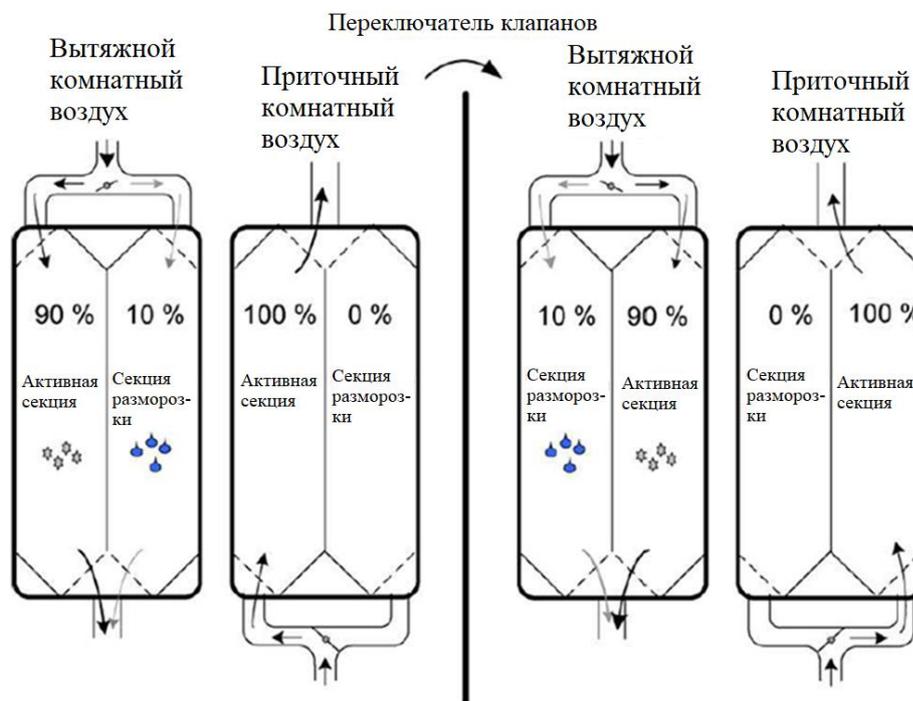


Рисунок 1.17 – Чертеж теплообменника в двух разрезах с обозначением переключения клапанов (слева и справа от центральной линии)

При рассмотрении проблемы образования инея в теплообменнике стоит также обратить внимание на роль взаимного расположения потоков удаляемого и наружного воздуха. Благодаря трудам Е.П. Вишневого [23, 24] было выявлено значительное влияние температурного распределения и схемы организации воздушных потоков в перекрестно-точных пластинчатых рекуператорах при минимизации процесса инееобразования. Так, по мнению автора, одним из способов предотвращения инееобразования является использование открытого несорбирующего перекрестно-точного рекуператора с подачей наружного и удаляемого воздуха в направлении «сверху-вниз» (рис. 1.18а). Это обеспечивает, во-первых, сонаправленность скоростного напора и силы гравитации, при которой образующийся конденсат стекает вниз из зоны «холодного угла», а, во-вторых, прогрев стенок насадки, за счет переноса теплоты образовавшейся влаги. Кроме того, предложено конструктивное решение по недопущению попадания

наружного воздуха в область инееобразования за счет применения одностворчатого воздушного клапана, что позволяет предотвратить переохлаждение удаляемого потока в зоне «холодного угла» (рис. 1.18б).

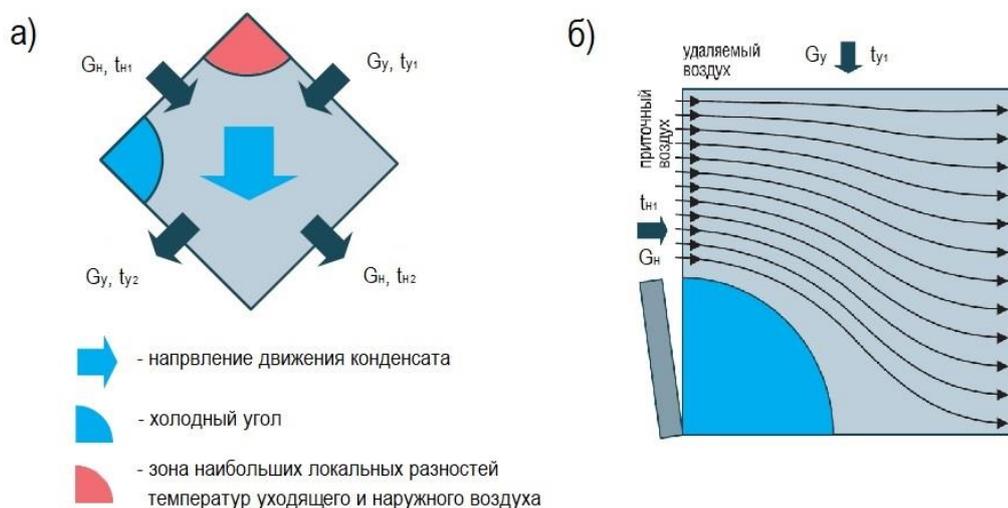


Рисунок 1.18 – Схема организации воздушных потоков в перекрёстно-точном утилизаторе теплоты открытого типа. а – направление движения влаги; б – способ регулирования потока наружного воздуха

При этом независимо от направления движения воздушных потоков несорбирующие рекуператоры канального типа более склонны к обмерзанию, поскольку в них движение образовавшейся влаги ограничено стенками каналов.

Результаты исследований, проводимых С.М. Анисимовым [4, 5], Е.П. Вишневым [22] показывают: снижение критической температуры наружного воздуха, при которой температура удаляемого воздуха достигает $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ при условии $t_{y.p}^{\text{нач}} > 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_{y.p}^{\text{нач}}$, если $t_{y.p}^{\text{нач}} < 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ возможно путем предварительного увлажнения вытяжного воздуха – для первого случая, либо осушения – для второго. Одновременно процесс осушения воздуха при $\varphi \rightarrow 0$ в отличие от увлажнения позволяет довести $t_n^{\text{кр}}$ до предельно малых значений, что увеличивает эффективность работы пластинчатого утилизатора и снижает опасность образования инея в каналах его насадки.

Выводы по первой главе

1. Современные мероприятия, направленные на повышение энергоэффективности здания, главным образом, решают задачу повышения термического сопротивления ограждающих конструкций, при этом, зачастую, игнорируя существенные теплотери, связанные с поступлением холодного воздуха системой вентиляции.

2. Реализация системы регулирования подачи наружного воздуха в помещение, а также использование вытяжного воздуха в качестве ВЭР в установках утилизации теплоты является перспективным решением энергосберегающих технологий.

3. В настоящее время научные исследования, связанные с утилизаторами теплоты вытяжного воздуха, направлены на интенсификацию теплопередачи между двумя теплообменивающимися потоками воздуха.

4. Одной из основных проблем современных пластинчатых рекуператоров является инееобразование на пластинах при снижении температуры наружного воздуха до критических значений.

5. Отсутствие современных способов комплексного исследования пластинчатых рекуператоров перекрестно-точного типа при модификации поверхности теплообмена и мероприятий по предотвращению инееобразования в потоке удаляемого воздуха определяет актуальность, цель и задачи диссертационного исследования.

2 ОСОБЕННОСТИ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО И ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕКРЕСТНО-ТОЧНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО РЕКУПЕРАТОРА

2.1 Применение CFD-моделирования для описания процессов тепломассопереноса и газодинамики в пластинчатом перекрестно-точном теплоутилизаторе

В настоящее время основными показателями любого теплоутилизатора являются: эффективность передачи теплоты, аэродинамическое сопротивление и стоимость, связана с материалоемкостью кассеты теплообменного аппарата. Любой из приведенных параметров может выходить на первый план в зависимости от поставленных целей в ходе эксплуатации рекуператора теплоты. Чаще всего при разработке рекуперативных теплообменников главной целью является достижение максимальной теплопередачи, сопровождаемой минимальными потерями давления при прохождении воздуха через теплообменную поверхность.

В связи с трудностью комплексного физико-математического описания процессов тепло- и массопереноса внутри устройства выполнение рационализации конструкции и режимов работы рекуператора является проблематичным. На сегодня способы описания процессов на основе пограничного слоя и уравнений Рейнольдса не имеют аналитического решения, однако остаются наиболее точными [14, 84]. По этой причине использование численного метода вычислительной гидрогазодинамики CFD (Computational Fluid Dynamics) на базе подпрограммного решателя ANSYS Fluent является единственным способом решения поставленных задач [19].

Белоногов Н.В. и Пронин В.А. предложили собственную методику расчета пластинчатых теплоутилизаторов при перекрестно-точной схеме движения воздушных потоков. Она предполагает решение системы дифференциальных уравнений, выведенных на основе законов сохранения массы, движения и энергии

с использованием условий однозначности [9, 10]. Методика позволяет учитывать выделение скрытой теплоты конденсации. Расчеты выполнялись методом Рунге-Кутты четвертого порядка в программе MatLab и показали несущественные отклонения от данных эксперимента.

В работе [11] Белоногов Н.В. приводит данные о тенденции повышения температурного коэффициента эффективности по наружному воздуху в случае увеличения относительной влажности удаляемого воздуха от 0 до 80% за счет теплоты конденсации водяного пара. Помимо этого, автор, рассматривает вопрос оптимизации кассеты пластинчатого теплоутилизатора с позиции повышения поверхности теплообмена при изменении габаритов установки и уменьшения сопротивления конструкции. Исследования показали, что кассета теплоутилизатора с наилучшими аэродинамическими и теплотехническими характеристиками имеет вид параллелепипеда, собранного из значительного количества пластин малой площади.

В работах Анисимова С.М. рассматривался вопрос численного описания процессов тепло- и массообмена с использованием одномерной модели переноса, учитывающей: наличие движения греющего и нагреваемого теплоносителей параллельно осям ОХ и ОУ в ортогональной системе координат, перенос тепловой энергии по направлению, перпендикулярному пластинам кассеты с учетом формирования зоны конденсации и инееобразования (дополнительное сопротивление теплопередаче), а также учет выделения скрытой теплоты парообразования и влияние дополнительного оребрения кассеты рекуператора [4, 5].

Метод вычислительной гидродинамики использовался Нуруллиным Н.Ж. при исследовании вопроса интенсификации теплопереноса в пластинчатом рекуператоре с противоточной секцией при изменении вида гофрированных поверхностей. Для описания движения текучей среды автором применялась k - ϵ модель турбулентности [64].

Актуальность применения решателя ANSYS Fluent подтверждается многочисленными работами зарубежных авторов, которые занимались

исследованиям аэродинамики и теплопередачи в теплообменниках различного типа и назначения. Существенный вклад внесли исследования Джа Руоксу (Jia Ruoxu) [129], И.Х. Муштака (I. H. Mushtaq) и А.М. Шакир (A. M. Shakir) [124, 125, 130], Йа-Нэм Ванга (Ya-Nan Wang) [136]. Кроме того, нельзя не отметить труды В. Дворжака (Václav Dvořák) [112, 113, 114], которые были направлены как на рационализацию построения расчетных сеток, так и на изучение вопроса повышения интенсивности теплосъема нагреваемой текучей средой и снижения потерь напора в теплообменнике.

Рационализация конструкции перекрестно-точного рекуператора, а также режимов работы требует предварительного CFD-анализа математической модели, заключающегося в следующем:

1. Оценка сеточной сходимости – проверка влияния детализации расчетной сетки, а также разрешения сгущающегося пограничного слоя на точность получаемых данных процесса течения потоков и теплопереноса между ними;
2. Изучение влияния применяемых моделей описания текучей среды (воздуха), поступающего в рекуператор, на результаты решения дифференциальных уравнений и распределения параметров сплошной среды;
3. Первичное сопоставление получаемых в ходе математического моделирования показателей с данными инженерного расчета [19].

2.2 Построение геометрии модели и генерация расчетной сетки

Наличие симметрии между каналами наружного и удаляемого воздуха в кассете пластинчатого рекуператора позволяет рассматривать теплообменный блок в виде одной твердой пластины толщиной $\delta_{пл} = 0,0002$ м, располагаемой между двумя каналами течения воздуха толщиной $\delta_k = 0,005$ м (рис. 2.1). Длина (А) и ширина (В) пластины принимается 0,4 м. Боковые пластины геометрически могут не учитываться. На этапе предварительного CFD-анализа такой подход делает возможным минимизацию вычислительных нагрузок. Для построения трехмерной модели применяется CAD-редактор ANSYS Design Modeler.

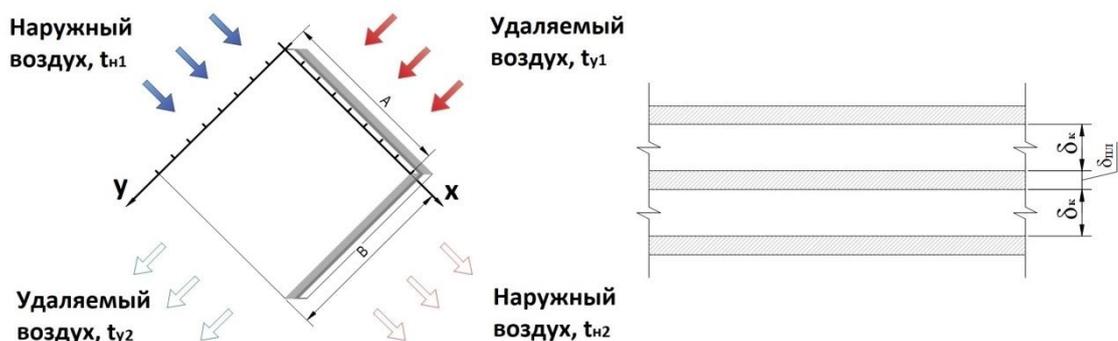


Рисунок 2.1 – Схематическая модель теплообменного блока

Построение расчётной сетки реализуется в сеточном препроцессоре ANSYS Meshing. С целью генерирования структурированной сетки, содержащей прямоугольные ячейки, подключается метод MultiZone с указанием ячеек в виде гексаэдров (режим Hexa) и пользовательским определением поверхности источника (Manual Source), от которой производится протягивание сетки вдоль грани. Для осуществления согласованности между ячейками применяется инструмент Face Meshing [19, 92].

Изучение влияния детализации сетки на точность решения применяемых уравнений газодинамики и переноса теплоты в пристеночном слое требует создания области сгущения около стенок металлических пластин с ячейками призматической формы. Для этого используется локальная настройка Edge Sizing с включением маски сгущения (Bias Factor). Для нашей задачи выполняется последовательное увеличение детализации расчётной сетки посредством повышения числа ячеек областей течения потоков и твердой пластины: 1) вдоль ребер пластины $n_{\text{прод}} = 50, 100, 150, 200, 250, 300$, 2) в поперечном сечении каналов наружного и удаляемого воздуха $n_{\text{п}} = 20, 30, 40$. Устанавливаются маски сгущения к граням пластин со следующими значениями: $BF_{\text{п}} = 0, 5, 10, 15$ (рис. 2.2).

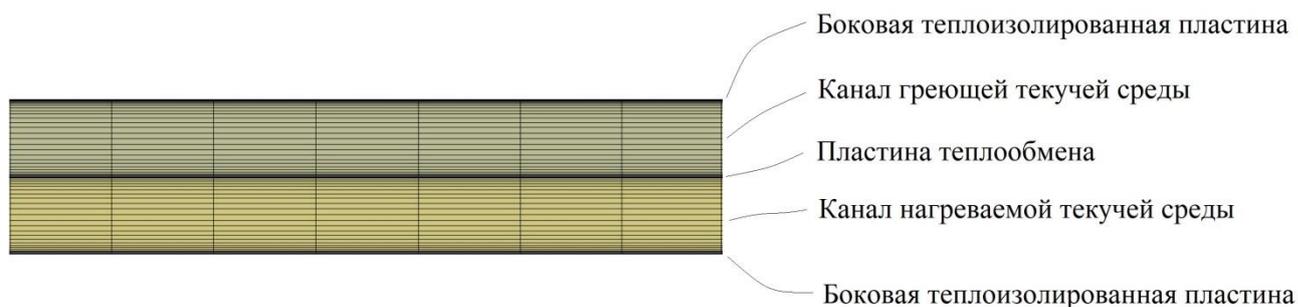


Рисунок 2.2 – Структура расчетной сетки в продольном сечении

2.4 Описание математической модели

В основе CFD-моделирования лежит механизм решения дифференциальных уравнений, описывающих движение текучей среды и теплопроводность с применением метода контрольных объемов (МКО). Данный метод заключается в разбиении расчетной сетки на элементарные объемы, в центре которых осуществляется решение уравнений, описывающих поведение среды с получением искомых физических параметров [19]. К применяемым базовым уравнениям относятся:

- Уравнение неразрывности (закон сохранения массы):

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = 0 \quad (2.1)$$

- Уравнения Навье-Стокса (закон сохранения импульса):

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2.2)$$

$$v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} \quad (2.3)$$

$$v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + g \quad (2.4)$$

- Уравнение переноса тепловой энергии (закон сохранения энергии):

$$v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.5)$$

где v_x , v_y , v_z – компоненты скорости в направлениях x , y , z , м/с; ρ – плотность, кг/м³; μ – динамическая вязкость, Па · с; P – давление, Па, T – температура, °С, g

– ускорение свободного падения, m/c^2 , k – коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2 \cdot °C)$, C_p – удельная изобарная теплоемкость, $Дж/(кг \cdot °C)$.

В таблице 2.1 приведены основные допущения, принимаемые при выполнении моделирования.

Таблица 2.1 – Допущения численного эксперимента

№	Описание
1	Текучая среда – идеальный газ; силы межмолекулярного взаимодействия и объемы молекул не учитываются
2	Принимается установившийся режим течения воздушных потоков и теплообмена между ними
3	Фазовые переходы не учитываются
4	Теплофизические свойства текучих сред и материала пластин не меняются
5	Плотность газов пересчитывается по уравнению несжимаемого идеального газа по термодинамическим характеристикам в зависимости от температуры
6	Термодинамическая система изолирована от внешней среды

Решение уравнений Навье-Стокса осуществляется методом коррекции давления (Pressure-Based) [21]. Для моделирования турбулентных течений подключается модель k - ϵ и модификация Realizable, устанавливается стандартное пристеночное описание (Standard Wall Treatment). В таблице 2.2 представлены граничные условия для поверхностей.

Таблица 2.2 – Характеристики граничных условий

Обозначение поверхности	Тип граничного условия	Описание
inlet_1	mass-flow-inlet	Удаляемый воздух на входе
inlet_2	mass-flow-inlet	Наружный воздух на входе
outlet_1	pressure-outlet	Удаляемый воздух на выходе
outlet_2	pressure-outlet	Наружный воздух на выходе
wall	wall	Пластина теплообмена
wall_adiabatic	wall	Поверхности без подвода и отвода теплоты

Материал пластины – алюминий. Теплофизические свойства: $\rho_{ал} = 2719 \text{ кг/м}^3$, $\lambda_{ал} = 202,4 \text{ (Вт/м} \cdot \text{°C)}$, $C_{pал} = 871 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}$. Исследуются режимы работы с равными массовыми расходами воздуха ($G_H = G_V$). Диапазон скоростей движения на входе в каналы: 1 – 11 м/с.

Рассмотрим два способа моделирования текучих сред (табл. 2.3). В первой модели воздушные потоки задаются в качестве однофазной среды (определяется и рассчитывается один класс вещества). Во второй подключается многофазная (многокомпонентная) модель воздуха и водяного пара.

Таблица 2.3 – Модели удаляемого воздуха на входе в рекуператор

№	Подключаемые дополнительные модели	Описание
1	-	Воздух представляет собой гомогенную однокомпонентную систему, обладающую специфическим инерционным откликом и характеристиками взаимодействия с потоком и потенциальным полем; водяной пар не учитывается [19, 50]
2	Multiphase – Mixture	Наружный и удаляемый воздушные потоки задаются как объемные доли воздуха (air) и водяного пара (water vapor). Применяемый дополнительный инструмент Slip velocity учитывает течение компонентов при различных скоростях [19, 104]. Диаметр частиц водяного пара – 0,01 мм.

Для адекватной задачи граничных условий модели №2 необходимо рассчитывать объемную долю водяного пара. Параметры удаляемого воздуха на входе в блок теплоутилизатора: $t_{y_1} = 20^\circ\text{C}$, $\varphi_{y_1} = 30\%$, $d_{y_1} = 4,34 \text{ г/кг}$ [19]. Парциальное давление водяного пара выводится из уравнения влагосодержания [13] и находится как

$$P_{\text{в.п}} = \frac{d_{y_1} \cdot P_{\text{атм}}}{623 + d_{y_1}} \quad (2.6)$$

где d_{y_1} – влагосодержание удаляемого воздуха на входе в утилизатор, г/кг; $P_{\text{атм}} = 101325 \text{ Па}$ – нормальное атмосферное давление.

Объемная доля водяного пара рассчитывается по Дальтона [63]

$$r_{\text{в.п}} = \frac{P_{\text{в.п}}}{P_{\text{атм}}} \quad (2.7)$$

Найденная величина доли водяного пара равна 0,0069.

2.5 Теоретические основы инженерного расчета пластинчатых перекрестно-точных рекуператоров

2.5.1 Методика расчета теплопередачи на основе безразмерных показателей

Аналитическое исследование теплопереноса в пластинчатом утилизаторе теплоты опирается на одномерную модель переноса (α -модель), изучением которой посвящены работы М.Я. Позом и В.Н. Богословским [13, 14]. Модель допускает неизменяемость значений температуры, скорости и потенциала массопереноса воздушных потоков в поперечном сечении канала насадки [19]. Данный подход для решения задачи установившегося теплопереноса также подробно описан в работах В.М. Кейса и А.Л. Лондона [41], А.М. Протасевича [71], А.И. Леонтьева [88].

Для решения задач теплопередачи одномерная модель используется в исследованиях Г.Е. Влад (G.E. Vlad), К. Ионеску (C. Ionescu) [102], Дж. Крага (J. Kragh) [121], и Кён Рэ Кима (Kyung Rae Kim), Джэ Гын Ли (Jae Keun Lee) [127].

Для расчета параметров среды на выходных гранях рекуператора процесс движения воздушных потоков и перенос теплоты происходят в стационарном режиме ($\partial/\partial\tau = 0$, где τ – время). Допускается, что температура внутри материала пластин распределяется равномерно, а значения k и C_p вдоль поверхности теплообмена постоянны. Тогда уравнения сохранения будут зависеть только от элементов пространства (модель Эйлера) [21]:

- уравнение неразрывности потока

$$\rho \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.8)$$

- уравнение движение

$$\frac{1}{2} \frac{\partial(v^2)}{\partial x} = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2.9)$$

- уравнение переноса тепловой энергии

$$v \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right), \quad (2.10)$$

Базовой составляющей одномерной модели переноса является использование критериальных уравнений, посредством которых рассчитываются безразмерные параметры:

1) Температурные коэффициенты эффективности по наружному и удаляемому воздуху

$$\theta_{t_n} = \frac{W_n(\bar{t}_{n2} - \bar{t}_{n1})}{W_{min}(\bar{t}_{y1} - \bar{t}_{n1})} = \frac{G_n c p_B (\bar{t}_{n2} - \bar{t}_{n1})}{G_{min} c p_B (\bar{t}_{y1} - \bar{t}_{n1})} \quad (2.11)$$

$$\theta_{t_y} = \frac{W_y(\bar{t}_{y1} - \bar{t}_{y2})}{W_{min}(\bar{t}_{y1} - \bar{t}_{n1})} = \frac{G_y c p_B (\bar{t}_{y1} - \bar{t}_{y2})}{G_{min} c p_B (\bar{t}_{y1} - \bar{t}_{n1})} \quad (2.12)$$

где \bar{t}_{n1} , \bar{t}_{n2} – средние температуры наружного воздуха на входе и выходе из теплоутилизатора соответственно, °C; \bar{t}_{y1} , \bar{t}_{y2} – средние температуры уходящего воздуха на входе и выходе из теплоутилизатора соответственно, °C; W_n , W_y , W_{min} – водяные эквиваленты наружного, уходящего воздуха и меньшего из них соответственно, Вт/°C; G_n , G_y , G_{min} – массовые расходы наружного, уходящего воздуха и меньшего из них соответственно, кг/с.

Показатель θ_t выражает соотношение между реальным количеством переданной теплоты и максимально возможным в идеальном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплопередачи [83]. Обычно в расчетах θ_t рассчитываются по изменению температуры наружного воздуха, поскольку определение степени нагрева воздуха на притоке является первостепенным [21].

В том случае, если массовые расходы воздушных потоков равны $G_n = G_y$, а средняя температура наружного воздуха изменяется незначительно, из-за чего удельная теплоемкость воздуха не оказывает существенного влияния на расчет, уравнения 2.11 и 2.12 могут быть преобразованы следующим образом

$$\theta_{t_n} = \frac{(\bar{t}_{n2} - \bar{t}_{n1})}{(\bar{t}_{y1} - \bar{t}_{n1})} \quad (2.13)$$

$$\theta_{t_y} = \frac{(\bar{t}_{y1} - \bar{t}_{y2})}{(\bar{t}_{y1} - \bar{t}_{n1})} \quad (2.14)$$

2) Отношение водяных эквивалентов (теплоемкостей воздушных потоков)

$$\bar{W} = \frac{W_{min}}{W_{max}} \quad (2.15)$$

3) Модифицированный критерий Фурье или число единиц переноса

$$Fo'_{н.у} = NTU = \frac{k \cdot F}{W_{min}} \quad (2.16)$$

Рациональность обозначения NTU модифицированным критерием Фурье обосновывается тем, что оно выводится при использовании теории подобия [14]. Физический смысл данного параметра заключается в соотношении между изменением температуры нагреваемого воздуха и средним температурным напором [67]. Несмотря на отсутствие прямой зависимости между Fo' и начальными температурами воздушных потоков [10], имеется косвенная взаимосвязь, которая заложена в коэффициенте k . При снижении значения $\bar{t}_{н1}$ происходит уменьшение теплопроводности наружного воздуха, что сказывается как на конечной величине Fo' , так и определяемой θ_{t_n} . Кроме того, уменьшение температуры наружного воздуха приводит к усилению различия между G_n и G_y при равенстве объемных расходов наружного и удаляемого воздуха, а также увеличению параметра \bar{W} , что также приводит к изменению θ_{t_n} [21].

Существует два типа тепловых расчетов рекуператоров в зависимости от постановки задачи: конструктивный и поверочный. В первом случае необходимо определить размеры теплообменного аппарата при известных параметрах теплообменивающихся сред на входе и на выходе в устройство. Во втором – параметры теплоносителей при заданных габаритах. Поскольку в данном исследовании первостепенным является повышение теплофизических и аэродинамических характеристик устройства, то подходящим типом расчета становится поверочный.

Расчет начинается с определения геометрических параметров рекуператора. В таблице 2.4 приведены уравнения площади теплообменной поверхности одного потока рекуператора $F_{y,n}$ при различном типе оребрения.

Таблица 2.4 – Площади поверхности теплообмена одной стороны потока

№	Тип оребрения	Площадь теплообменной поверхности по одному из воздушных потоков, $F_{y,n}$, м ²
1	Плоские каналы без дополнительного оребрения	$F_{y,n} = F_{пл} = A \cdot B \cdot 2 \cdot Z_{н,y} - A \cdot B$
2	Каналы с проходами прямоугольного сечения, образованными П-профилем	$F_{y,n} = F_{пл} + F_p = \left[A \left(\delta_{пр} \cdot n_{пр} (2 \cdot Z_{н,y} - 1) + \delta_k \cdot 2 \cdot Z_{н,y} (n_{пр} - 1) \right) \right]$ при $n_{пр} = \frac{A + \delta_p}{\delta_{пр} + \delta_p}$ и $A = B$
3	Каналы с проходами, сечения которых имеют форму равностороннего треугольника (образованы V-профилем)	$F_{y,n} = F_{пл} + F_p = \frac{2 \cdot (\delta_k - 2 \cdot \delta_p)}{\sqrt{3}} \cdot C \cdot n_{пр} (6 \cdot Z_{н,y} - 1)$ при $n_{пр} = \frac{\sqrt{3} \cdot A}{2(\delta_k - 2 \cdot \delta_p)}$ и $A = B$

В приведенных выше уравнениях $F_{пл}$ – площадь поверхности теплообмена пластин, м²; F_p – площадь поверхности теплообмена оребрения, м²; $\delta_{пр}$ – длина прохода оребрения, м; $n_{пр}$ – количество проходов оребрения в одном канале, шт.; δ_p – толщина ребра, м; A, B – длина и ширина кассеты рекуператора, м.

Количество каналов по одному потоку удаляемого или наружного воздуха $Z_{н,y}$, шт., в кассете теплообменника [89] при условии, что толщина пластины не учитывается $\delta_{пл} = 0$ определяется как

$$Z_{н,y} = \frac{Z}{2} = \frac{C}{2 \cdot \delta_k} \quad (2.17)$$

где Z – суммарное количество каналов, шт.; C – толщина пакета рекуператора, м.

Если в расчете учитывается значение $\delta_{пл}$, то уравнение 2.14 примет вид

$$Z_{н,y} = \frac{Z}{2} = \frac{C + \delta_{пл}}{2(\delta_k + \delta_{пл})} \quad (2.18)$$

В упрощенной форме площадь живого сечения f_c , м², определяется как

$$f_c = A \cdot \delta_k \cdot Z_{н,y} \quad (2.19)$$

Для каждого из воздушных потоков определяются параметры, необходимые для вычисления коэффициента теплопередачи. Задаваясь расходами $G_{н,y}$, при расчете скоростей потоков необходимо учитывать плотности двух теплообменивающихся сред. Средняя массовая скорость движения воздушных потоков в живом сечении $\overline{(v\rho)}_{н,y}$, кг/(с · м²)

$$\overline{(v\rho)}_{н,у} = \frac{G_{н,у}}{3600 \cdot f_c} \quad (2.20)$$

Средняя объемная скорость движения воздуха в живом сечении, м/с

$$\bar{v}_{н,у} = \frac{\overline{(v\rho)}_{н,у}}{\rho_{н,у}} \quad (2.21)$$

Для определения характера течения воздушных поток в каналах определяется число Рейнольдса, которое представляет собой отношение сил инерции к силам вязкости

$$Re_{н,у} = \frac{v_{н,у} \cdot d_{эКВ}}{\nu_{н,у}} \quad (2.22)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с; $d_{эКВ}$ – эквивалентный диаметр по скорости, м.

Для каналов треугольной формы переход от ламинарного режима к турбулентному происходит при значениях $Re_{кр} = 1200 \div 1400$, U-образных – $Re_{кр} = 1000 \div 2000$, для прямоугольных каналов – $Re_{кр} = 2000$ [14]. При значениях выше 10000 наступает развитое турбулентное течение [63].

Определение коэффициентов теплоотдачи для теплообменивающихся текучих сред α_n, α_y , Вт/(м² · °С), аналитическим способом является самым трудозатратным процессом, поскольку α_n, α_y представляют собой сложную зависимость от физических параметров воздуха, характера и скорости его течения, формы и размеров поверхности теплообмена

$$\alpha = f(v, \lambda, \mu, \rho, Cp, X, t, t_{пов}, \Delta t, \Phi, A, B, \delta \dots) \quad (2.23)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м · °С; X – характер движения жидкости; Φ – форма стенки.

Поэтому для нахождения α_n, α_y применяется теория подобия, с помощью которой вводятся дополнительные безразмерные комплексы. Для описания конвективного теплообмена между текучей средой и поверхностью твердого тела используется число Нуссельта Nu, физический смысл которого заключается в отношении конвективного переноса теплоты между текучей средой и поверхностью к переносу теплоты теплопроводностью через слой текучей среды [51].

В таблице 2.5 приведены зависимости для определения Nu и $d_{\text{экв}}$ в условиях ламинарного установившегося движения воздуха и теплопереноса.

Таблица 2.5 – Расчет числа Нуссельта и эквивалентного диаметра

Тип канала	Эквивалентный диаметр, $d_{\text{экв}}$, М	Число Нуссельта, Nu	Ссылка
Плоский щелевой канал (рекуператор открытого типа)	$d_{\text{экв}} = 2 \cdot \delta_{\text{к}}$ или $d_{\text{экв}} = \frac{2 \cdot A \cdot \delta_{\text{к}}}{A + \delta_{\text{к}}}$	$Nu = 8,24$	[3, 121]
Канал с прямоугольными проходами, образуемыми П-профилем	$d_{\text{экв}} = \frac{2 \cdot \delta_{\text{пр}} \cdot \delta_{\text{к}}}{\delta_{\text{пр}} + \delta_{\text{к}}}$	$Nu = 4,36$ или в зависимости от $\delta_{\text{пр}}$, $\delta_{\text{к}}$	[3, 40]
Канал с треугольными проходами, образуемыми V-профилем	$d_{\text{экв}} = \frac{2(\delta_{\text{к}} - 2 \cdot \delta_{\text{р}})}{3}$	$Nu = 3,1$	[3]

В исследованиях [18, 49, 61] приводятся критериальные зависимости конвективной теплоотдачи при движении газов в каналах для разных режимов:

- ламинарного, при стабилизированном течении и теплообмене

$$Nu_{\text{н,у}} = 4 \cdot \varepsilon_t = 4 \cdot \left(\frac{Pr_{\text{н,у}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \quad (2.24)$$

- турбулентного

$$Nu_{\text{н,у}} = 0,021 \cdot Re_{\text{н,у}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{н,у}}^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_l \quad (2.25)$$

где ε_t – поправочных коэффициент, учитывающий изменение физических свойств текучей среды от температуры; ε_l – поправка, учитывающая влияние на теплоотдачу процесса гидродинамической стабилизации потока на начальном участке теплообмена.

Также существует универсальная зависимость для определения числа Нуссельта [14]. Поскольку для воздуха число Прандтля, Pr , меняется незначительно в рабочем для рекуператора диапазоне температур, то величина Nu становится зависимой только от Re

$$Nu_{\text{н,у}} = 1,99 \cdot Re_{\text{н,у}}^{0,09} \cdot Pr_{\text{н,у}}^{0,33} \quad (2.26)$$

Коэффициент теплоотдачи определяется следующим образом

$$\alpha_{н,у} = \frac{Nu_{н,у} \cdot \lambda_{н,у}}{d_{экр}} \quad (2.27)$$

Находится коэффициент теплопередачи (общая термическая проводимость системы), $Вт/м^2 \cdot ^\circ C$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н} + \frac{\delta_{пл}}{\lambda_{пл}} + \frac{1}{\alpha_у}} \quad (2.28)$$

В случае использования алюминиевых пластин в кассете рекуператора значение $\delta_{пл}/\lambda_{пл}$ при $\lambda_{пл} = 204 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ C$ можно не учитывать, поскольку термическое сопротивление стенки значительно меньше сопротивления на поверхности пластины. Как показывают исследования теплопроводность материала начинает влиять на температурную эффективность в том случае, если $\lambda_{пл} < 1 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ C$ [114], т.е. при условии применения пластин мембранного типа из полимеризованной бумаги, полипропилена или полихлорвинила.

При наличии в каналах теплоутилизатора оребрения в выражении 2.28 подставляются приведенные коэффициенты теплоотдачи

$$\alpha_{н,у}' = \alpha_{н,у} \cdot \eta_{ор_{н,у}} \quad (2.29)$$

где $\eta_{ор_{н,у}}$ – коэффициент полезного действия оребренной поверхности, который определяется по формуле

$$\eta_{ор_{н,у}} = \frac{F_{пл}}{F} + \left(1 + \frac{F_{пл}}{F}\right) \cdot \eta_{р_{н,у}} \cdot k_{кт} \quad (2.30)$$

где $\eta_{р_{н,у}}$ – эффективность ребра; $k_{кт}$ – коэффициент, учитывающий термическую эффективность контакта воздуха с пластиной (принимается равным 0,7).

Эффективность $\eta_{р_{н,у}}$ определяется по зависимости термической эффективности ребра величины $(l_{р_{н,у}} \cdot m)$ [14], при

$$(l_p \cdot m)_{н,у} = l_p \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{н,у}}{\delta_p \cdot \lambda_p}} \quad (2.31)$$

где l_p – длина ребра (может быть приравнена к толщине канала δ_k), м; λ_p – теплопроводность материала ребра, $Вт/м \cdot ^\circ C$.

Далее по уравнениям 2.15 и 2.16 находится модифицированный критерий Фурье. Поскольку в инженерной практике не существует прямой алгебраической

формы для зависимости $\theta_t = f(\text{Fo}', \bar{W})$ при перекрестной схеме движения теплоносителей в отличие от прямотока и противотока, поэтому при определении θ_t используются номограммы и табличные данные [14, 41, 42]. В работе [41] авторами указывается, что зависимость $\theta_t = f(\text{Fo}', \bar{W})$ получена Нуссельтом на основе оригинального решения с использованием рядов, которое было преобразовано для двумерного температурного поля.

Зная θ_{t_n} и θ_{t_y} по уравнениям 2.11, 2.12 вычисляются конечные средние температуры теплообменивающихся сред $\bar{t}_{n_2}, \bar{t}_{y_2}$. Уравнение теплового баланса позволяет определить количество передаваемой теплоты в рекуператоре, Вт

$$Q_{n,y} = G_{n,y} \cdot c_{p_{n,y}} \cdot (\bar{t}_{n_2,y_1} - \bar{t}_{n_1,y_2}) \quad (2.32)$$

В случае понижения температуры поверхности теплообмена на стороне удаляемого воздуха ниже температуры точки росы происходит выпадение конденсата ($t_{\text{пов}} \leq t_{y,p}$). Данный процесс сопровождается выделением теплоты фазового перехода, что приводит к интенсификации передачи тепловой энергии. Для аналитического решения такой задачи (воздух рассматривается как гетерогенная бинарная система «воздух-пар»), связанной с тепло- и массообменом (ТМП-модель), применяется методика, также основанная на одномерной модели переноса [14]. Однако ее применение ограничено противоточной схемой движения теплоносителей.

2.5.2 Методика инженерного расчета с использованием линейного среднетемпературного напора

Как известно, средний температурный напор зависит от схемы движения теплоносителя в теплообменном аппарате, а также от соотношения водяных эквивалентов W_1/W_2 (кроме случая, когда температура одного теплоносителя постоянна или при $W_1 \gg W_2$) [35]. Если температуры теплообменивающихся сред изменяются по длине поверхности нагрева незначительно $\Delta t_m/\Delta t_6 \geq 0,6$ (Δt_6 –

больший температурный напор, °С; Δt_m – меньший температурный напор, °С), то средний температурный напор можно считать как среднеарифметический

$$\Delta t_{cp} = 0,5 \cdot (t_6 + t_m) \quad (2.33)$$

В других случаях при различных схемах движения теплоносителей средний температурный напор определяется по логарифмической зависимости

$$\Delta t_{лог} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (2.34)$$

Рассматриваемая методика, как и предыдущая, опирается на постоянство расходов, теплоемкости двух сред, а также неизменяемости коэффициента теплопередачи вдоль поверхности нагрева [88].

Для перекрестного тока необходимо учитывать поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$, который определяется по номограммам с использованием вспомогательных величин $P(X)$ и $R(Z)$ и подставляется в качестве множителя в уравнении 2.34 [26, 40, 41].

$$P(X) = \frac{\bar{t}_{n2} - \bar{t}_{n1}}{\bar{t}_{y1} - \bar{t}_{n1}}; R(Z) = \frac{\bar{t}_{y1} - \bar{t}_{y2}}{\bar{t}_{n2} - \bar{t}_{n1}} \quad (2.35)$$

Сложность данного подхода заключается в применении ряда последовательных приближений при определении конечных температур \bar{t}_{n2} , \bar{t}_{y2} , которые изначально задаются ориентировочно. Тепловая нагрузка рекуператора находится с использованием уравнения теплопередачи

$$Q = k \cdot F \cdot \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{лог} \quad (2.36)$$

где $\Delta t_{лог}$ – среднелогарифмическое значение разности температур двух теплоносителей, рассчитанное для случая истинного противотока, °С.

А.Э. Пиир в работах [66, 67, 89] для осуществления теплового расчета рекуператора предложил использовать линейную формулу температурного напора и уравнение теплового потока при неизвестном тепловом балансе на основе допущений:

- 1) Наличие ламинарного движения потоков;
- 2) Коэффициент теплопередачи определяется шириной канала;

3) Теплопроводность материала поверхности теплообмена не оказывает влияния на коэффициент теплопередачи;

4) Массовые расходы теплообменивающихся потоков равны.

В результате температурная эффективность определяется только по величине Fo' и выражается как

$$\theta_t = \frac{1}{\left(\frac{Cp_B \cdot G_{H,Y}}{k \cdot F} + a + b\right)} \quad (2.37)$$

где $a + b = 1,1$ – определенный профессором Пииром А.Э. коэффициент для перекрестной схемы движения теплоносителей.

Подставив в уравнение 2.37 критерий Фурье, получим формулу, представленную в работах [74, 75]

$$\theta_t = \frac{Fo'}{1,1 \cdot Fo' + 1} \approx \frac{Fo'}{1,137 \cdot Fo' + 1} \quad (2.38)$$

Для определения k предлагается использовать $Nu = 4,36$ для теплоотдачи при гидродинамически- и термически стабилизированном ламинарном течении жидкости с постоянными физическими свойствами согласно [3].

2.5.3 Методика определения аэродинамического сопротивления пластинчатого рекуператора

Помимо эффективности теплопередачи при изучении работы пластинчатых рекуператоров и последующей рационализации конструкции поверхности теплообмена важной характеристикой является сопротивление поверхности кассеты теплообменника. По причине того, что в работе рассматривается воздуховоздушная модель теплопередачи, увеличивается значимость точного расчета потери напора в рекуператоре, так как данная величина оказывает существенное влияние на затраты энергии на преодоление сил сопротивления движению.

Перепад давления в теплоутилизаторе [41, 42], Па, может быть найден как

$$\begin{aligned} \Delta P &= \Delta P_{ВХ} + \Delta P_y + \Delta P_{ПОВ} - \Delta P_{ВЫХ} = \\ &= \frac{G^2 v_1}{2g P_1} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{F}{f_c} \frac{v_{CP}}{v_1} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{v_2}{v_1} \right] \quad (2.39) \end{aligned}$$

где $\Delta P_{\text{вх}}$ – потеря напора на вход потока в сечение канала, Па; ΔP_y – потеря напора при ускорении потока в канале, Па; $\Delta P_{\text{пов}}$ – потери напора на трение в канале, Па; $\Delta P_{\text{вых}}$ – потеря напора на выход потока из канала, Па; G – массовая скорость потока теплоносителя, кг/(с · м²); $v_1, v_2, v_{\text{ср}}$ – скорость движения воздуха на входе, на выходе из рекуператора и средняя скорость соответственно, м/с; K_c, K_e – коэффициенты, учитывающие потерю напора в результате сужения и расширения потока при входе и выходе из теплообменника соответственно; f – среднее значение коэффициента сопротивления по длине; F – полная поверхность теплообмена одной стороны теплообменника, м²; f_c – минимальная площадь свободного сечения теплообменника, м².

Коэффициент проходного сечения определяется по уравнению

$$\sigma = \frac{f_c}{f_{\text{фр}}} = \frac{f_c}{A(B) \cdot C} \quad (2.40)$$

где $f_{\text{фр}}$ – полное поперечное сечение теплообменника (фронтальное сечение), м².

При движении текучей среды в каналах коэффициент сопротивления является функцией числа Re. Значение f при ламинарном движении воздуха можно найти, используя формулу [61]

$$f = \frac{A}{\text{Re}} \quad (2.41)$$

где A – коэффициент, зависящий от формы и габаритов сечения канала.

или, применяя последовательность, предложенную В.Н. Посохиним [68], согласно которой сначала определяется число Re, затем комплекс $\text{Re}(k_э/d_{\text{экв}})$, где $k_э$ – эквивалентная шероховатость материала теплообменника. После этого определяется вид формулы для коэффициента сопротивления f .

Перепад давления в канале пластинчатого рекуператора можно также определить по зависимости [61]:

$$\Delta P_K = f \frac{l}{d_{\text{экв}}} \frac{\rho_{\text{ср}} v_{\text{ср}}^2}{2} + 2 \left(\frac{\rho_2 v_2^2}{2} - \frac{\rho_1 v_1^2}{2} \right) \quad (2.42)$$

где l – длина канала рекуператора, м; $\rho_1, \rho_2, \rho_{\text{ср}}$ – плотность воздуха на входе, на выходе из рекуператора и средняя плотность между ними соответственно, кг/м³.

Зная перепад давления в теплообменнике, можно определить энергию, которая затрачивается воздушным потоком на преодоление сопротивления, $(\text{м}^3 \cdot \text{Па})/\text{ч}$

$$N = L \cdot \Delta P = \frac{G}{\rho} \cdot \Delta P \quad (2.43)$$

где L – объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$.

2.6 Результаты предварительного исследования модели теплопередачи

Изменение параметров θ_{t_n} и θ_{t_k} для наружного и удаляемого воздуха при росте Re_n и Re_y соответственно отображено на рисунках 2.3 и 2.4. На графиках можно наблюдать уменьшение значений коэффициентов температурной эффективности по мере увеличения скоростей v_n и v_y , что согласуется с проводимыми экспериментальными исследованиями [115]. Причина данной тенденции заключается в уменьшении времени контакта молекул теплообменивающихся потоков для каждого поперечного сечения по мере движения фронта теплоносителя в рекуператоре. Сдвиг кривых по оси абсцисс на рисунке 2.4 объясняется уменьшением в уравнении 2.20 коэффициента v_n , который для наружного воздуха имеет меньшее значение.

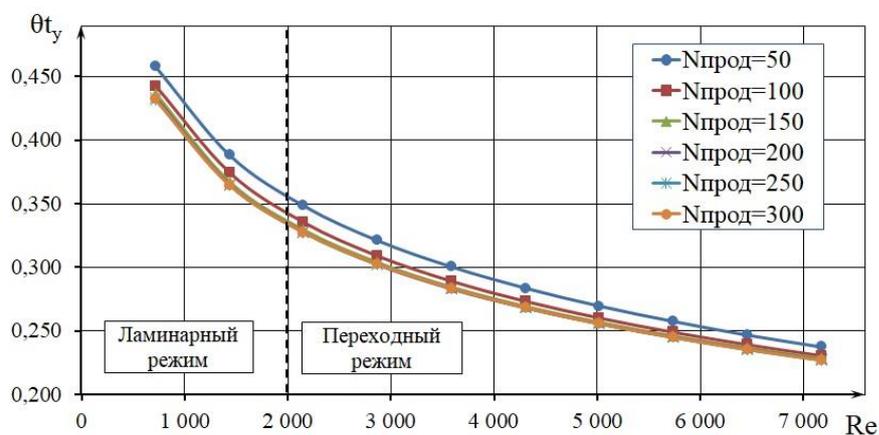


Рисунок 2.3 – Изменение θ_{t_y} в зависимости от числа Re_y

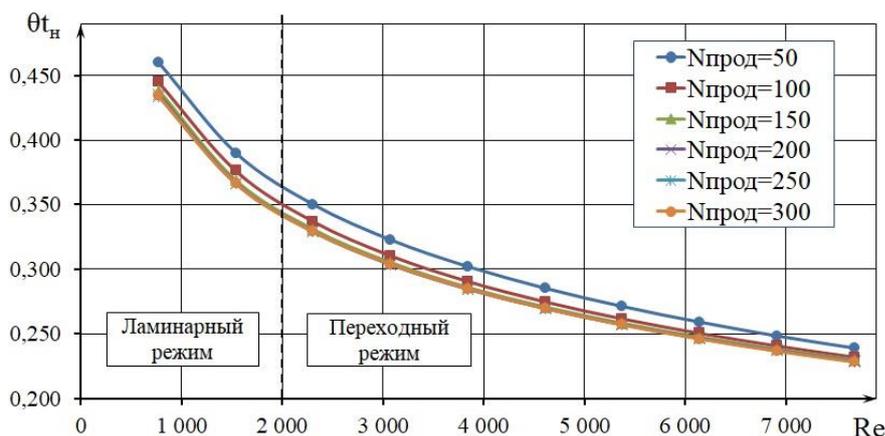


Рисунок 2.4 –Изменение θ_{t_n} в зависимости от числа Re_n

На рисунке 2.5 представлены зависимости средних температур воздушных потоков на выходе из теплообменного блока рекуператора \bar{t}_{n_2} , \bar{t}_{y_2} от числа разбиений. Как видно, и для ламинарного, и для переходного режимов течения при задании 50 ячеек в продольных направлениях движения потоков наблюдается существенное отличие конечных температур по сравнению с моделью в 100 ячеек: при $Re_y = 717$ \bar{t}_{y_2} падает на 4,1%; при $Re_n = 768$ \bar{t}_{n_2} возрастает на 5,85. Для интервала $n_{\text{прод}} = 100 \div 300$ темп изменения температур уменьшается. Рост скоростей воздушных потоков приводит к постепенному выравниванию температур в области $n_{\text{прод}} = 50 \div 150$ ячеек.

Таким образом, разбиение расчетной сетки, составляющее $n_{\text{прод}} = 50$, не обеспечивает адекватного описания процесса теплопередачи в пристеночной области, для которой характерен перенос тепловой энергии на молекулярном уровне по направлению, перпендикулярному пластине. Это приводит к завышению температурной эффективности (рис. 2.3, 2.4). Следовательно, количество ячеек, составляющее 100 шт. в продольных направлениях, является оптимальным. Рассматриваемая расчетная сетка обеспечивает экономию вычислительных ресурсов и снижает время расчета по отношению к сеткам с большим числом разбиений, при этом конечные температуры воздуха, отличаются от смежных на 1,8 ÷ 2,5% [19].

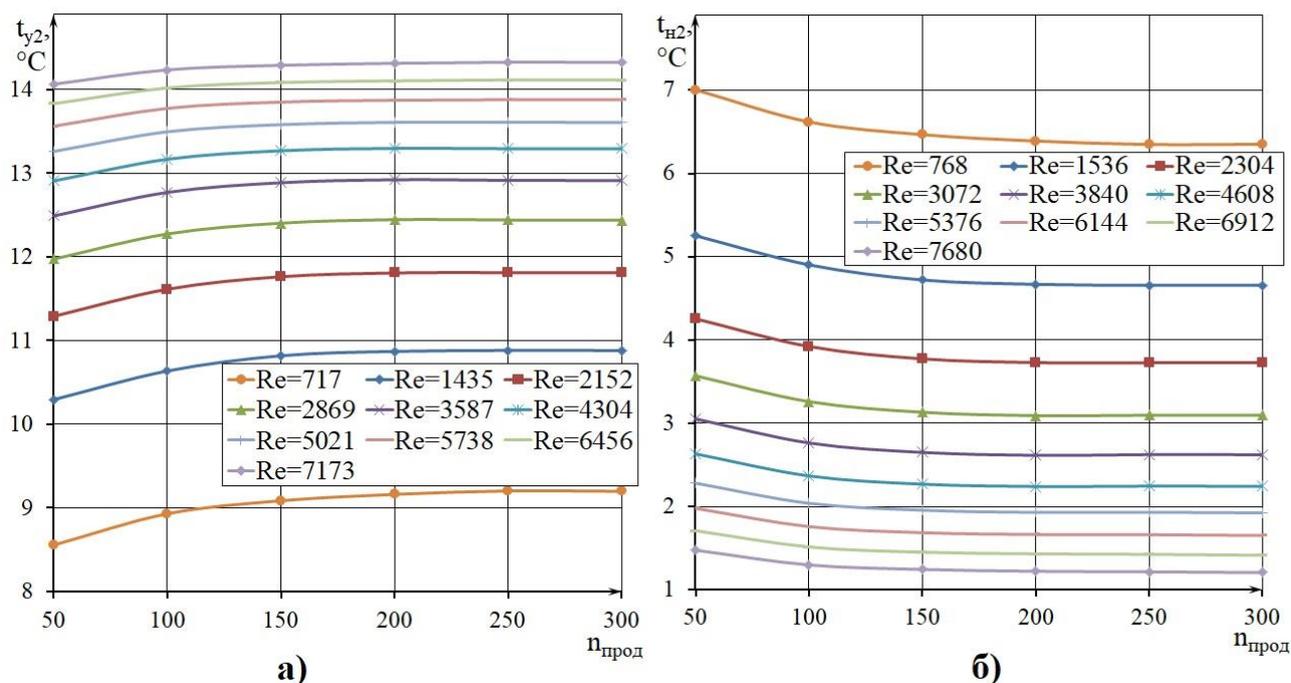


Рисунок 2.5 – Изменение средних конечных температур \bar{t}_{y_2} (а), \bar{t}_{n_2} (б) от разбиения в продольных направлениях пластин

На рисунках 2.6, 2.7 и 2.8 представлены графики с нанесением кривых изменения температурной эффективности по наружному воздуху от числа Рейнольдса при увеличении числа ячеек в поперечном сечении каналов и различной степени сгущения призматических слоев около поверхности пластин.

Как показывают данные моделирования, увеличение слоев, перпендикулярных движению воздуха, приводит к повышению температурной эффективности (для $Re_n = 768$ на 4,3%, при $Re_n = 7680$ на 5,7%). Одновременно, повышение детализации сетки до $n_n = 40$ приводит к значительному сокращению разницы значений θ_{t_n} в диапазоне $Re = 2000 \div 5000$ при различных величинах маски сгущения, что говорит о достаточном числе призматических слоев для адекватного решения пристеночных функций [19].

На рисунке 2.6 отображена кривая $\theta_{t_n} = f(Re)$ при отсутствии сгущающихся слоев вблизи поверхности теплообмена ($BF_n = 0$). Видно, что в ходе повышения турбулентности потока возрастает различие температурных коэффициентов при $BF_n = 0$ и $BF_n = 5$ от 2,4% до 17,7%.

В рамках исследования принимается вариант $n_{\Pi} = 20$, $BF_{\Pi} = 15$, для которого общее количество ячеек равно $52 \cdot 10^4$. При такой модели сетки значения $\theta_{t_{\Pi}}$ не отличаются более, чем на 5%, от значений $\theta_{t_{\Pi}}$ максимально детализированной сетки ($n_{\Pi} = 40$ и $BF_{\Pi} = 15$) при ламинарном потоке. Дальнейшее рост призматических слоев требует больших оперативных ресурсов.

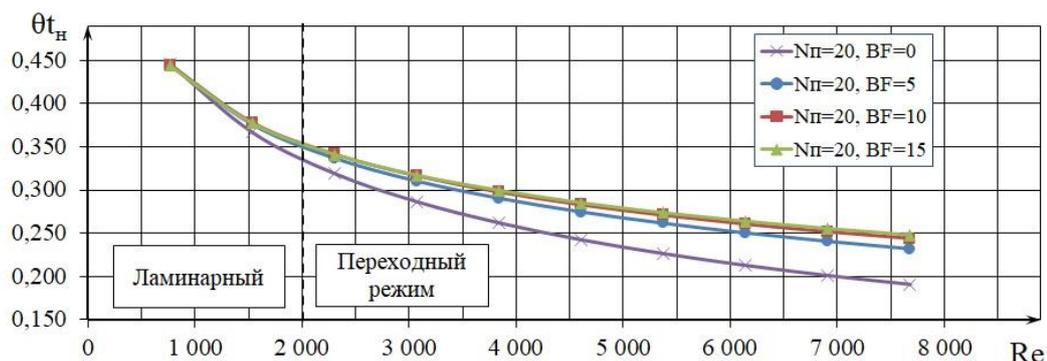


Рисунок 2.6 – Изменение $\theta_{t_{\Pi}}$ в зависимости от числа Re_{Π} при $n_{\Pi} = 20$

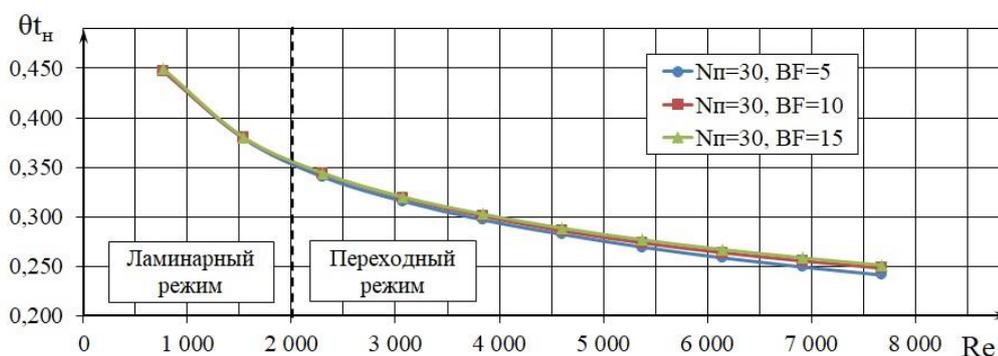


Рисунок 2.7 – Изменение $\theta_{t_{\Pi}}$ в зависимости от числа Re_{Π} при $n_{\Pi} = 30$

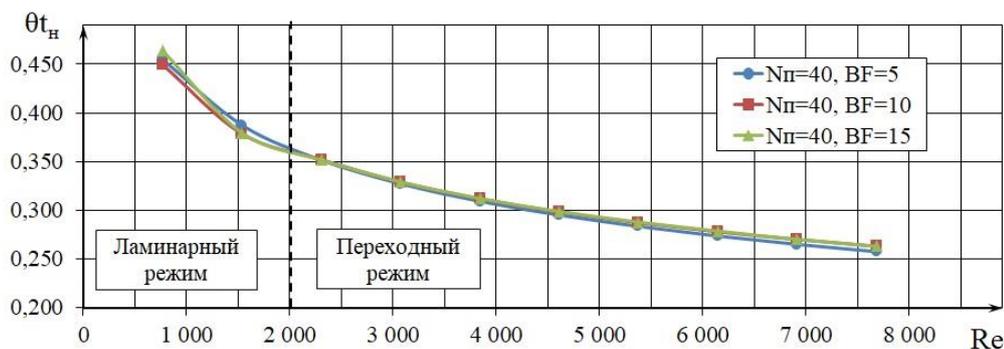


Рисунок 2.8 – Изменение $\theta_{t_{\Pi}}$ в зависимости от числа Re_{Π} при $n_{\Pi} = 40$

Сопоставление данных инженерного расчета и математического моделирования приведено на рисунке 2.9. На графике видно, что при различных значениях начальной температуры $\bar{t}_{н1}$ коэффициенты температурной эффективности практически равны как для однокомпонентной модели, так и для модели смеси. Уменьшение $\bar{t}_{н1}$ приводит к снижению $\theta_{тн}$ для всех вариантов расчета. Тем не менее, значения коэффициентов температурной эффективности, рассчитанные для данного теплообменного блока с применением зависимостей 2.24 и 2.25 оказались существенно меньше, чем определённые по результатам CFD-вычисления. Так аналитический расчет уменьшает температурную эффективность на 46% при минимальной начальной температуре наружного воздуха и на 44% – при максимальной.

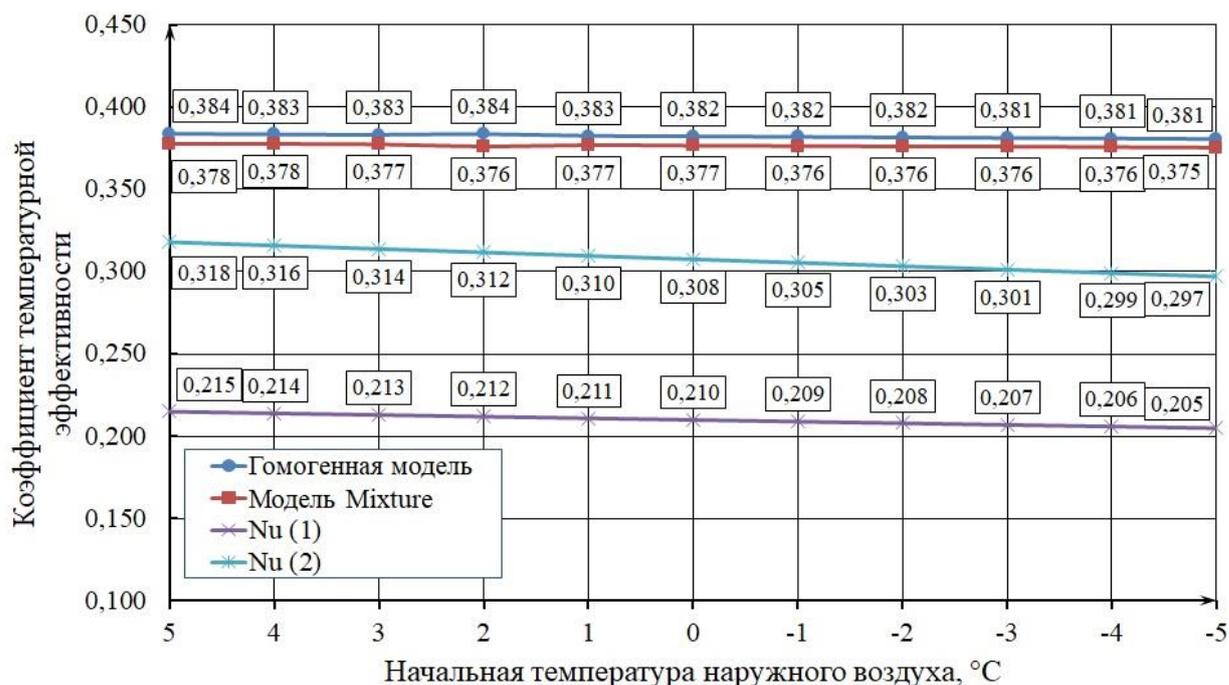


Рисунок 2.9 – Изменение $\theta_{тн}$ от $\bar{t}_{н1}$ при различных способах моделирования и определения числа Нуссельта

В таблице 2.6 сведены теплофизические параметры инженерного расчета при использовании безразмерных показателей.

Таблица 2.6 – Теплотехнические параметры модели теплопередачи

Температура наружного воздуха на входе $\bar{t}_{н1}$	Расход воздуха $G_{н,y}$, кг/с	Число Рейнольдса для наружного воздуха	Число Нуссельта для наружного воздуха по уравнению 2.24	Число Нуссельта для наружного воздуха по уравнению 2.26	Коэффициент теплопередачи, k (1)	Коэффициент теплопередачи, k (2)	Модифицированный критерий Фурье, Fo' (1)	Модифицированный критерий Фурье, Fo' (2)
5	0,00508	1440	4	3,414	4,363	5,126	0,273	0,321
4	0,0051	1449	4	3,416	4,359	5,118	0,272	0,320
3	0,00512	1458	4	3,418	4,355	5,111	0,271	0,318
2	0,0051	1468	4	3,420	4,349	5,103	0,272	0,319
1	0,00515	1478	4	3,423	4,347	5,096	0,269	0,315
0	0,00517	1487	4	3,425	4,343	5,088	0,267	0,313
-1	0,00519	1497	4	3,428	4,338	5,080	0,266	0,312
-2	0,00521	1506	4	3,431	4,333	5,071	0,265	0,310
-3	0,00523	1516	4	3,433	4,328	5,062	0,263	0,308
-4	0,00525	1526	4	3,436	4,323	5,054	0,262	0,306
-5	0,00527	1536	4	3,439	4,318	5,045	0,261	0,305

При анализе полученных данных видно, что существенную роль в расчете при равных исходных данных играет число Нуссельта, которое входит в уравнение 2.12 через параметры $\alpha_{н,y}$ и, следовательно, k [19]. В условиях теплообмена между воздушными потоками в рекуператоре, когда $Pr_{н,y} = const$, уравнение 2.24 приобретает следующий вид

$$Nu_{н,y} = 4 \quad (2.44)$$

т.е. в любом режиме работы утилизатора число Нуссельта остается постоянным в случае применения зависимости 2.24.

Для модели Multiphase (Mixture) получены поля распределения температур (рис. 2.10а, рис. 2.10б) и скоростей (рис. 2.10в, рис. 2.10г) для греющего и нагреваемого теплоносителя соответственно. Поля расположены параллельно движению потоков в центральном сечении каналов. На рисунках видно формирование градиента температур по всей площади продольного сечения, при этом у торцевых поверхностей кассеты рекуператора образуются области

замедления изменения температур. Здесь прослеживается влияние сил вязкости, которые оказывают тормозящее воздействие на движение текучих сред и способствуют формированию пограничного динамического слоя [19].

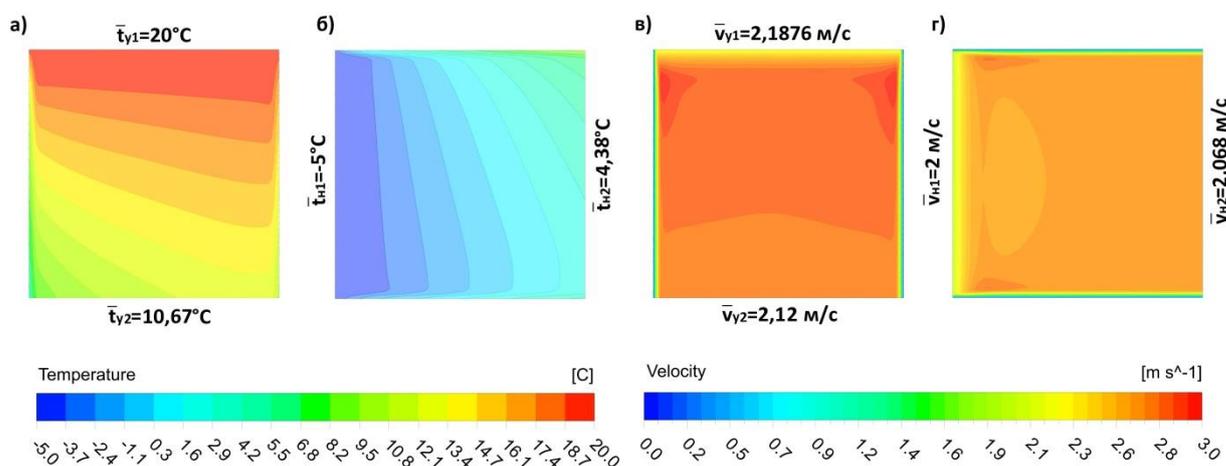


Рисунок 2.10 – Распределение температур (а, б) и скоростей (в, г) в центральных сечениях приточного и вытяжного каналов рекуператора

Рассмотрим распределения температур в поперечных сечениях греющей (рис. 2.11а) и нагреваемой среды (рис. 2.11б), располагаемых на расстояниях с шагом в 0,05 м от входа в теплообменный блок рекуператора [19]. В диапазоне $x, y = 0,05 \div 0,10$ м прослеживается постепенное изменение температур около пластины теплообмена и торцевых сторон каналов. На расстоянии от 0,10 м до 0,40 м происходит непрерывное изменение температур.

Из этого следует, что температурным полям, располагаемым в сечениях как перпендикулярных, так и параллельных движущимся в каналах кассеты потокам воздуха характерно наличие теплового пограничного слоя. Таким образом, для каналов кассеты теплоутилизатора толщиной $\delta_k \leq 5$ мм является рациональным построение ячеек призматического типа по всему объему пространства.

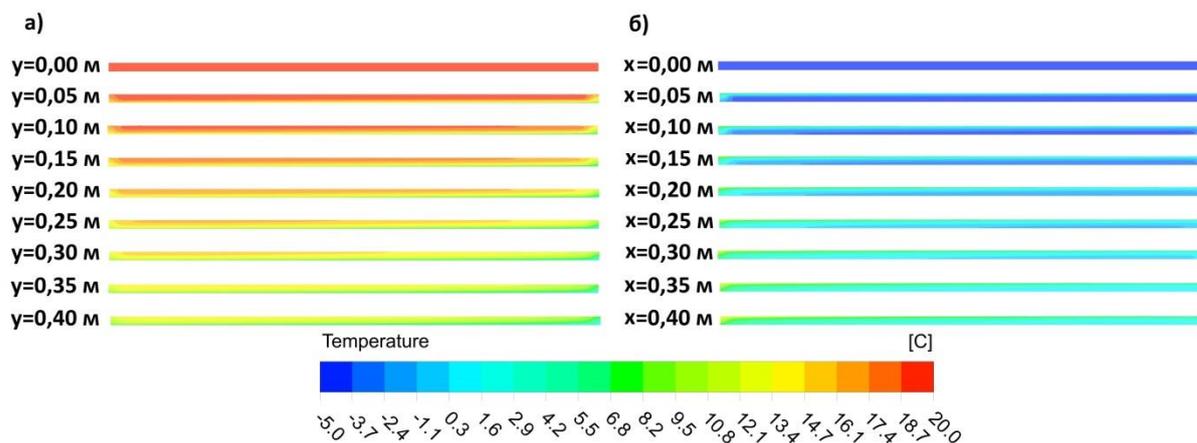


Рисунок 2.11 – Распределение температур в поперечных сечениях удаляемого (а) и наружного (б) воздушных потоков

Выводы по второй главе

1. На сегодня применение математического моделирования является передовым методом изучения процессов тепло- и массопереноса в пластинчатых рекуператорах теплоты.

2. В ходе выполнения проверки сеточной сходимости получено, что рациональным количеством ячеек в продольных направлениях для пластины рекуператора размером $0,4 \times 0,4$ м является 100. Уменьшение узлов при ламинарном режиме приводит к завышенным значениям температурной эффективности по наружному и удаляемому воздуху.

3. Детализация сетки в поперечном сечении канала способствует постепенному увеличению коэффициента температурной эффективности для ламинарного и турбулентного режимов течения. При этом выявлена тенденция снижения влияния степени сеточного сгущения около стенок рекуператора на окончательный результат решения дифференциальных уравнений.

4. Температурная эффективность по наружному воздуху оказалась ниже при выполнении теплового расчета на основе α -модели по сравнению с результатами программного вычисления. Для проверки адекватности используемых методов необходимо выполнение экспериментальных исследований.

3 СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА С РЕЗУЛЬТАТАМИ СТЕНДОВОГО ЭКСПЕРИМЕНТА И ДАННЫМИ ПРОИЗВОДИТЕЛЯ РЕКУПЕРАТОРА

В рамках изучения работы пластинчатого рекуператора как самостоятельной термодинамической системы особую роль играет получение эмпирических данных. Описываемые во второй главе методы инженерного расчета и математического моделирования теплопередачи и газодинамики в кассете рекуператора на базе подпрограммного модуля ANSYS Fluent будут использоваться в дальнейшем для решения вопроса повышения энергетической и экономической эффективности. Следовательно, необходимым этапом исследования становится реализация экспериментального подтверждения достоверности данных методик. Обозначим основные задачи экспериментального исследования:

- разработка методики геометрического и сеточного моделирования кассеты теплоутилизационной установки;
- выполнение лабораторного исследования пластинчатого перекрестно-точного теплоутилизатора с получением данных по температурной эффективности;
- осуществление сравнительного анализа результатов программного расчета с применением различных моделей турбулентности (Laminar, Realizable k- ϵ и SST k- ω) с данными технической характеристики рекуператора и результатами экспериментального исследования [20];
- рационализация методик теплового расчета рекуператора на основе анализа полученных данных.

Измерения параметров среды производятся согласно требованиям нормативных документов [29, 31, 32].

3.1 Описание экспериментального стенда и измерительных приборов

Для осуществления экспериментальных исследований на базе существующего стенда лаборатории кафедры «Теплогазоснабжения и вентиляции» Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета разработана приточно-вытяжная установка. Базовым элементом стенда является рекуперационная установка ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60 [20]. Основные характеристики стенда приведены в таблице 3.1. Принципиальная схема стенда изображена на рисунке 3.1.

Таблица 3.1 – Характеристики экспериментального стенда

Характеристика	Значение
Максимальная температурная эффективность рекуператора, %	60
Номинальный расход воздуха, м ³ /ч	500
Реальный диапазон расхода воздуха экспериментальной установки, м ³ /ч	0 – 200
Количество контрольных точек измерения температуры воздуха, шт.	4
Количество точек измерения расхода воздуха, шт.	4

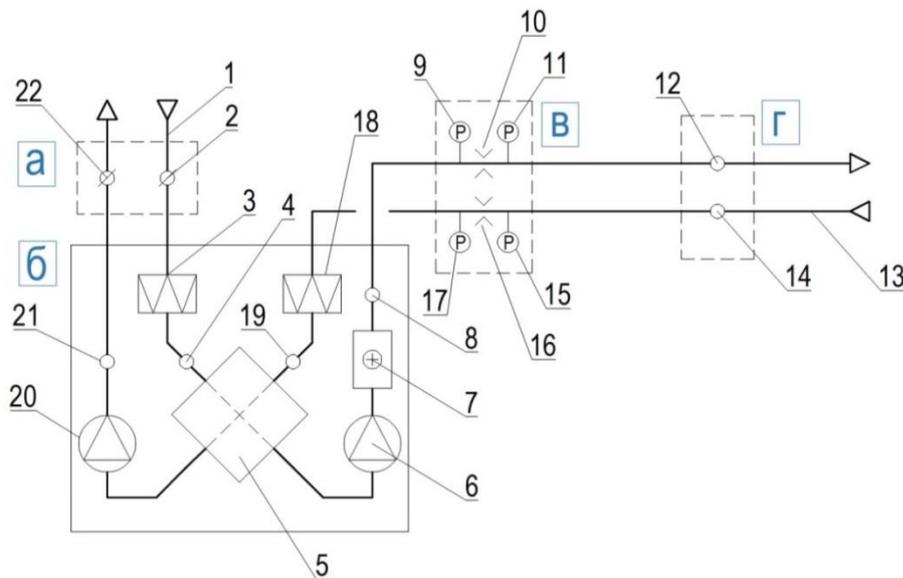


Рисунок 3.1 – Схема лабораторного стенда «Перекрестно-точный пластинчатый рекуператор»

Наружный воздух всасывается приточным вентилятором (6) в приточный воздуховод (1), где он проходит через дроссель-клапан (2). Затем воздух

поступает в секцию фильтра (3), после которой направляется в перекрестно-точный теплообменник (5). Температура наружного воздуха до и после теплообменника (5) измеряется в технологических отверстиях (4) и (8) соответственно. Далее нагретый воздух поступает в блок электрического воздухонагревателя (7), после чего движется через ирисовую диафрагму IRIS 160 (10) с измерительными штуцерами (9) и (11) и проходит сечение с технологическими отверстиями для измерения скоростей (12) приточного воздуховода (1). Удаляемый воздух поступает в вытяжной воздуховод (13) посредством вытяжного вентилятора (20). Воздух транспортируется через сечение с технологическими отверстиями для измерения скоростей (14), затем проходит через ирисовую диафрагму IRIS 160 (16) с измерительными штуцерами (15) и (17) и направляется в секцию фильтра (18). После этого происходит охлаждение воздуха в перекрестно-точном теплообменнике (5) и выпуск на улицу через дроссель-клапан (22), при этом температура удаляемого воздуха до и после рекуператора измеряется в технологических отверстиях (19) и (21) соответственно [20].

Общий вид приточно-вытяжной установки изображен на рисунке 3.2.

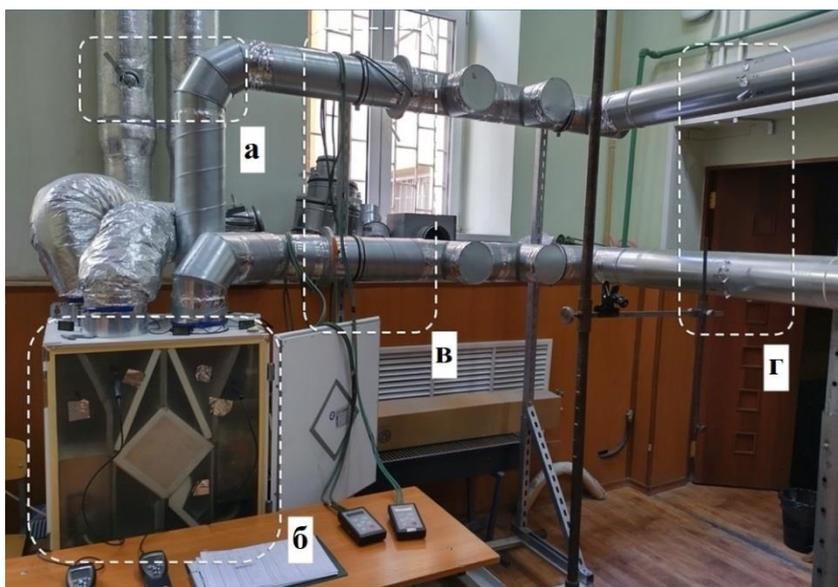


Рисунок 3.2 – Общий вид приточно-вытяжной установки. а – секция регулирования расходов; б – секция измерения температур в рекуператоре; в – секция измерения перепада давления; г – секция определения расходов

Технологически лабораторный стенд можно разделить на 4 отдельных секции «а», «б», «в», и «г».

На рисунке 3.3 представлена секция «а». Она содержит ручные приводы по изменению угла наклона дроссель-клапанов, с помощью которых осуществляется регулирование расхода воздуха на приточном и вытяжном воздуховодах.



Рисунок 3.3 – Секция «а»

На рисунке 3.4 представлена секция «б», которая включает рекуперационную установку. Для осуществления измерений температур наружного $\bar{t}_{н1}$, $\bar{t}_{н2}$ и удаляемого воздуха $\bar{t}_{у1}$, $\bar{t}_{у2}$ используются технологические отверстия, выполненные в панели из поливинилхлорида, которая герметично прикреплена к каркасу установки. Температуры потоков определяются термоанемометрами Testo-425. Действительная мощность вентиляторов определяется при помощи ваттметра РМ 300.

Согласно [30] величину нагрева воздуха в вентиляторе можно определить по формуле

$$\Delta t_{\text{вент}} = \frac{0,8 \cdot N_{\text{вент}} \cdot 10^{-3} \cdot 3600}{L} \quad (3.1)$$

где 0,8 – коэффициент, учитывающий теплоемкость воздуха [7], $(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Дж}$; $N_{\text{вент}}$ – потребляемая вентилятором мощность, Вт; L – объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$.



Рисунок 3.4 – Секция «б»

На рисунке 3.5. представлена секция «в», которая предназначена для определения перепадов статического давления $\Delta P_{ст}$ на сужающих устройствах – ирисовых диафрагмах IRIS 160. Для определения перепадов давления используются дифференциальные цифровые манометры ДМЦ-01М, которые при помощи шлангов соединяются с измерительными штуцерами [20].

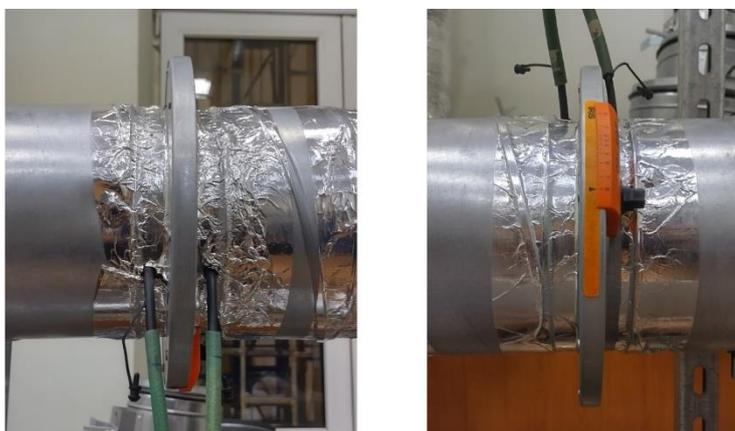


Рисунок 3.5 – Секция «в»

Для определения объемных расходов используется секция «г» (рис. 3.6), представляющая собой два прямых участка приточного и вытяжного воздуховодов диаметром 160 мм, на которых выполнены отверстия для измерения скорости. Длина прямого участка до и после плоскости измерения 620 мм [20].

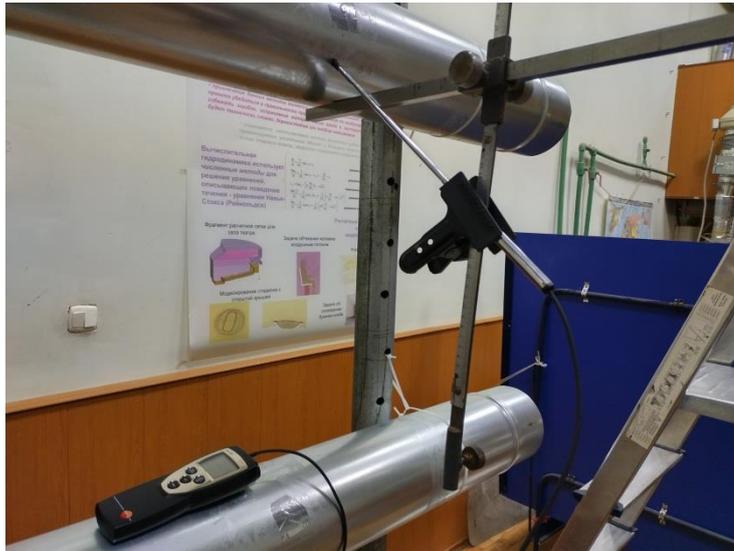


Рисунок 3.6 – Секция «Г»

Скорость потоков измеряется термоанемометром Testo-425, зонд которого вводится внутрь воздуховода через технологические отверстия, таким образом, чтобы осуществить измерения на 24 точки для четырех диаметров со смещением на 45° (рис. 3.7) согласно логарифмическому методу Чебышева [32].

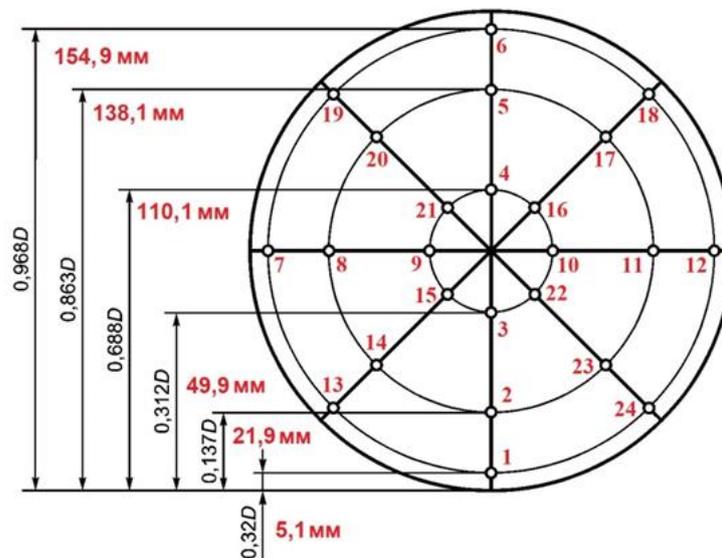


Рисунок 3.7 – Точки измерения скорости по методу Чебышева

Объемные расходы по наружному и удаляемому воздуху можно рассчитать, как:

$$L_{н,у} = 3600 \cdot \bar{v}_{н,у} \cdot f_{возд} = 3600 \cdot \frac{\sum_{i=1}^n v_{н,у}}{n} \cdot f_{возд} \quad (3.2)$$

где $\bar{v}_{н,у}$ – средняя скорость воздуха в воздуховоде, м/с; n – количество контрольных точек, шт.; $f_{возд}$ – площадь воздуховода, м².

$$f_{возд} = \frac{\pi \cdot d_{возд}^2}{4} \quad (3.3)$$

где $d_{возд}$ – диаметр воздуховода, м.

Для определения температуры воздуха внутри помещения, а также расчета температуры точки росы используется психрометр.

Характеристика приборов и измеряемые параметры экспериментального стенда приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Средства измерения и определяемые параметры экспериментального стенда

Измерительное устройство	Измеряемый параметр	Обозначение	Точность измерения	Диапазон измерения
Термоанемометр Testo 425	Температура и скорость воздуха в контрольных точках приточно-вытяжной установки	$\bar{t}_{н1}, \bar{t}_{н2}, \bar{t}_{у1}, \bar{t}_{у2}$	$\pm 0,5^\circ\text{C}$	-20°C $\div +70^\circ\text{C}$
		$v_{н}, v_{у}$	$\pm 0,03$ м/с	$0 \div 20$ м/с
Манометр дифференциальный цифровой ДМЦ-01М	Перепад статического давления на диафрагмах	$\Delta P_{ст.н}, \Delta P_{ст.н}$	± 3 Па	$0 \div 10000$ Па
Цифровой ваттметр РМ 300	Текущая потребляемая мощность электрической энергии, затрачиваемой приточным и вытяжным вентилятором	$N_{н}, N_{у}$	± 1 Вт	$\pm 0 \div 4416$ Вт
Аспирационный психрометр	Температура воздуха внутри помещения по сухому и влажному термометру	$\bar{t}_{в}, \bar{t}_{в.вл}$	$\pm 2^\circ\text{C}$	-25°C $\div +50^\circ\text{C}$ -10°C $\div +50^\circ\text{C}$

3.2 Разработка модели кассеты перекрестно-точного рекуператора

Кассета рекуперационной установки ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60 имеет оригинальное заводское исполнение. Теплообменная поверхность теплоутилизатора формируется параллельными пластинами, образующими прямоугольные каналы, по которым движутся нагреваемый и охлаждаемый воздушные потоки.

Особенностью конструкции является способ обеспечения разделения потоков удаляемого и наружного воздуха: вместо применения плоских реек, предотвращающих перемешивание двух теплоносителей, двигающихся по перекрестной схеме, заделка торцевых концов реализуется путем постепенного сужения каналов и объединения двух пластин [20]. Таким образом, поверхность теплообмена можно разделить на область разделения потоков и центральную область, а также поверхности, где осуществляется крепление кассеты к каркасу установки (рис. 3.8).

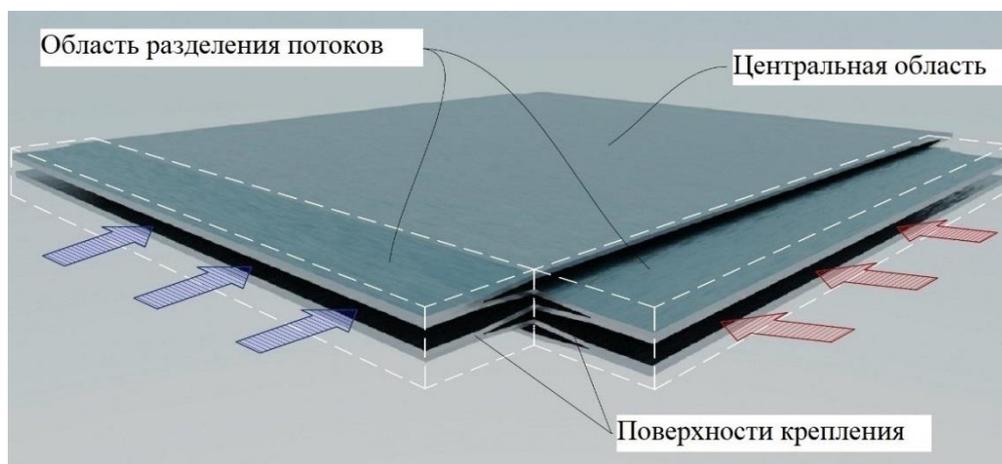


Рисунок 3.8 – Особенности геометрии пластин кассеты рекуператора

Воздух, поступающий в канал теплоутилизатора, проходит по сужающемуся рукаву и попадает в центральную часть, где происходит расширение потока за счет увеличения площади живого сечения в местах соединения пластин. После этого воздух направляется в область разделения потока и выходит из рекуператора.

Составляющий теплообменный блок массив каналов, образуемых параллельно расположенными пластинами, представлен на рисунке 3.9.



Рисунок 3.9 – Теплообменный блок рекуператора ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60. а – массив каналов; б – общий вид теплообменника

В таблице 3.3 указаны геометрические параметры кассеты утилизатора.

Таблица 3.3 – Геометрические параметры кассеты утилизатора теплоты

Параметр	Обозначение	Значение	Единица измерения
Общая длина	A	0,2	м
Общая ширина	B	0,2	м
Длина центральной части	A'	0,16	м
Ширина центральной части	B'	0,16	м
Начальная толщина канала	$\delta_{к1}$	0,003	м
Толщина канала центральной области	$\delta_{к2}$	0,0015	м
Начальная толщина пластины	$\delta_{пл1}$	0,0015	м
Толщина пластины центральной области	$\delta_{пл2}$	0,00075	м
Количество каналов на стороне вытяжки	Z_y	85	шт.
Количество каналов на притоке	Z_n	86	шт.
Площадь поверхности теплообмена граничного канала (одна сторона)	$F_{гр.к}$	0,032	м ²
Площадь поверхности теплообмена канала (две стороны)	F_k	0,064	м ²
Общая площадь теплообменной поверхности всех каналов	F	10,886	м ²

На рисунке 3.10 изображена принципиальная схема кассеты теплоутилизатора в разрезе и на виде сверху с обозначением осей OX и OY .

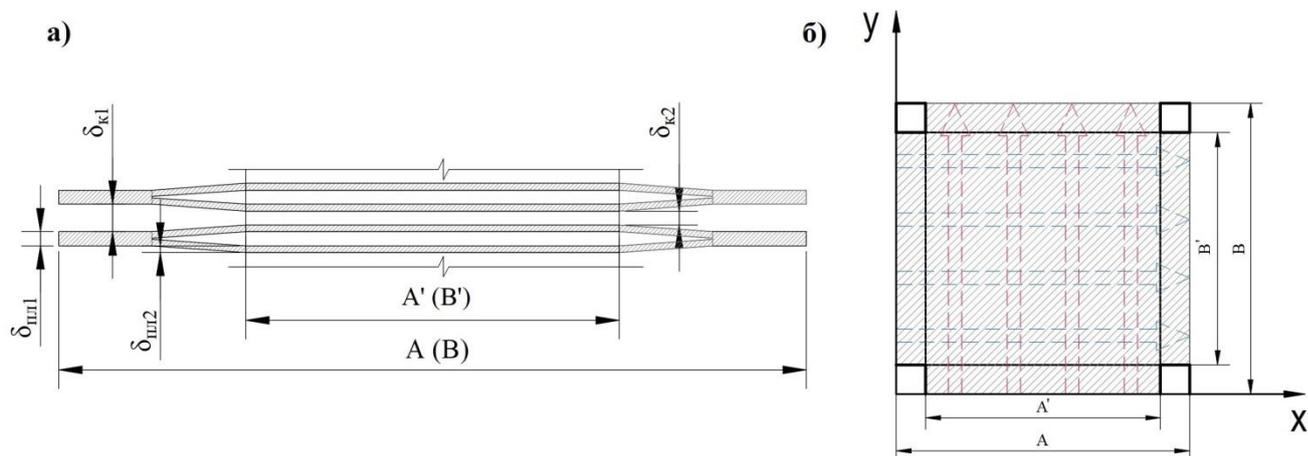


Рисунок 3.10 – Схематическая модель кассеты рекуператора. а – поперечное сечение; б – вид сверху

Поскольку кассета теплообменника имеет составную геометрию принято решение по созданию расчетной сетки в несколько этапов. На первом этапе (рис. 3.11) производится генерация структурированной сетки для центральной области с применением метода MultiZone [20].

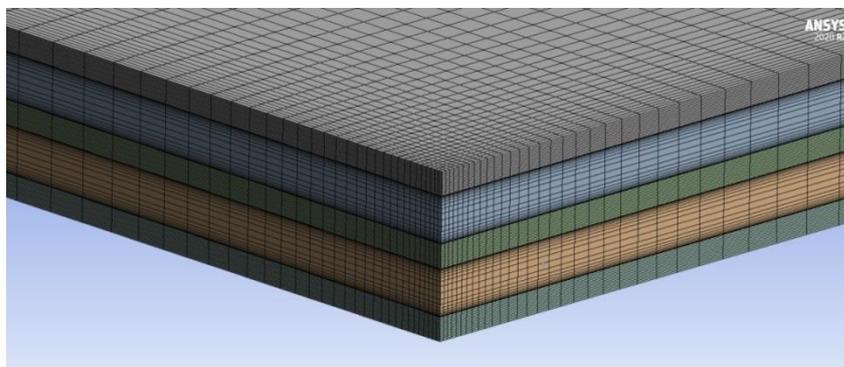


Рисунок 3.11 – Расчетная сетка центральной области кассеты

Второй этап – построение сетки в области разделения потоков (рис. 3.12). В данной зоне происходит постепенное смыкание двух пластин с образованием канала в форме треугольной призмы. Подключаемый инструмент Mappable Faces показал, что для таких 3D-объектов с треугольными основаниями, невозможно построить регулярную сетку с элементами гексаэдрального и призматического вида (с упорядоченными узлами по поверхностям). Для решения данной

проблемы выполнена замена формы сечения канала на равнобедренную трапецию, размеры которой приведены в таблице 3.4.

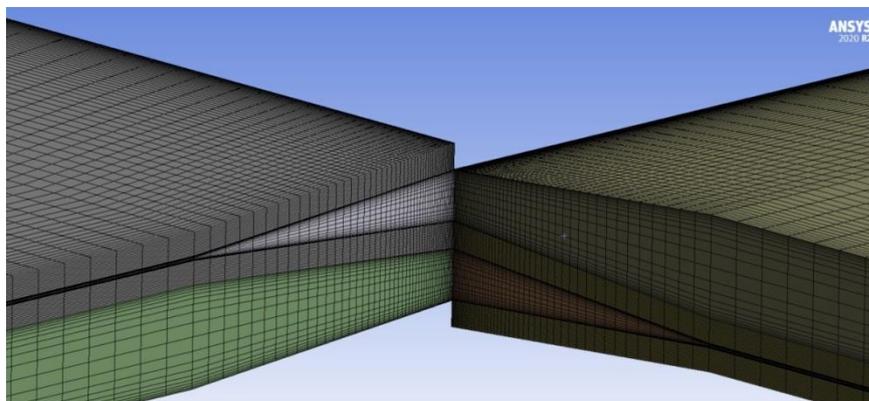


Рисунок 3.12 – Расчетная сетка области разделения потоков

Таблица 3.4 – Геометрия сужающейся части канала

Поверхность трапеции	Значение
Основание, совмещаемое с основным каналом	0,0015 м
Основание торца канала	0,00015 м
Боковые стороны	0,010023 м

Для получения структурированной, конформной сетки, при которой обеспечивается совпадение граней ячеек 3D-объектов, а также отсутствие смещения узлов на поверхностях, построение выполняется в несколько подходов с настройкой метода MultiZone.

В результате итераций получена последовательность создания пространственной сетки. В области разделения потоков метод MultiZone подключается отдельно к «твердым» (пластинам) и «жидким» телам (объектам текучей среды). При этом в качестве поверхностей источника, от которых протягиваются сеточные элементы, выбраны грани, соприкасающиеся с гранями 3D-тел центральной зоны [20]. Кроме того, по причине наличия отрывных течений в области расширения-сужения каналов для получения достоверных результатов дальнейшего программного расчета осуществляется дополнительное сгущение ячеек. На рисунке 3.13 представлена блок-схема алгоритма генерации расчетной сетки.

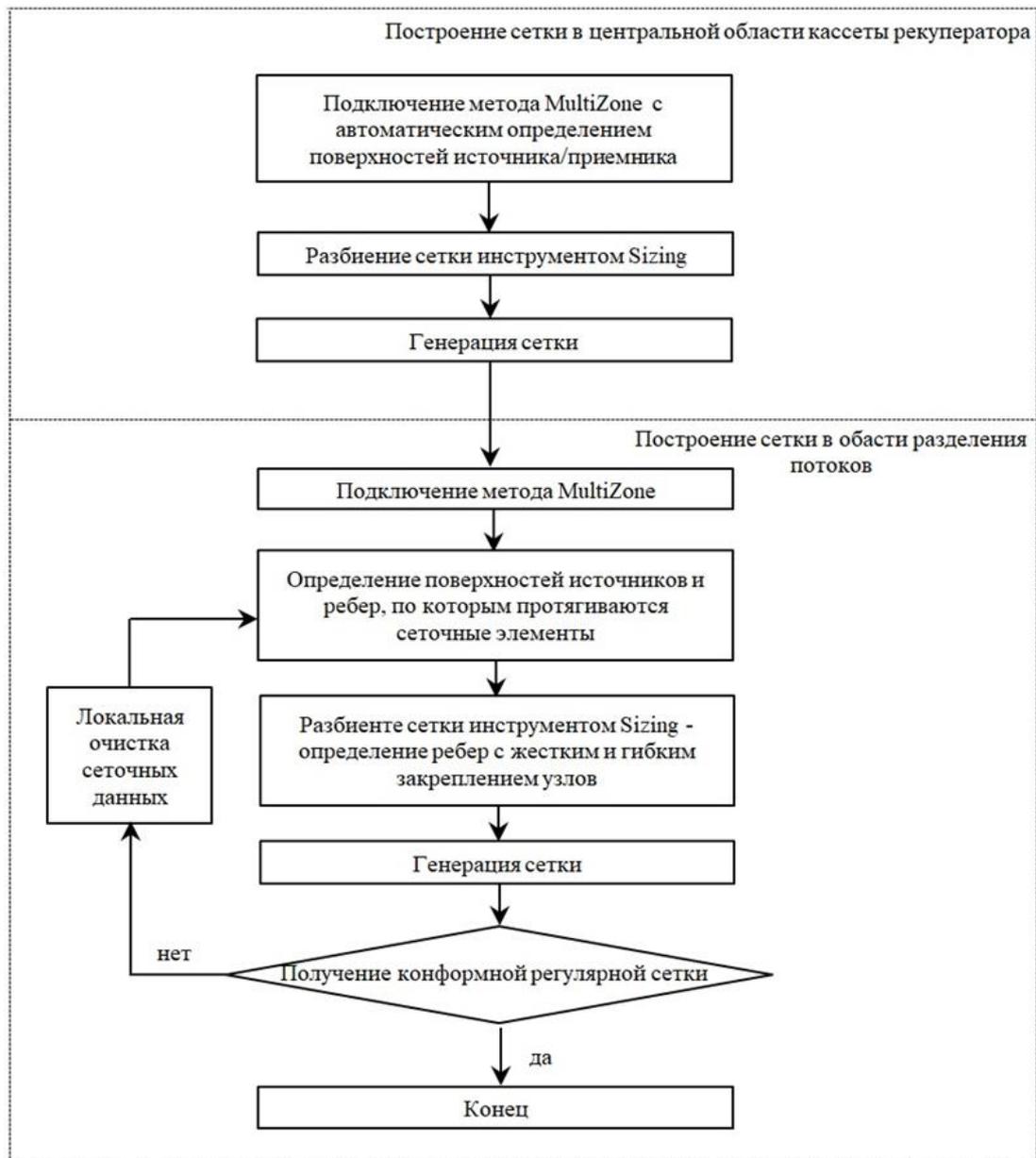


Рисунок 3.13 – Алгоритм построения расчетной сетки

Поскольку детальное моделирование копии разветвленной теплообменной поверхности рекуператора требует больших вычислительных ресурсов и длительного расчета, предлагается рассмотреть три упрощенных модели с сохранением геометрических особенностей конструкции [20]:

Вариант №1. Модель составляет теплообменный блок, представляющий собой два канала удаляемого и наружного воздушных потоков, которые отделяются пластиной теплообмена (рис. 3.14). Возможность применения такого способа упрощения при сохранении геометрической и тепловой симметрии между рядами каналов предложена И.Х. Муштаком (I.H. Mushtaq) [124, 125] и

А.М. Шакиром (A.M. Shakir) [130], которые исследовали теплоперенос движущегося воздуха в противоточных микроканальных теплообменниках.

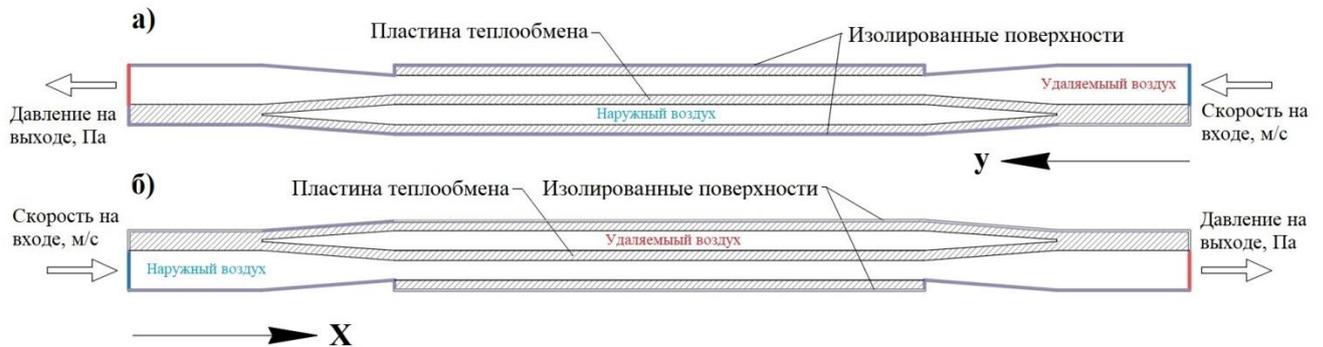


Рисунок 3.14 – Граничные условия, применяемый к граням двухканальной модели теплоутилизатора. а – разрез кассеты вдоль канала удаляемого воздуха; б – разрез кассеты вдоль канала наружного воздуха

Вариант №2. Четырехканальный теплообменный блок, содержащий парно чередующиеся каналы греющего и нагреваемого воздуха (рис. 3.15). Модель учитывает двухстороннюю теплопередачу для центральных каналов и теплопередачу через одну стенку между граничными каналами.

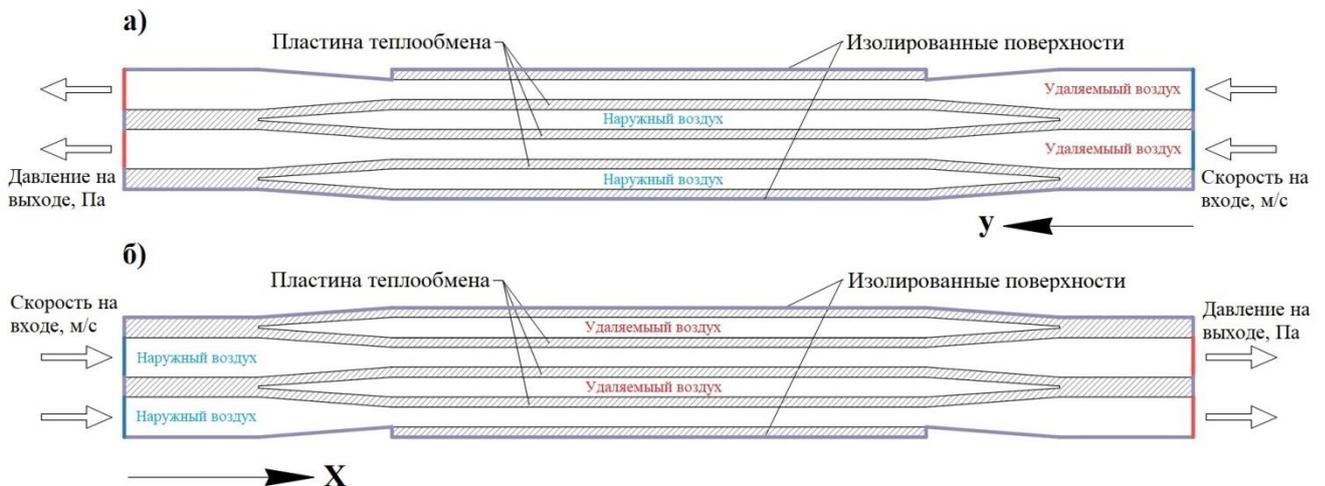


Рисунок 3.15 – Граничные условия, применяемый к граням четырехканальной модели теплоутилизатора. а – разрез кассеты вдоль канала удаляемого воздуха; б – разрез кассеты вдоль канала наружного воздуха

Вариант №3. Модель теплообменного блока с периодическими гранями, в центральной зоне которого располагается канал удаляемого воздуха, по бокам – половины объемов канала наружного воздуха (рис. 3.16).

Периодические поверхности представляют собой граничные условия, на которых осуществляется смещение термодинамических параметров в ячейках с одной грани (периодической зоны) на другую (ее «тень»), таким образом, формируя необходимый массив фрагментов течения среды [20, 65, 105]. Программа ANSYS Fluent позволяет моделировать два типа периодических поверхностей: 1) в первом случае не происходит падения давления на периодических плоскостях; 2) во втором типе перепад давления происходит через поступательно-периодические границы, что приводит к «полностью развитому» или «продольно-периодическому» течению [103].

В разрабатываемой модели применяется первый тип условий. Периодичность устанавливается для граней, разделяющих газообразную среду нагреваемого воздуха на две части. Перенос физических параметров осуществляется в трансляционно-периодическом режиме (Translational periodicity) на расстояние 4,5 мм.

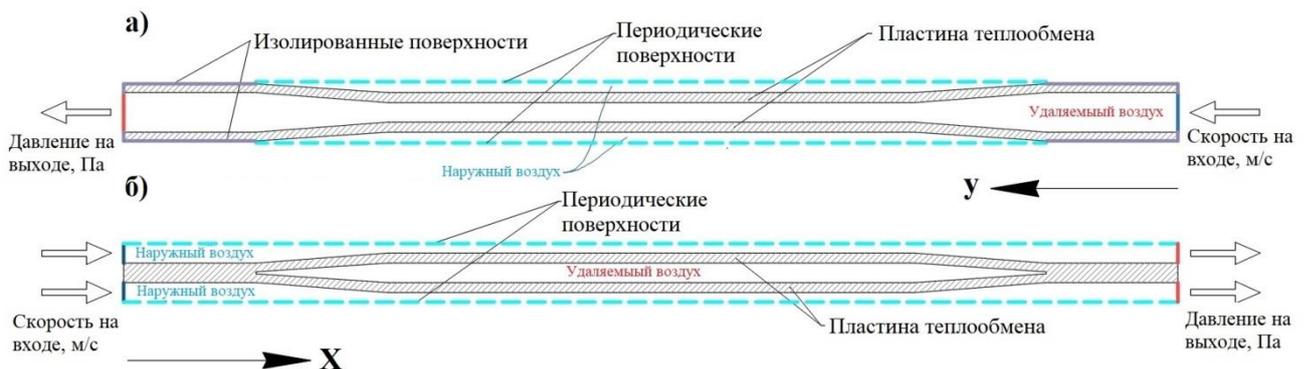


Рисунок 3.16 – Граничные условия, применяемый к граням модели теплоутилизатора с периодическими поверхностями. а – разрез кассеты вдоль канала удаляемого воздуха; б – разрез кассеты вдоль канала наружного воздуха

В таблице 3.5 сведены параметры расчетной сетки для трех моделей кассеты.

Таблица 3.5 – Параметры расчетной сетки

Параметр	Обозначение	Значение	Единица измерения
Разбиение сетки в продольных направлениях	$n_{пр}$	100	шт
Маска сгущения в продольных направлениях	$BF_{пр}$	40	-
Разбиение сетки канала в поперечном направлении	$n_{п}$	20	шт
Маска сгущения канала в поперечном направлении	$BF_{п}$	15	-
Продольное разбиение сетки сужающейся части канала	$n_{пр.с}$	50	шт
Продольная маска сгущения сужающейся части канала	$BF_{пр.с}$	20	-
Количество ячеек (Вариант №1)	n_e	2530000	шт
Количество ячеек (Вариант №2)	n_e	4910000	шт
Количество ячеек (Вариант №3)	n_e	4455000	шт

Применение граничных условий допускается при условии несжимаемости текучих сред [120].

3.3 Описание математической модели

Как и во второй главе данного диссертационного исследования, базовыми подключаемыми уравнениями являются: уравнение теплопереноса, уравнения моментов и уравнение неразрывности. Также принимаются следующие допущения:

1) Используется решатель на основе стационарного потока (Steady) и давления (Pressure-Based);

2) Текучая среда – идеальный газ;

3) Термодинамическая система изолирована от внешней среды;

4) Фазовые переходы отсутствуют;

5) Теплофизические свойства жидких сред и материала пластин постоянны.

Рассматриваются три модели описания турбулентности.

Первая модель – Laminar, рассчитывающая ламинарные течения без учета вихревых образований. Входит в группу прямого численного моделирования DNS (Direct Numerical Simulation) [20].

Вторая модель Realizable k - ε описывает развитые турбулентные течения с учетом влияния сил трения вблизи твердых поверхностей за счет применения подключаемых полуэмпирических пристеночных функций. Модель основана на методе осреднения уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу. Модификация Realizable обеспечивает наилучшую сходимость при описании отрывных течений [39]. Добавляемые транспортные уравнения для турбулентной кинетической энергии (ТКЭ) k и скорости ее диссипации в тепловую энергию ε имеют вид

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k v_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon v_j) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \\ & + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$C_1 = \max \left[0,43; \frac{\eta}{\eta+5} \right], \text{ при } \eta = S \frac{k}{\varepsilon} = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \frac{k}{\varepsilon}, \quad (3.6)$$

где v_j – компонента скорости ($j = x, y, z$); μ_t – турбулентная вязкость; G_k – образование ТКЭ из-за средних градиентов скорости; G_b – образование ТКЭ за счет плавучести; Y_M – вклад флуктуирующего расширения при сжимаемой турбулентности в общую скорость диссипации; ν – кинематическая вязкость среды; C_2 , $C_{1\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ – эмпирические константы; σ_k , σ_ε – турбулентные числа Прандтля для k и ε соответственно; S_k , S_ε – определяемые пользователем исходные составляющие; S – модуль тензора средней скорости деформации; S_{ij} – средняя скорость деформации.

Турбулентная кинетическая энергия k характеризует интенсивность пульсаций скорости v_j . Скорость диссипации ε представляет собой скорость распада крупных энергонесущих вихрей на малые вихри, с последующим переходом в тепловую энергию [20]. По данным характеристикам определяется турбулентная вязкость μ_t , которая добавляется в дифференциальные уравнения движения.

Третья модель – SST k - ω (модель переноса касательных напряжений Ментера), в которой осуществляется вычисление удельной скорости диссипации

$\omega = \varepsilon/k$. Модификация SST (Shear Stress Transport) разделяет поток среды на зону развитого турбулентного движения и пограничный слой, для которого не используются пристеночные функции. Таким образом, учитываются затухания турбулентности и переход в турбулентность [20]. Кинетическая энергия турбулентности k и удельная скорость диссипации ω определяются из следующих уравнений переноса

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \widetilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega v_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.8)$$

$$\widetilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^*k\omega) \quad (3.9)$$

где \widetilde{G}_k – генерация кинетической энергии турбулентности за счет средних градиентов скорости; G_ω – образование ω ; Γ_k , Γ_ω – эффективная диффузионная способность k и ω соответственно; Y_k , Y_ω – диссипация k и ω из-за турбулентности; D_ω – составляющая кросс-диффузии; S_k , S_ω – определяемые пользователем исходные составляющие.

3.4 Сопоставление результатов численного эксперимента и технических данных рекуператора ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60

В результате осуществления математического моделирования были получены зависимости температурной эффективности наружного воздуха от числа Рейнольдса для трех моделей турбулентности: ламинарной (рис. 3.17), модели Realizable k - ε (рис. 3.18) и модели SST k - ω (рис. 3.19). Во всех случаях на графиках показана кривая зависимости $\theta_t = f(\text{Re}_H)$, построенная по техническим данным рекуператора, предоставленным производителем [20, 118, 119]. Данные получены для следующих условий: температура наружного воздуха на входе в рекуператор $\bar{t}_{H_1} = -5^\circ\text{C}$, температура воздуха в помещении $\bar{t}_B = 20^\circ\text{C}$, расход воздуха $L = 100 \div 500 \text{ м}^3/\text{ч}$. Соответственно при выполнении моделирования в

качестве граничных условий приняты аналогичные параметры теплообменивающихся потоков.

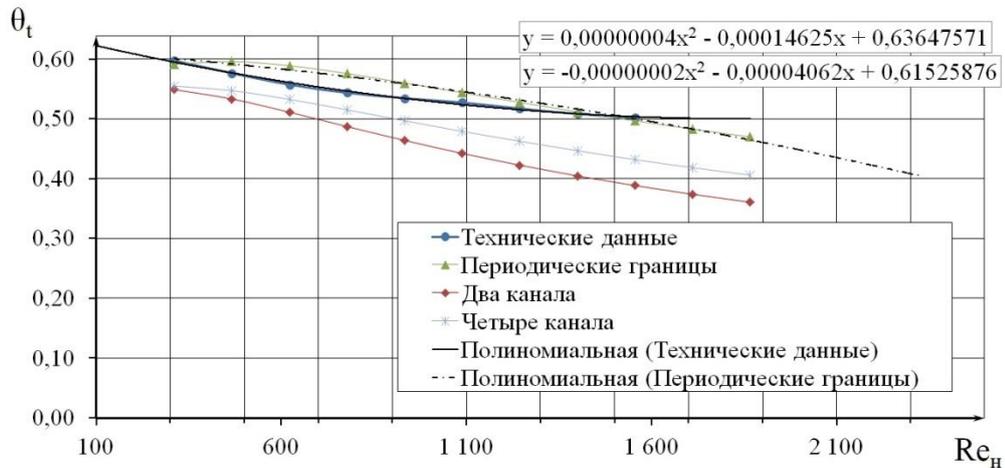


Рисунок 3.17 – Изменение θ_t в зависимости от числа Re_H для модели турбулентности Laminar

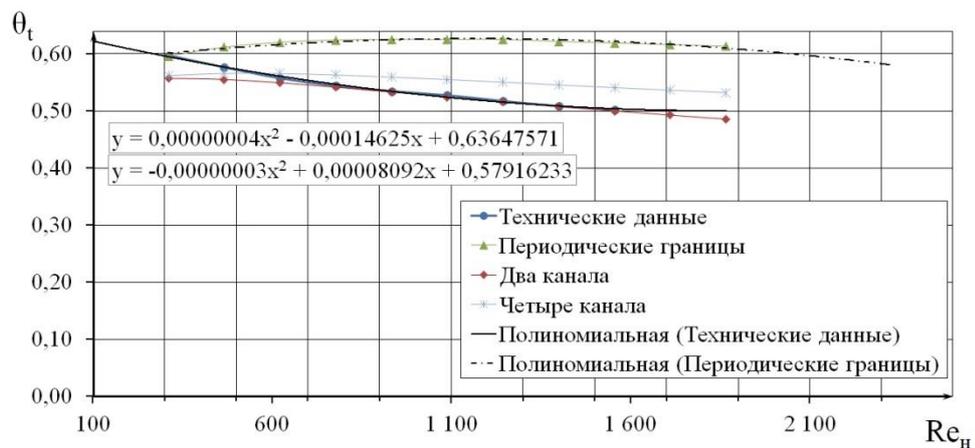


Рисунок 3.18 – Изменение θ_t в зависимости от числа Re_H модели турбулентности Realizable k-ε

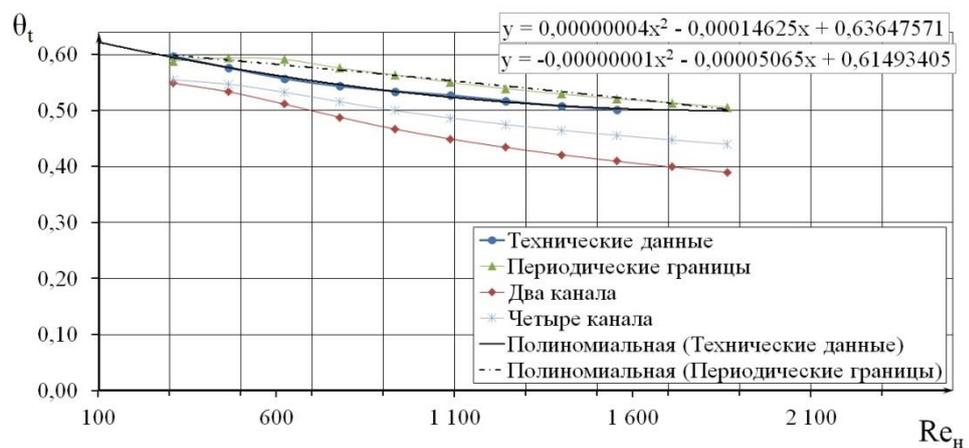


Рисунок 3.19 – Изменение θ_t в зависимости от числа Re_H для модели турбулентности SST k-ω

Как видно, применение модели SST k- ω , а также поверхностей с периодическими условиями позволяет добиться наилучшей согласованности между кривыми $\theta_t = f(\text{Re}_H)$, полученными в ходе математического моделирования и на основе экспериментальной характеристики производителя (рис. 3.17-3.19). Модель SST k- ω обеспечивает подобие падения температурной эффективности при росте числа Рейнольдса. Максимальное завышение θ_t составляет 5,4%. Модель ламинарного потока с периодическими поверхностями также близка к техническим данным, однако имеет возрастающую тенденцию к снижению θ_t , в результате чего полученная кривая пересекает кривую экспериментальных данных производителя при $\text{Re}_H = 1399 \div 1555$. Модель Realizable k- ε формирует завышение значений θ_t (рис. 3.18). При этом на начальном этапе при $\text{Re}_H = 311$ имеется совпадение данных, однако по мере роста расходов наблюдается возрастание температурной эффективности до значения 0,62, после чего θ_t практически остается неизменной [20].

Как можно увидеть по графикам рекуператор работает в условиях ламинарного потока $\text{Re} < 2000$ (число Рейнольдса рассчитывается для центральной зоны), что связано с низким значением эквивалентного диаметра, выступающего в качестве характерного размера потока в уравнении:

$$d_{\text{эквц}} = \frac{2 \cdot a(b) \cdot \delta_{\text{к2}}}{a(b) + \delta_{\text{к2}}} = \frac{2 \cdot 0,16 \cdot 0,0015}{0,16 + 0,0015} = 0,00297 \text{ м}$$

или

$$d_{\text{эквц}} = 2 \cdot \delta_{\text{к2}} = 2 \cdot 0,0015 = 0,003 \text{ м}$$

Рассмотрим режим течения теплоносителя подробнее. В таблице 3.6 представлены результаты расчета числа Рейнольдса удаляемого воздуха при расходе $L_y = 500 \text{ м}^3/\text{ч}$ для поперечных сечений канала теплообменника. Скорости определены как средние по площади для каждого сечения. Кинематическая вязкость пересчитана с учетом изменения средней температуры [20]. Расчет показывает, что величина Re для исследуемых моделей не превышает критического значения.

Таблица 3.6 – Число Рейнольдса в канале удаляемого воздуха

Положение сечения по оси OY, м	Модель Laminar		Модель Realizable k-ε		Модель SST k-ω	
	\bar{v}_y , м/с	Re _y	\bar{v}_y , м/с	Re _y	\bar{v}_y , м/с	Re _y
0	3,40	1331	3,40	1331	3,40	1331
0,02	6,76	1356	6,76	1356	6,76	1356
0,04	6,30	1282	6,27	1278	6,29	1279
0,06	6,26	1285	6,22	1285	6,25	1283
0,08	6,23	1290	6,18	1291	6,22	1289
0,1	6,19	1294	6,14	1296	6,19	1294
0,12	6,17	1297	6,11	1301	6,17	1299
0,14	6,15	1300	6,09	1305	6,15	1302
0,16	6,13	1304	6,06	1309	6,12	1305
0,18	6,57	1402	6,53	1416	6,56	1405

Эпюры скоростей для линий, проходящих через центр поперечных сечений канала удаляемого воздуха ($x = 0,1$ м) вдоль толщины δ_{k2} для моделей SST k-ω (рис. 3.20а) и Realizable k-ε (рис. 3.20б), имеют вид ламинарного течения. Вследствие малого размера δ_{k2} происходит усиление влияния сил вязкости, что приводит к формированию градиента скорости по всему сечению [20].

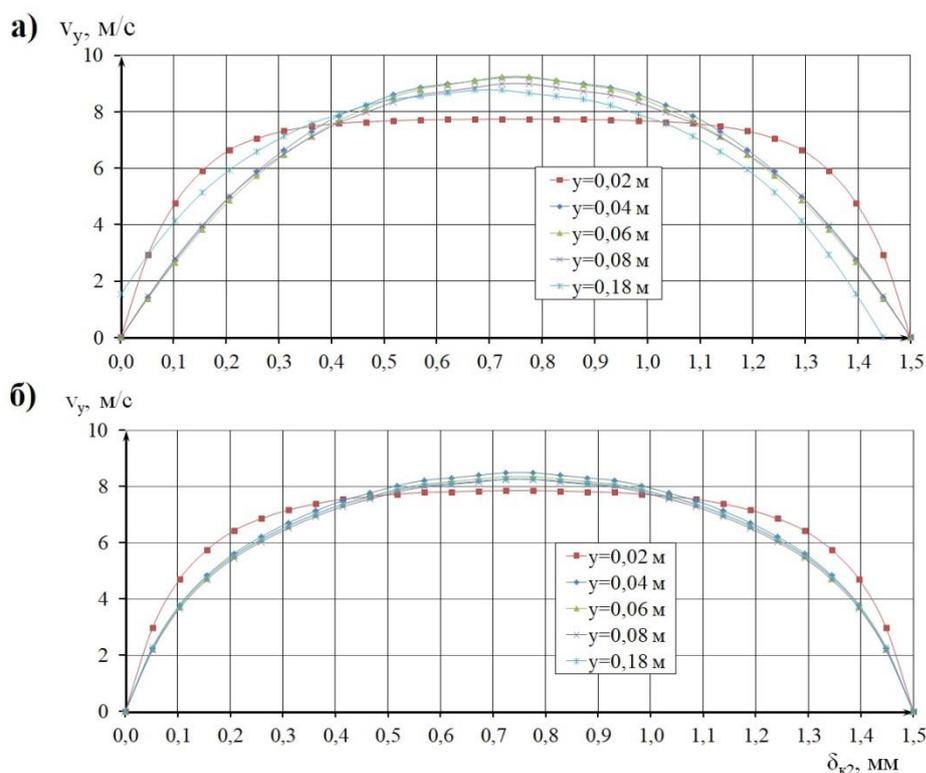


Рисунок 3.20 – Распределение скоростей в центральном сечении по толщине канала удаляемого воздуха для модели SST k-ω (а) и Realizable k-ε (б)

Вызывает интерес рассмотрение эпюр скоростей на центральных линиях поперечных сечений, проходящих вдоль длины канала центральной области A' . Как для модели SST $k-\omega$ (рис. 3.21а), так и Realizable $k-\varepsilon$ (рис. 3.21б) прослеживается образование области потенциального течения и области динамического пограничного слоя. При этом по ходу движения потока в центральной зоне кассеты происходит постоянная перестройка поля скоростей. Источниками дестабилизации выступают участки внезапного расширения и сужения канала на входе в центральную область рекуператора, что приводит к скачку скорости в пограничном слое [20]. Движение воздуха можно разделить на начальный ($l_{д1} = 0,02 \div 0,04$ мм) и конечный участки дестабилизации ($l_{д2} = 0,06 \div 0,18$ мм), а также на участки стабильного движения потока ($l_{ст1} = 0,04 \div 0,06$; $l_{ст2} = 0,14 \div 0,16$), для которых профили скорости становятся коническими.

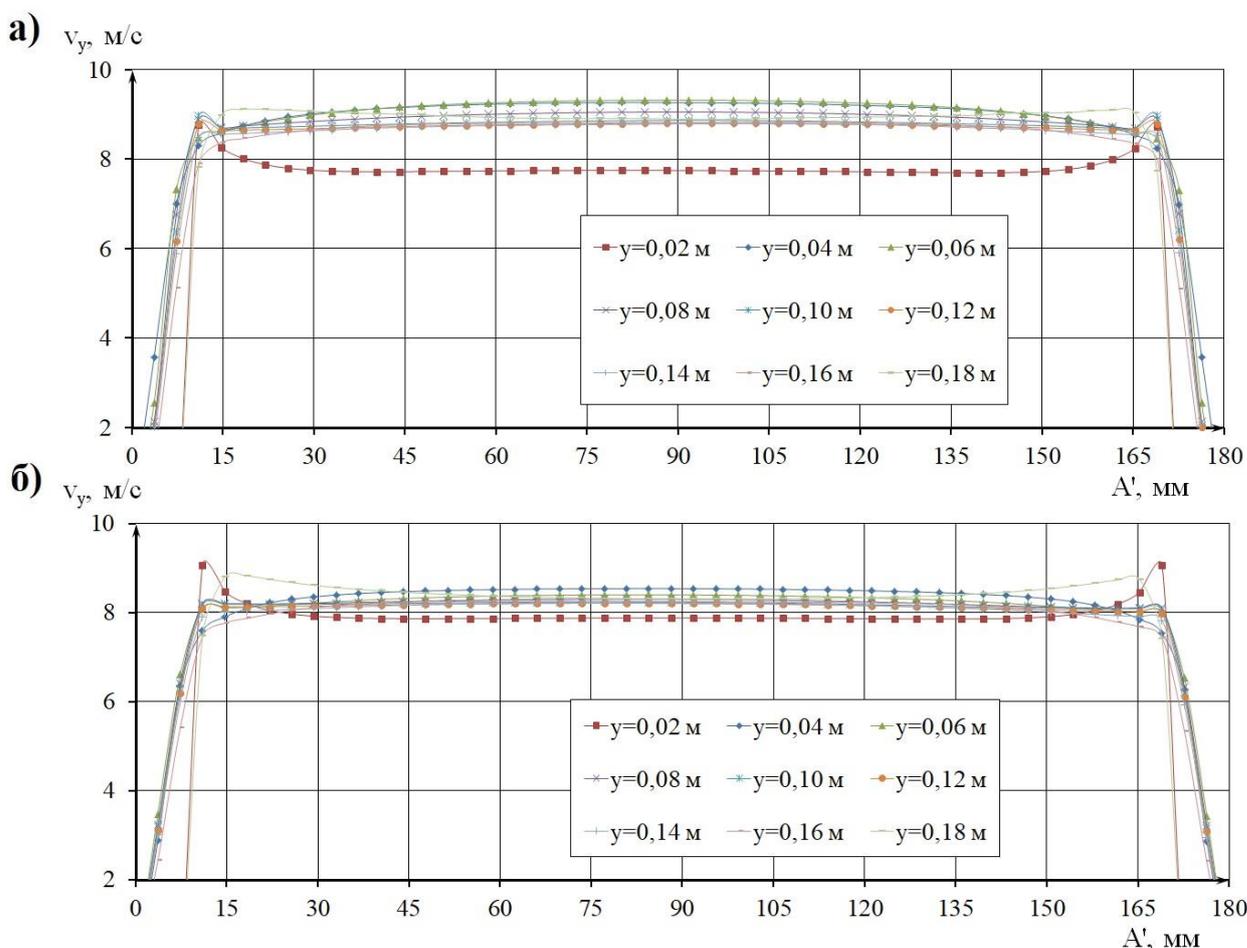


Рисунок 3.21 – Распределение скоростей в центральном сечении по длине канала удаляемого воздуха для модели SST $k-\omega$ (а) и Realizable $k-\varepsilon$ (б)

На рисунке 3.22 показаны аэродинамические поля для моделей SST k- ω (а) и Realizable k- ε (б). Для обоих случаев по мере движения фронта текучей среды формируется практически непрерывная деформация профиля скорости с образованием пограничного слоя и области внешнего потока. Для модели SST k- ω пограничный динамический слой находится в диапазоне от $\delta_{\text{погр}} = 0,026$ м ($y = 0,02$ м) до $\delta_{\text{погр}} = 0,011$ м ($y = 0,14$ м), для Realizable k- ε – от $\delta_{\text{погр}} = 0,022$ м ($y = 0,02 \div 0,04$ м) до $\delta_{\text{погр}} = 0,011$ м ($y = 0,06 \div 0,12$ м) [20]. Таким образом, толщина пристенной области течения с $2\delta_{\text{погр}}$ не превышает 29% и 24% для модели k- ω и k- ε соответственно.

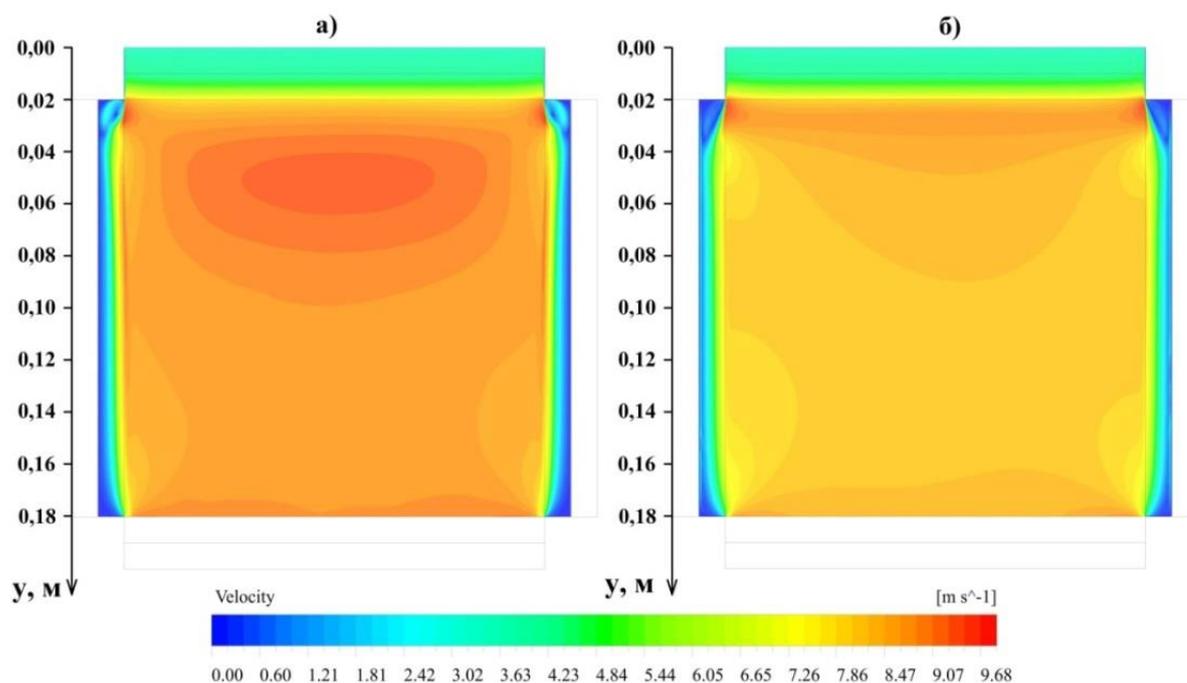


Рисунок 3.22 – Аэродинамические поля в центральном сечении канала удаляемого воздуха для модели SST k- ω (а) и Realizable k- ε (б)

Рассмотрим вопрос завышенных значений температурных коэффициентов эффективности модели Realizable k- ε (рис. 3.18). В таблице 3.7 представлены результаты расчета средней ТКЭ и температуры удаляемого воздуха при расходе $L_y = 500$ м³/ч для поперечных сечений канала теплообменника.

Таблица 3.7 – Средние значения ТКЭ в канале удаляемого воздуха

Положение сечения по оси ОУ, м	Модель Realizable k-ε		Модель SST k-ω	
	$\bar{t}_y, \text{°C}$	$\bar{k}_y, \text{Дж/кг}$	$\bar{t}_y, \text{°C}$	$\bar{k}_y, \text{Дж/кг}$
0	20,00	0,043	20,00	0,043
0,02	17,41	0,468	17,39	0,031
0,04	14,76	1,271	15,00	0,045
0,06	12,46	1,160	13,37	0,106
0,08	10,66	1,137	12,00	0,166
0,1	9,03	1,175	10,64	0,181
0,12	7,80	1,225	9,58	0,181
0,14	6,58	1,103	6,15	0,180
0,16	5,49	1,146	6,12	0,179
0,18	4,78	0,998	6,56	0,183

Вычисления показывают, что модель Realizable k-ε завышает значения коэффициента \bar{k}_y при распространении потока внутри канала, что приводит к интенсификации передачи теплоты от ядра потока к поверхности стенки турбулентными образованиями. Дополнительный перенос теплоты выражается в более быстром уменьшении средней температуры воздуха [20]. В результате, \bar{t}_y на выходе воздуха из центральной области ($y = 0,18$) для модели k-ε меньше аналогичной \bar{t}_y для модели k-ω на 27,1%.

Поля ТКЭ моделей SST k-ω и Realizable k-ε показаны на рисунке 3.23. Можно отметить, что первая модель турбулентности более точно описывает отрыв текучей среды от поверхностей канала в центральную область и постепенную турбулизацию по мере распространения фронта воздуха в рекуператоре. Модель Realizable k-ε обеспечивает полностью турбулентное течение. Максимальная турбулизация потока происходит в пристеночной области, где $k \rightarrow 150 \text{ Дж/кг}$ [20]. Это подтверждает недостаток модели, связанный с наличием допущения о незначительном влиянии молекулярной вязкости [105]. Модель SST разбивает поток на пристеночную область, где применяется способ решения k-ω, и область развитого потока, для которой используется модель k-ε. Кроме того, генерация кинетической энергии турбулентности \widetilde{G}_k в уравнении (3.9) ограничивается величиной $10\rho\beta^*k\omega$, что позволяет более корректно описывать формирование вихревых течений.

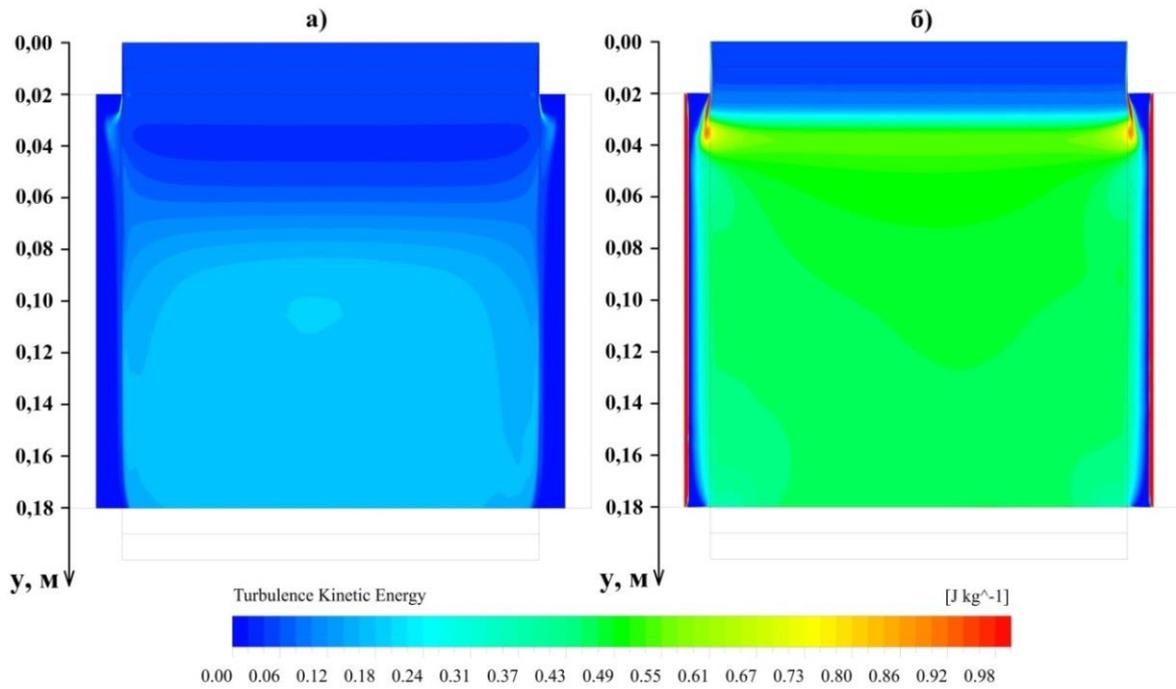


Рисунок 3.23 – Поля турбулентной кинетической энергии в центральном сечении канала удаляемого воздуха модели SST k- ω (а) и Realizable k- ϵ (б)

Рассчитанные значения температурной эффективности для моделей теплопередачи 2-х и 4-х канальных блоков имеют расхождение с данными модели, содержащей периодические грани (рис. 3.19), при этом рост расходов ($L_y, L_H \rightarrow max$) приводит к увеличению разницы $\Delta\theta_t$. Данная закономерность объясняется при изучении зависимости между отношением L_H/F_H и количеством каналов теплообменного блока со стороны нагреваемого потока Z_H (рис. 3.24).

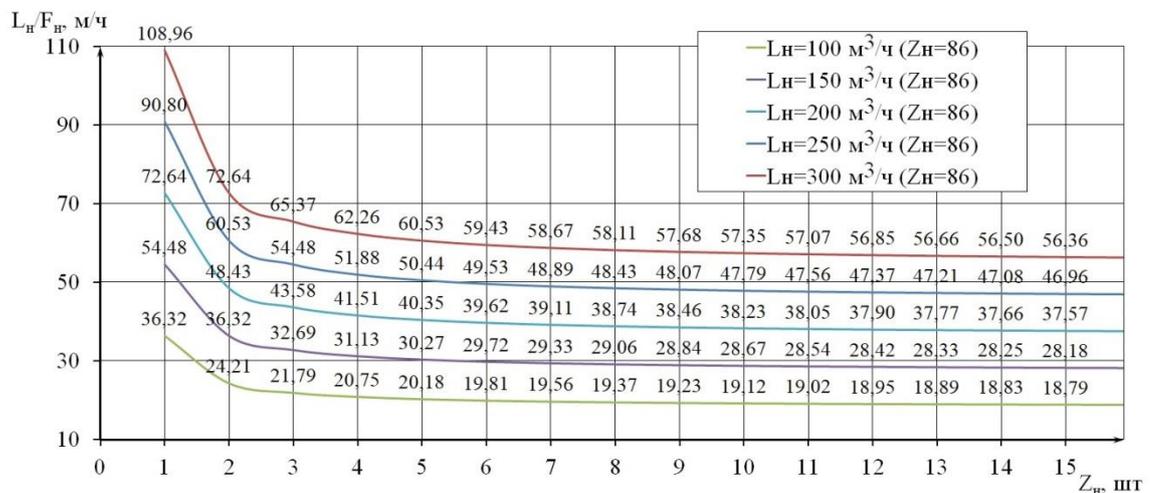


Рисунок 3.24 – Изменение L_H/F_H при увеличении Z_H модели рекуператора

Как видно, рост Z_H приводит к тому, что параметр L_H/F_H стремится к минимальному значению, равному половине начальной величины $(L_H/F_H)_{нач}$. Каждое последующее приращение Z_H приводит к уменьшению эффекта от роста площади F_H [20]. Резкое отличие значений L_H/F_H при $Z_H = 1$ и $Z_H = 2$ связано с тем, что по отношению к двухканальной модели (один канал нагреваемой среды) в четырехканальной (два канала нагреваемой среды) расход наружного воздуха увеличивается в два раза, а площадь поверхности теплообмена в три:

$$\frac{F_{Z_H=2}}{F_{Z_H=1}} = \frac{F_{гр.к} + F_k}{F_{гр.к}} = \frac{0,032 + 0,064}{0,032} = 3 \quad (3.10)$$

$$\frac{L_{H_{Z=2}}}{L_{H_{Z=1}}} = \frac{0,29 \cdot 2}{0,29} = \frac{L_H + L_H}{L_H} = 2 \quad (3.11)$$

На рисунке 3.24 прослеживается тенденция к росту $\Delta(L_H/F_H)$ между двухканальной и четырехканальной моделями при увеличении расхода L_H : при $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ – $\Delta(L_H/F_H) = 12,11$, при $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ – $\Delta(L_H/F_H) = 18,16$, при $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ – $\Delta(L_H/F_H) = 24,21$, при $250 \text{ м}^3/\text{ч}$ – $\Delta(L_H/F_H) = 30,27$, при $300 \text{ м}^3/\text{ч}$ – $\Delta(L_H/F_H) = 36,32$. Таким образом, можно зафиксировать усиление влияния расхода при его увеличении в соотношении L_H/F_H при сравнении моделей с двумя и четырьмя каналами, что при осуществлении моделирования приводит как к росту теплопередачи, так и повышению θ_t [20].

Выполним моделирование кассеты рекуператора с периодическими границами с учетом наличия гофрированной поверхности пластин теплообмена. На рисунке 3.25 представлены граничные условия, применяемые к модели.

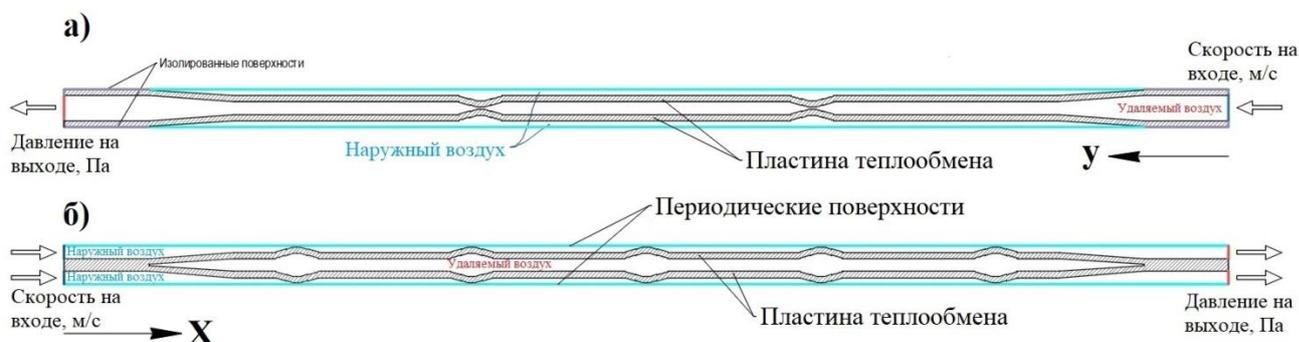


Рисунок 3.25 – Граничные условия граней модели с гофрированными поверхностями. а – разрез кассеты вдоль канала удаляемого воздуха; б – разрез кассеты вдоль канала наружного воздуха

В таблице 3.8 представлены основные геометрические характеристики криволинейных поверхностей кассеты рекуператора.

Таблица 3.8 – Параметры гофрированных пластин рекуператора

Параметр	Обозначение	Значение	Единица измерения
Количество гофр пластины в канале наружного воздуха	$n_{г.н}$	15	шт
Количество гофр пластины в канале удаляемого воздуха	$n_{г.у}$	6	шт
Ширина гофры	$b_г$	0,005	м
Глубина гофры	$h_г$	0,00065	м
Длина гофры в канале наружного воздуха	$l_{г.н}$	0,04	м
Длина гофры в канале удаляемого воздуха	$l_{г.у}$	0,045	м
Шаг гофры в канале наружного воздуха	$\alpha_{г.н}$	0,03125	м
Шаг гофры в канале удаляемого воздуха	$\alpha_{г.у}$	0,05	м

На рисунке 3.26 показаны общий вид модели рекуператора (а) и расчетная сетка (б). Для получения регулярной сетки искривленных тел применяется метод Sweep, подключаемый к таким элементам как гофра и ее обтекающей области.

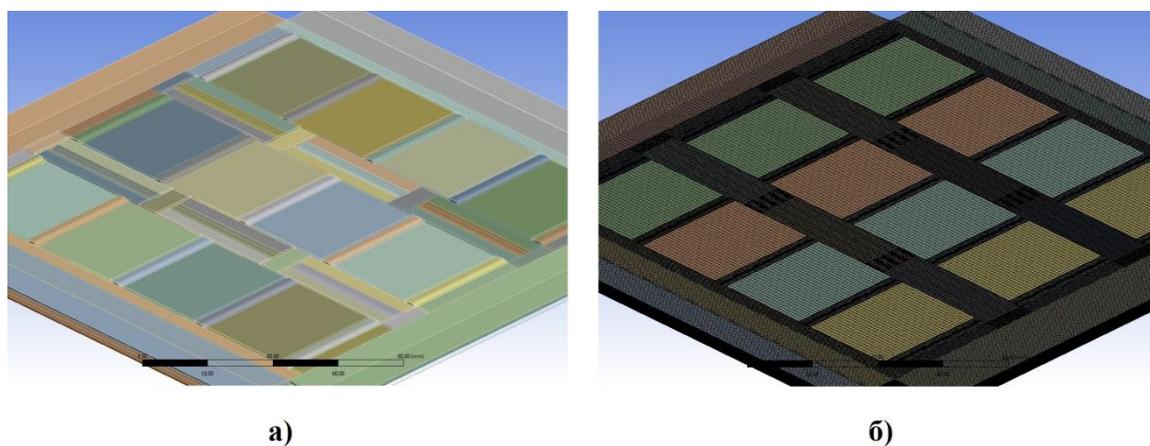


Рисунок 3.26 – Модель рекуператора с гофрированными поверхностями. а – общий вид; б – расчетная сетка

Влияние искривленной поверхности пластин рекуператора на изменение температурной эффективности при росте числа Рейнольдса показано на рисунке 3.27. Темп падения коэффициента θ_t при росте Re_n меньше для модели с гофрированными поверхностями теплообмена. Усиление отличия значений

температурной эффективности наблюдается с увеличением количества частиц,двигающихся в перпендикулярном к пластинам направлении, что вызвано повышением расходов L_H и L_y .

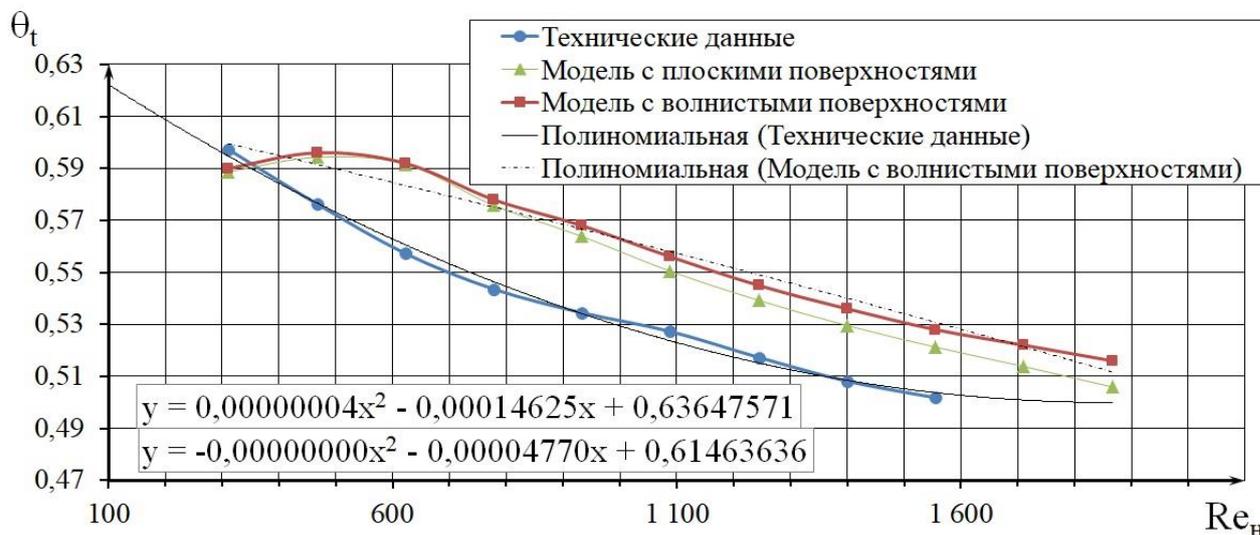


Рисунок 3.27 – Изменение θ_t в зависимости от числа Re_H при отсутствии и наличии гофрирования

3.5 Рационализация методики инженерного расчета перекрестно-точного рекуператора

Важной составляющей комплексного исследования процессов теплопередачи и аэродинамики в пластинчатом теплоутилизаторе является получение корректных данных теплового расчета с применением безразмерных показателей. Сравнение данных математического моделирования и инженерного расчета во второй главе диссертационного исследования для двухканального теплообменника показало важность правильного определения числа Нуссельта, влияющего на значения α и k , при вычислении температурной эффективности.

Особое внимание также следует уделить расчету площади поверхности теплообмена. В работах [41, 42, 89] указывается, что для определения Fo' берется поверхность для одной стороны теплообменника $F_{y,H}$. Рассмотрим пример инженерного расчета центральной секции противоточного теплообменника (рис. 3.28), приведенный в работе [14].

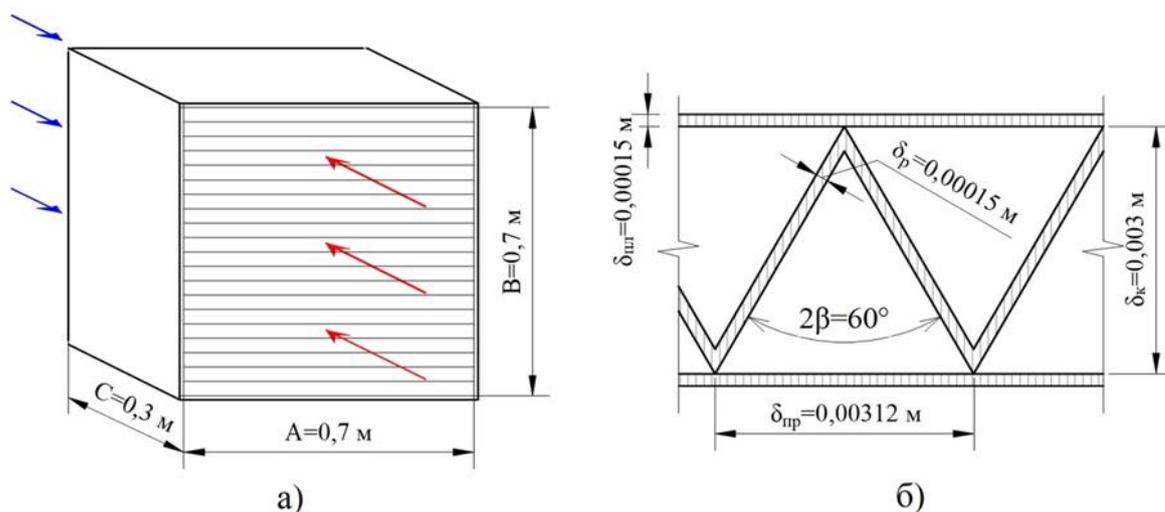


Рисунок 3.28 – Схема центральной секции противоточного теплообменника. а – общий вид; б – геометрия канала с оребрением треугольного вида

Значение F для данного теплообменника, при условии, что проходы оребрения в межканальном пространстве имеют поперечное сечение в форме равностороннего треугольника, можно определить как

$$F = F_{\text{пл}} + F_p = \frac{2 \cdot (\delta_k - 2 \cdot \delta_p)}{\sqrt{3}} \cdot C \cdot n_{\text{пр}} (6 \cdot Z_{\text{н,у}} - 1) = 139,32 \text{ м}^2$$

Согласно методике [14] полученное значение площади составляет 280 м^2 , что является общей площадью теплообменной поверхности $F_{\text{общ}}$. Таким образом, авторами для расчета берется не площадь поверхности теплообмена по удаляемому F_y или наружному F_n потоку, а их суммарное значение. Данный факт значительным образом влияет на окончательное решение [21].

По аналогии с выведенной зависимостью в [89] рассмотрим задачу переноса теплоты с подстановкой среднего температурного напора. Допустим, что температура теплоносителей в каналах рекуператора изменяется незначительно, и можно использовать уравнение среднеарифметического температурного напора.

На рисунке 3.29 изображена зависимость между температурой теплообменивающихся потоков и поверхностью теплообмена при $W_n \approx W_y$. Такой режим работы теплообменного устройства представляет собой предельный случай [21, 42].

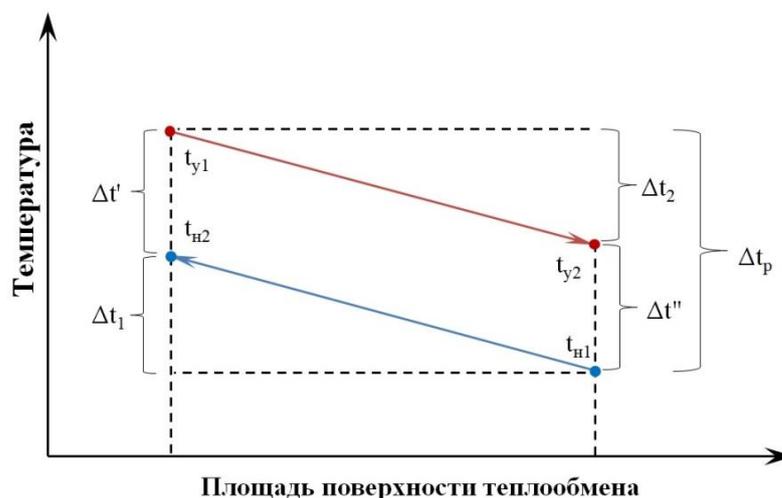


Рисунок 3.29 – Изменение температур греющего и нагреваемого воздуха в зависимости от площади поверхности теплообмена при $W_{\text{н}} \approx W_{\text{y}}$

Запишем уравнение среднеарифметического температурного напора:

$$\Delta t_{\text{cp}} = 0,5(\Delta t' + \Delta t'')$$

где $\Delta t' = t_{y_1} - t_{\text{н}2}$ – температурный напор на входе удаляемого воздуха в рекуператор, °С; $\Delta t'' = t_{y_2} - t_{\text{н}1}$ – температурный напор на выходе удаляемого воздуха из рекуператора, °С.

При условии равенства массовых расходов и, следовательно, водяных эквивалентов уравнения 2.13 и 2.14 можно представить, как:

$$\theta_t = \frac{\Delta t}{\Delta t_p} \quad (3.12)$$

где $\Delta t_p = t_{y_1} - t_{\text{н}1}$ – располагаемый перепад температуры удаляемого и наружного воздуха (разница температур теплоносителей на входе в рекуператор); °С; $\Delta t = \Delta t_{\text{н}} = \Delta t_{\text{y}}$ – изменение температуры наружного ($t_{\text{н}2} - t_{\text{н}1}$) и удаляемого ($t_{y_1} - t_{y_2}$) воздуха соответственно, °С.

Выразим в зависимости 3.13 располагаемый перепад температур

$$\Delta t_{\text{cp}} = 0,5(\Delta t_p + t_{y_2} - t_{\text{н}2}),$$

после чего заменим t_{y_2} и $t_{\text{н}2}$ на $t_{y_1} - \Delta t_{\text{y}}$ и $\Delta t_{\text{н}} + t_{\text{н}1}$ соответственно, получив уравнение

$$\Delta t_{\text{cp}} = 0,5(\Delta t_p + t_{y_1} - \Delta t_{\text{y}} - \Delta t_{\text{н}} - t_{\text{н}1}))$$

в которой $(t_{y_1} - t_{H_1})$ снова заменим на Δt_p

$$\Delta t_{cp} = 0,5(2\Delta t_p - \Delta t_y - \Delta t_H)$$

Раскроем скобку при условии, что $\Delta t_H = \Delta t_y$. и представим Δt как $\Delta t_p \cdot \theta_t$. Тогда линейная зависимость среднего температурного напора для противоточной схемы движения потоков будет

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_p(1 - \theta_t) \quad (3.13)$$

для перекрестного тока:

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_p(1 - \theta_t) \cdot \varepsilon_t \quad (3.14)$$

где ε_t – поправочный коэффициент, учитывающий изменение среднетемпературного напора по двум координатам.

Теперь приравняем уравнение теплопередачи и теплового баланса, где $G_H \approx G_y$, при допущении, что значение k остается постоянным по всей поверхности теплообмена

$$k \cdot F_{общ} \cdot \Delta t_{cp} = G_H \cdot Cp \cdot \Delta t \quad (3.15)$$

Подставляя в уравнение 3.15 зависимости 3.12 и 3.14, получим следующее выражение

$$\theta_t = \frac{1}{\frac{G_H \cdot Cp}{k \cdot F_{общ} \cdot \varepsilon_t} + 1} \quad (3.16)$$

Таким образом, для выполнения инженерного расчета становится необходимым определение значения ε_t [21].

На рисунках 3.30 и 3.31 приведены графики падения температурного коэффициента эффективности при росте числа Рейнольдса, где отображены кривые: экспериментальных данных производителя, численного эксперимента и инженерного расчета при использовании в качестве площади поверхности теплообмена параметров $F_{y,H}$ и $F_{общ}$ соответственно, а также различных зависимостей числа Нуссельта.

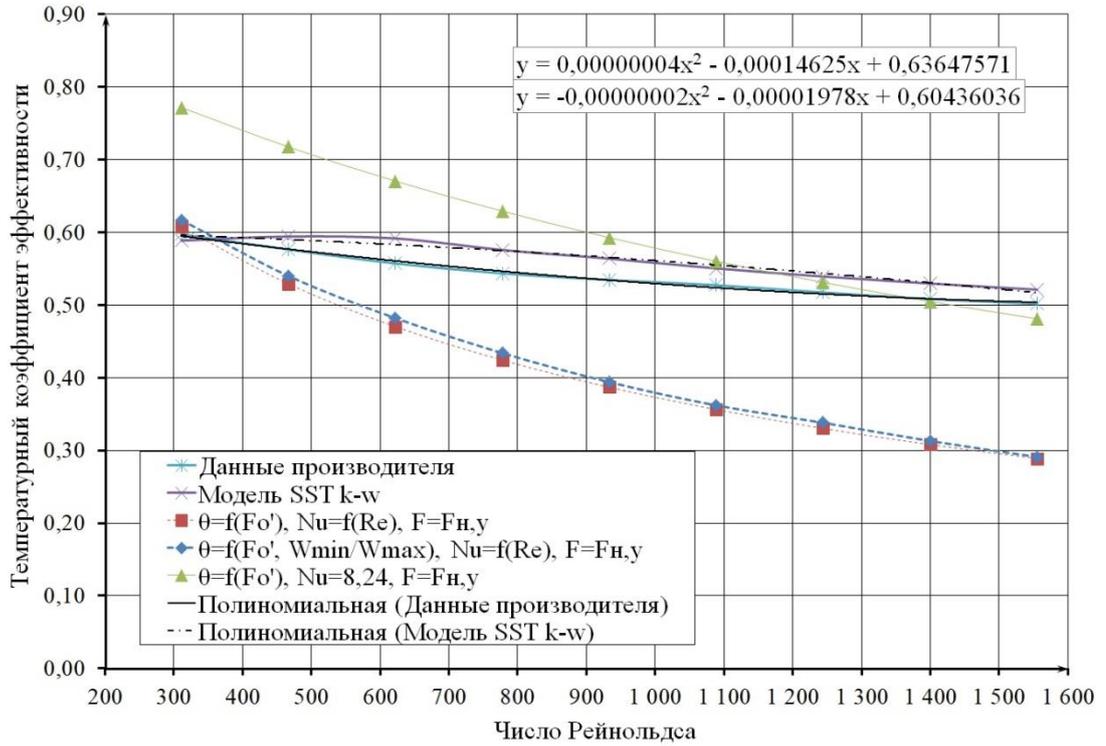


Рисунок 3.30 – Изменение θ_t в зависимости от Re рекуператора ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60 при $F = F_{y,n}$

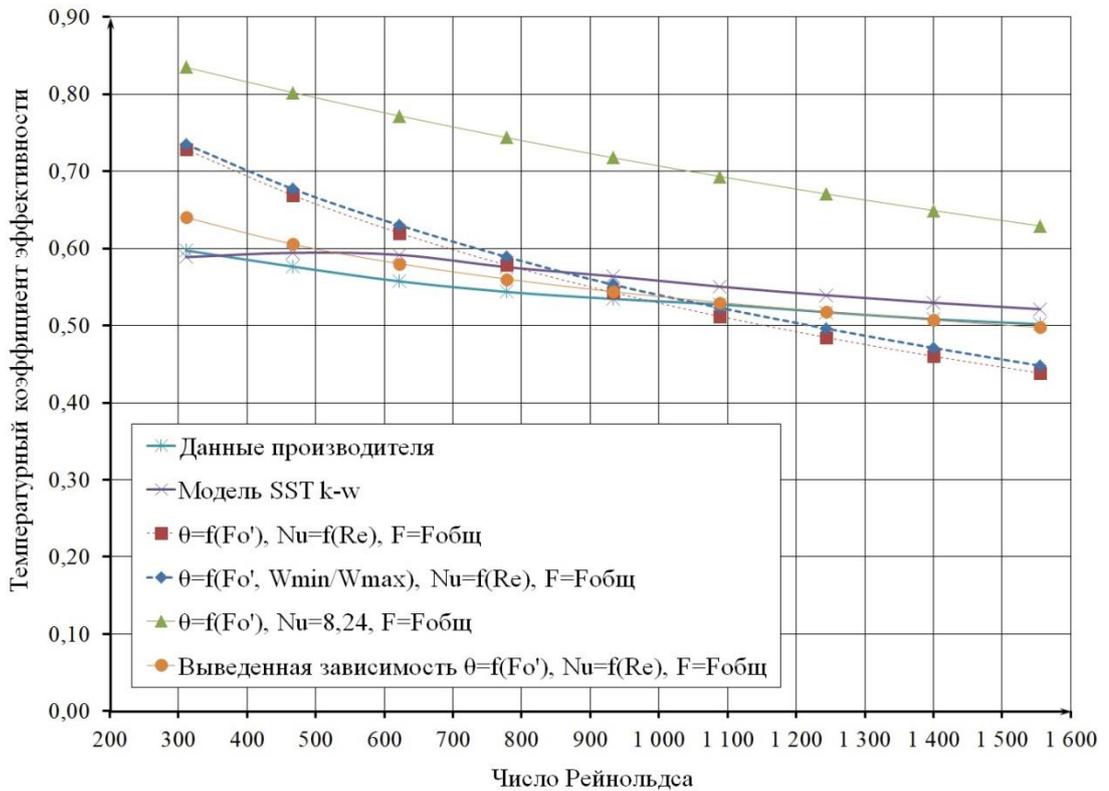


Рисунок 3.31 – Изменение θ_t в зависимости от Re рекуператора ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60 при $F = F_{общ}$

При рассмотрении графиков можно сделать вывод, что наилучшая согласованность данных достигается при подстановке в уравнении 2.16 величины $F_{\text{общ}}$, а также применении зависимости вида $Nu = f(Re)$ (уравнение 2.26).

Использование в расчете площади поверхности теплообмена по одному потоку $F_{y,n}$ занижает значения θ_t . При этом рост числа Рейнольдса приводит к значительному отрыву кривой падения эффективности: при $Re_n = 1555$ отклонение составляет $\Delta\theta_t = 42,43\%$. Подстановка общей поверхности теплообмена позволяет сократить погрешность расчета (рис. 3.30).

Одновременно наблюдается усиливающийся темп падения кривой $\theta_t = f(Re)$, построенной с использованием табличных данных $\theta_t = f(Fo', \bar{W})$ при $F = F_{\text{общ}}$, по сравнению с техническими данными производителя и математической моделью. Это приводит к тому, что при незначительных величинах Рейнольдса ($Re_n = 311$) инженерный расчет завышает значение θ_t на 17,99%, а при больших ($Re_n = 1555$) – занижает на 12,75% (рис. 3.31).

Применение табличных данных для определения θ_t [41, 42] позволяет учитывать влияние неравенства водяных эквивалентов ($W_n > W_y$). Однако так как показатель \bar{W} при $\bar{t}_n = -5^\circ\text{C}$ и $\bar{t}_y = 20^\circ\text{C}$ равен 0,91, то общий сдвиг кривой $\theta_t = f(Re)$ вверх по оси ординат незначителен.

Подстановка в тепловом расчете числа Нуссельта, равного 8,24 для целевых каналов [121], приводит значительному превышению температурной эффективности в условиях малых чисел Рейнольдса как при $F = F_{\text{общ}}$, так при $F = F_{n,y}$. Расчет коэффициентов теплоотдачи дает следующие результаты:

$$\alpha_n = \frac{Nu_n \cdot \lambda_n}{d_{\text{эКВ}}} = \frac{8,24 \cdot 0,024}{0,003} = 65,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \text{ для наружного воздуха и } \alpha_y = \frac{Nu_y \cdot \lambda_y}{d_{\text{эКВ}}} = \frac{8,24 \cdot 0,0259}{0,003} = 71,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \text{ для удаляемого воздуха, что превышает предельное значение } \alpha = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \text{ для воздухо-воздушных теплообменников [69, 88].}$$

Для получения максимального приближения к данным производителя и значениям модели SST $k-\omega$ выявлена следующая зависимость расчета поправочного коэффициента ε_t

$$\varepsilon_t = \frac{F_{\text{общ}}^{0,1}}{1,2F_{\text{о}}^{0,6}} \quad (3.17)$$

При подстановке уравнения 3.17 в выведенную формулу определения показателя θ_t 3.16 получим зависимость следующего вида

$$\theta_t = \frac{1}{\left(\frac{G_{\text{н}} \cdot C_p}{k}\right)^{0,4} \cdot \frac{1,2}{\sqrt{F_{\text{общ}}}} + 1} \quad (3.18)$$

Если выразить в уравнении 3.16 модифицированный критерий Фурье, то получим удобную в написании формулу

$$\theta_t = \frac{Fo' \cdot \varepsilon_t}{Fo' \cdot \varepsilon_t + 1} \quad (3.19)$$

Рассмотрим случай, когда массовые расходы и, следовательно, водяные эквиваленты удаляемого и наружного воздуха отличаются друг от друга. При условии, что рекуператор работает в режиме нагрева наружного воздуха, имеем соотношение $W_{\text{н}} > W_{\text{у}}$. Таким образом, температуры нагреваемой и греющей среды изменяются в соответствии с экспоненциальным законом (рис. 3.32).

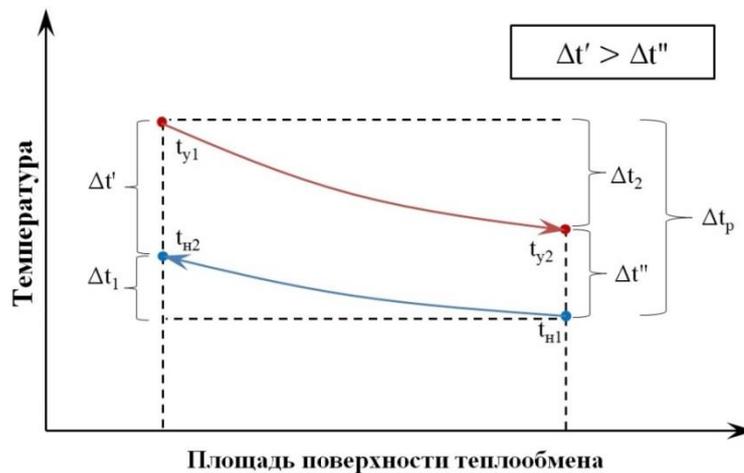


Рисунок 3.32 – Изменение температур греющего и нагреваемого воздуха в зависимости от площади поверхности теплообмена при $W_{\text{н}} > W_{\text{у}}$

Как было написано во второй главе диссертации средний температурный напор в условиях, когда температура одного из теплоносителей изменяется незначительно, находится по логарифмической зависимости, которая для противоточной схемы движения потока записывается в следующем виде

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{(t_{y1} - t_{H2}) - (t_{y2} - t_{H1})}{\ln \frac{t_{y1} - t_{H2}}{t_{y2} - t_{H1}}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}, \quad (3.20)$$

а для перекрёстного тока

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \cdot \varepsilon_t \quad (3.21)$$

При $W_H > W_y$ и противоточной схеме движения теплоносителей зависимость теплового баланса принимает вид [41, 42]

$$-W_y(t_{y1} - t_{y2}) = -W_H(t_{H2} - t_{H1}) = Q \quad (3.22)$$

Тогда изменения температур теплоносителей можно представить в виде системы

$$\begin{cases} \Delta t_y = -\frac{Q}{W_y} \\ \Delta t_H = -\frac{Q}{W_H} \end{cases} \quad (3.23)$$

Произведем вычитание второго уравнения из первого и вынесем за скобку разность эквивалентов

$$\Delta t_y - \Delta t_H = -\left(\frac{1}{W_y} - \frac{1}{W_H}\right) Q \quad (3.24)$$

Преобразим уравнение 3.24, подставив формулу теплопередачи

$$\Delta t_y - \Delta t_H = -\left(\frac{1}{W_y} - \frac{1}{W_H}\right) \cdot k \cdot F_{\text{общ}} \cdot \Delta t_{\text{лог}},$$

после чего, выразив в правой части безразмерный параметр Fo' (за скобку выносится W_y , поскольку в режиме нагрева наружного воздуха обеспечивается условие $W_y = W_{\text{min}}$), получим

$$\Delta t_y - \Delta t_H = -\left(1 - \frac{W_y}{W_H}\right) \cdot Fo' \cdot \Delta t_{\text{лог}} \quad (3.25)$$

Разделим перепады температур воздушных потоков в 3.25 на среднелогарифмический температурный напор

$$\frac{t_{y1} - t_{y2} - t_{H2} + t_{H1}}{1} \cdot \frac{\ln \frac{t_{y1} - t_{H2}}{t_{y2} - t_{H1}}}{(t_{y1} - t_{H2}) - (t_{y2} - t_{H1})} = -\left(1 - \frac{W_y}{W_H}\right) \cdot Fo' \cdot \varepsilon_t,$$

откуда

$$\ln \frac{t_{y1} - t_{H2}}{t_{y2} - t_{H1}} = - \left(1 - \frac{W_y}{W_H}\right) \cdot Fo' \cdot \varepsilon_t$$

или

$$\frac{t_{y1} - t_{H2}}{t_{y2} - t_{H1}} = e^{-\left(1 - \frac{W_y}{W_H}\right) \cdot Fo' \cdot \varepsilon_t} \quad (3.26)$$

Теперь необходимо преобразовать левую часть уравнения 3.26 таким образом, чтобы в ней содержался температурный коэффициент эффективности. При условии, что $W_H > W_y$, уравнения 2.11 и 2.12 связаны между собой следующим образом

$$\theta_t = \frac{W_H \cdot \Delta t_H}{W_y \cdot \Delta t_p} = \frac{W_y \cdot \Delta t_y}{W_y \cdot \Delta t_p} = \frac{\Delta t_y}{\Delta t_p}, \quad (3.27)$$

тогда изменение температуры Δt_y связано с Δt_H в виде:

$$\Delta t_y = \frac{W_H}{W_y} \Delta t_H \quad (3.28)$$

Уравнение 3.26 можно преобразовать, подставив вместо начальных и конечных температур их изменение при теплопередаче

$$\frac{\Delta t_p - \Delta t_H}{\Delta t_p - \Delta t_y} = e^{-\left(1 - \frac{W_y}{W_H}\right) \cdot Fo' \cdot \varepsilon_t} \quad (3.29)$$

Решая уравнение 3.29 совместно с уравнением 3.28 получим

$$\theta_t = \frac{1 - e^{-Fo' \cdot \varepsilon_t \left(1 - \frac{W_y}{W_H}\right)}}{1 - \frac{W_y}{W_H} \cdot e^{-Fo' \cdot \varepsilon_t \left(1 - \frac{W_y}{W_H}\right)}} \quad (3.30)$$

Данное уравнение является модификацией зависимости типа $\theta_t = f(Fo', \bar{W})$ для противотока [41, 42], учитывающей поправку на перекрестную схему движения теплоносителей, выраженную в подстановке эмпирического коэффициента в степень экспоненты.

Выполним проверку согласованности приведенных методик расчета для перекрестно-точных рекуператоров со стандартными габаритными размерами [126, 128]. С целью упрощения расчета рассмотрим теплообменники без дополнительного оребрения в межканальном пространстве [21]. В таблице 3.9 приведены геометрические характеристики пластинчатых рекуператоров.

Таблица 3.9 – Геометрические характеристики рекуператоров

№	Габариты рекуператора $A \times B \times C$, м	Толщина канала δ_k , м	Общая площадь поверхности теплообмена, $F_{\text{общ}}, \text{м}^2$	Общее число каналов, Z , шт.	Площадь живого сечения, f , м^2	Эквивалентный диаметр, $d_{\text{экв}}, \text{м}$
1	$0,4 \times 0,4 \times 0,2$	0,005	12,48	40	0,04	0,01
2	$0,6 \times 0,6 \times 0,3$		42,48	60	0,109	
3	$0,8 \times 0,8 \times 0,4$		101,12	80	0,16	
4	$1,0 \times 1,0 \times 0,5$		198	100	0,25	
5	$2,0 \times 2,0 \times 1,0$		1592	200	1,00	

Именованные граничные условия, применяемые к поверхностям моделей, показаны на рисунке 3.33.

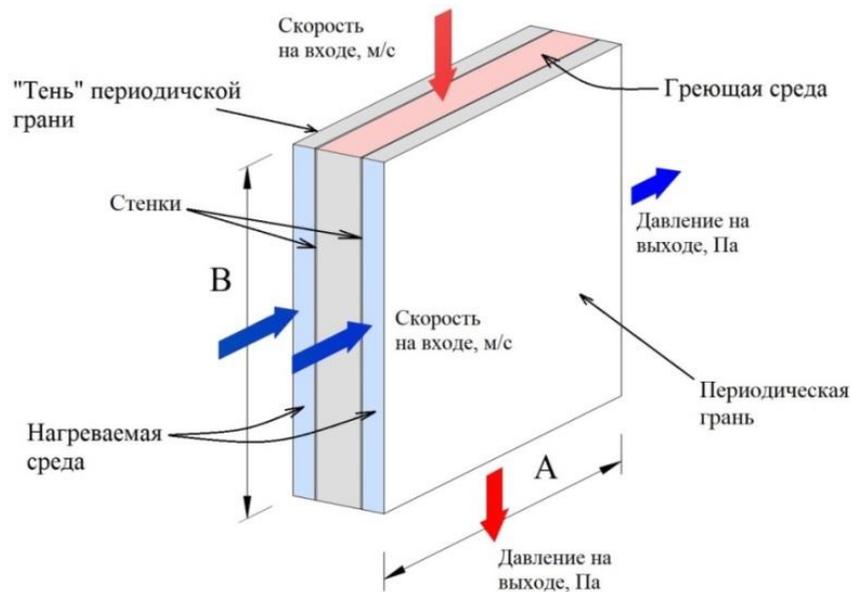


Рисунок 3.33 – Граничные условия, применяемые к поверхностям моделей

Произведем расчет рекуператоров для режимов работы при обеспечении условий $W_n = W_y$ и $W_n > W_y$, отображенных в таблице 3.10.

Таблица 3.10 – Параметры режимов работы рекуператоров

Режим	Отношение водяных эквивалентов, \bar{W}	Начальная температура наружного воздуха, $\bar{t}_{n1}, \text{°C}$	Начальная температура удаляемого воздуха, $\bar{t}_{y1}, \text{°C}$
1	$\bar{W} = 0,91$	-5	20
2	$\bar{W} = 0,83$	-30	
3	$\bar{W} = 1$	-5	
4	$\bar{W} = 1$	-30	

Полученные зависимости $\theta_t = f(Re)$ с отображением кривых теплового расчета и численного моделирования для исследуемых режимов представлены на рисунках А.1 –А.5 приложения А.

При сопоставлении результатов инженерного расчета и моделирования, можно увидеть, что уравнение 3.19 более корректно описывает тенденцию изменения θ_t при росте числа Рейнольдса, а зависимость 3.30 позволяет дополнительно учитывать повышение эффективности рекуператоров при изменении соотношения W_y/W_n (рис. А.1-А.2) [21].

Максимальное отклонение результатов расчета с использованием поправочного коэффициента от данных модели SST k- ω наблюдается при температуре наружного воздуха -30°C и следующих числах Рейнольдса: для рекуператора №1 при $Re_n = 635$ $\Delta\theta_t = 11,37\%$; для рекуператора №2 при $Re_n = 567$ $\Delta\theta_t = 9,41\%$; для рекуператора №3 при $Re_n = 639$ $\Delta\theta_t = 7,97\%$; для рекуператор №4 при $Re_n = 614$ $\Delta\theta_t = 6,99\%$; для рекуператора №5 при $Re_n = 616$ $\Delta\theta_t = 4,08\%$.

Кривая $\theta_t = f(Fo')$, построенная с применением табличных данных [42], имеет неплохую сходимость при малых числах Рейнольдса, однако с увеличением расхода приобретает возрастающий отрыв от результатов численного моделирования. Значения максимальных погрешностей расчета приведены в таблице 3.11.

Таблица 3.11 – Максимальная погрешность при расчете с использованием табличных данных

Рекуператор	Погрешность расчета, $\Delta\theta_t$			
	Первый режим	Второй режим	Третий режим	Четвертый режим
№1	31,73%	30,83%	32,71%	33,33%
№2	25,65%	25,09%	36,86%	27,68%
№3	21,11%	20,41%	22,08%	22,55%
№4	17,41%	17,11%	18,00%	18,34%
№5	10,76%	10,80%	9,62%	10,97%

Таким образом, для обеих методик теплового расчета повышение значения $F_{\text{общ}}$ способствует снижению погрешности теплового расчета: при использовании уравнения 3.30 – в области малых расходов теплоносителя и, следовательно, числах Рейнольдса; для стандартной зависимости $\theta_t = f(Fo', \bar{W})$ – в области, близкой к критическим значениям Re .

Как видно, при значениях $Re = 259 \div 517$ в первом режиме работы рекуператора №5 и $Re = 308 \div 616$ во втором режиме отсутствуют данные расчета на основе табличных данных. В результате, достоинством использования зависимости 3.30 является возможность выполнения расчетов при больших значениях площади поверхности теплообмена и критерия Фурье ($Fo' > 7$), для которых невозможно определить величину θ_t с использованием данных номограмм и таблиц (рис. А.5).

На всех графиках прослеживается тенденция повышения кривой изменения температурной эффективности от числа Рейнольдса с увеличением площади поверхности теплообмена вверх по оси ординат [21], что объясняется уменьшением отношения объемного расхода к общей площади теплообменной поверхности в условиях осуществления теплопередачи в рекуператоре с большими габаритными размерами (табл. 3.12).

Таблица 3.12 – Уменьшение параметра отношения расхода к площади поверхности теплообмена при увеличении габаритов рекуператора

Габариты рекуператора $A \times B \times C$, м	Общая площадь поверхности теплообмена, $F_{\text{общ}}$, м ²	Объемный расход, $L_{\text{н,у}}$, м ³ /ч	Скорость, $v_{\text{н,у}}$, м/с	$L_{\text{н,у}}/F_{\text{общ}}$, м/ч
0,4 × 0,4 × 0,2	12,48	300	2,0833	24
0,6 × 0,6 × 0,3	42,48	600	1,8519	14
0,8 × 0,8 × 0,4	101,12	1200	2,0833	12
1,0 × 1,0 × 0,5	198	1800	2,0000	9
2,0 × 2,0 × 1,0	1592	7200	2,0000	5

Рассмотрим изменение температурной эффективности, полученной в ходе моделирования, при сравнении режимов работы на примере рекуператора №1. В таблице 3.13 отображены значения параметров θ_t при росте объемного расхода.

Таблица 3.13 – Температурная эффективность рекуператора №1

Объемный расход наружного воздуха, L_n , м ³ /ч	Температурный коэффициент эффективности по наружному воздуху, θ_t			
	Режим работы №1	Режим работы №2	Режим работы №3	Режим работы №4
50	0,692	0,723	0,659	0,654
100	0,625	0,651	0,591	0,579
150	0,567	0,589	0,535	0,522
200	0,526	0,546	0,496	0,485
250	0,497	0,516	0,470	0,459
300	0,475	0,493	0,449	0,438
350	0,457	0,474	0,431	0,421

Полученные данные показывают, что понижение начальной температуры наружного воздуха приводит к увеличению показателя θ_t в режиме $W_n > W_y$. Это связано с повышением массового расхода наружного воздуха при росте ρ_n , в результате чего большее количество нагреваемой среды воспринимает теплоту от греющего теплоносителя. Стоит отметить, что с увеличением расхода степень повышения температурной эффективности при переходе от 1-го режима ко 2-му уменьшается: при $L_n = 50$ м³/ч $\Delta\theta_t = 0,031$, при $L_n = 350$ м³/ч $\Delta\theta_t$ составляет 0,017. Таким образом, в ходе турбулизации потоков эффективность рекуператора падает быстрее при более низких значениях \bar{t}_{n1} .

Анализ условий, при которых обеспечивается равенство водяных эквивалентов, показывает, что падение \bar{t}_{n1} при переходе от 3-го режима к 4-му сопровождается снижением интенсивности теплопереноса. Данная особенность усиливается с ростом объемного расхода воздуха: при $L_n = 50$ м³/ч, $\Delta\theta_t$ составляет 0,005, тогда как при $L_n = 350$ м³/ч – 0,01. Падение эффективности в режиме $W_n = W_y$ подтверждает данные исследований по передаче теплоты в теплоутилизаторе для воздуха с нулевым влагосодержанием [83]. Уменьшение эффективности связано с тем, что рост разницы между начальными температурами потоков Δt_p повышается быстрее, чем рост нагрева воздуха в каналах кассеты теплообменника Δt_n при уменьшении \bar{t}_{n1} .

Рассмотрим изменения отношений температурных напоров для исследуемых четырех моделей рекуператоров в зависимости от числа Рейнольдса, полученные

на основе моделирования для первого режима работы (рис. 3.34). Как видно на графике соотношение $\Delta t''/\Delta t'$ остается больше величины 0,6 для рассматриваемого диапазона значений Re . Таким образом, для описания теплопередачи при условии что $\Delta t_p \leq 25^\circ\text{C}$, можно использовать линейную зависимость среднего температурного напора [21].

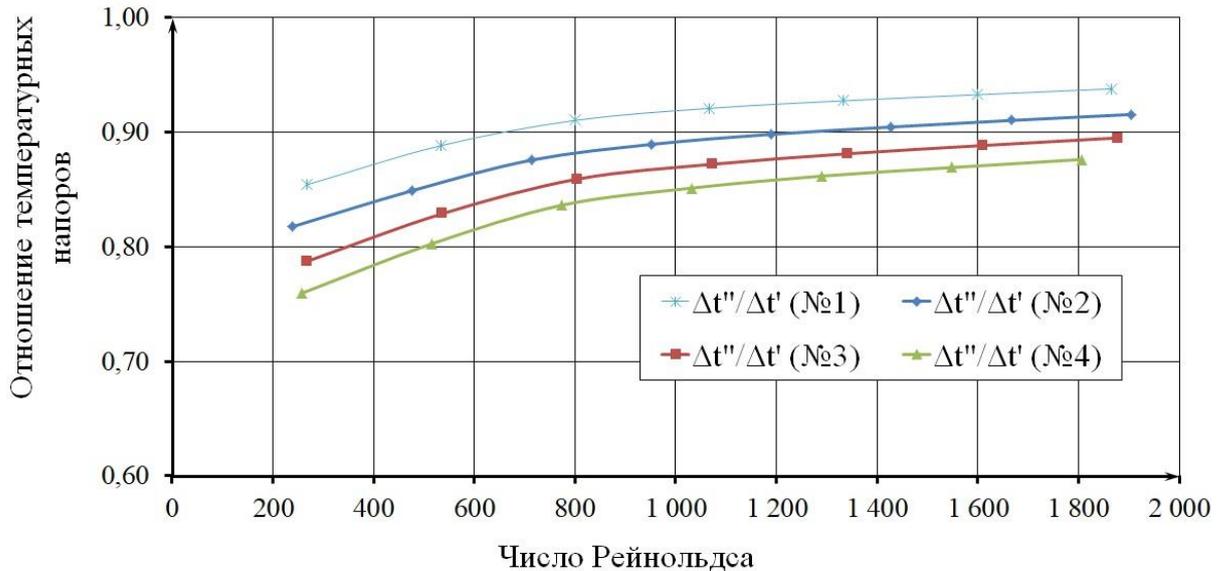


Рисунок 3.34 – Изменение отношений $\Delta t''/\Delta t'$ в зависимости от числа Re

Причина различия величин температурных напоров для каждой модели теплоутилизатора заключается в том, что G_H превышает G_Y при $L_H = L_Y$. Наружным воздухом воспринимается меньшее количество теплоты на единицу массы вещества, из-за чего температура растет медленнее, чем происходит охлаждение удаляемого воздуха. В результате, греющий теплоноситель на выходе из каналов рекуператора имеет температуру более приближенную к \bar{t}_{H_1} , чем нагреваемый теплоноситель на выходе из рекуператора к \bar{t}_{Y_1} . Это выражается в том, что $\Delta t'' < \Delta t'$. Однако по мере увеличения расходов отношение $\Delta t''/\Delta t' \rightarrow 1$, что вызвано уменьшением интенсивности теплопереноса и выравниванием значений граничных температурных напоров [21]. Также на графике заметно, что повышение площади поверхности теплообмена приводит к снижению $\Delta t''/\Delta t'$.

Вызвано это ростом падения температуры удаляемого воздуха, чем у наружного, при интенсификации теплосъема между двумя средами.

Данные по перепаду давления в канале рассматриваемых моделей рекуператора представлены на рисунках Б.1 – Б.5 в приложении Б.

3.6 Разработка программы теплового расчета пластинчатого перекрестно-точного рекуператора

Получение экспериментального уравнения определения коэффициента температурной эффективности $\theta_t = f(Fo', \bar{W})$, а также уточнения параметров Nu и F позволило облегчить процесс разработки программы для электронно-вычислительной машины (ЭВМ), не требующей сложных расчетов в случае применения существующих табличных данных и номограмм.

Разработанная программа расчета пластинчатого перекрестно-точного рекуператора позволяет определить термодинамические параметры теплообменивающихся воздушных потоков: температурный коэффициент эффективности, конечные температуры воздушных потоков, количество тепловой энергии, передаваемой от греющей среды к нагреваемой. Программа позволяет найти общую площадь поверхности теплообмена с учетом выбираемого типа оребрения и габаритов теплообменника. Для осуществления расчета используется выведенная зависимость температурной эффективности, учитывающая перекрестную схему движения воздушных потоков. Язык программирования: C# с .NET Framework.

На рисунке 3.35 представлен вид рабочего окна программы.

Расчет рекуператора

Параметры воздушных потоков

Объемный расход наружного воздуха (куб. м/ч)

Объемный расход удаляемого воздуха (куб. м/ч)

Начальная температура наружного воздуха (°C)

Начальная температура удаляемого воздуха (°C)

Тип рекуператора

Рекуператор открытого типа

Рекуператор с П-образным оребрением

Рекуператор с V-образным оребрением

Особенности геометрии кассеты и канала рекуператора

Длина кассеты рекуператора (м)

Ширина кассеты рекуператора (м)

Толщина кассеты рекуператора (м)

Толщина канала (м)

Толщина пластины (м)

Толщина ребра (м)

Ширина прохода (м)

Результаты

Температурный коэффициент эффективности:

Конечная температура наружного воздуха (°C):

Конечная температура удаляемого воздуха (°C):

Количество передаваемой теплоты (Вт):

Общая площадь поверхности теплообмена (кв. м):

Справка

Рассчитать

Рисунок 3.35 – Рабочее окно программы теплового расчета рекуператора

В качестве исходных данных расчета вводятся параметры теплообменивающихся воздушных потоков: объемные расходы $L_{н,у}$ и начальные температуры воздуха $t_{н1}$, $t_{у1}$. Далее определяется тип кассеты рекуператора – возможен выбор дополнительного оребрения П- и V-типа, что отразится на способе определения площади $F_{общ}$ и коэффициента теплопередачи k . Затем вносятся данные по основным геометрическим характеристикам кассеты. Программа учитывает изменение физических характеристик ($\lambda_{н,у}$, $\rho_{н,у}$, $\nu_{н,у}$ и $Pr_{н,у}$) в зависимости от начальных температур воздушных потоков.

Расчёт выполняется при нажатии на кнопку «Рассчитать», после чего в области «Результаты» появятся данные программного расчета. Нажав на кнопку «Справка», пользователь может обратиться к дополнительной информации,

содержащей описания ограничений расчета и схемы рекуператора и типов орebrения с указанием обозначений геометрии.

3.7 Методика и результаты экспериментальных исследований на стенде «Перекрестно-точный пластинчатый рекуператор»

Экспериментальное исследование на стенде «Перекрестно-точный пластинчатый рекуператор» включает следующие этапы:

1. Определение положений ручного привода дроссель-клапанов, при которых выполняется равенство перепадов статического давления на диафрагмах;
2. Измерение скоростей воздушных потоков в приточном и вытяжном воздуховоде термоанемометром Testo-425 при различных углах поворота дроссель-клапанов;
3. Расчет расходов при установленном положении дроссель-клапанов;
4. Измерение температуры воздуха до и после рекуператора на приточной и вытяжной линии;
5. Определение температурной эффективности по наружному воздуху [20].

В ходе выполнения измерений были определены углы поворота приводов дроссель-клапанов в секции «а» на линии притока и вытяжки, при которых обеспечивается равенство объемных расходов удаляемого L_y и наружного воздуха L_n , что следовало из показаний цифровых манометров ДМЦ-01М, фиксирующих перепад статического давления секции «в». Далее для выявления реальных расходов производились замеры скоростей секции в «г» с помощью термоанемометра Testo-425. На рисунках 3.36-3.38 представлены эпюры скоростей четырех диаметров для двух плоскостей измерения, на приточном и вытяжном воздуховоде [20]. Можно отметить, что во всех случаях наблюдается турбулентный режим движения – распределение скоростей имеет вид усеченной параболы. Прослеживается небольшая асимметрия в области развитой турбулентности (точки 4, 10, 16 и 22 на расстоянии 110,1 мм) в вытяжном

воздуховоде при расходе $107,2 \text{ м}^3/\text{ч}$ (рис. 3.36, б). Равномерность распределения скоростей подтверждается соотношением [20, 32]:

$$P_{D_i} \geq 0,1 \cdot P_{D_{max}} \quad (3.31)$$

где P_{D_i} – динамическое давление в i -той точке плоскости измерения, Па; $P_{D_{max}}$ – максимальное давление в плоскости измерения, Па.

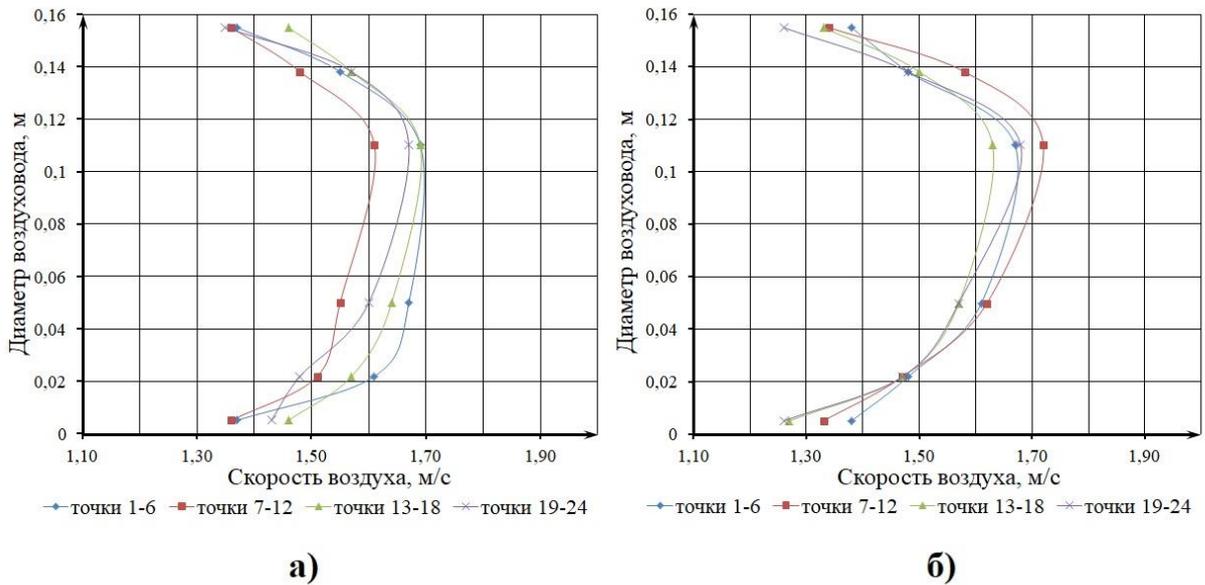


Рисунок 3.36 – Эпюры скоростей при положении клапанов №1 для наружного (а) и удаляемого воздуха (б)

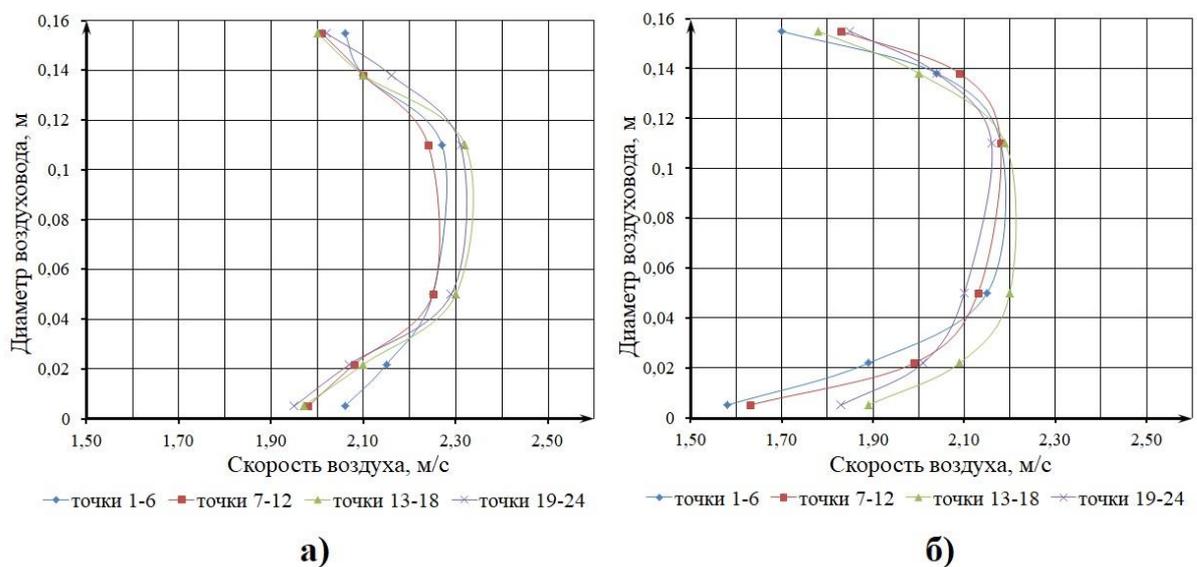


Рисунок 3.37 – Эпюры скоростей при положении клапанов №2 для наружного (а) и удаляемого воздуха (б)

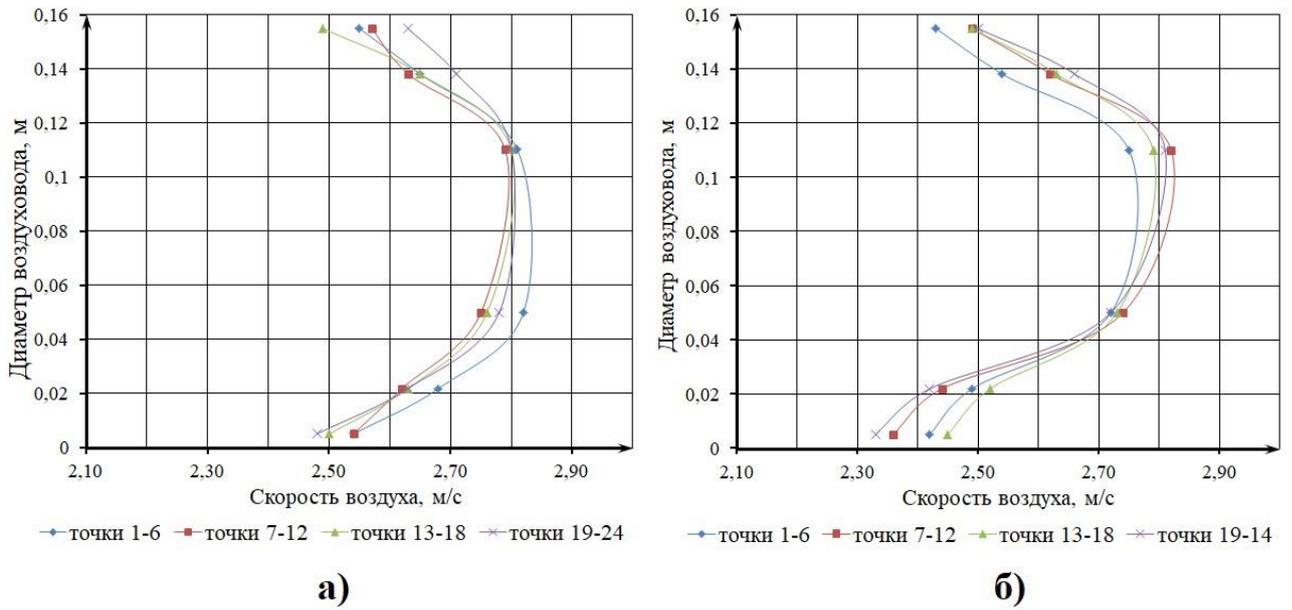


Рисунок 3.38 – Эпюры скоростей при положении клапанов №3 для наружного (а) и удаляемого воздуха (б)

В таблице 3.14 приведены основные данные по определению расходов для приточного и вытяжного воздуховода.

Таблица 3.14 – Основные сведения по определению расходов воздуха

Положение клапанов	Перепад статического давления на диафрагме, $\Delta P_{ст}$, Па		Средняя скорость воздуха, \bar{v} , м/с		Расход воздуха, L , м ³ /ч	
	Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка
1	50,1	49,7	1,53	1,48	110,4	107,2
2	101,4	100,6	2,13	1,98	154,2	143,3
3	149,3	148,2	2,66	2,58	192,3	186,5

Измерение температур воздушных потоков в кассете рекуператора осуществляется следующим образом. Вначале в установку вносится зонд термоанемометра и определяется температура удаляемого воздуха на входе в теплообменник. Далее при помощи двух термоанемометров в течении 10 минут определяются температуры нагреваемого потока на входе и на выходе из рекуператора – $\bar{t}_{н1}$ $\bar{t}_{н2}$. После этого заново уточняется температура \bar{t}_{y1} . В случае,

если температура осталась прежней, эксперимент продолжается. Если \bar{t}_{y_1} изменилась, эксперимент останавливается, и выполняется обработка результатов.

Важной составляющей эксперимента является выявление режима работы рекуператора – с выпадением конденсата на стороне охлаждаемого потока или без конденсации. Для этого определяется температура точки росы внутреннего воздуха с использованием психрометра. В таблицах 3.15-3.17 сведены данные определения режима работы рекуператора при различных положениях клапанов.

Таблица 3.15 – Данные определения режима работы рекуператора при положении клапанов №1

Номер эксперимента	Температура воздуха внутри помещения по сухому термометру, $\bar{t}_в$, °С	Температура воздуха внутри помещения по влажному термометру, $\bar{t}_{в.вл}$, °С	Температура точки росы внутреннего воздуха, $\bar{t}_{в.р}$, °С	Начальная температура удаляемого воздуха, \bar{t}_{y_1} , °С	Минимальная начальная температура наружного воздуха, $\bar{t}_{н_1}$, °С
1.1	22,5	11,6	1,4	22,5	6,9
1.2	22,5	11,6	1,4	22,2	7,8
1.3	21,4	10,0	-2,9	20,8	2,7
1.4	21,4	10,0	-2,9	20,7	3,8

Таблица 3.16 – Данные определения режима работы рекуператора при положении клапанов №2

Номер эксперимента	Температура воздуха внутри помещения по сухому термометру, $\bar{t}_в$, °С	Температура воздуха внутри помещения по влажному термометру, $\bar{t}_{в.вл}$, °С	Температура точки росы внутреннего воздуха, $\bar{t}_{в.р}$, °С	Начальная температура удаляемого воздуха, \bar{t}_{y_1} , °С	Минимальная начальная температура наружного воздуха, $\bar{t}_{н_1}$, °С
2.1	21,6	10,6	-0,8	21,7	0,0
2.2	22,5	11,6	1,4	23,0	5,0
2.3	21,4	10,0	-2,9	20,2	0,1
2.4	21,4	10,0	-2,9	20,0	0,2

Таблица 3.17 – Данные определения режима работы рекуператора при положении клапанов №3

Номер эксперимента	Температура воздуха внутри помещения по сухому термометру, $\bar{t}_в$, °С	Температура воздуха внутри помещения по влажному термометру, $\bar{t}_{в.вл}$, °С	Температура точки росы внутреннего воздуха, $\bar{t}_{в.р}$, °С	Начальная температура удаляемого воздуха, $\bar{t}_{у1}$, °С	Минимальная начальная температура наружного воздуха, $\bar{t}_{н1}$, °С
3.1	21,6	10,6	-0,8	20,8	-1,0
3.2	22,5	11,6	1,4	20,3	3,8
3.3	22,5	11,6	1,4	21,8	4,0
3.4	21,4	10,0	-2,9	19,5	-1,0

При анализе полученных данных можно сделать вывод, что в большинстве случаев на поверхности кассеты рекуператора не будет образовываться конденсат, и установка будет работать в «сухом» режиме, так как минимальное значение $\bar{t}_{н1}$ превышает $\bar{t}_{в.р}$. Вероятность конденсации водяного пара возможна в эксперименте №1.1, где $\bar{t}_{в.р} > \bar{t}_{н1}$.

На рисунках 3.39-3.50 представлены зависимости температурной эффективности от начальной температуры наружного воздуха, рассчитанные по результатам измерений. Конечная температура наружного воздуха пересчитана с учетом нагрева воздуха вентилятором. При рассмотрении полученных результатов видно, что наилучшая согласованность данных достигается при больших расходах, характерных для положений клапанов №2 и №3. Наибольшая погрешность прослеживается при малых расходах ($L_n = 110,4 \text{ м}^3/\text{ч}$, $L_y = 107,2 \text{ м}^3/\text{ч}$). Для эксперимента №1.1 максимальное отклонение между результатами измерений и данных моделирования составляет $\Delta\theta_t = 14,7\%$, эксперимента №1.2 – $\Delta\theta_t = 17,5\%$, эксперимента №1.3 – $\Delta\theta_t = 15,9\%$, эксперимента №1.4 – $\Delta\theta_t = 16,2\%$.

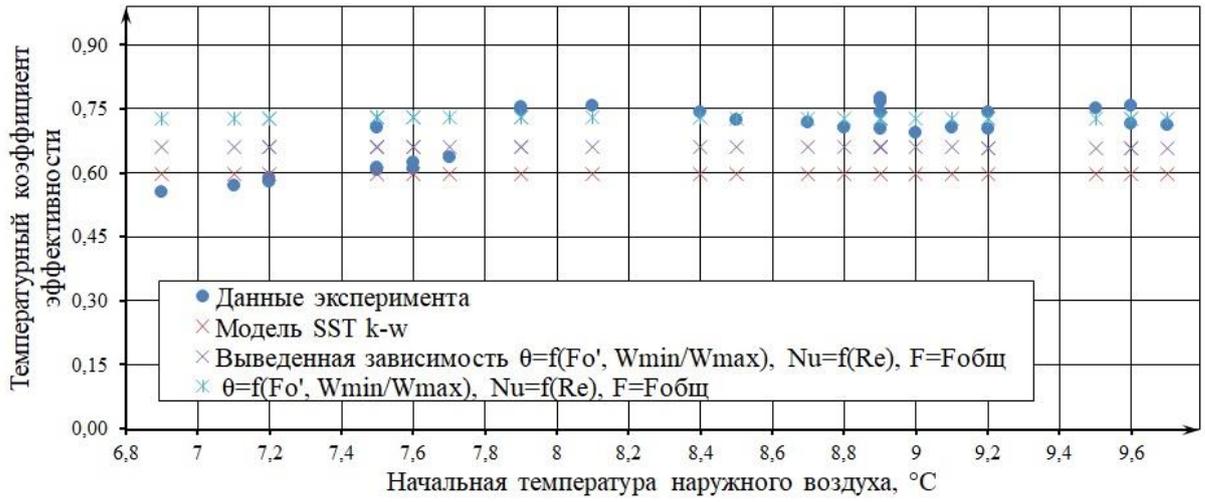


Рисунок 3.39 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{H1} , полученное в эксперименте №1.1

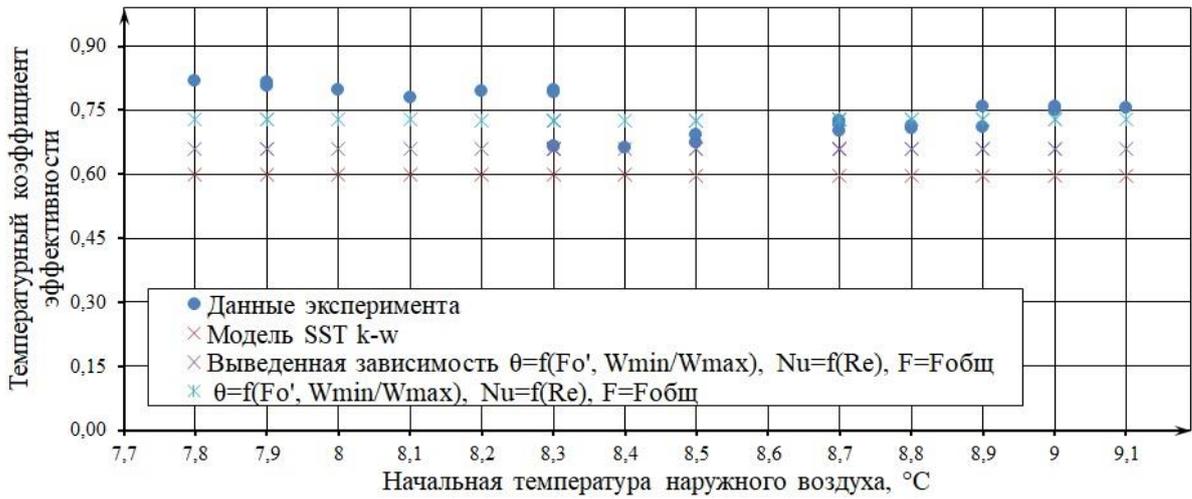


Рисунок 3.40 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{H1} , полученное в эксперименте №1.2

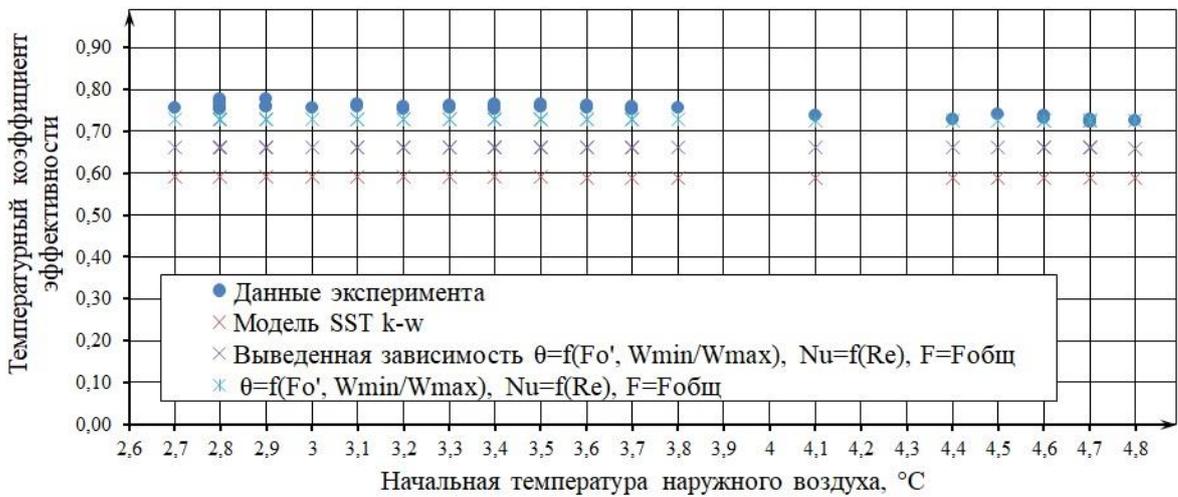


Рисунок 3.41 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{H1} , полученное в эксперименте №1.3

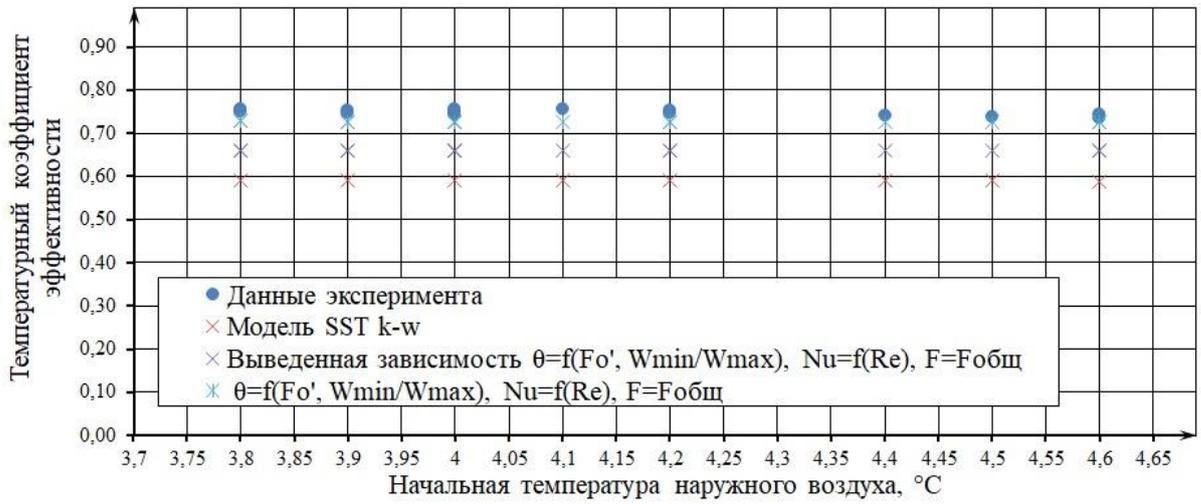


Рисунок 3.42 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{H1} , полученное в эксперименте №1.4

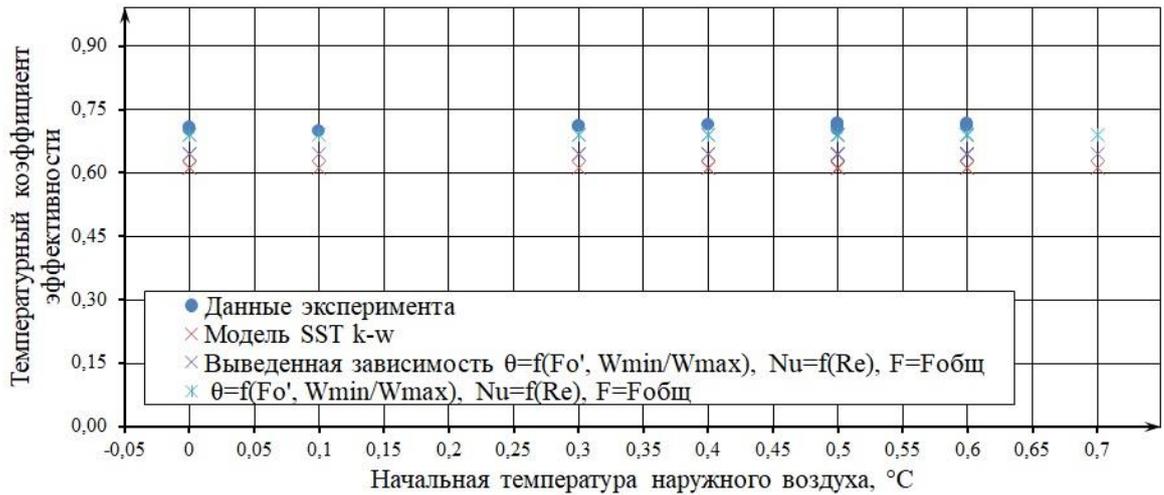


Рисунок 3.43 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{H1} , полученное в эксперименте №2.1

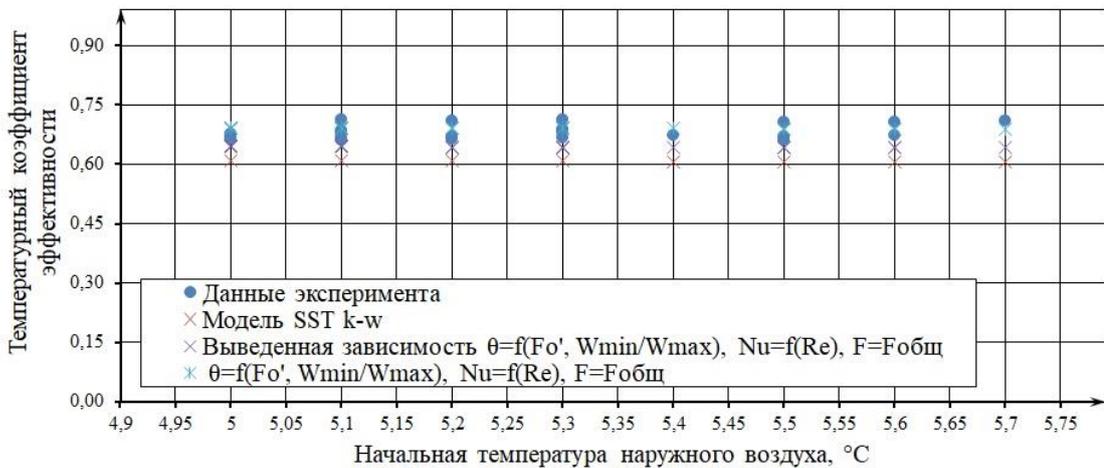


Рисунок 3.44 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{H1} , полученное в эксперименте №2.2

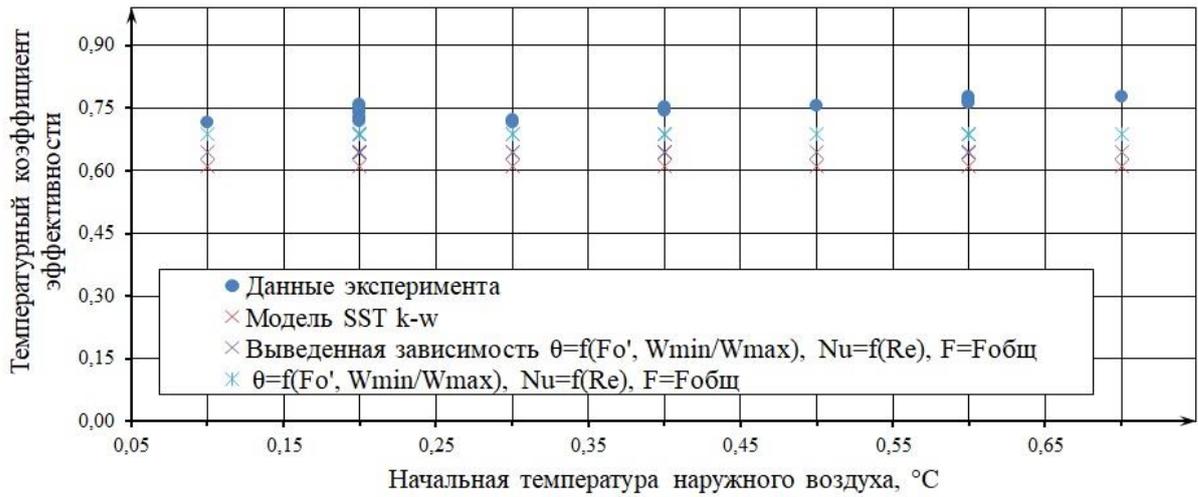


Рисунок 3.45 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{n1} , полученное в эксперименте №2.3

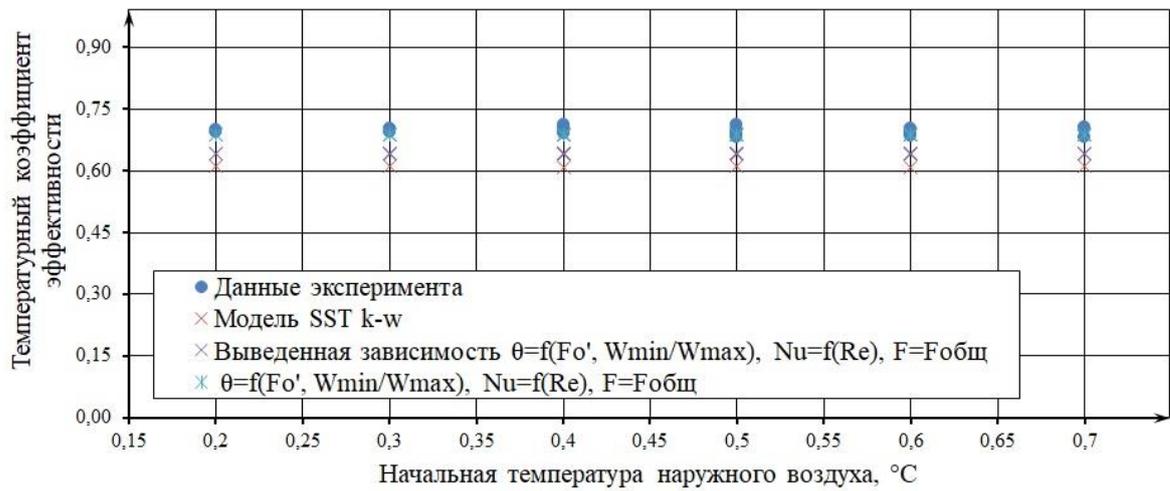


Рисунок 3.46 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{n1} , полученное в эксперименте №2.4

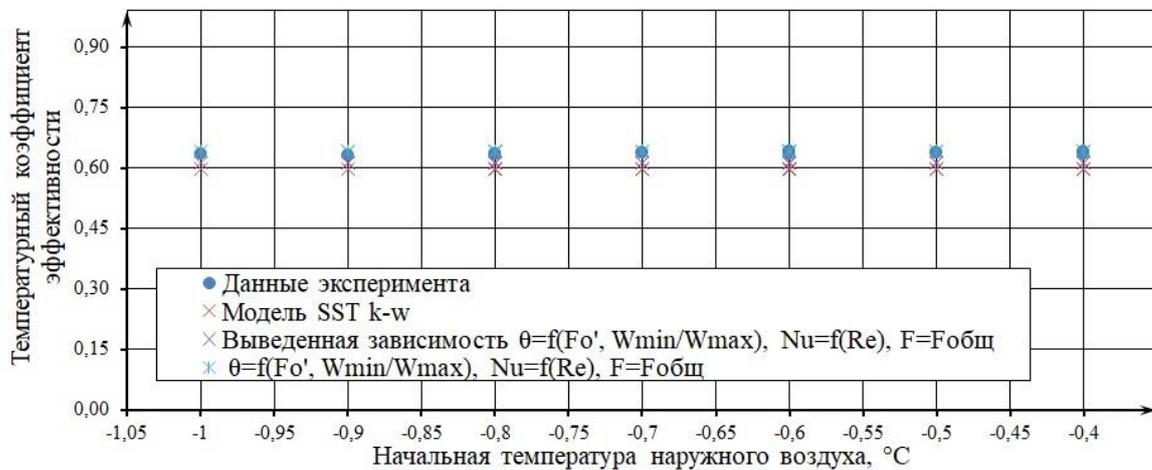


Рисунок 3.47 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{n1} , полученное в эксперименте №3.1

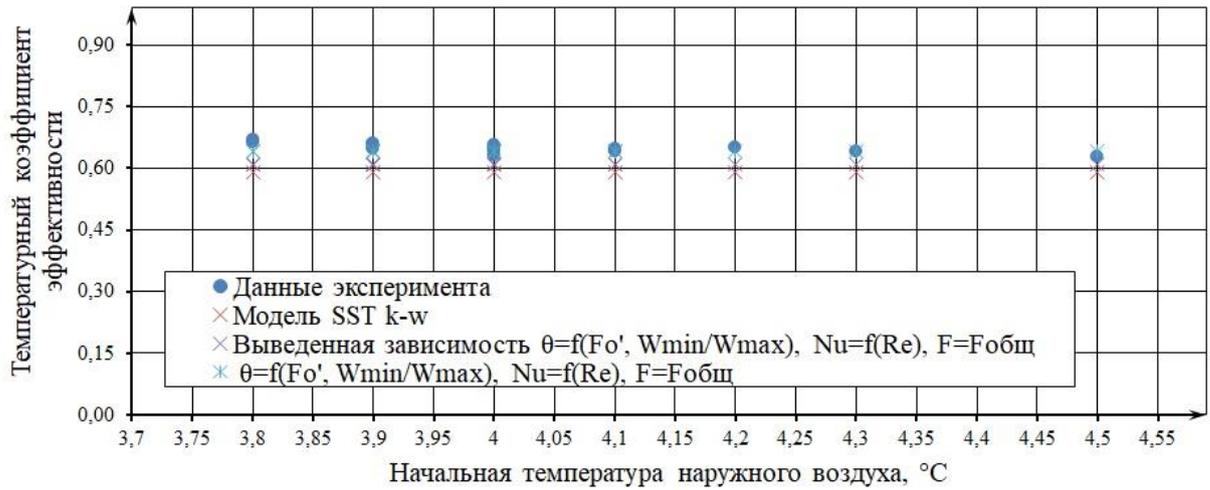


Рисунок 3.48 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{n1} , полученное в эксперименте №3.2

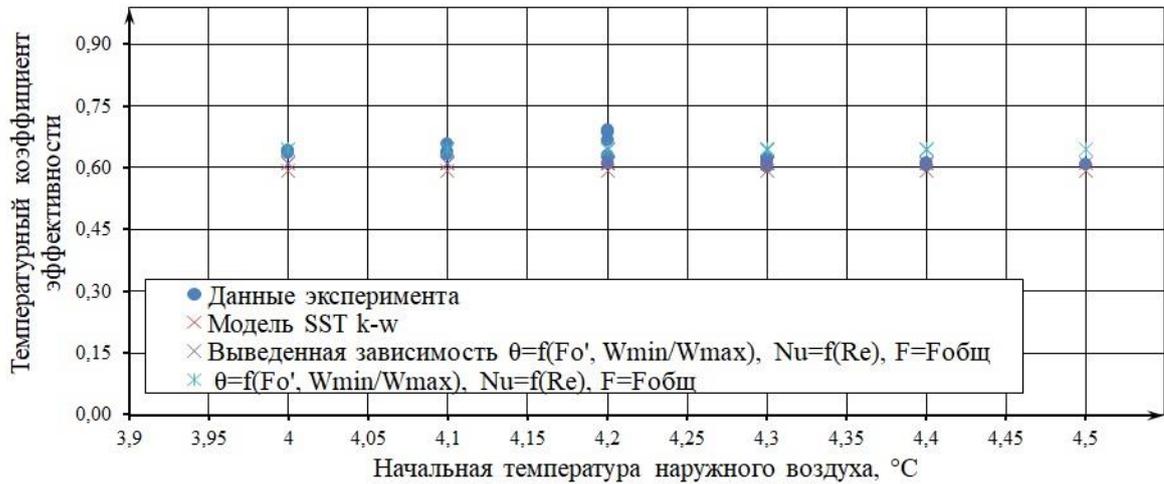


Рисунок 3.49 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{n1} , полученное в эксперименте №3.3

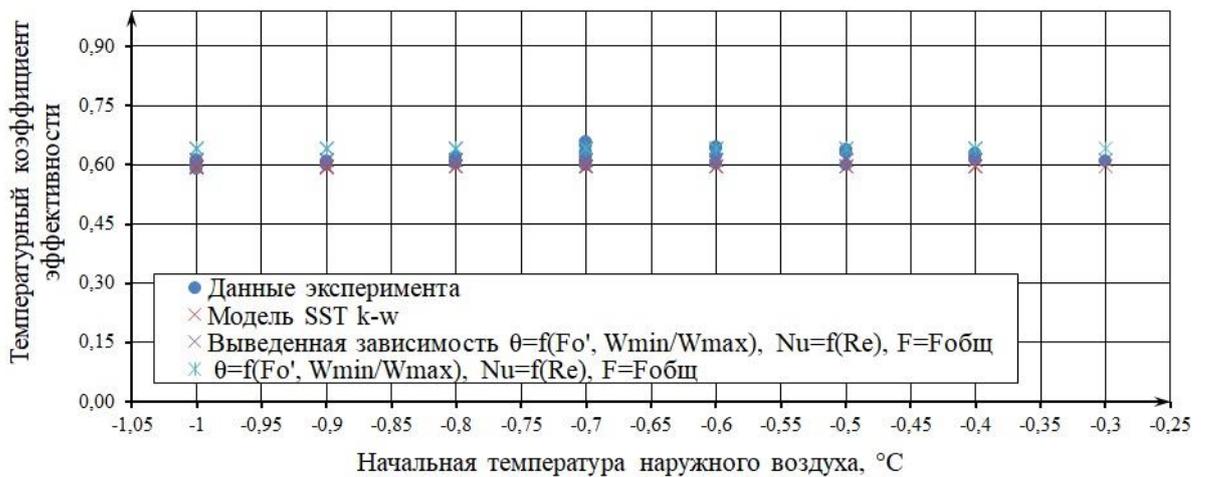


Рисунок 3.50 – Изменение θ_t при росте \bar{t}_{n1} , полученное в эксперименте №3.4

Произведем статистическую обработку результатов измерений с применением регрессионного анализа [28]. На полученных графиках (рис. 3.39-3.50) видно, что в диапазоне располагаемых величин $\bar{t}_{н1}$ распределение показателя θ_t , определяемого при помощи CFD-моделирования и тепловым расчетом, может считаться равномерным и описываться линейной функцией $y_{\text{лин}}(x) = ax + b$, где $y_{\text{лин}} = \theta_t$, $x = \bar{t}_{н1}$, a, b – параметры линейной регрессии. На основе экспериментальных зависимостей определим параметры a и b для построения линейных функций.

Основные сведения результатов экспериментального исследования приведены в таблице В.1 приложения В.

Результаты статистической обработки данных показывают, что в большинстве измерений $|r_{x,y}|$ приближается к 1. Таким образом, зависимость $y_{\text{лин}}$ и x близка к линейной. Тем не менее, в экспериментах 1.2, 2.4 связь между $y_{\text{лин}}$ и x практически отсутствует, в экспериментах 2.2, 3.4 наблюдается слабая корреляция, что вызвано повышенной разбросанностью значений θ_t , приходящихся на одну величину $\bar{t}_{н1}$. Кроме экспериментов 1.2, 2.2, 2.4, наблюдается условие $F_{\text{факт}} > F_{\text{табл}}$, что говорит об отклонении H_0 -гипотезы о случайной природе оцениваемых характеристик. В данном случае можно говорить, что характеристики $\bar{t}_{н1}, \theta_t$ статистически значимы и надежны.

Выводы по третьей главе

1. Разработан и смонтирован экспериментальный стенд, позволяющий производить измерения перепадов температур воздуха в пластинчатом перекрестно-точном рекуператоре при различных расходах в приточно-вытяжной системе вентиляции;

2. Разработана методика численного моделирования кассеты рекуператора на базе программы ANSYS Fluent, обеспечивающая рационализацию создания

геометрии кассеты теплообменного аппарата, наилучшую согласованность между результатами моделирования, данными производителя и инженерного расчета;

3. Выявлена эмпирическая зависимость, адекватно описывающая результаты численного моделирования и инженерного расчета при различных режимах работы рекуператора;

4. Получены экспериментальные значения температур теплообменивающихся воздушных потоков в пластинчатом рекуператоре при различных расходах наружного и удаляемого воздуха;

5. Проведено сравнение найденных эмпирическим способом коэффициентов температурной эффективности с коэффициентами, полученными в результате теплового расчета и математического моделирования;

6. Получена удовлетворительная согласованность зависимостей $\theta_t = f(\bar{t}_{n_1})$ экспериментального стенда, инженерного и программного расчетов.

4 ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЛАСТИНЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ И ФОРМИРОВАНИЯ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР В КАНАЛАХ УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА

4.1 Основные способы увеличения передачи теплоты в пластинчатом воздухо-воздушном рекуператоре

Рекуператоры пластинчатого типа конструируются с образованием развитых поверхностей теплообмена различной формы, которые характеризуются показателями $F_{\text{общ}}$ и $F_{\text{общ}}/V$. Повышенная компактность устройства вызвана низкой теплопроводностью воздуха, используемого в качестве теплоносителя, и как следствие низкой тепловой нагрузкой, приходящейся на единицу поверхности теплообмена. Увеличение площади контакта текучей среды и кассеты рекуператора способствует росту температурной эффективности, однако приводит к повышению затрат на преодоление аэродинамического сопротивления. Таким образом, разработка более эффективного рекуператора, учитывающего данные особенности, требует тщательного изучения вопроса по модификации его поверхностей теплообмена. Рассмотрим четыре основных способа конструктивного изменения конфигурации поверхности теплообмена.

Первый способ интенсификации передачи теплоты связан непосредственно с повышением компактности теплообменной поверхности, которая достигается путем увеличения количества пластин или использования профилированных листов, создающих дополнительное оребрение различного типа, что в конечном итоге приводит к повышению как $F_{\text{общ}}$, так и $\alpha_{\text{н.у.}}$. Как показывают исследования, проходы, образуемые круглыми и П-образными сечениями, обладают наилучшими тепловыми и аэродинамическими характеристиками [124].

Вторым способом повышения температурной эффективности рекуператора является модификация геометрии, связанная с применением прерывистых

поверхностей [127]. Чаще всего такие поверхности формируются путем смещения фрагментов оребрения в пространстве канала (рис. 4.1).

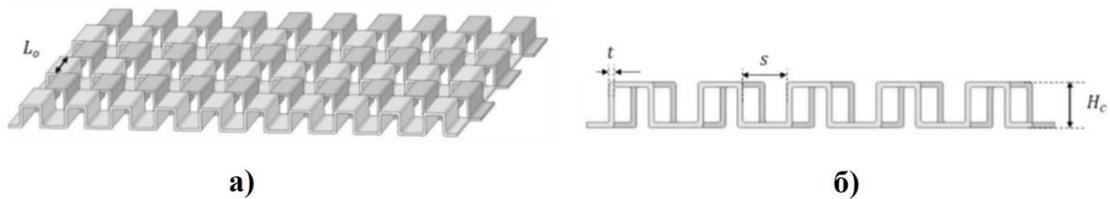


Рисунок 4.1 – Смещенный П-образный профиль. а – общий вид; б – поперечное сечение

Целью периодического отрыва воздушного потока от стенки является поддержание такого состояния теплоносителя, при котором происходит формирование гидродинамического и теплового пограничного слоя [3]. В результате, на протяжении всего движения текучей среды в кассете теплообменника обеспечивается минимальная толщина пограничного слоя, что приводит к достижению максимальных значений числа Нуссельта. В некоторых случаях применение прерывистого оребрения приводит к росту теплопередачи в 2-3 раза по сравнению с постоянным типом оребрения [111]. Недостаток данного механизма повышения теплопереноса – существенный рост потерь напора.

Третий способ заключается в использовании гофрированных (рифленых) пластин, поверхность которых имеет систему волнообразных выступов. Способ, как и предыдущий, направлен на периодический отрыв пограничного слоя. Однако в этом случае кассета рекуператора состоит из щелевых каналов без дополнительных проходов оребрения. Установлено, что на эффективность таких конструкций оказывают влияние три геометрических параметра: угол гофрирования $\beta_{\text{гофр}}$, глубина гофры $h_{\text{гофр}}$ и ее шаг $s_{\text{гофр}}$ [136].

К четвертому способу повышения теплоотдачи относится использование различных типов вставок-турбулизаторов, увеличивающих шероховатость поверхности канала [43]. Благодаря этому, изначально ламинарный поток быстрее достигает переходного состояния (происходит смещение критического Re к меньшему значению). Такой способ является менее эффективным по сравнению с

разрывом и уменьшением пограничного слоя непосредственно на поверхности теплообмена [42]. Особую роль при использовании искусственных турбулизаторов играет их геометрия. Экспериментально установлено, что при ламинарном движении газа элементы небольшой шероховатости ($h_{ш}/r_{эКВ}$, где $h_{ш}$ – высота шероховатости, $r_{эКВ}$ – эквивалентный радиус) обтекаются безотрывно, без образования вихрей. Однако при достижении критического значения $h_{ш}$ за выступом турбулизатора (например, диафрагмы) образуется застойная область, теплоперенос в которой осуществляется, в основном, молекулярной диффузией. Таким образом, данное конструктивное решение способствует не росту передачи теплоты, а формированию аэродинамической тепловой изоляции [59].

4.2 Совершенствование компактной поверхности теплообмена пластинчатого рекуператора теплоты

Выполним модификацию конструкции пластинчатого рекуператора открытого типа стандартных размеров $A = B = 0,4$ м, $C = 0,2$ м, $\delta_k = 0,005$ м. В качестве метода рационализации конструкции утилизатора используется первый способ, описанный в предыдущем разделе, заключающийся в повышении площади поверхности теплообмена, как наиболее простой при осуществлении моделирования. Рассматриваются четыре конструктивных варианта (табл. 4.1).

Таблица 4.1 – Варианты модификации конструкции рекуператора

Вариант модификации рекуператора	Описание варианта	Схема движения воздушных потоков
1	Увеличение количества пластин теплообменника за счет уменьшения толщины канала	Перекрестно-точная
2	Дополнительное оребрение П-образным профилем по всему объему каналов	
3	Дополнительное оребрение П-образным профилем в области максимальной разности температур потоков наружного и удаляемого воздуха	
4	Увеличение количества пластин теплообменника за счет уменьшения толщины канала	Противоточная

Третье техническое решение вызвано фактом наличия в рекуператоре зоны с низкой интенсивностью теплообмена (минимальным температурным напором), для которой не является рациональным дополнительная турбулизация потоков или повышение площади поверхности теплообмена [83].

Увеличение площади поверхности теплообмена осуществляется в несколько этапов. Вначале для первого конструктивного способа выполняется увеличение количества каналов, и, следовательно, пластин рекуператора на величину $Z_{н,у} = 1$ шт. После чего, определяется значение $F_{н,у1}$ и $F_{общ1}$. Далее определяется количество проходов для способов №2 и №3, при котором выполняется условие $F_{н,у1} \approx F_{н,у2} \approx F_{н,у3}$. Кроме того, условием модификации конструкции рекуператора является максимально возможное обеспечение равенства не только поверхности теплообмена, но и площади живого сечения канала, что позволяет обеспечить соответствие скоростей теплоносителей на входе в рекуператор $\bar{v}_{н,у1} \approx \bar{v}_{н,у2} \approx \bar{v}_{н,у3}$. Далее определяются исходные параметры для противоточных моделей. Повышение площади поверхности теплообмена осуществляется в три этапа.

Геометрия исследуемых моделей предполагает дальнейшее создание массива данных с применением периодических условий. С этой целью кассета моделируется как канал удаляемого воздуха, заключенный между двумя половинами каналов наружного воздуха. Потоки разделяются пластинами из алюминия. Для моделей №2 и №3 формируются П-образные проходы, создаваемые перпендикулярно расположенными к пластинам ребрами. Толщина пластин и ребер составляют $\delta_{пл} = \delta_p = 0,0002$ м.

На рисунке 4.2 показаны условные схемы осуществляемых способов совершенствования конструкции теплообмена.

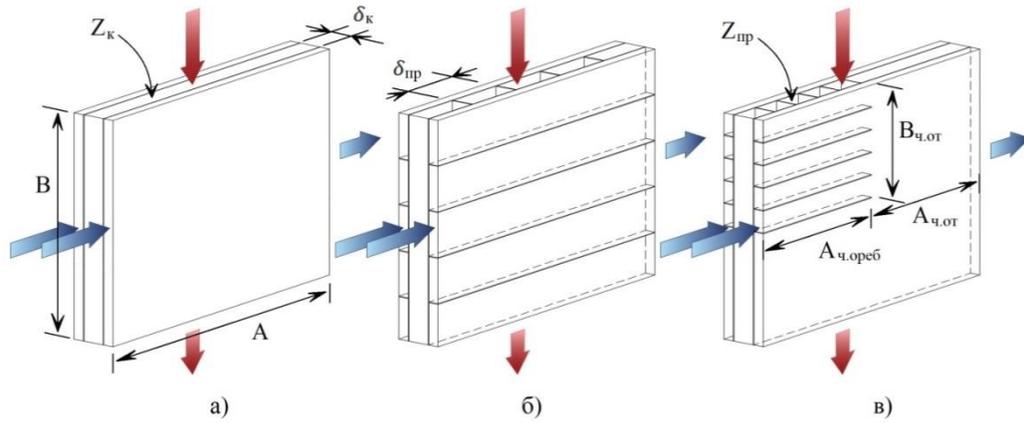


Рисунок 4.2 – Схемы модификаций рекуператора. а – модель уменьшения канала; б – модель с оребрением; в – модель с оребрением в области максимального температурного напора

Площадь поверхности теплообмена для способов модификации №1 и №2 находится по полученным формулам в таблице 2.3. Для нахождения значения $F_{н,у}$ способа №3 выполняется разделение геометрии кассеты рекуператора на 4 равные части. Тогда определение площади сводится к решению следующих уравнений

$$F_{н,у} = F_{ч.орреб.} + 3 \cdot F_{ч.от.} \quad (4.1)$$

$$F_{н,у} = \left[A_{ч.орреб.} \left(\delta_{пр} \cdot n_{пр} (2 \cdot Z_{н,у} - 1) + \delta_k \cdot 2 \cdot Z_{н,у} (n_{пр} - 1) \right) \right] + \quad (4.2)$$

$$+ 3 \cdot A_{ч.от.} \cdot B_{ч.от.} \cdot 2 \cdot Z_{н,у} - A_{ч.от.} \cdot B_{ч.от.}$$

где $F_{ч.орреб.}$, $F_{ч.от.}$ – площадь поверхности теплообмена оребренной и открытой части по одному потоку соответственно, m^2 ; $A_{ч.орреб.}$ – длина оребренной части, м; $A_{ч.от.}$, $B_{ч.от.}$ – длина и ширина открытой части соответственно, м.

На рисунке 4.3 изображена условная модель противоточного рекуператора.

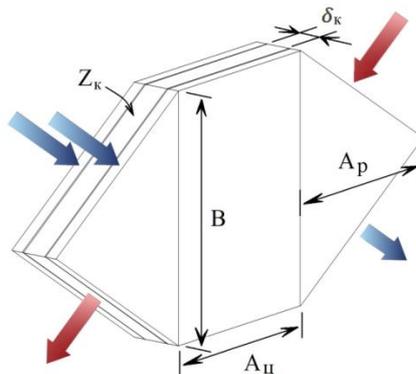


Рисунок 4.3 – Схема модификации рекуператора при использовании противоточной секции

Общая поверхность теплообмена в данном случае складывается как сумма поверхностей центральной секции и поверхностей секции разделения потоков:

$$F_{н,у} = F_{ц,с} + F_{с,р} \quad (4.3)$$

Поскольку секция распределения воздушных потоков выполняется в виде равнобедренных треугольников, то для определения площади поверхности теплообмена по одному потоку можно воспользоваться следующей зависимостью:

$$F_{с,р} = 0,5 \cdot B \cdot A_{ц} \cdot 2 \cdot 2 \cdot Z_{н,у} - 0,5 \cdot B \cdot A_{ц} \cdot 2 \quad (4.4)$$

В таблице 4.2 представлены основные характеристики модифицируемых рекуператоров. Значения показателей f_c и $\bar{v}_{н,у}$ противоточных моделей указаны для центральной секции.

Таблица 4.2 – Основные характеристики моделируемых рекуператоров

Способ модификации рекуператора	Общая поверхность теплообмена, $F_{общ}, \text{м}^2$	Компактность рекуператора, $S, \text{м}^2/\text{м}^3$	Площадь живого сечения, $f_c, \text{м}^2$	Минимальная скорость воздуха на входе, $\bar{v}_{н,у}, \text{м/с}$	Число проходов оребрения в канале, $n_{пр}, \text{шт.}$
Базовая геометрия	12,48	390,0	0,04	0,347	-
Увеличение количества $Z_{н,у}$ до 21 шт.					
1.1	13,12	410,0	0,04	0,347	-
2.1	13,10	409,2	0,04	0,348	5
3.1	13,10	409,2	0,04	0,349	9
4.1	13,12	410,0	0,04	0,347	-
Увеличение количества $Z_{н,у}$ до 22 шт.					
1.2	13,76	430,0	0,04	0,347	-
2.2	13,71	428,4	0,04	0,349	9
3.2	13,71	428,4	0,04	0,350	17
4.2	13,76	430,0	0,04	0,347	-
Увеличение количества $Z_{н,у}$ до 23 шт.					
1.3	14,40	450,0	0,04	0,347	-
2.3	14,48	452,5	0,04	0,350	14
3.3	14,48	452,5	0,04	0,352	27
4.3	14,40	450,0	0,04	0,347	-

4.3 Построение расчетной сетки и задача граничных условий моделируемых рекуператоров

Для построения расчетной сетки рассматриваемых моделей используем результаты исследования сеточной сходимости второй главы диссертационного исследования. Созданные пространственные сетки теплообменных узлов моделей №1 и №2 изображены на рисунке 4.4.

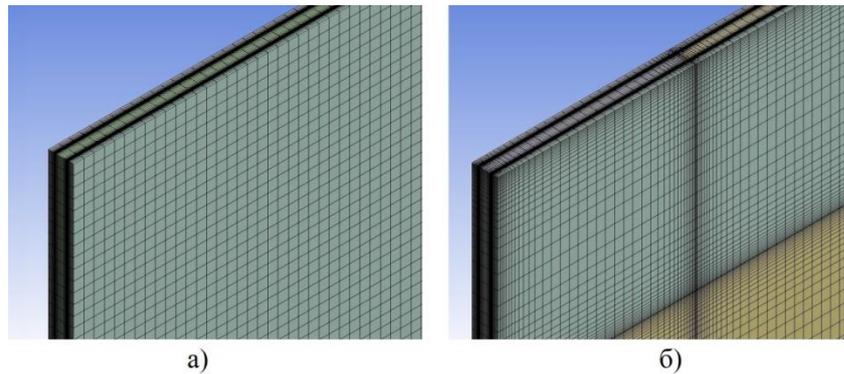


Рисунок 4.4 – Полученные конформные сетки модели №1 (а) и №2 (б)

Создание сетки противоточных рекуператоров осуществляется в два этапа. Сначала реализуется генерация ячеек в центральной секции с использованием метода MultiZone (рис. 4.5а), затем выполняется построение ячеек в треугольных областях, распределяющих потоки, с применением метода Sweep (рис. 4.5б).

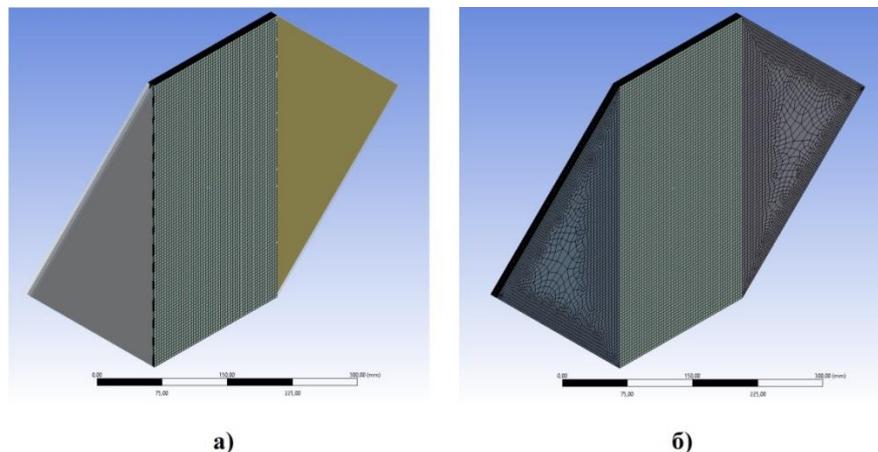


Рисунок 4.5 – Построение регулярной сетки центральной области (а) и треугольных областей (б) противоточного рекуператора

Генерация сетки модели №3 представляет собой более трудную задачу по причине сложности геометрии конструкции проектируемого теплообменного узла, и как следствие большего количества создаваемых ячеек, требующих большей вычислительной нагрузки. Решение данной задачи требует разработки постепенной генерации системы ячеек на отдельных более простых объектах модели. Разработанный алгоритм представлен на рисунке 4.6.

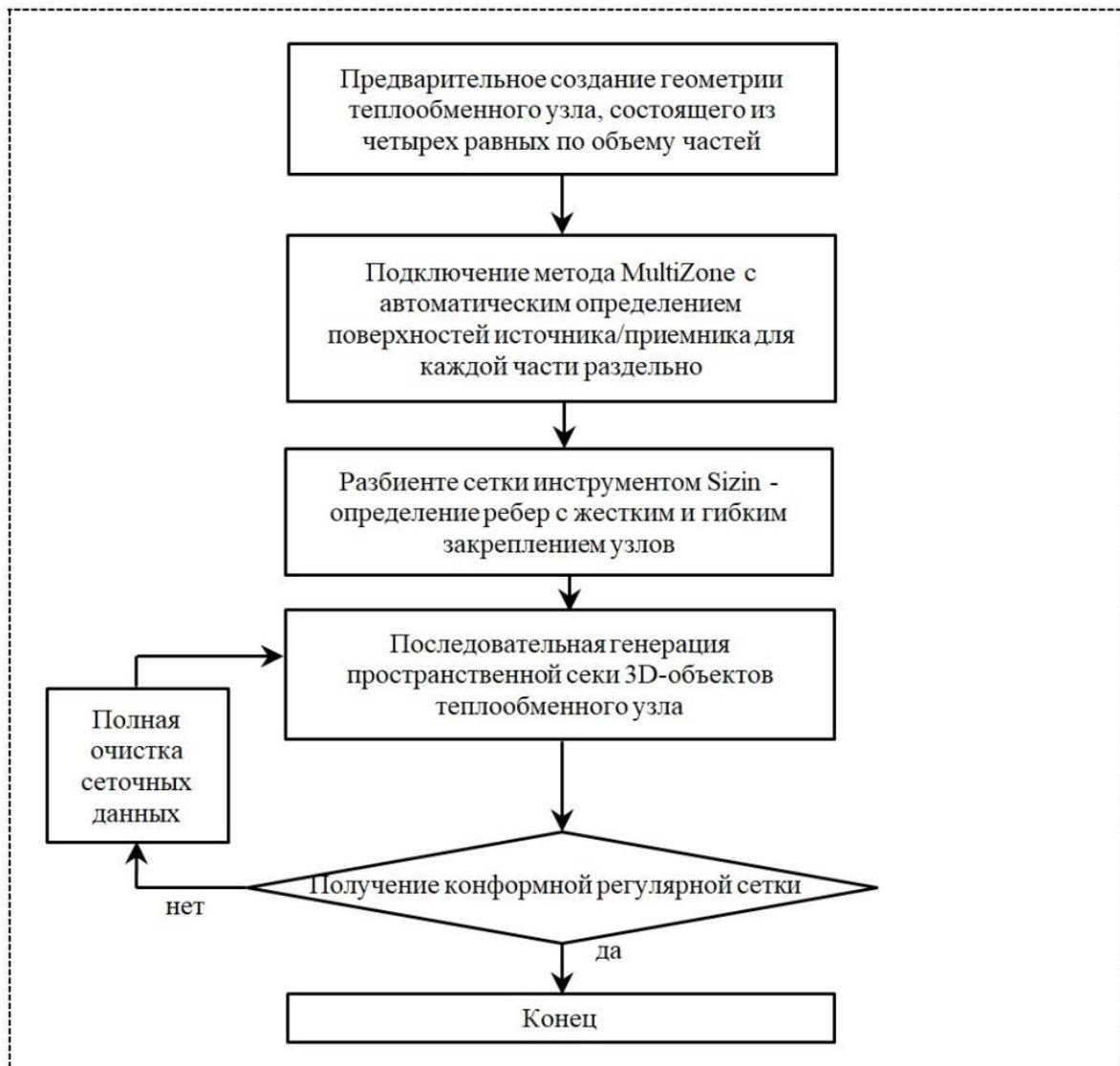


Рисунок 4.6 – Алгоритм построения сетки теплообменного узла третьей модели

Подбор последовательности генерации сетки для 3D-объектов модели, сопровождающийся очисткой данных при получении ошибки, дал возможность выбрать рациональный способ. В первую очередь осуществляется генерация

регулярной системы ячеек-гексаэдров для трех частей без оребрения. После этого выполняется сброс данных. При этом при дальнейшей работе программа Ansys Meshing будет учитывать удаляемое расположение узлов, которое будет приниматься в качестве исходного. Далее выполняется генерация сетки для 8 пластин, разделяющих воздушные потоки; затем осуществляется последовательное построение внешних и внутренних каналов – «жидких» объектов. Последний этап – создание сетки оставшихся элементов П-образного оребрения, образующих внутренние и внешние проходы (рис. 4.7).

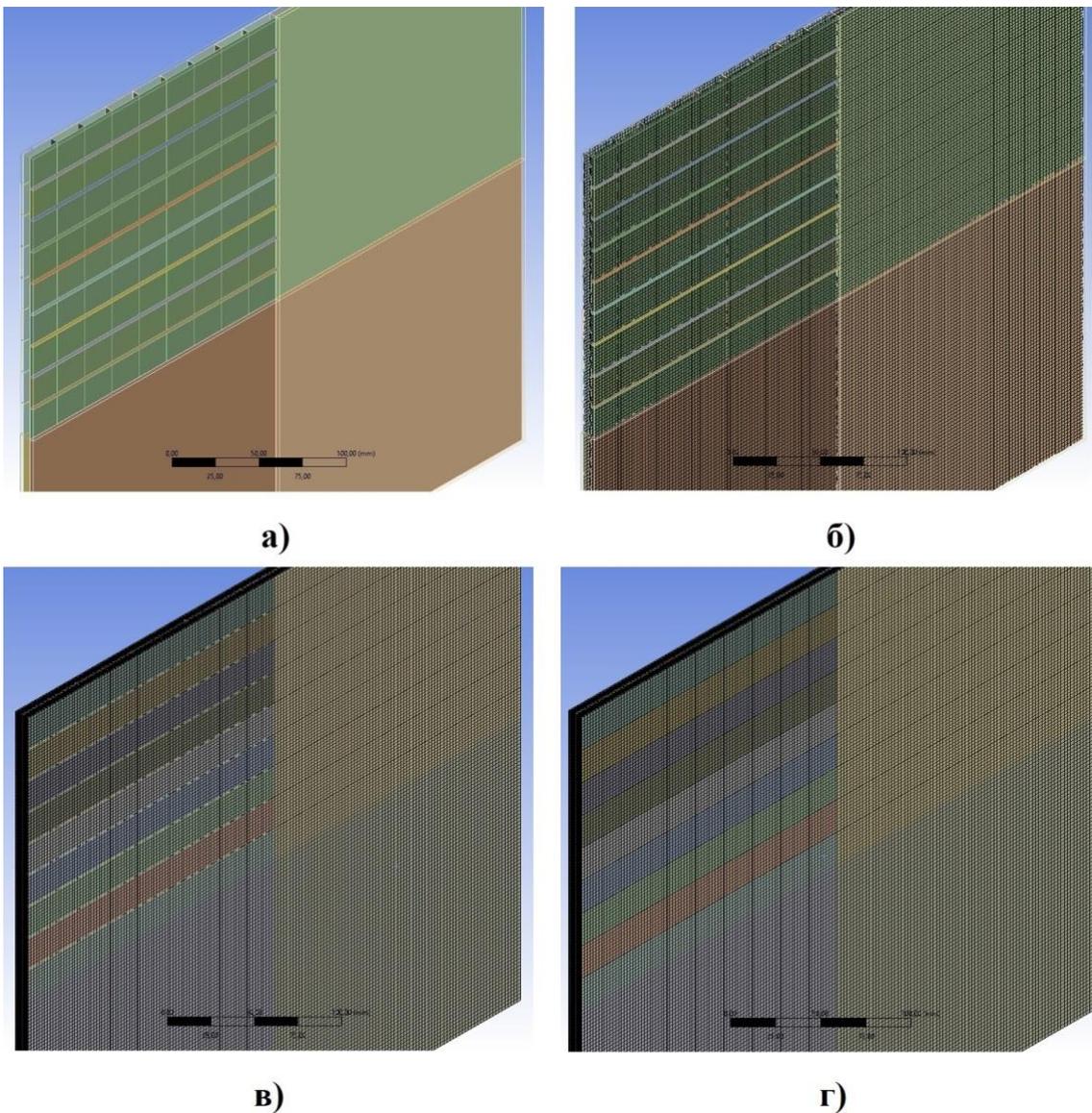


Рисунок 4.7 – Создание сетки третьей модели. а – исходная модель теплообменного узла; б – генерация сетки пластин; в – генерация сетки каналов; г – генерация сетки оребрения

В таблице 4.3 сведены данные сетки для рассматриваемых моделей.

Таблица 4.3 – Параметры сетки моделируемых теплообменных узлов

Модель	Параметры расчетной сетки					Число ячеек, шт.
	Разбиение поперек пластины, шт.	Разбиение поперек центрального канала, шт.	Разбиение поперек бокового канала, шт.	Продольное разбиение пластины, шт.	Продольное разбиение проходов оребрения, шт.	
Перекрестно-точная схема						
Базовая	4	20	10	150	-	1080000
1.1	4	20	10	150	-	1080000
2.1	4	20	10	216	40	1747872
3.1	1	20	10	368	20	3016608
1.2	4	20	10	150	-	1080000
2.2	4	20	10	212	20	2157312
3.2	1	20	10	436	20	7984032
1.3	4	20	10	150	-	1080000
2.3	1	20	10	293	20	3605658
3.3	1	20	10	511	15	10967082
Противоточная схема						
4.1	1	20	10	100	-	386652
4.2						
4.3						

В соответствии с результатами исследования моделирования кассеты рекуператора в третьей главе диссертационного исследования используем периодические граничные условия для создания массива данных. Для моделей №2 и №3, имеющих пластины оребрения, необходимо создать два типа периодических условий: для жидкой среды «Periodic_1» (смещение данных теплообмена и газодинамики в потоках наружного воздуха) и твердых тел «Periodic_2» (смещение данных теплопередачи в алюминиевых ребрах) (рис. 4.8).

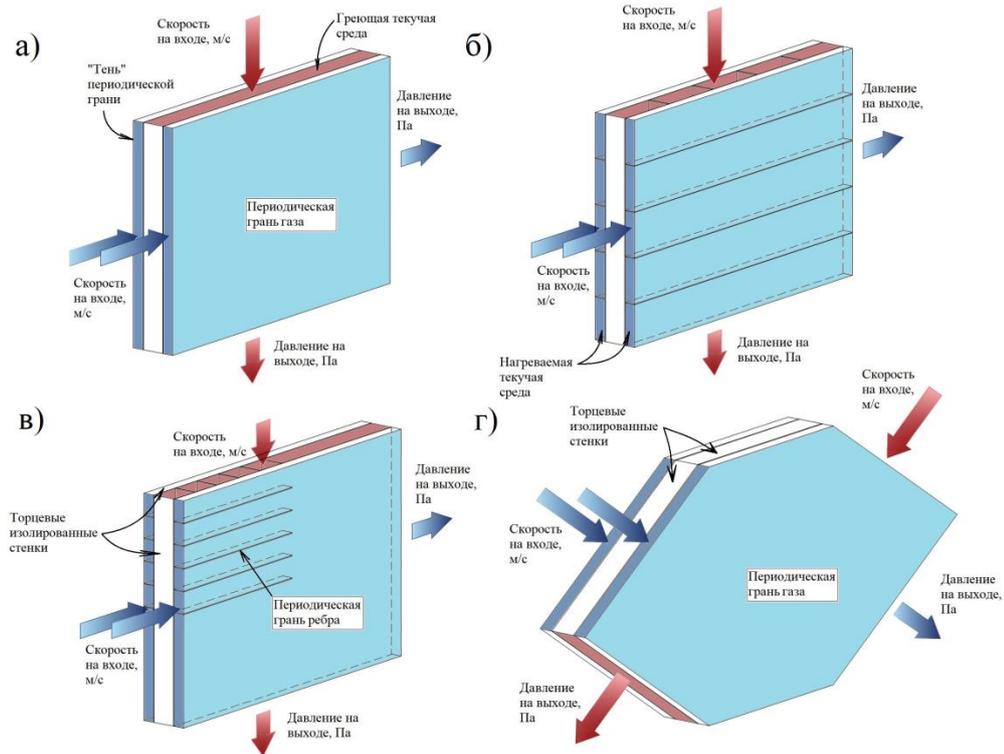


Рисунок 4.8 – Граничные условия, применяемые к модификациям. а – модель уменьшения толщины канала; б – модель с оребрением; в – модель с оребрением в области максимального температурного напора; г – модель уменьшения толщины канала при противотоке

4.4 Результаты моделирования модифицируемых моделей рекуператоров

В ходе выполнения численного моделирования получены следующие результаты. Данные по исходной модели рекуператора приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Термодинамические параметры исходной модели

Расход, м ³ /ч	Температурный коэффициент эффективности	Перепад давления в канале рекуператора, Па	Коэффициент использования энергии
50	0,691	1,291	810
100	0,621	2,669	352
150	0,561	4,173	204
200	0,519	5,922	133
250	0,490	7,927	94
300	0,469	10,169	70
350	0,450	12,557	54

В таблицах 4.5-4.8 приведены данные по изменению температурной эффективности в зависимости от расходов теплоносителей.

Таблица 4.5 – Температурная эффективность на первом этапе модификации перекрестно-точных моделей

Расход, м ³ /ч	Температурный коэффициент эффективности			Приращение температурной эффективности по отношению к исходной модели		
	1.1	2.1	3.1	1.1	2.1	3.1
50	0,702	0,694	0,696	0,0115	0,0030	0,0047
100	0,639	0,626	0,627	0,0182	0,0046	0,0055
150	0,582	0,568	0,568	0,0208	0,0066	0,0067
200	0,541	0,527	0,527	0,0215	0,0078	0,0078
250	0,512	0,499	0,498	0,0212	0,0082	0,0080
300	0,490	0,478	0,478	0,0210	0,0090	0,0095
350	0,472	0,460	0,461	0,0215	0,0095	0,0102

Таблица 4.6 – Температурная эффективность на втором этапе модификации перекрестно-точных моделей

Расход, м ³ /ч	Температурный коэффициент эффективности			Приращение температурной эффективности по отношению к исходной модели		
	1.2	2.2	3.2	1.2	2.2	3.2
50	0,703	0,691	0,698	0,0121	0,0005	0,0068
100	0,651	0,627	0,631	0,0292	0,0060	0,0096
150	0,596	0,571	0,572	0,0343	0,0099	0,0110
200	0,554	0,532	0,531	0,0348	0,0123	0,0118
250	0,525	0,504	0,504	0,0344	0,0139	0,0133
300	0,503	0,484	0,484	0,0341	0,0155	0,0149
350	0,485	0,467	0,467	0,0348	0,0166	0,0165

Таблица 4.7 – Температурная эффективность на третьем этапе модификации перекрестно-точных моделей

Расход, м ³ /ч	Температурный коэффициент эффективности			Приращение температурной эффективности по отношению к исходной модели		
	1.3	2.3	3.3	1.3	2.3	3.3
50	0,695	0,693	0,702	0,0037	0,0026	0,0107
100	0,658	0,630	0,638	0,0371	0,0089	0,0165
150	0,609	0,576	0,581	0,0475	0,0145	0,0192
200	0,568	0,537	0,542	0,0488	0,0179	0,0223
250	0,539	0,510	0,511	0,0485	0,0199	0,0208
300	0,517	0,491	0,491	0,0482	0,0219	0,0227
350	0,499	0,474	0,472	0,0490	0,0232	0,0219

Таблица 4.8 – Температурная эффективность на четвертом этапе модификации при рассмотрении противоточных моделей

Расход, м ³ /ч	Температурный коэффициент эффективности			Приращение температурной эффективности по отношению к исходной модели		
	4.1	4.2	4.3	4.1	4.2	4.3
50	0,762	0,773	0,780	0,0715	0,0818	0,0894
100	0,670	0,687	0,701	0,0492	0,0655	0,0799
150	0,604	0,621	0,637	0,0431	0,0595	0,0753
200	0,562	0,578	0,594	0,0424	0,0584	0,0745
250	0,531	0,548	0,563	0,0410	0,0573	0,0730
300	0,507	0,523	0,539	0,0379	0,0548	0,0706
350	0,487	0,503	0,519	0,0361	0,0526	0,0684

В таблицах 4.9-4.12 сведены данные по перепаду давлений в канале рекуператора в зависимости от расходов теплоносителей.

Таблица 4.9 – Перепад полного давления на первом этапе модификации перекрестно-точных моделей

Расход, м ³ /ч	Перепад полного давления в канале рекуператора, Па			Приращение перепада полного давления по отношению к исходной модели		
	1.1	2.1	3.1	1.1	2.1	3.1
50	1,393	1,335	1,339	0,103	0,044	0,048
100	2,869	2,769	2,777	0,200	0,100	0,108
150	4,460	4,331	4,343	0,287	0,158	0,170
200	6,300	6,149	6,169	0,378	0,228	0,248
250	8,403	8,223	8,243	0,476	0,295	0,316
300	10,759	10,573	10,596	0,590	0,404	0,427
350	13,288	13,064	13,096	0,731	0,508	0,540

Таблица 4.10 – Перепад полного давления на втором этапе модификации перекрестно-точных моделей

Расход, м ³ /ч	Перепад полного давления в канале рекуператора, Па			Приращение перепада полного давления по отношению к исходной модели		
	1.2	2.2	3.2	1.2	2.2	3.2
50	1,538	1,382	1,417	0,247	0,091	0,126
100	3,162	2,871	2,949	0,493	0,202	0,281
150	4,895	4,499	4,594	0,722	0,326	0,421
200	6,873	6,394	6,498	0,951	0,472	0,577
250	9,137	8,578	8,699	1,209	0,650	0,772
300	11,683	11,049	11,149	1,514	0,880	0,980
350	14,441	13,680	13,801	1,885	1,123	1,245

Таблица 4.11 – Перепад полного давления на третьем этапе модификации перекрестно-точных моделей

Расход, м ³ /ч	Перепад полного давления в канале рекуператора, Па			Приращение перепада полного давления по отношению к исходной модели		
	1.3	2.3	3.3	1.3	2.3	3.3
50	1,676	1,459	1,539	0,385	0,168	0,248
100	3,437	3,043	3,201	0,768	0,374	0,532
150	5,303	4,766	4,992	1,130	0,593	0,819
200	7,404	6,775	6,990	1,482	0,854	1,068
250	9,812	9,057	9,259	1,885	1,130	1,332
300	12,519	11,678	11,859	2,350	1,509	1,690
350	15,471	14,457	14,577	2,915	1,900	2,020

Таблица 4.12 – Перепад полного давления на четвертом этапе модификации при рассмотрении противоточных моделей

Расход, м ³ /ч	Перепад полного давления в канале рекуператора, Па			Приращение перепада полного давления по отношению к исходной модели		
	4.1	4.2	4.3	4.1	4.2	4.3
50	1,886	2,062	2,235	0,595	0,771	0,944
100	4,015	4,365	4,711	1,346	1,696	2,042
150	6,486	7,002	7,503	2,313	2,830	3,330
200	9,464	10,165	10,845	3,542	4,244	4,923
250	12,906	13,824	14,713	4,979	5,897	6,786
300	16,701	17,881	18,994	6,532	7,712	8,825
350	20,890	22,333	23,675	8,333	9,777	11,119

В таблицах 4.13-4.16 сведены данные по изменению коэффициентов использования энергии в зависимости от расходов теплоносителей.

Таблица 4.13 – Коэффициент использования энергии на первом этапе модификации перекрестно-точных моделей

Расход, м ³ /ч	Коэффициент использования энергии			Уменьшение коэффициента использования энергии по отношению к исходной модели		
	1.1	2.1	3.1	1.1	2.1	3.1
50	727	787	787	-83,459	-23,114	-23,540
100	321	342	342	-31,062	-10,209	-10,692
150	188	198	198	-15,465	-5,153	-5,628
200	124	130	129	-9,012	-3,003	-3,410
250	88	92	92	-5,870	-1,849	-2,110
300	66	68	68	-4,150	-1,376	-1,463
350	51	53	53	-3,100	-1,011	-1,056

Таблица 4.14 – Коэффициент использования энергии на втором этапе модификации перекрестно-точных моделей

Расход, м ³ /ч	Коэффициент использования энергии			Уменьшение коэффициента использования энергии по отношению к исходной модели		
	1.2	2.2	3.2	1.2	2.2	3.2
50	629	757	745	-180,948	-52,788	-64,951
100	283	331	324	-69,258	-21,613	-28,613
150	167	192	189	-36,191	-11,420	-15,023
200	111	126	124	-21,823	-6,911	-9,030
250	79	89	88	-14,601	-4,652	-5,988
300	59	66	66	-10,549	-3,436	-4,113
350	46	52	51	-8,066	-2,619	-3,083

Таблица 4.15 – Коэффициент использования энергии на третьем этапе модификации перекрестно-точных моделей

Расход, м ³ /ч	Коэффициент использования энергии			Уменьшение коэффициента использования энергии по отношению к исходной модели		
	1.3	2.3	3.3	1.3	2.3	3.3
50	545	720	690	-264,685	-90,524	-120,075
100	252	314	302	-100,228	-38,863	-50,786
150	151	183	176	-52,520	-20,754	-27,599
200	101	120	117	-31,752	-12,734	-15,477
250	72	85	84	-21,345	-8,364	-10,065
300	54	64	63	-15,417	-6,174	-7,039
350	42	50	49	-11,809	-4,707	-5,251

Таблица 4.16 – Коэффициент использования энергии на четвертом этапе модификации при рассмотрении противоточных моделей

Расход, м ³ /ч	Коэффициент использования энергии			Уменьшение коэффициента использования энергии по отношению к исходной модели		
	4.1	4.2	4.3	4.1	4.2	4.3
50	583	516	460	-227,172	-294,313	-350,520
100	241	217	196	-111,646	-135,845	-156,475
150	134	122	112	-69,264	-81,630	-91,940
200	86	78	72	-47,195	-54,556	-60,689
250	59	55	50	-34,280	-39,113	-43,231
300	44	40	37	-26,036	-29,481	-32,395
350	34	31	29	-20,719	-23,300	-25,454

Данные моделирования показывают, что во всех случаях модификации конструкции рекуператора наблюдается повышение температурной эффективности. Наибольший рост значений θ_t наблюдается при увеличении

количества каналов как для модели перекрестно-точного, так и противоточного типа: для модели 1.3 при $L_{н,у} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ $\Delta\theta_t = 5,6\%$, для модели 4.3 – $\Delta\theta_t = 11,4\%$. При анализе изменения температурной эффективности моделей с оребрением прослеживается увеличение значений температурной эффективности с ростом поверхности теплообмена. Использование ребер в области максимального температурного напора обеспечивает повышение θ_t по сравнению с моделью, имеющей оребрение по всему объему каналов: при $L_{н,у} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 3 этапе модификации рост θ_t составляет 1,3%.

Увеличение площади поверхности теплообмена приводит к повышению аэродинамического сопротивления всех модифицируемых моделей. Значительный рост перепада полного давления в канале теплообменника по сравнению с исходной моделью характерен для рекуператоров открытого типа, в которых производится сужение толщины каналов: для перекрестно-точной модификации 1.3 при $L_{н,у} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ $\Delta P_{\text{кан}} = 22,3\%$, для модификации 4.3 – $\Delta P_{\text{кан}} = 43,3\%$. Темп приращения величины $\Delta P_{\text{кан}}$ рекуператоров, содержащих дополнительные проходы оребрения, по отношению к исходной модели меньше, чем для моделей, предполагающих увеличение количества каналов. Общий рост потерь напора при $L_{н,у} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ для модели 2.3 равен 12,3%, для модели 3.3 – 16,5%. Таким образом, прирост $\Delta P_{\text{кан}}$ между модификациями 2.3 и 3.3 меньше, чем между моделью 1.3 и противоточной моделью 4.3.

С точки зрения коэффициента использования энергии наиболее рациональной моделью является исходный рекуператор, имеющий самые высокие показатели $\eta_э$ по всему диапазону рассматриваемых расходов. Наименьшие значения коэффициента использования энергии характерны для моделей с уменьшением толщины канала, что связано со значительным ростом мощности, затрачиваемой на преодоление аэродинамического сопротивления рекуператоров. Рост объемного расхода во всех рассматриваемых моделях приводит к увеличению количества тепловой энергии, передаваемой нагреваемому потоку. При этом темп увеличения теплового потока выше, чем темп повышения

мощности на преодоление сопротивления рекуператора. Данная особенность отражается в коэффициентах η_3 , значения которых выравниваются при $L_{н,у} = 350 \text{ м}^3/\text{ч}$.

4.5 Конструкция пластинчатого перекрестно-точного рекуператора с дополнительным оребрением

На основании результатов численного моделирования, приведенных в предыдущем разделе, разработана конструкция пластинчатого перекрестно-точного рекуператора теплоты с дополнительным оребрением в области максимального перепада температур между потоками наружного и удаляемого воздуха.

На рисунке 4.9 представлен общий вид перекрестно-точного рекуператора.

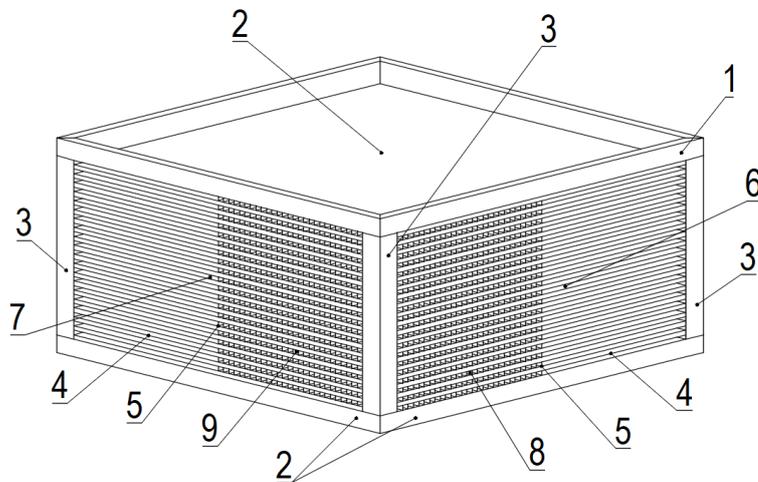


Рисунок 4.9 – Общий вид перекрестно-точного рекуператора

На рисунке 4.10 изображен фрагмент пластины с П-образным профилем.

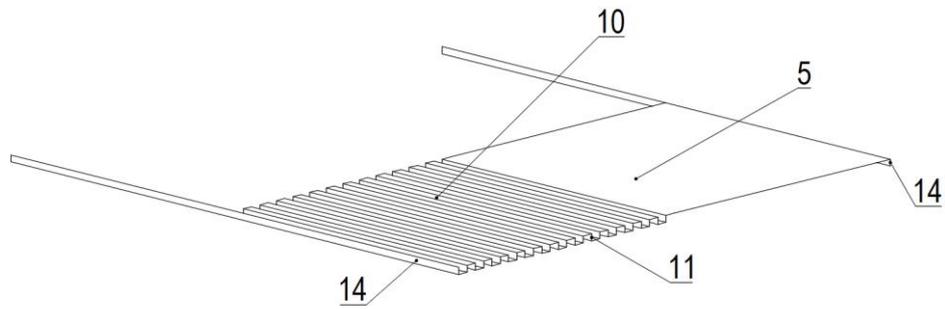


Рисунок 4.10 – Фрагмент пластины с П-образным профилем

На рисунке 4.11 представлено расположение П-образного профиля между плоскими пластинами, образующими проходы для воздушных потоков.

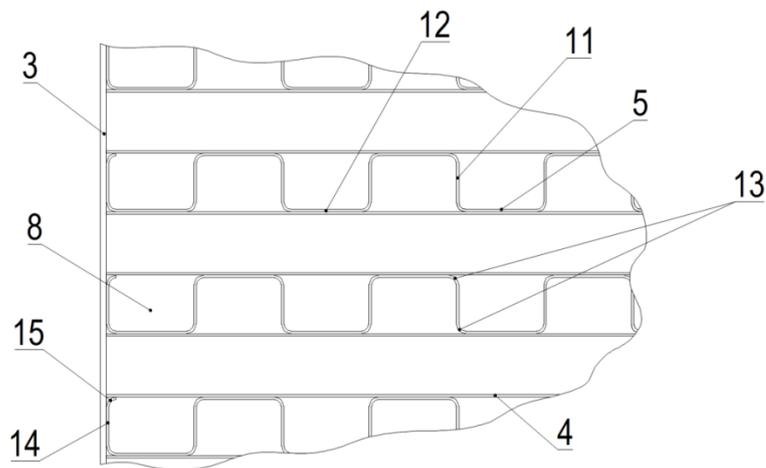


Рисунок 4.11 – Расположение П-образного профиля между плоскими пластинами

Перекрестно-точный рекуператор включает металлический каркас (1), который формируется двумя крышками с бортиками жесткости (2), соединяющими между собой четыре вертикальных профиля (3). Во внутреннем пространстве каркаса размещается пакет из собранных попеременным образом плоских металлических пластин (4) и пластин с П-образным профилем (5), в результате чего образуется система каналов наружного воздуха (6) и каналов вытяжного воздуха (7), а также проходов наружного воздуха (8) и проходов вытяжного воздуха (9), направляющих теплообменивающейся потоки по перекрестной схеме движения. Толщина плоских металлических пластин (4) и пластин с П-образным профилем (5) составляет 0,2 мм.

Пластины с П-образным профилем (5) располагаются таким образом, чтобы гофрированные поверхности (10), составляющие четвертую часть, находились в области максимального температурного напора, которая образуется в углу между сечениями входа в рекуператор греющего и нагреваемого потоков. Пластина с П-образным профилем (5) изготавливается посредством формовки металлического листа с образованием внутренних ребер жесткости (11) и стенок прохода, параллельных плоским пластинам (12). Внутренние ребра жесткости (11) расположены перпендикулярно плоскости пластин и параллельно друг к другу и к бортикам жесткости (2). Гофрированная поверхность (10) выполнена таким образом, чтобы внутренние ребра жесткости (11) и стенки прохода, параллельные плоским пластинам (12) соединялись внутренними изгибами (13), что упрощает процесс изготовления и уменьшает аэродинамическое сопротивление при движении воздушного потока через проходы ребрения. Внешние ребра жесткости (14) выполняются по всей длине плоских металлических пластин (4) с замыкающими изгибами (15) для предотвращения возможного проникновения одного воздушного потока в другой.

Работа рекуператора осуществляется следующим образом. Воздух, транспортируемый приточной вентиляцией, направляется в каналы наружного воздуха (6), а воздух, удаляемый из помещений вытяжной вентиляцией, поступает в каналы вытяжного воздуха (7). Вследствие разницы температур двух газообразных сред в рекуператоре осуществляется передача тепловой энергии. При этом за счет того, что гофрированные поверхности (10), формируют развитую поверхность теплообмена в области максимального температурного напора, а также способствуют замедлению движения воздуха путем создания дополнительного аэродинамического сопротивления, происходит интенсификация теплопереноса между двумя потоками.

Таким образом, разработанный перекрестно-точный рекуператор воздуха с расположением ребренной поверхности в области максимального температурного напора повышает количество теплоты, передаваемой от

воздушного потока с большим энергетическим потенциалом, к потоку с меньшим энергетическим потенциалом.

4.6 Исследование особенностей инееобразования кассеты перекрестно-точных рекуператоров

Как было указано в первой главе диссертационного исследования понижение температур наружного воздуха ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ приводит к вероятности образования инея в кассете рекуператора со стороны каналов удаляемого воздуха при конденсации части водяных паров на поверхностях теплообмена. Одно из оригинальных решений данной проблемы при использовании перекрестно-точных рекуператоров открытого типа заключается в применении одностворчатого клапана, перекрывающего «холодный угол» (область формирования отрицательных температур) [24], что позволяет перенаправлять поток наружного воздуха с температурой, достигшей критического значения, и предотвращать образование наледи в каналах удаляемого теплоносителя.

4.6.1 Моделирование теплопереноса однокомпонентной системы

Рассмотрим особенности распределения зоны отрицательных температур (области инееобразования) на пластине теплообмена со стороны удаляемого воздуха при использовании программы ANSYS Fluent. В соответствии с рекомендациями по рациональной работе рекуператоров скорость воздушных потоков на входе принимается $\bar{v}_{н,у} \approx 2\text{ м/с}$ [89, 128]. Воздух рассматривается как гомогенная однокомпонентная модель.

Параметры теплоутилизаторов и исходные данные моделирования приведены в таблице 4.17.

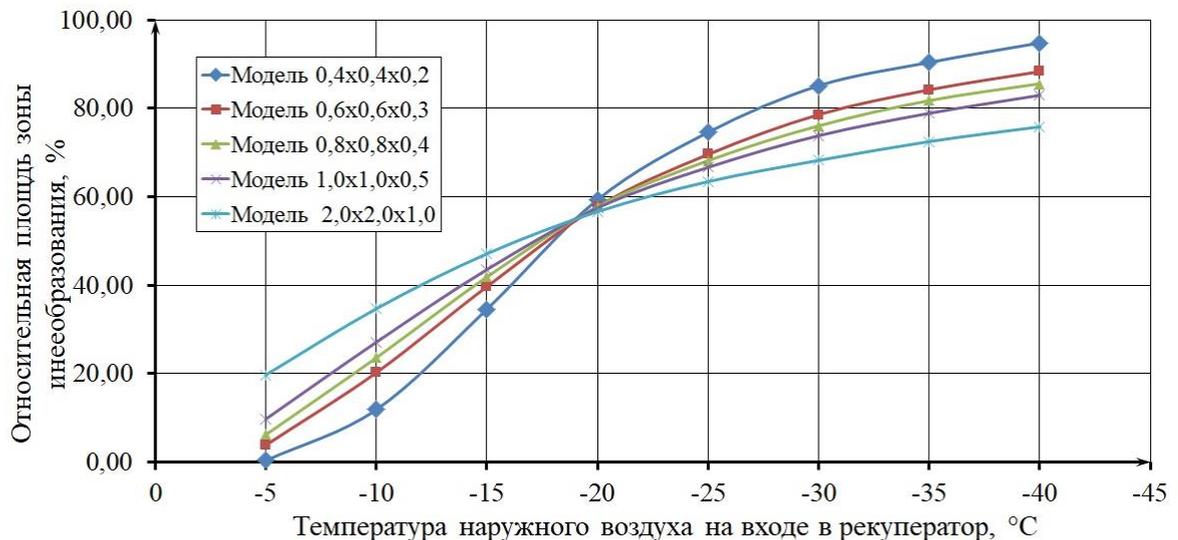
Таблица 4.17 – Основные характеристики исследуемых моделей

Габариты рекуператора $A \times B \times C$, м	Толщина канала δ_k , м	Площадь теплообмена с одной стороны одной пластины, $F_{пл1}$, м ²	Скорость воздуха на входе, $\bar{v}_{н,у}$, м/с	Расход воздуха, $L_{н,у}$, м ³ /ч	Температура удаляемого воздуха на входе, \bar{t}_{y1} , °С
0,4 × 0,4 × 0,2	0,005	0,16	2,083	300	20
0,6 × 0,6 × 0,3		0,36	1,852	600	
0,8 × 0,8 × 0,4		0,64	2,083	1200	
1,0 × 1,0 × 0,5		1,00	2,000	1800	
2,0 × 2,0 × 1,0		4,00	2,000	7200	

Изменение критической температуры наружного воздуха $t_n^{кр}$ принимается в диапазоне от -5 до -40 °С с шагом в 5 °С. Для сопоставления результатов исследования моделей рекуператоров параметр F_u рассматривается как относительная величина:

$$\bar{F}_u = \frac{F_u}{F_{пл1}} \cdot 100\% \quad (4.5)$$

Данные математического моделирования показывают, что кривая зависимости $\bar{F}_u = f(t_k)$ имеет нелинейный характер (рис. 4.12).

Рисунок 4.12 – Изменение параметра \bar{F}_u в зависимости от $t_n^{кр}$

Понижение критической температуры наружного воздуха до значения -40 °С приводит к тому, что \bar{F}_u асимптотически приближается к 100%. При этом модель с меньшей поверхностью теплообмена значительно быстрее достигает

большей площади инееобразования при понижении температуры $t_{\text{н}}^{\text{кр}}$, если рассматривать весь диапазон критических температур. С другой стороны использование рекуператора с максимальным значением $F_{\text{пл1}}$ характеризуется большими значениями \bar{F}_u при малых температурах $t_{\text{н}}^{\text{кр}}$. Относительная площадь инееобразования для всех моделей является одинаковой при достижении $t_{\text{н}}^{\text{кр}} \approx -19^\circ\text{C}$.

В таблице 4.18 сведены данные по приращению (уменьшению) относительной площади зоны инееобразования по отношению к модели рекуператора с габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м.

Таблица 4.18 – Изменение относительной площади инееобразования

Критическая температура наружного воздуха, $t_{\text{н}}^{\text{кр}}$, °C	Приращение (уменьшение) \bar{F}_u по отношению к модели $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м			
	Модель $0,6 \times 0,6 \times 0,3$	Модель $0,8 \times 0,8 \times 0,4$	Модель $1,0 \times 1,0 \times 0,5$	Модель $2,0 \times 2,0 \times 1,0$
-5	3,50	5,85	9,39	19,38
-10	8,38	11,76	15,28	22,86
-15	5,11	7,29	8,97	12,54
-20	-1,57	-1,56	-1,87	-2,72
-25	-5,01	-6,43	-7,95	-11,17
-30	-6,53	-9,07	-11,30	-16,89
-35	-6,20	-8,64	-11,52	-17,91
-40	-6,49	-9,23	-11,85	-18,97

Поля отрицательных температур на пластине теплообмена со стороны удаляемого воздуха моделей рекуператоров показаны на рисунках 4.13-4.17.

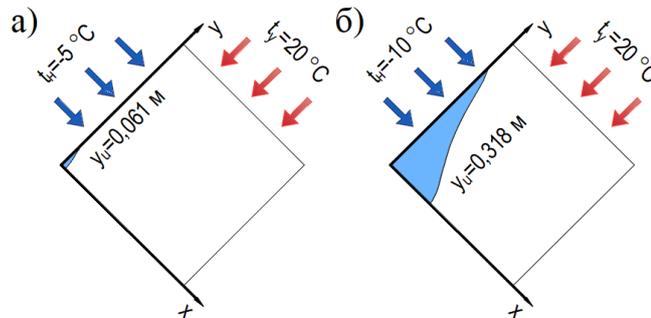


Рисунок 4.13 – Распределение отрицательных температур на пластине рекуператора с размерами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $t_{\text{н}}^{\text{кр}} = -5^\circ\text{C}$ (а) и $t_{\text{н}}^{\text{кр}} = -10^\circ\text{C}$ (б)

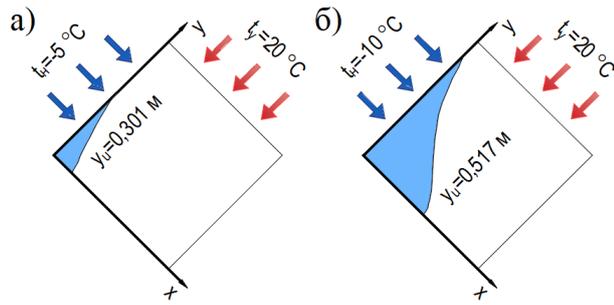


Рисунок 4.14 – Распределение отрицательных температур на пластине рекуператора с размерами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м при $t_H^{\text{кп}} = -5$ °С (а) и $t_H^{\text{кп}} = -10$ °С (б)

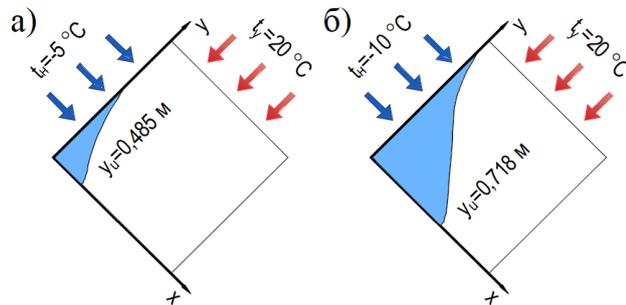


Рисунок 4.15 – Распределение отрицательных температур на пластине рекуператора с размерами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м при $t_H^{\text{кп}} = -5$ °С (а) и $t_H^{\text{кп}} = -10$ °С (б)

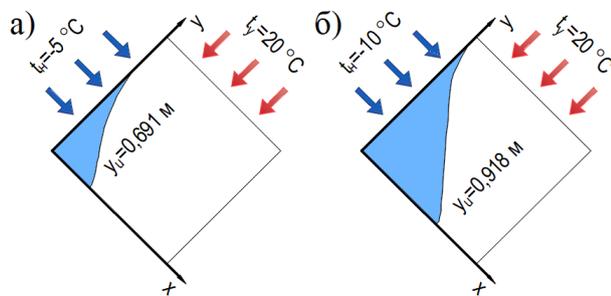


Рисунок 4.16 – Распределение отрицательных температур на пластине рекуператора с размерами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м при $t_H^{\text{кп}} = -5$ °С (а) и $t_H^{\text{кп}} = -10$ °С (б)

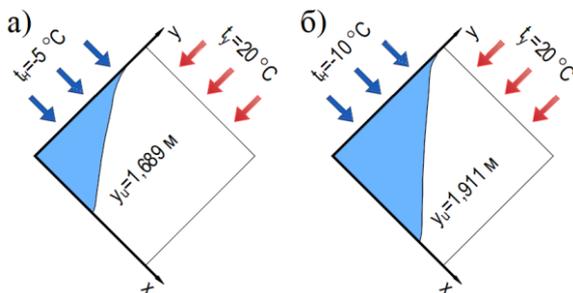


Рисунок 4.17 – Распределение отрицательных температур на пластине рекуператора с размерами $2,0 \times 2,0 \times 1,0$ м при $t_k = -5$ °С (а) и $t_k = -10$ °С (б)

Как видно, рост поверхности теплообмена при выборе теплообменника с большими размерами приводит к повышению зоны отрицательных температур со стороны входа наружного воздуха в кассету рекуператора (вдоль оси ОУ). Критическая температура во всех случаях находится в диапазоне от 0 °С до –5 °С. Наименьшая длина перекрытия канала наблюдается у модели с габаритами 0,4 × 0,4 × 0,2 м: при $t_n^{кр} = -5$ °С $y_u = 0,061$ м, при $t_n^{кр} = -10$ °С $y_u = 0,318$ м

Подробные данные по распределению температур в рассматриваемых рекуператорах приведены в таблицах Г.1 – Г.40 приложения Г.

4.6.2 Моделирование тепломассопереноса бинарной системы

Выполним моделирование теплопередачи в рекуператорах с учетом выделения скрытой теплоты конденсации, воздух при этом представляет собой бинарную систему «воздух-пар». Принимаются исходные данные моделей теплоутилизаторов, соответствующие данным таблицы 4.17. Зададимся несколькими режимами параметров удаляемого воздуха: 1-й режим – $\bar{\varphi}_{y_1} = 35\%$; 2-й режим – $\bar{\varphi}_{y_1} = 40\%$ и 3-й режим – $\bar{\varphi}_{y_1} = 45\%$. Также выполняется исследование абсолютно сухого воздуха (нулевой режим).

Поскольку в программе ANSYS Fluent необходимо задавать массовые доли пара, содержащегося в воздухе, воспользуемся следующей формулой

$$S = \frac{0,622 \cdot P_{в.п}}{P_{атм} - P_{в.п}} \quad (4.6)$$

В таблице 4.19 сведены данные моделирования для влажного воздуха.

Таблица 4.19 – Данные моделирования влажного воздуха

Номер режима	Относительная влажность удаляемого воздуха, $\bar{\varphi}_{y_1}$, %	Начальное влагосодержание удаляемого воздуха, \bar{d}_{y_1} , г/кг	Температура точки росы удаляемого воздуха, $\bar{t}_{y,p}$, °С	Начальная массовая доля водяного пара удаляемого воздуха, \bar{S}_{y_1}
1	35	5,06	4,09	0,0051
2	40	5,80	6,00	0,0058
3	45	6,53	7,72	0,0065

Для рассмотрения задач тепло- и массообмена в ANSYS Fluent необходимо использовать модели двухфазного потока и эйлеровской настенной пленки [96]. Для решения задачи фазовых превращений и образования конденсата на пластинах теплообмена воздух задается не с помощью модели Multiphase – Mixture, рассмотренной во второй главе, а как смесь веществ (модель Species Transport – Перенос химических частиц), при которой воздушный поток составляет единую текучую среду, содержащую массовые доли перемешивающихся химических частиц [108]. Основные пункты моделирования процесса теплопередачи и фазового перехода представлены на рисунке 4.18.



Рисунок 4.18 – Алгоритм подключения модели тепломассопереноса

Пленка Эйлера задается таким образом, чтобы ее толщина не превышала толщины первой граничащей с пластиной сеточной ячейки жидкой фазы: $\delta_{\text{э.пл}} = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м} < \delta_{\text{перв.яч.}} = 3,78 \cdot 10^{-5} \text{ м}$. Моделирование осуществляется в установленном режиме, в несколько этапов:

- 1) Решается стандартная задача теплообмена двухфазного потока;
- 2) Инициализируется решатель с подключением модели настенной пленки.

Результаты программного расчёта приведены в таблицах 4.20-4.23.

Таблица 4.20 – Моделирование рекуператора 0,4 × 0,4 × 0,2 м

Номер режима	Температура наружного воздуха на входе, $\bar{t}_{н1}$, °С	Температура наружного воздуха на выходе, $\bar{t}_{н2}$, °С	Температура удаляемого воздуха на выходе, $\bar{t}_{у2}$, °С	Температурная эффективность, θ_n	Суммарное количество передаваемой теплоты, Q, Вт	Количество передаваемой теплоты фазового перехода, $Q_{ф.п.}$, Вт	Массовая доля водяного пара на выходе, $\bar{S}_{у2}$	Перепад полного давления в канале, $\Delta P_{п}$, Па
0	-5	5,85	8,20	0,475	1198	-	-	10,17
1		5,85	8,60	0,475	1198	0	0,00508	9,99
2		5,93	8,77	0,478	1207	9	0,00568	10,00
3		6,10	9,06	0,485	1225	27	0,00620	10,00
0	-10	2,64	5,98	0,469	1421	-	-	10,35
1		3,02	6,51	0,483	1464	43	0,00488	10,11
2		3,29	6,94	0,493	1493	73	0,00535	10,12
3		3,71	7,53	0,509	1541	120	0,00577	10,14
0	-15	-0,42	3,53	0,473	1671	-	-	10,49
1		0,47	4,88	0,502	1774	103	0,00458	10,23
2		0,59	4,94	0,506	1788	116	0,00484	10,23
3		0,65	5,01	0,508	1795	124	0,00499	10,24

Таблица 4.21 – Моделирование рекуператора 0,6 × 0,6 × 0,3 м

Номер режима	Температура наружного воздуха на входе, $\bar{t}_{н1}$, °С	Температура наружного воздуха на выходе, $\bar{t}_{н2}$, °С	Температура удаляемого воздуха на выходе, $\bar{t}_{у2}$, °С	Температурная эффективность, θ_n	Суммарное количество передаваемой теплоты, Q, Вт	Количество передаваемой теплоты фазового перехода, $Q_{ф.п.}$, Вт	Массовая доля водяного пара на выходе, $\bar{S}_{у2}$	Перепад полного давления в канале, $\Delta P_{п}$, Па
0	-5	8,01	5,84	0,569	2872	-	-	12,41
1		8,15	6,34	0,575	2903	31	0,00499	12,29
2		8,36	6,86	0,584	2949	77	0,00557	12,31
3		8,66	7,49	0,598	3016	144	0,00609	12,32
0	-10	5,44	2,90	0,573	3470	-	-	12,59
1		5,97	4,30	0,593	3589	119	0,00473	12,47
2		6,40	5,14	0,609	3687	217	0,00526	12,49
3		6,91	5,95	0,628	3802	332	0,00569	12,52
0	-15	2,81	-0,09	0,578	4083	-	-	12,77
1		3,82	1,98	0,611	4315	232	0,00427	12,65
2		4,55	3,19	0,635	4484	400	0,00476	12,68
3		5,32	4,37	0,660	4660	577	0,00524	12,72

Таблица 4.22 – Моделирование рекуператора 0,8 × 0,8 × 0,4 м

Номер режима	Температура наружного воздуха на входе, \bar{t}_{n1} , °C	Температура наружного воздуха на выходе, \bar{t}_{n2} , °C	Температура удаляемого воздуха на выходе, \bar{t}_{y2} , °C	Температурная эффективность, θ_n	Суммарное количество передаваемой теплоты, Q , Вт	Количество передаваемой теплоты фазового перехода, $Q_{ф.п.}$, Вт	Массовая доля водяного пара на выходе, \bar{S}_{y2}	Перепад полного давления в канале, ΔP_p , Па
0	-5	8,99	4,78	0,612	6178	-	-	19,27
1		9,20	5,51	0,621	6271	93	0,00495	19,14
2		9,45	6,15	0,632	6379	201	0,00550	19,17
3		9,78	6,86	0,647	6527	349	0,00602	19,19
0	-10	6,61	1,61	0,617	7466	-	-	19,54
1		7,25	3,33	0,641	7757	291	0,00462	19,43
2		7,68	4,14	0,656	7948	482	0,00508	19,47
3		8,26	5,22	0,678	8208	742	0,00558	19,51
0	-15	4,16	-1,60	0,622	8786	-	-	19,83
1		5,47	1,22	0,664	9388	602	0,00423	19,73
2		6,11	2,23	0,685	9683	897	0,00464	19,77
3		6,88	3,41	0,710	10033	1247	0,00510	9,91

Таблица 4.23 – Моделирование рекуператора 1,0 × 1,0 × 0,5 м

Номер режима	Температура наружного воздуха на входе, \bar{t}_{n1} , °C	Температура наружного воздуха на выходе, \bar{t}_{n2} , °C	Температура удаляемого воздуха на выходе, \bar{t}_{y2} , °C	Температурная эффективность, θ_n	Суммарное количество передаваемой теплоты, Q , Вт	Количество передаваемой теплоты фазового перехода, $Q_{ф.п.}$, Вт	Массовая доля водяного пара на выходе, \bar{S}_{y2}	Перепад полного давления в канале, ΔP_p , Па
0	-5	10,00	3,69	0,656	9934	-	-	22,61
1		10,28	4,68	0,668	10117	182	0,00487	22,51
2		10,54	5,40	0,680	10295	361	0,00540	22,54
3		10,89	6,15	0,695	10522	588	0,00587	22,57
0	-10	7,80	0,29	0,661	12007	-	-	22,95
1		8,50	2,11	0,687	12477	470	0,00443	22,86
2		8,83	2,60	0,699	12695	689	0,00476	22,88
3		9,18	3,02	0,712	12936	929	0,00501	22,91
0	-15	5,55	-3,16	0,667	14137	-	-	23,31
1		6,76	-0,64	0,706	14972	835	0,00388	23,22
2		7,35	0,18	0,725	15372	1235	0,00420	23,26
3		7,91	0,80	0,744	15763	1626	0,00446	23,30

Анализ полученных данных показывает, что учет механизма конденсации, сопровождающегося выделением теплоты фазового перехода, приводит к увеличению значений конечных температур наружного и удаляемого воздуха. Рост относительной влажности удаляемого воздуха способствует увеличению переноса полной теплоты в поток наружного воздуха, что выражается в увеличении значений θ_n .

Зависимости относительной площади зоны инееобразования от критической температуры представлены на рисунке 4.19. Как видно, повышение значений $\bar{\varphi}_{y_1}$ приводит к снижению темпа роста \bar{F}_u на поверхности пластины теплообменника. Например, для рекуператора с габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $\bar{t}_{n_1} = -10$ °С падение \bar{F}_u относительно первого режима ($\bar{\varphi}_{y_1} = 35\%$) составляет 8,24% при $\bar{\varphi}_{y_1} = 40\%$ и 31,27% при $\bar{\varphi}_{y_1} = 45\%$.

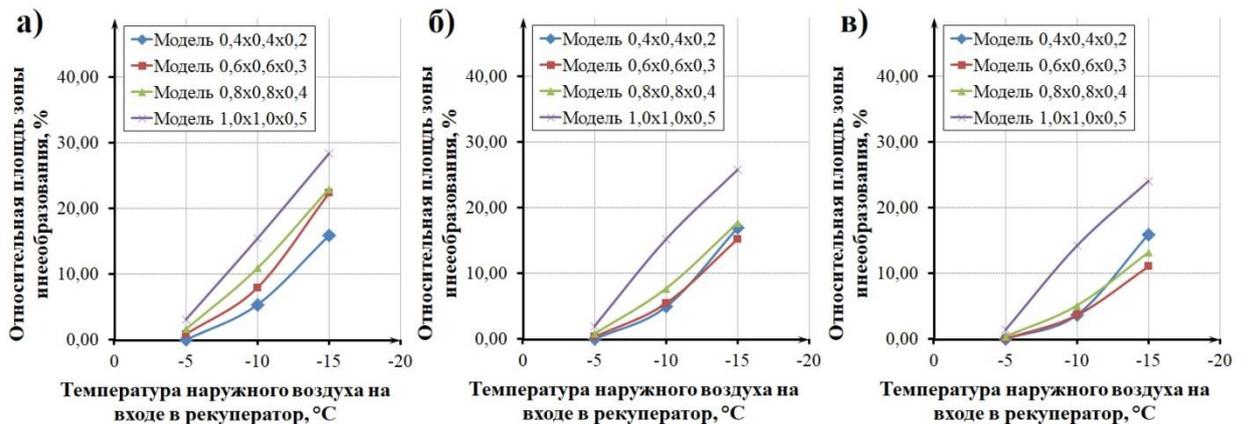


Рисунок 4.19 – Изменение параметра \bar{F}_u в зависимости от t_n^{kp} . а – $\bar{\varphi}_{y_1} = 35\%$; б – $\bar{\varphi}_{y_1} = 40\%$; в – $\bar{\varphi}_{y_1} = 45\%$

Области инееобразования и выпадения конденсата на поверхности пластин рекуператоров со стороны удаляемого воздуха показаны на рисунках 4.20-4.21. На рисунках дополнительно обозначены углы поворота одностворчатых клапанов, обеспечивающих обтекание потока воздуха в обход зоны отрицательных температур.

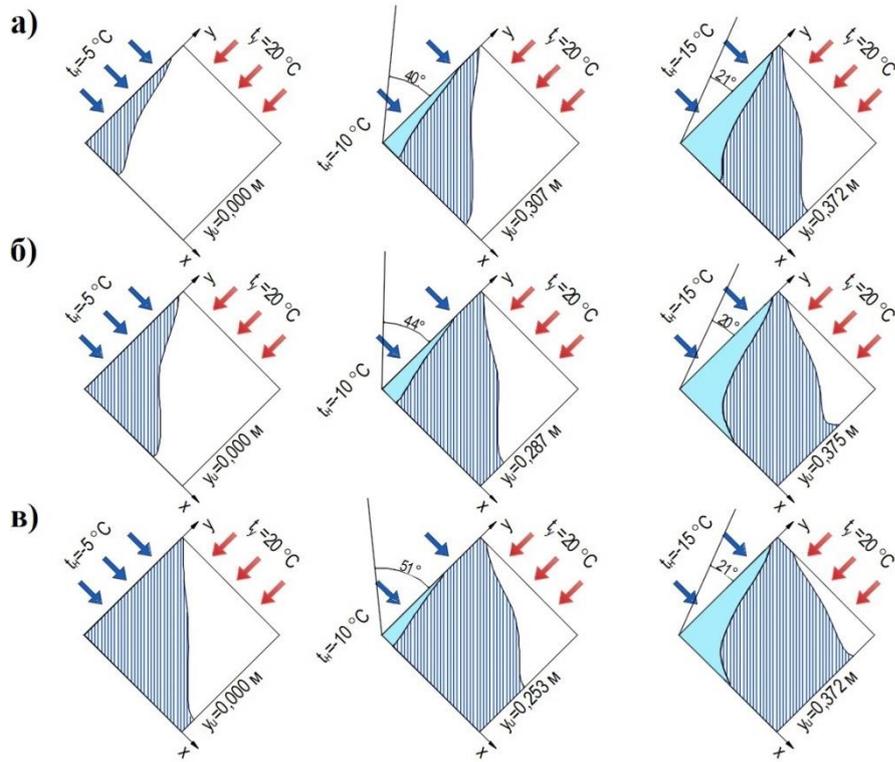


Рисунок 4.20 – Распределение отрицательных температур на пластине рекуператора с размерами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м. а – $\bar{\varphi}_{y_1} = 35\%$; б – $\bar{\varphi}_{y_1} = 40\%$; в – $\bar{\varphi}_{y_1} = 45\%$

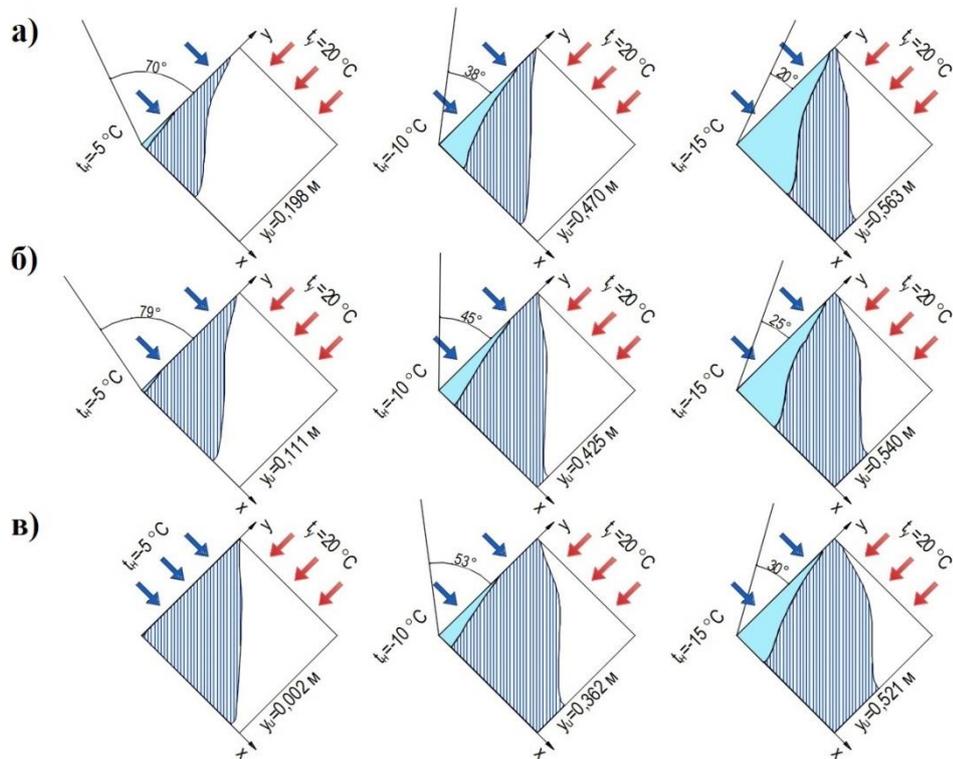


Рисунок 4.21 – Распределение отрицательных температур на пластине рекуператора с размерами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м. а – $\bar{\varphi}_{y_1} = 35\%$; б – $\bar{\varphi}_{y_1} = 40\%$; в – $\bar{\varphi}_{y_1} = 45\%$

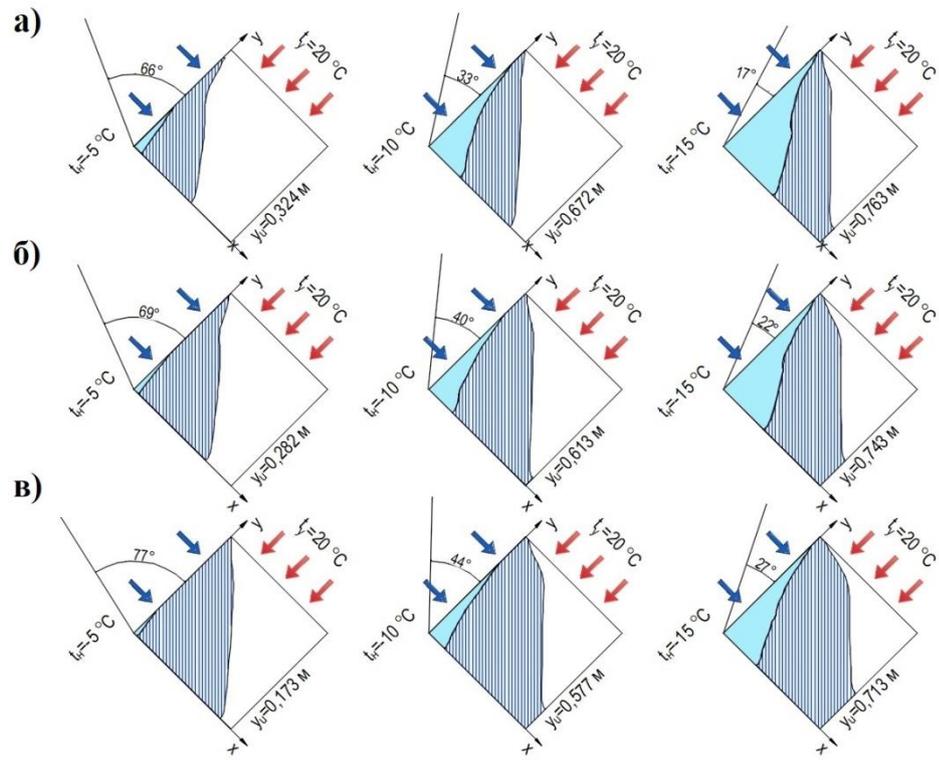


Рисунок 4.22 – Распределение отрицательных температур на пластине рекуператора с размерами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м. а – $\bar{\varphi}_{y_1} = 35\%$; б – $\bar{\varphi}_{y_1} = 40\%$; в – $\bar{\varphi}_{y_1} = 45\%$

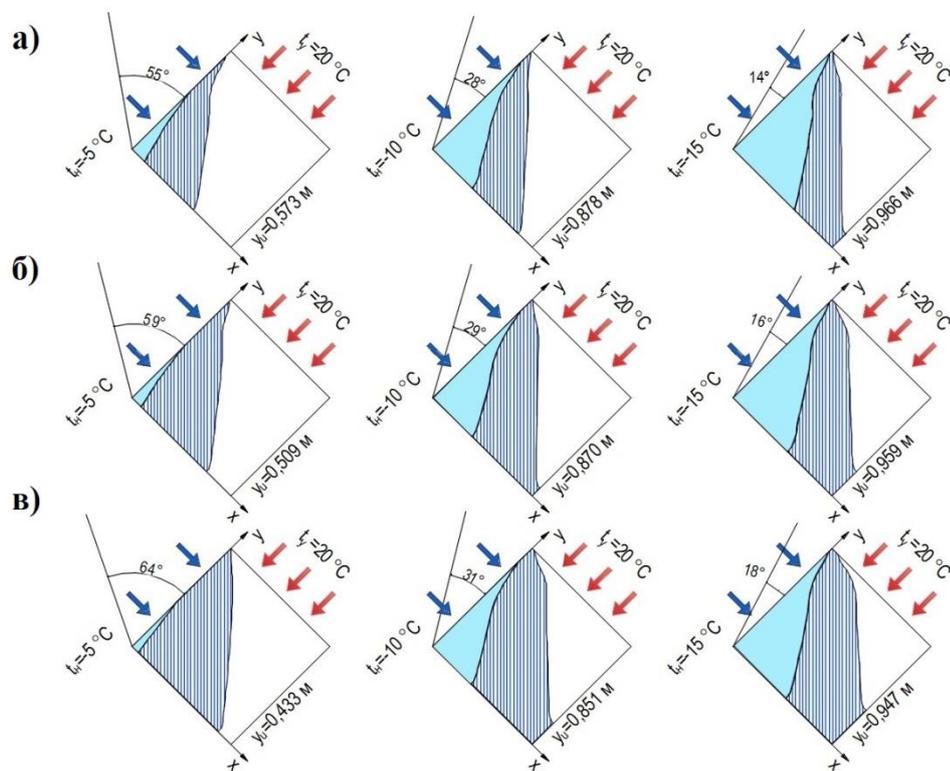


Рисунок 4.23 – Распределение отрицательных температур на пластине рекуператора с размерами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м. а – $\bar{\varphi}_{y_1} = 35\%$; б – $\bar{\varphi}_{y_1} = 40\%$; в – $\bar{\varphi}_{y_1} = 45\%$

Как видно, учет теплоты фазового перехода приводит к уменьшению области инееобразования в диапазоне начальных температур наружного воздуха от -5 до -10 °С. При этом для рекуператора с габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м значения критической температуры $t_{\text{н}}^{\text{кр}}$ смещается к -10 °С. Уменьшение длины перекрытия канала y_u при $\bar{t}_{\text{н}_1} = -10$ °С по отношению к модели без конденсации составляет 3,46% при $\bar{\varphi}_{y_1} = 35\%$, 9,78% при $\bar{\varphi}_{y_1} = 40\%$ и 20,44% при $\bar{\varphi}_{y_1} = 45\%$. При начальной температуре наружного воздуха -5 °С область отрицательных температур отсутствует.

Повышение габаритов теплоутилизатора, и как следствие падение показателя $L_{\text{н},y}/F_{\text{общ}}$ приводит к увеличению значений \bar{F}_u . Диапазон $t_{\text{н}}^{\text{кр}} = -5 \div -10$ °С также наблюдается для теплоутилизатора с габаритами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м при $\bar{\varphi}_{y_1} = 45\%$. Как и для однокомпонентной модели характерен рост области инееобразования прежде всего вдоль живого сечения на входе в кассету со стороны наружного воздуха

Таким образом, применение одностворчатого клапана с целью перераспределения потока в обход «холодного угла» допустимо при использовании рекуператоров с небольшими габаритами и площадью ($0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $F_{\text{общ}} = 12,48$ м²) при обеспечении рациональной скорости воздушных потоков $\bar{v}_{\text{н},y} \approx 2$ м/с. Перекрытие области инееобразования клапаном допускается при критической температуре не ниже -10 °С.

Данные по распределению массовых долей водяного пара в продольных сечениях каналов удаляемого воздуха для исследуемых моделей рекуператоров представлены на рисунках Д.1 – Д.4 приложения Д.

Выводы по четвертой главе

1. Выполнен анализ существующих конструктивных решений по интенсификации переноса тепловой энергии от греющего теплоносителя к нагреваемому, применяемые в пластинчатых воздухо-воздушных рекуператорах.

2. Разработаны варианты рационализации конструкции воздухо-воздушных рекуператоров перекрестно-точного и противоточного типов, предполагающие увеличение площади теплопередачи путем повышения количества пластин в кассете теплообменника и выполнения дополнительного оребрения при обеспечении равенства компактности модифицируемых моделей.

3. На основании результатов математического моделирования получены данные по зависимости коэффициентов температурной эффективности, перепада давления и коэффициента использования энергии от объемных расходов воздушных потоков для рассматриваемых моделей.

4. Выявлены физические особенности теплопереноса и аэродинамики модифицируемых моделей рекуператора при различных режимах работы.

5. Рассмотрен наиболее рациональный способ по увеличению количества теплоты, передаваемой нагреваемой воздушной среде, заключающийся в повышении компактности рекуператора при увеличении числа ребер в области максимального перепада температур между удаляемым и наружным потоками.

6. Получены данные по формированию температурных полей с отрицательными температурами в каналах удаляемого воздуха кассет рекуператоров.

7. Выполнено моделирование теплообмена бинарной системы «воздух-водяной пар» с подключением механизма конденсации водяного пара и образования теплоты фазового перехода.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проведения исследования полностью были выполнены поставленные цели и задачи.

1. Выполнен комплексный анализ современного состояния теплоутилизаторного оборудования. В частности, рассмотрены способы, связанные с повышением количества передаваемой тепловой энергии от греющей среды к нагреваемой в пластинчатых воздухо-воздушных рекуператорах, а также технические и конструктивные решения, применяемые для предотвращения инееобразования в каналах пакета со стороны наружного воздуха.

2. Выполнено исследование сеточной сходимости, необходимое для дальнейшего рассмотрения особенностей теплопередачи и газодинамики в пластинчатых рекуператорах воздуха в программе ANSYS Fluent. Выявлено, что минимальное количество ячеек вдоль пластин теплообмена при габаритах пластины рекуператора $0,4 \times 0,4$ м является 100 шт., в поперечном сечении – 20 шт.

3. На основе существующего лабораторного стенда реализовано экспериментальное исследование по определению температурной эффективности перекрестно-точного рекуператора теплоты при различных режимах работы.

4. Разработана математическая модель перекрестно-точного пластинчатого рекуператора, обеспечивающая наилучшую сходимость результатов теплового расчёта, характеристики производителя и данных, полученных при выполнении стендового эксперимента при различных начальных условиях.

5. На основе уравнений теплопередачи, теплового баланса и среднего температурного напора найдены зависимости коэффициента температурной эффективности от модифицированного критерия Фурье для различных соотношений массовых расходов воздушных потоков

$$\theta_t = \frac{1}{\frac{\bar{G}_H \cdot c_p}{k \cdot F \cdot \varepsilon_t} + 1}, \theta_t = \frac{1 - e^{-Fo' \cdot \varepsilon_t \left(1 - \frac{W_y}{W_H}\right)}}{1 - \frac{W_y}{W_H} \cdot e^{-Fo' \cdot \varepsilon_t \left(1 - \frac{W_y}{W_H}\right)}} \text{ при } \varepsilon_t = \frac{F_{\text{общ}}^{0,1}}{1,2 Fo'^{0,6}},$$

а также зависимости числа Нуссельта вида $Nu_{n,y} = 1,99 \cdot Re_{n,y}^{0,09} \cdot Pr_{n,y}^{0,33}$, адекватно описывающие результаты численного моделирования и инженерного расчета, а также экспериментальных исследований.

6. Рассмотрены различные способы модификации конструкции пластинчатых рекуператоров. Обосновано формирование дополнительного оребрения в области максимального температурного напора для повышения температурной эффективности при незначительном росте перепада давления в канале теплообменного аппарата.

7. Получены данные по распределению отрицательных температур на пластине теплообмена со стороны удаляемого воздушного потока для рекуператоров различных размеров. Результаты моделирования показывают, что учет водяного пара в потоке удаляемого воздуха совместно с механизмом конденсации обеспечивают дополнительный теплоприток, что приводит к уменьшению области инееобразования в кассете рекуператора.

8. Применение одностворчатого клапана для борьбы с инееобразованием допускается при использовании рекуператоров открытого типа с небольшими габаритами и площадью поверхности теплообмена, а также в условиях, когда температура наружного воздуха не опускается ниже диапазона $-5 \div -10$ °С.

Перспективой последующего исследования пластинчатых рекуператоров является моделирование процессов теплопереноса через пластины с волнообразными и прерывистыми поверхностями. Кроме того, применение передовых способов моделирования в программе ANSYS позволит осуществлять исследования энтальпийных теплоутилизаторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аверкин, А. Г. I-d диаграмма влажного воздуха и ее применение при проектировании технических устройств / А. Г. Аверкин. – СПб.: Издательство «Лань», 2016. – 192 с.
2. Аверкова, О. А. Энергосбережение в системах вытяжной вентиляции / О. А. Аверкова, К. И. Логачев, В. А. Уварова // Строительство и техногенная безопасность. – 2018. – №11 (63) . – С. 137–146.
3. Аметистов, Е. В. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Е. В. Аметистов, Б. Т. Емцев; под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 512 с.
4. Анисимов, С. М. Тепломассообмен в аппаратах с пористой насадкой систем кондиционирования воздуха. дис. д-ра техн. наук: 2.1.3 / Анисимов Сергей Михайлович. – СПб.: 1998. – 386 с.
5. Анисимов, С. М. Утилизация теплоты вытяжного воздуха в перекрестноточном рекуператоре / С. М. Анисимов, В. Ф. Васильев, А. Едликовский, Д. Панделидис // Журнал «С.О.К.». – 2014. – №7 (151) . – С. 79–83.
6. Аничхин, А. Г. Технологические схемы утилизации выбросной теплоты при помощи систем с промежуточным теплоносителем / А. Г. Аничхин // Технологии строительства. – 2006. – №3(44). – С. 112–118.
7. Баятова, Е. Г. Анализ и расчеты процесса аэродинамического нагрева воздуха в циркуляционных вентиляторах нагревательных печей / Е. Г. Баятова, Е. Г. Дмитриева // Первая всероссийская научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Теплотехника и информатика в образовании, науке и производстве» (ТИМ'2012) с международным участием. – 2012. – С. 11–63.
8. Белова, Е. М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами / Е. М. Белова. – М.: Евроклимат, 2003. – 400 с.

9. Белоногов, Н. В. Математическое моделирование процессов теплообмена в перекрестноточном пластинчатом рекуператоре / Н.В. Белоногов, В.А. Пронин // Вестник международной академии холода. – 2003. – №4. – С. 6–9.
10. Белоногов, Н. В. Расчет эффективности перекрестно-точных пластинчатых теплообменников / Н. В. Белоногов, В. А. Пронин // Вестник международной академии холода. – 2004. – №4. – С. 12–15.
11. Белоногов, Н. В. Утилизация теплоты в перекрестно-точных пластинчатых рекуператорах / Н. В. Белоногов // Журнал «С.О.К.». – 2012. – №2. – С. 75–83.
12. Беляев, В. С. Энергоэффективность крупнопанельных зданий / В.С. Беляев, Т.А. Ахмяров // Журнал «Жилищное строительство». – 2012. – №4. – С. 47–49.
13. Богословский, В. Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение / В. Н. Богословский, О. Я. Кокорин. – М.: Стройиздат. – 1985. – 367 с.
14. Богословский, В. Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В. Н. Богословский, М. Я. Поз. – М.: Стройиздат. – 1983. – 416 с.
15. Богуславский, Л. Д. Снижение расхода энергии при работе систем отопления и вентиляции / Л.Д. Богуславский. – М.: Стройиздат, 1985. – 336 с.
16. Богуславский, Л.Д. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха / Л. Д. Богуславский, В. И. Ливчак, В. П. Титов и др.; под ред. Л. Д. Богуславского и В. И. Ливчака. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.
17. Бродач, М. М. Малоэтажные многоквартирные жилые здания как новая среда обитания / М. М. Бродач, Н. В. Шилкин // АВОК. – 2020. – №5. – С. 4–6.
18. Бухмиров В. В. Расчет коэффициента конвективной теплоотдачи / В. В. Бухмиров. – Иваново: Изд. Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина, 2007. – 39 с.
19. Вдовичев, А.А. Особенности численного моделирования пластинчатого перекрестно-точного рекуператора воздуха [Электронный ресурс] / А.А. Вдовичев

// Вестник евразийской науки. – 2021. – Т. 13. – №5. – Режим доступа: www.elibrary.ru/item.asp?id=47483159

20. Вдовичев, А.А. Численное исследование теплопереноса и аэродинамики в перекрестно-точном рекуператоре открытого типа [Электронный ресурс] / А.А. Вдовичев // Вестник евразийской науки. – 2022. – Т. 14. – №2. – Режим доступа: www.elibrary.ru/item.asp?id=49089452

21. Вдовичев, А.А. К вопросу определения температурной эффективности пластинчатых перекрестно-точных рекуператоров воздуха [Электронный ресурс] / А.А. Вдовичев // Вестник евразийской науки. – 2022. – Т. 14. – №5. – Режим доступа: www.elibrary.ru/item.asp?id=50046484

22. Вишневский, Е. П. К вопросу о соотношении скрытой и явной теплоты / Е. П. Вишневский, Т. В. Чепурин, М. Ю. Салин // Журнал «СОК». – 2010. – №1. – С. 78–81.

23. Вишневский, Е. П. Особенности обеспечения эффективной работы пластинчатых теплообменников рекуперативного типа в суровых климатических условиях / Е. П. Вишневский // Журнал «СОК». – 2005. – №1. – С. 84–91.

24. Вишневский, Е. П. Пластинчатые теплообменники рекуперативного типа в суровых климатических условиях / Е. П. Вишневский // Журнал «СОК». – 2011. – №6. – С. 56–61.

25. Вишневский, Е. П. Рекуперация тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования воздуха / Е. П. Вишневский // Журнал «СОК». – 2004. – №11. – С. 90–101.

26. Воскресенский, К. Д. Сборник расчетов задач по теплопередаче, 2-е изд. / К. Д. Воскресенский. – М.: Госэнергоиздат, 1959. – 335 с.

27. Гвоздков, А. Н. Тепло- и влагообмен в системе «воздух-вода» с позиции теории потенциала влажности / А. Н. Гвоздков // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2015. – №11-12. – С. 31–40.

28. Горяинова, Е. Р. Прикладные методы анализа статистических данных: учеб. Пособие / Е. Р. Горяинова, А. Р. Панков, Е. Н. Платонов. – М.: Изд. дом Высшей школы экономики, 2012. – 313 с.

29. ГОСТ 8.586.1-2005. Государственная система обеспечения единства измерений. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 1. Принцип метода измерений и общие требования. – М.: Стандартинформ, 2007. – 43 с.

30. ГОСТ 10921-2017. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний. – М.: Стандартинформ, 2018. – 45 с.

31. ГОСТ 34060–2017. Инженерные сети зданий и сооружений внутренние. Испытание и наладка систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Правила проведения и контроль выполнения работ. – М.: Стандартинформ, 2018. – 32 с.

32. ГОСТ ISO 5802-2012. Вентиляторы промышленные. Испытания в условиях эксплуатации. – М.: Стандартинформ, 2014. – 66 с.

33. Дискин, М. Е. Рекуперации теплоты в системах вентиляции при температурах наружного воздуха ниже температуры опасности обмерзания [Электронный ресурс] / М. Е. Дискин // АВОК. – 2006. – №4. – Режим доступа: abok.ru/for_spec/articles.php?nid=3253

34. Ежов, В. С. Исследование математической модели многослойной стенки пластинчатого теплообменника / В. С. Ежов, А. П. Бурцев // БСТ: Бюллетень строительной техники. – 2022. – №10. – С. 18–21.

35. Иванов, А. Н. Теплообменное оборудование предприятий / А. Н. Иванов, В. Н. Белоусов, С. Н. Смородин. – СПб.: Изд. ВШТЭ СПбГУПТД, 2016. – 184 с.

36. Игнаткин, И. Ю. Система рекуперации теплоты с адаптивной рециркуляцией вытяжного воздуха / И. Ю. Игнаткин // Вестник ВНИИМЖ. – 2019. – №1(33). – С. 100–103.

37. Игнаткин, И. Ю. Способ утилизации теплоты вытяжного воздуха с применением рекуперативного теплообменника / И. Ю. Игнаткин // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2018. – №1 (56). – С. 143–148.

38. Игнаткин, И. Ю. Теплоутилизационная установка с адаптивной рециркуляцией / И. Ю. Игнаткин // ВЕСТНИК НГИЭИ. – 2016. – №10 (65). – С. 102–110.

39. Исаев, А. И. Гидродинамическая верификация и валидация численных методов расчета течения в камере сгорания газотурбинного двигателя [Электронный ресурс] / А. И. Исаев, С. В. Скоробогатов // Труды МАИ. – 2017. – №97. – Режим доступа: https://trudymai.ru/upload/iblock/75d/Isaev_Skorobogatov_rus.pdf?lang=ru&referer=https%3A%2F%2Fyandex.ru%2F
40. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Исаченко, А. С. Сукомел. – М.: Изд. «Энергия», 1975. – 488 с.
41. Кейс, В. М. Компактные теплообменники / В. М. Кейс, А. Л. Лондон; пер. с англ. В. Г. Баклановой; под ред. Ю. В. Петровского – М.; Ленинград: Госэнергоиздат, 1962. – 160 с.
42. Кейс, В. М. Компактные теплообменники / В. М. Кейс, А. Л. Лондон; пер. с англ. В. Я. Сидорова; под ред. Ю. В. Петровского. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Энергия, 1967. – 224 с.
43. Коваленко, Л. М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л. М. Коваленко, А. Ф. Глушков. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 240 с.
44. Кокорин, О. Я. Современные системы кондиционирования / О. Я. Кокорин. – М.: Издательство физико-математической литературы. – 2003. – 272 с.
45. Кокорин, О. Я. Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования / О. Я. Кокорин. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 264 с.
46. Кокорин, О. Я. Энергосберегающая система рекуперации теплоты строящегося перинатального центра / О. Я. Кокорин, А. П. Иньков, Н. В. Товарас // АВОК. – 2015. – №2. – С. 58–68.
47. Кокорин, О. Я. Энергосбережение в системах отопления, вентиляции, кондиционирования / О. Я. Кокорин. – М.: Издательство АСВ, 2013. – 256 с.
48. Коробко, В. А. Механизмы повышения энергоэффективности жилищно-коммунального хозяйства / В. А. Коробко, А. Б. Окунь // Общество. Среда. Развитие (Terra Humana). – 2013. – №1 (26). – С. 43-48.

49. Краснощеков, Е. А. Задачник по теплопередаче, 4-е изд / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М.: Изд. «Энергия», 1980. – 288 с.
50. Левицкий И. А. Математическое моделирование газодинамики теплообмена / И. А. Левицкий. – М.: Изд. Дом НИТУ «МИСиС». – 2019. – 272 с.
51. Леонтьев А. И. Теория тепломассообмена, 3-е изд / А. И. Леонтьев. – М.: Изд. МГТУ, 2018. – 463 с.
52. Ливчак, В. И. Европейская тенденция повышения теплозащиты зданий: как она реализуется в России [Электронный ресурс] / В. И. Ливчак // АВОК. – 2011. – №6. – Режим доступа: abok.ru/for_spec/articles.php?nid=5033
53. Ливчак, В. И. Как оценить энергоэффективность энергосберегающих мероприятий при выполнении капитального ремонта многоквартирных домов [Электронный ресурс] / В. И. Ливчак // Энергосбережение. – 2017. – №2. – Режим доступа: abok.ru/for_spec/articles.php?nid=6613
54. Липа, А. И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха / А. И. Липа. Одесса: «Издательство ВМВ», 2010. – 606 с.
55. Максимов, Н. В. Система естественной вентиляции с утилизацией теплоты / Н. В. Максимов // Сборник научных трудов СЗНИИМЭСХ. – 2004. – №76. – С. 172–180.
56. Малявина, Е. Г. Механическая вентиляция – путь к комфорту и энергосбережению [Электронный ресурс] / Е. Г. Малявина, С. Н. Дионов, Ю. А. Табунщиков // АВОК. – 2000. – №3. – Режим доступа: abok.ru/for_spec/articles.php?nid=58
57. Матехина, О. В. Обобщенная теоретическая модель тепловой защиты жилых зданий с помощью наружных ограждающих конструкций / О. В. Матехина, Ю. К. Осипов // Вестник Сибирского государственного индустриального университета. – 2015. – № 1 (11). – С. 50–55.
58. Матросов, Ю. А. Законодательство и стандартизация Европейского Союза по энергоэффективности зданий / Ю.А. Матросов // АВОК. – 2003. – №8. – С. 68-71.

59. Мигай, В. К. Повышение эффективности современных теплообменников / В. К. Мигай. – Л.: Энергия. Ленинградское отделение, 1980. – 144 с.
60. Миллхоун, Д. Незадействованный энергетический резерв России / Д. Миллхоун // Academia. Архитектура и строительство. – 2010. – №3. – С. 40-59.
61. Михеев, М. А. Основы теплопередачи, 2-е изд. / М. А. Михеев, И. М. Михеев. – М.: Изд. «Энергия», 1977. – 344 с.
62. Наумов, А. Л. Квартирные утилизаторы теплоты вытяжного воздуха [Электронный ресурс] / А.Л. Наумов, С.Ф. Серов, А.О. Будза // АВОК. – 2012. – № 1. – Режим доступа: avok.ru/for_spec/articles.php?nid=5155
63. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача. Учебн. Пособие для неэнергетических специальных вузов / В. В. Нащокин. – М.: «Высшая школа». – 1975. – 496 с.
64. Нуруллин, Н. Ж. Численное моделирование работы пластинчатого противоточного рекуператора / Н. Ж. Нуруллин, А. М. Хворысткаина, Ю. В. Ваньков // Тинчуринские чтения. Материалы XIV Международной молодежной научной конференции. – 2019. – С. 144–148.
65. Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар; пер. с англ. под ред. В. Д. Виоленского. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 124 с.
66. Пиир, А. Э. Методика выбора, основы проектирования высокоэффективных воздухоподогревателей: учеб. Пособие / А. Э. Пиир. – Архангельск: АГТУ, 1998. – 79 с.
67. Пиир, А. Э. Основы проектирования высокоэффективных воздухонагревателей / А. Э. Пиир. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 1998. – 79 с.
68. Посохин, В. Н. Аэродинамика вентиляции / В. Н. Посохин. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2008. – 209 с.
69. Посохин, В. Н. Вентиляция: учеб. издание / В. Н. Посохин, Р. Г. Сафуллин, В. А. Бройда. – М.: Издательство АСВ, 2020. – 624 с.

70. Приказ Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от 28.05.2010 N 262 «О требованиях энергетической эффективности зданий, строений, сооружений»

71. Протасевич, А. М. Энергосбережение в системах теплогазоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха / А.М. Протасевич. – Минск: «Новое знание», 2012. – 286 с.

72. Распоряжение правительства РФ от 01.12.2009 N 1830-р «План мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности в российской федерации, направленных на реализацию федерального закона «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты российской федерации»

73. Реверсивная струйная вентиляция и рекуперация как новое энергоэффективное проектное решение для крупных многоуровневых автостоянок / А. В. Свердлов, А. П. Волков, С. В. Рыков, М. А. Волков // НИУ ИТМО. «Холодильная техника и кондиционирование». – 2016. – №1. – С. 9–16.

74. Самарин, О. Д. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий / О. Д. Самарин. – М: АСВ, 2015. – 137 с.

75. Самарин, О. Д. О приближенном расчете температурной эффективности аппаратов утилизации теплоты в системах механической вентиляции / О. Д. Самарин // Известия вузов. Строительство. – 2009. – №11-12. – С. 53-56.

76. Самарин, О. Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность / О.Д. Самарин. – М.: Издательство АСВ, 2014. – 296 с.

77. Самарин, О. Д. Теплофизические и технико-экономические основы теплотехнической безопасности и энергосбережения в здании / О. Д. Самарин. – М.: МГСУ – Тисо-принт. – 2007. – 160 с.

78. Самарин, О. Д. Энергетический баланс гражданских зданий и возможные направления энергосбережения / О.Д. Самарин // Жилищное строительство. – 2012. – №8. – С. 2–4.

79. Свердлов, А. В. Температурный расчет системы рекуперации тепла Esonet [Электронный ресурс] / А. В. Свердлов // АВОК. – 2015. – №2. – Режим доступа: abok.ru/for_spec/articles.php?nid=6068

80. Седаш, Т. Н. Зарубежный опыт энергосбережения и повышения энергоэффективности в ЖКХ / Т.Н. Седаш // Вестник РУДН. – 2013. – №2. – С. 61-67.

81. Серегин, А. И. Энергоэффективный квартал в условиях Крайнего Севера. Опыт Республики Саха (Якутия) / А. И. Серегин // Энергосбережение. – 2020. – №8. – С. 12–15.

82. Серов, С. Ф. Поквартирная система вентиляции с утилизаторами теплоты [Электронный ресурс] / С. Ф. Серов, А. Ю. Милованов // АВОК. – 2013. – №2. – Режим доступа: abok.ru/for_spec/articles.php?nid=5469

83. Сотников, А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. Том 2 / А. Г. Сотников. – СПб.: ООО «АТ». – 2006. – 416 с.

84. Сулин, А. Б. Моделирование процессов теплообмена в рекуперативных пластинчатых теплообменниках утилизаторах / А. Б. Сулин, А. О. Кректунов, А. А. Тихонов // Вестник дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – 2012. – №3. – С. 30–34.

85. СП 50.13330.2012. Актуализированная редакция СНиП 23–02–2003. Тепловая защита зданий. – Введ. 2013– 07– 01. – М.: Минрегион России, 2013. – 95 с.

86. СТО 17532043-001-2005. Нормы теплотехнического проектирования ограждающих конструкций и оценки энергоэффективности зданий. – Введ. 2006– 01– 01. – М.: РНТО Строителей, 2006. – 53 с.

87. Табунщиков, Ю. А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий / Ю. А. Табунщиков, М. М. Бродач. – М.: АВОК-Экспресс, 2002. – 194 с.

88. Теория теплообмена: учебник для вузов / С. И. Исаев, И. А. Кожин, В. И. Кофанов [и др.]; под. ред. А. И. Леонтьева. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – 462 с.

89. Тепловой расчет пластинчатых рекуператоров для систем вентиляции / А. Э. Пиир, О. А. Козак, В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий // Труды БГТУ. Серия 1: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. – 2018. – №2. – С. 236–243.

90. Угрюмова, С. Д. Интенсификация процессов нагрева и охлаждения в компактных теплообменных аппаратах / С. Д. Угрюмова, Е. Ю. Попова, С. А. Акимов // Журнал «НАУЧНЫЕ ТРУДЫ ДАЛЬРЫБВТУЗА». – 2011. – №23. – С. 204–210.

91. Федеральный закон от 23.11.2009 № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации»

92. Федорова Н. Н. Основы работы в ANSYS 17 / Н. Н. Федорова, С. А. Вальгер, М. Н. Данилов, Ю. В. Захаров. – М.: ДМК Пресс. – 2017. – 210 с.

93. Хаузен, Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / Х. Хаузен; пер. с нем. – М.: Энергоиздат, 1981. – 384 с.

94. Чем не устраивает строительное сообщество Свод правил «Тепловая защита зданий»: комментарий эксперта [Электронный ресурс]. – Режим доступа: news.rambler.ru/other/39056518-chem-ne-ustrivaet-stroitelnoe-soobshchestvo-svod-pravil-teplovaya-zaschita-zdaniy-kommentariy-eksperta/?updated

95. Чемезов, А. В. К вопросу определения понятия «Энергоэффективность» / А.В. Чемезов, Е. Р. Яхина, Н. А. Шамарова // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2015. – №10 (105). – С. 258-262.

96. Шаблий, Л. С. Компьютерное моделирование типовых гидравлических и газодинамических процессов двигателей и энергетических установок в ANSYS Fluent / Л. С. Шаблий, А. В. Кривцов, Д. А. Колмакова. – Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2017. – 108 с.

97. Шилкин, Н. В. Возможности энергосбережения в системах с регулируемой естественной вентиляцией / Н. В. Шилкин, Н. А. Шонина, Ю. В. Миллер // Энергосбережение. – 2018. – №2. – С. 16–23.

98. Шубин, И. Л. Законодательство по энергосбережению в США, Европе и России / И. Л. Шубин, А. В. Спиридонов // Вестник МГСУ. – 2011. – №3. – С. 4–14.
99. Шумилов, Р. Д. Проектирование систем вентиляции и отопления. Учебное пособие. Изд. 2-е / Р. Д. Шумилов, Ю. И. Толстова, А. Н. Бояршинова. – СПб.: Издательство «Лань», 2014. – 336 с.
100. Экономическая эффективность энергосбережения в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / А. И. Еремкин, Т. И. Королева, Г. В. Данилин, В. В. Бызеев, А. Г. Аверкин. – М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2008. – 184 с.
101. Энергоэффективные системы вентиляции здания с рекуперацией тепла [Электронный ресурс] / Д. Г. Шувалов, Д. А. Кругликов, И. А. Султангузин, В. В. Рудомазин // СОК. – 2018. – №9. – Режим доступа: s-ok.ru/articles/energoeffektivnye-sistemy-ventilyacii-zdaniya-s-rekuperaciey-tepla
102. Analysis of an air-to-air heat exchanger designed for the mechanical ventilation system of a house / G. E. Vlad, C. Ionescu, H. Necula, A. Badea // UPB Scientific Bulletin, Series C: Electrical Engineering. – 2014. – Vol.76, – No.1. – PP. 287–296.
103. ANSYS, Inc. 7.3.16 Periodic Boundary Conditions [Electronic resource]. – U.S.A, 2009. – URL: afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node252.htm
104. ANSYS, Inc. ANSYS FLUENT Theory Guide. – U.S.A.: SAS IP, Inc. – 2011. – 794 p.
105. ANSYS, Inc. ANSYS FLUENT Tutorial Guide. – U.S.A.: SAS IP, Inc. – 2013. – 1146 p.
106. Bartholomew, P. Энергоэффективный подход при проектировании системы вентиляции и кондиционирования операционного зала в США / P. Bartholomew, C. Hill // Энергосбережение. – 2019. – №8. – С. 12–15.
107. Beattie, C. A preliminary study of the performance of sensible and latent heat exchanger cores at the frosting limit for use in Arctic housing / C. Beattie, P. Fazio, R. Zmeneureanu, J. Rao // Energy Procedia. – 2015. – №78. – С. 2596–2601.

108. CFD Online. Fluent species transport model [Electronic resource]. – URL: cfid-online.com/Forums/fluent/151268-fluent-species-transport-model.html
109. Council Directive 93/76/EEC of 13 September 1993 to Limit Carbon Dioxide Emissions by Improving Energy Efficiency (SAVE)
110. Decision of the European Parliament and of the Council No 647/2000 EC of 28 February 2000 adopting a multiannual program for the promotion of energy efficiency (SAVE)
111. Dewatwal, J. Design of Compact Plate Fin Heat Exchanger: Bachelor's Thesis, Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology / Dewatwal Jainender. – Rourkela, India, 2009. – 61 p.
112. Dvořák, V. Advanced Methods of Modelling and Design of Plate Heat Exchangers [Electronic resource] / V. Dvořák // DEStech Transactions on Environment Energy and Earth Science. – 2017. – URL: researchgate.net/publication/313834467_Advanced_Methods_of_Modelling_and_Design_of_Plate_Heat_Exchangers
113. Dvořák, V. Investigation of effect of oblique ridges on heat transfer in plate heat exchangers [Electronic resource] / V. Dvořák, J. Novosád // The European Physical Journal Conferences. – 2014. – URL: researchgate.net/publication/263004880_Investigation_of_effect_of_oblique_ridges_on_heat_transfer_in_plate_heat_exchangers
114. Dvořák, V. Numerical investigation of counter flow plate heat exchanger / V. Dvořák, T. Vít // Energy Procedia. – 2015. – №83. – PP. 341–349.
115. Experimental Performance Analyses of a Heat Recovery System for Mechanical Ventilation in Buildings / F. Asdrubali, G. Baldinelli, F. Bianchi, M. Cornicchia // Energy Procedia. – 2015. – №82. – PP. 465–471.
116. Friess, W. A. A global survey of adverse energetic effects of increased wall insulation in office buildings: degree day and climate zone indicators / W. A. Friess, K. Rakhshan, M. P. Davis // Energy Efficiency. – 2017. – Vol. 10. Issue 1. – C. 97–116.

117. Händel, C. Рекуперация теплоты в системах вентиляции - использование отработанной теплоты или источник возобновляемой энергии / C. Händel // Энергосбережение. – 2020. – №8. – С. 28–36.
118. HEAT RECOVERY. ISIS Recover HR-A [Электронный ресурс]. – Режим доступа: c-o-k.ru/library/catalogs/2vv/73503.pdf
119. ISIS Recover. Руководство. Установка [Электронный ресурс]. – Режим доступа: realvent.ru/upload/iblock/580/instrukcia_pritocno_vytyajnye_ustanovki_2_vv_isis.pdf
120. Koyuncuoğlu I. Ç. Optimization of air to air cross flow heat exchanger: Thesis. ... Master of Science: 10.10.18 / Koyuncuoğlu Ismail Çağatay. – Ankara, 2018. – 137 p.
121. Kragh, J. New counter flow heat exchanger designed for ventilation systems in cold climates / J. Kragh, J. Rose, T.R. Nielsen // Energy and Buildings. – 2007. – №39 (11). – PP. 1151-1158.
122. Michalak, P. Annual Energy Performance of an Air Handling Unit with a Cross-Flow Heat Exchanger / P. Michalak // Energies. – 2021. – Vol.14. – No.6. DOI: 10.3390/en14061519
123. Mitsubishi Electric Corporation. Energy Recovery Ventilators. Model RX4 Series. Lossnay. – Tokyo: MITSUBISHI DENKI BLDG , 2005. – 12 p.
124. Mushtaq, I. H. Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger / I. H. Mushtaq, A. A. Rageb, M. Yaghoubi, H. Homayoni // International Journal of Thermal Sciences. – 2009. – №8. – PP. 1607–1618.
125. Mushtaq, I. H. Study of the axial heat conduction in parallel flow microchannel heat exchanger / I. H. Mushtaq, M. H. Hayder, A. A. Ghassan // Journal of King Saud University. – 2014. – №2. – PP. 122–131.
126. New Engineering Discoveries. Пластинчатые рекуператоры REC [Электронный ресурс]. – Режим доступа: ned.nt-rt.ru/images/manuals/plastrecup.pdf

127. Numerical and experimental study of air-to-air plate heat exchangers with plain and offset strip fin shapes / K. R. Kim, J. K. Lee, H. D. Jeong, Y. H. Kang // *Energies*. – 2020. – Vol.13. DOI: 10.3390/en13215710

128. PANOVA. Technologies. Рекуператор пластинчатый перекрестно-точный [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.c-ok.ru/library/catalogs/panova/109387.pdf

129. Ruoxu, Jia. Analysis of a Counter Flow Parallel-plate Heat Exchanger [Electronic resource] / Jia Ruoxu, Hu Junling, Abubaker E.M Elbalsohi // ASEE 2014 Zone I Conference. – 2014. – URL: researchgate.net/publication/283570537_Analysis_of_a_Counter_Flow_Parallel-plate_Heat_Exchanger

130. Shakir, A. M. Numerical investigation of counter flow microchannel heat exchanger with slip flow heat transfer / A. M. Shakir, A. K. Mohammed, I. H. Mushtaq // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2011. – №11. – PP. 2132–2140.

131. Sobhy, I. Analysis for thermal behavior and energy savings of a semi-detached house with different insulation strategies in a hot semi-arid climate / I. Sobhy, A. Brakez // *Journal of Green Building*. – 2017. – Vol. 12. Issue 1. – С. 78–106.

132. Thompson, R. Утилизация теплоты в ЦОД здания NREL / R. Thompson // *АВОК*. – 2019. – №7. – С. 30–34.

133. United States government act (102nd Congress H.R.776.ENR, abbreviated as EPACT92) of 24 October 1992 of The Energy Policy

134. Valchev, S. Analysis of energy efficiency of air handling unit with integrated air to air heat exchanger in heating mode / S. Valchev, I. Mihaylov // *E3S Web of Conferences*. – 2020. – Vol.207. – No.1.2. DOI: 10.1051/e3sconf/202020701002

135. Verordnung vom 16. November 2001 über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung - EnEV)

136. Wang, Ya-Nan. A Study on 3D Numerical Model for Plate Heat Exchanger / Ya-Nan Wang, Jong-Pyo Lee, Min-Ho Park // *Procedia Engineering*. – 2017. – №174. – PP. 188–194.

Приложение А – Сопоставление результатов математического моделирования и инженерного расчета исследуемых моделей рекуператоров

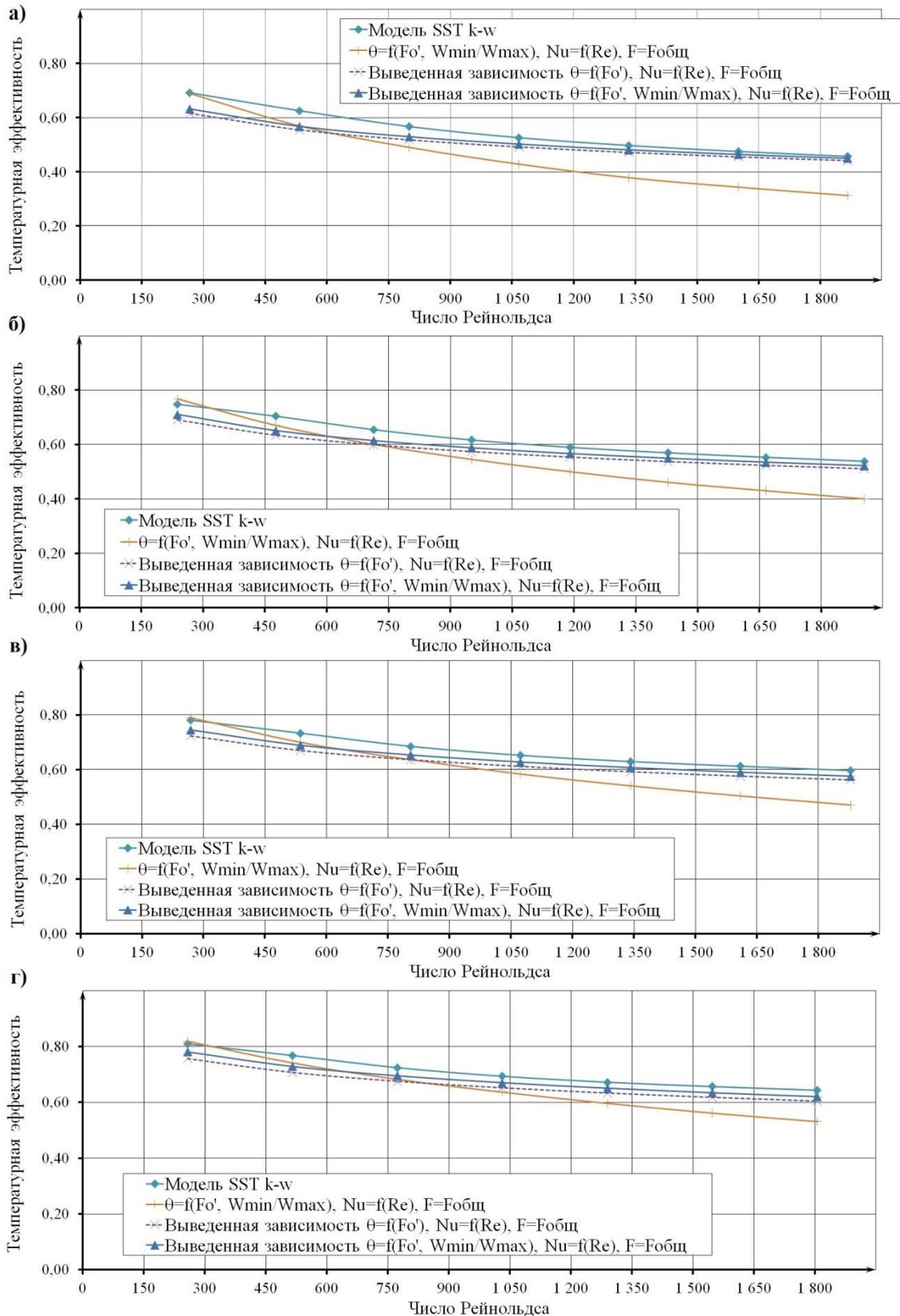


Рисунок А.1 – Изменение коэффициента θ_t в зависимости от Re первого режима работы. а – рекуператор №1; б – рекуператор №2; в – рекуператор №3; г – рекуператор №4

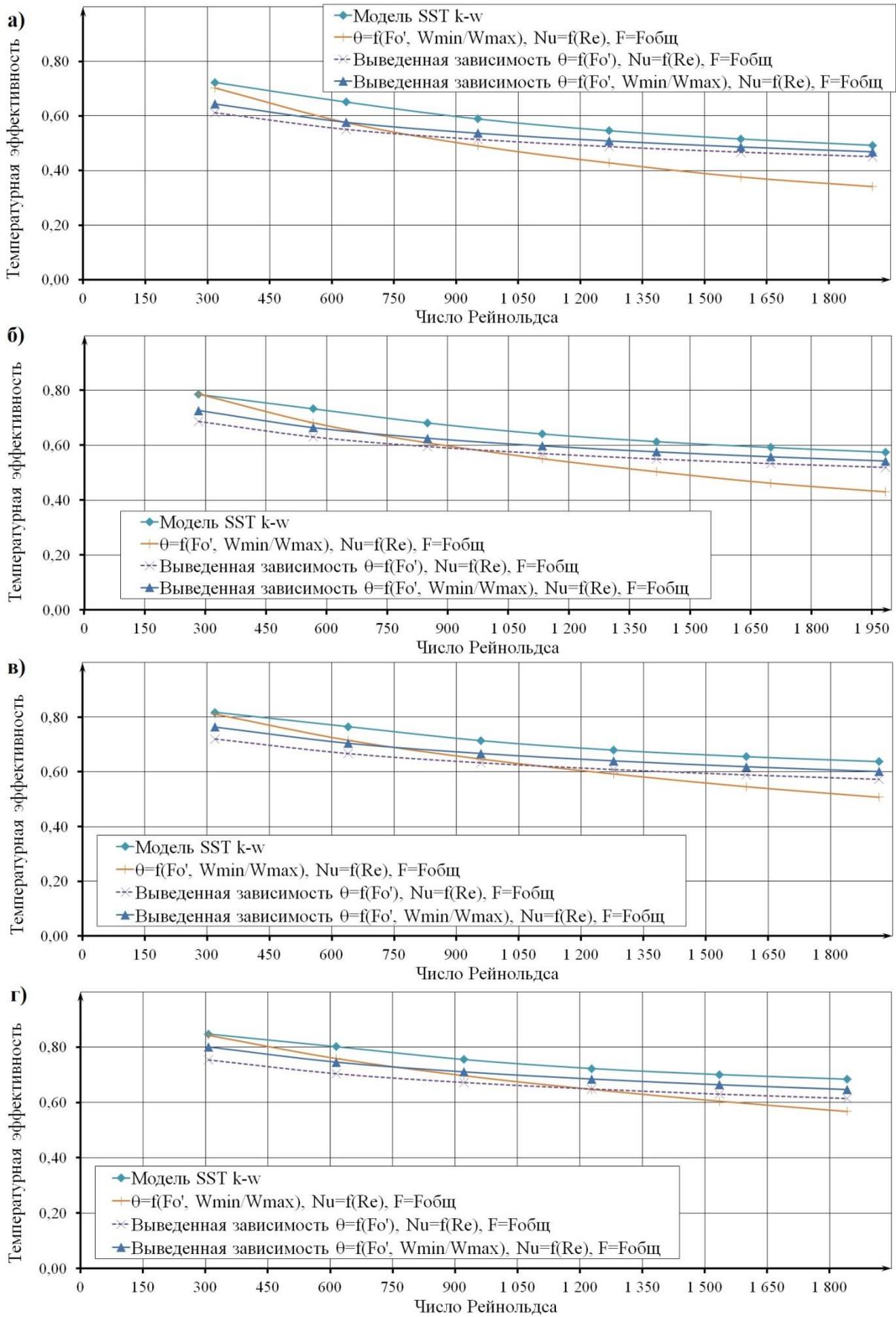


Рисунок А.2 – Изменение коэффициента θ_t в зависимости от Re второго режима работы. а – рекуператор №1; б – рекуператор №2; в – рекуператор №3; г – рекуператор №4

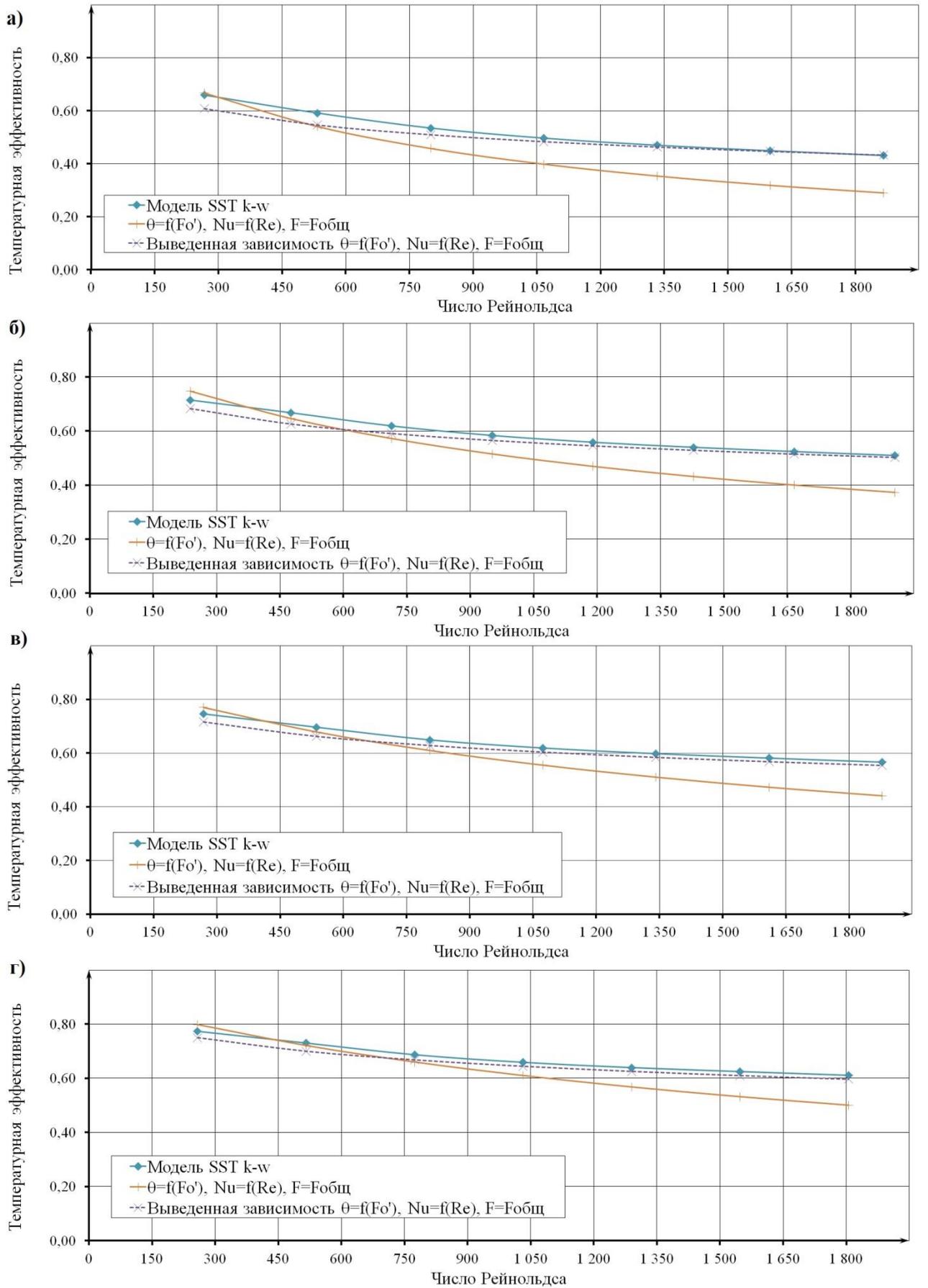


Рисунок А.3 – Изменение коэффициента θ_t в зависимости от Re третьего режима работы. а – рекуператор №1; б – рекуператор №2; в – рекуператор №3; г – рекуператор №4

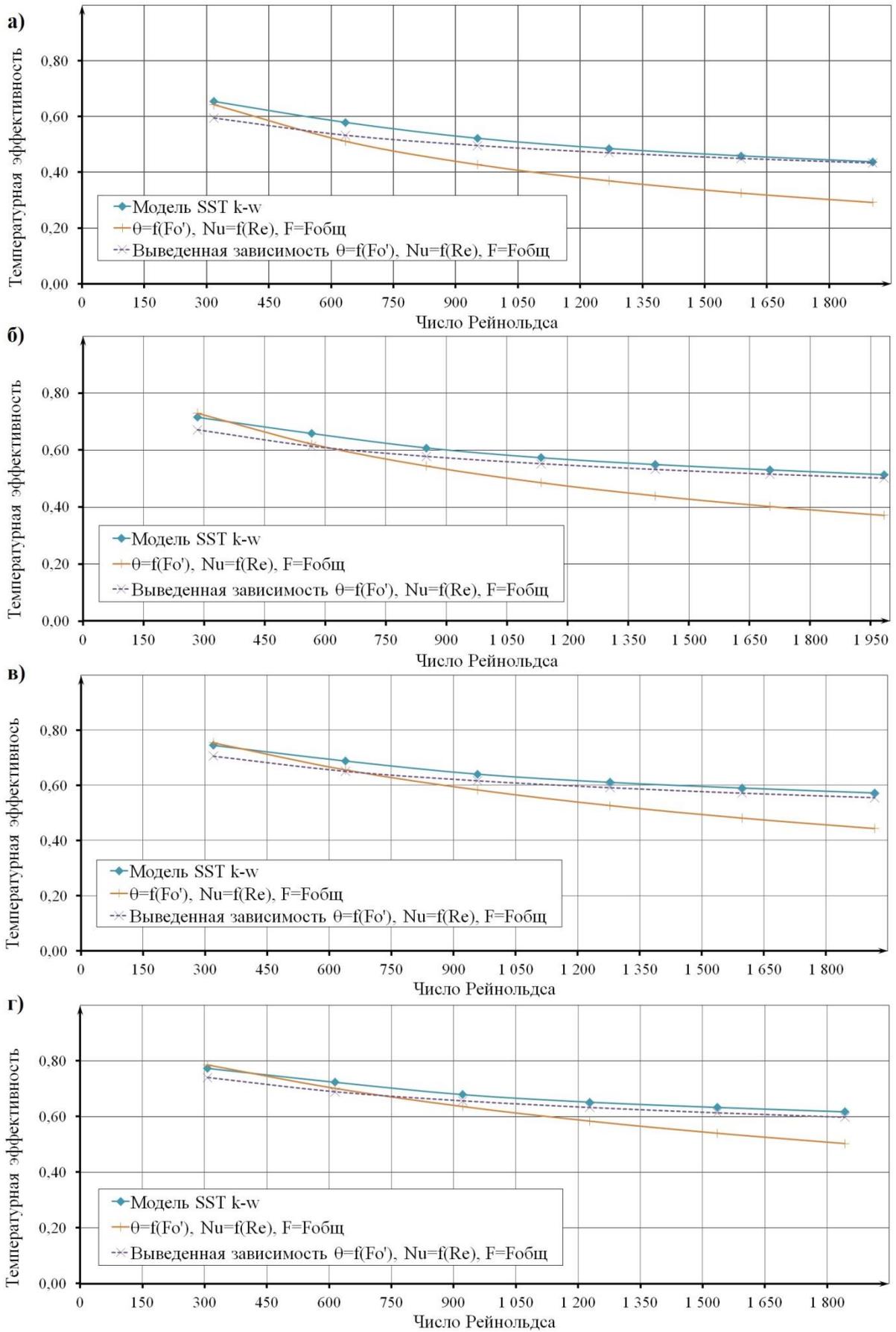


Рисунок А.4 – Изменение коэффициента θ_t в зависимости от Re четвертого режима работы. а – рекуператор №1; б – рекуператор №2; в – рекуператор №3; г – рекуператор №4

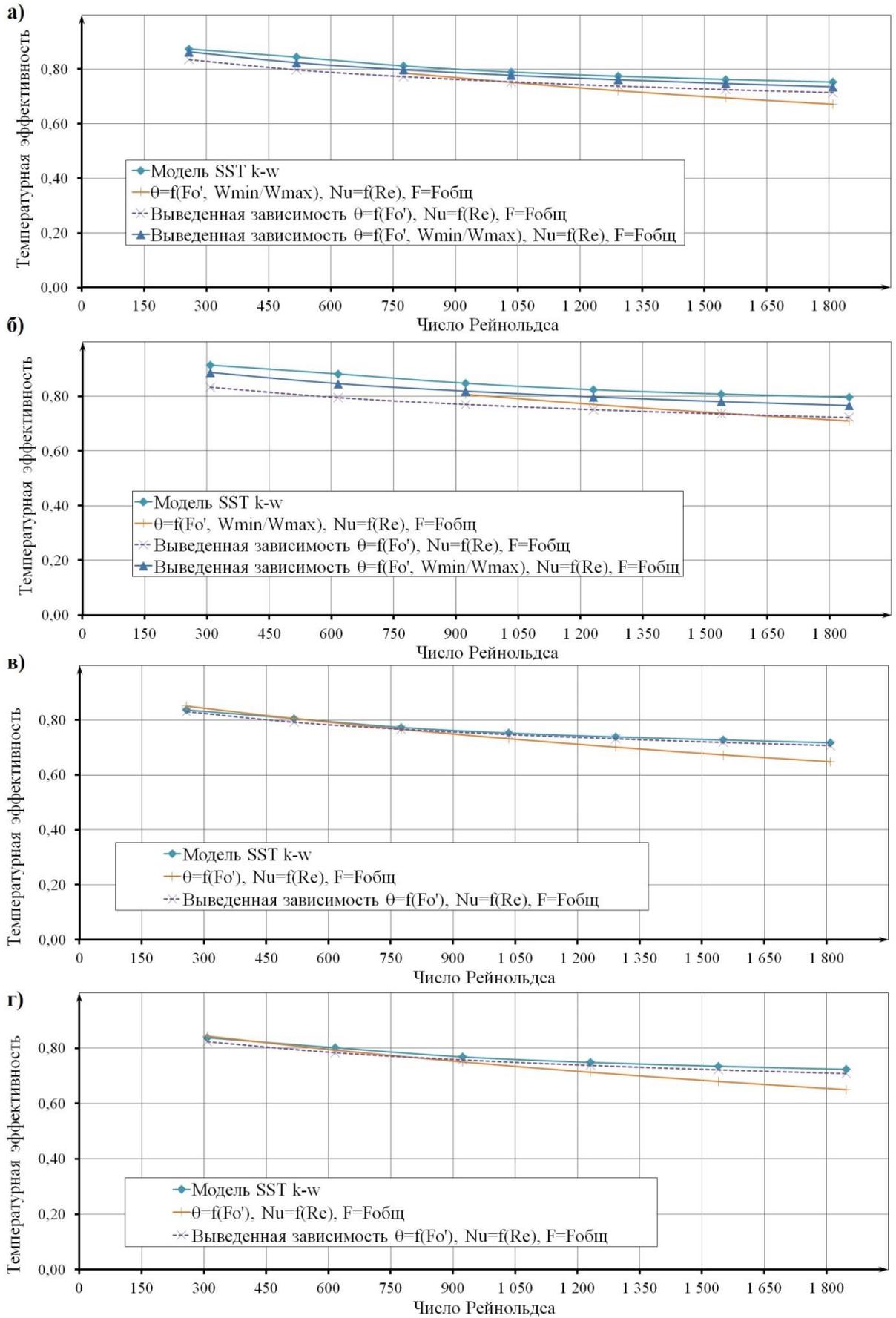


Рисунок А.5 – Изменение коэффициента θ_t в зависимости от Re рекуператора №5. а – первый режим; б – второй режим; в – третий режим; г – четвертый режим

**Приложение Б – Данные по перепаду полного давления в канале
исследуемых моделей рекуператоров**

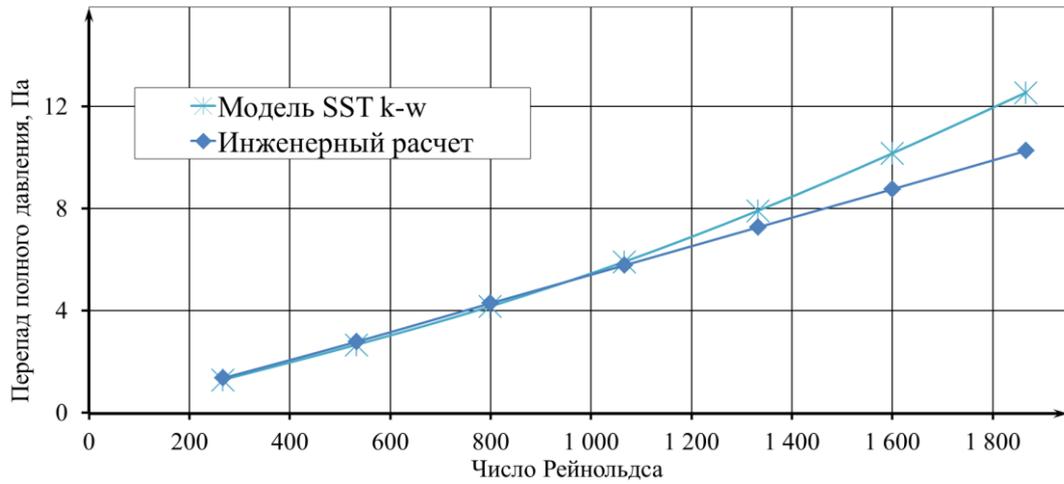


Рисунок Б.1 – Изменение $\Delta P_{\text{полн}}$ в зависимости от Re рекуператора с габаритами
 $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м

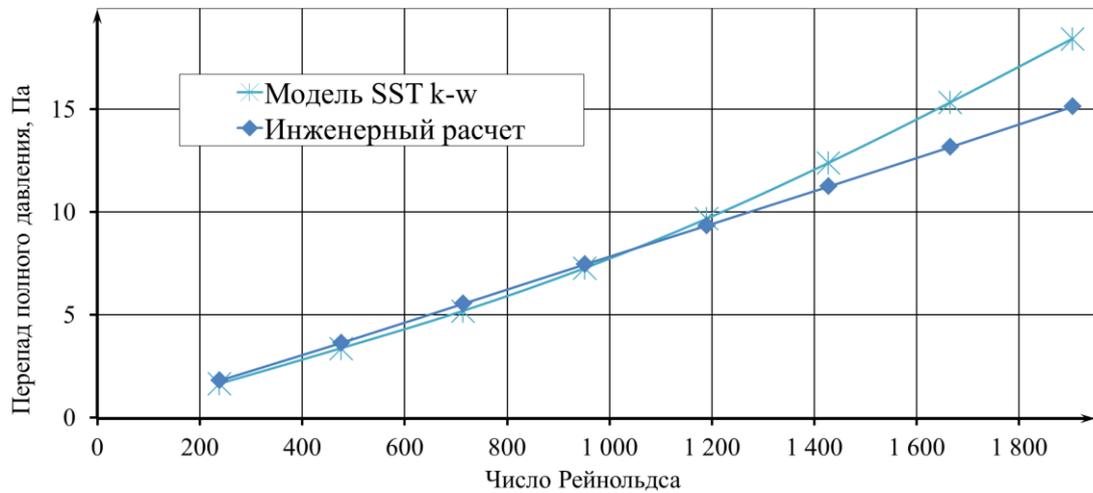


Рисунок Б.2 – Изменение $\Delta P_{\text{полн}}$ в зависимости от Re рекуператора с габаритами
 $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м

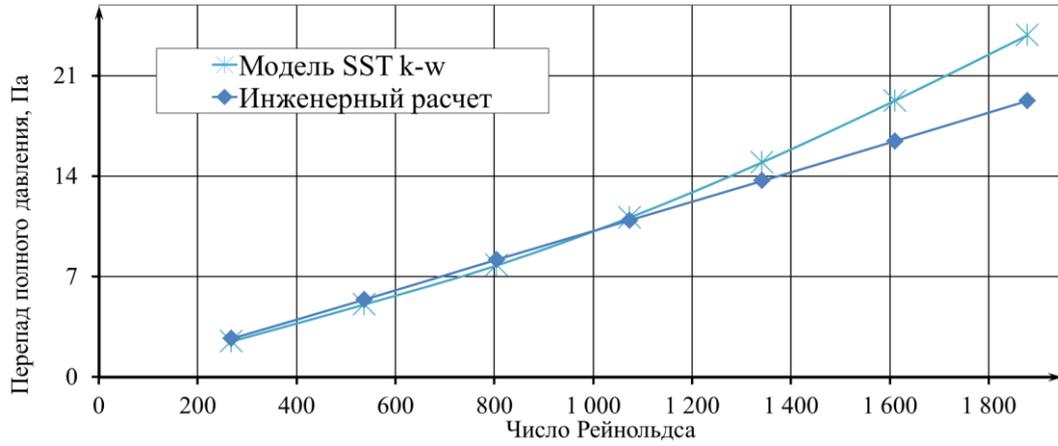


Рисунок Б.3 – Изменение $\Delta P_{\text{полн}}$ в зависимости от Re рекуператора с габаритами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м

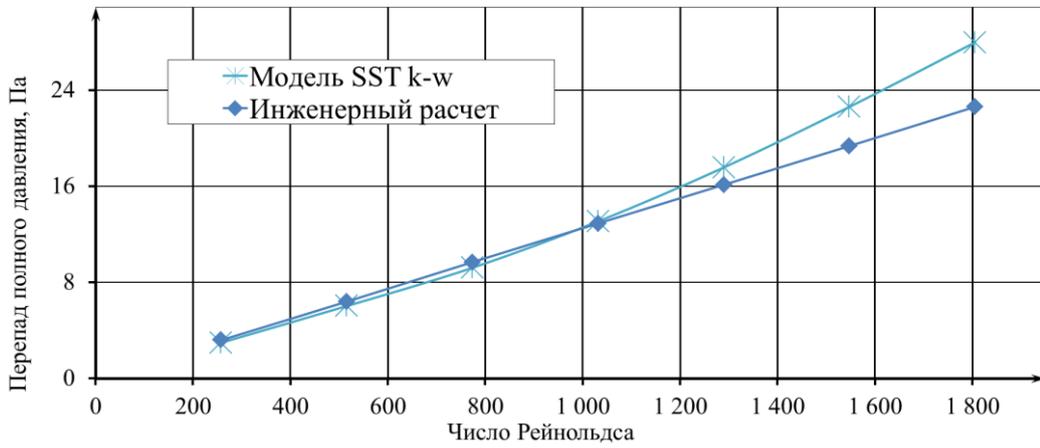


Рисунок Б.4 – Изменение $\Delta P_{\text{полн}}$ в зависимости от Re рекуператора с габаритами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м

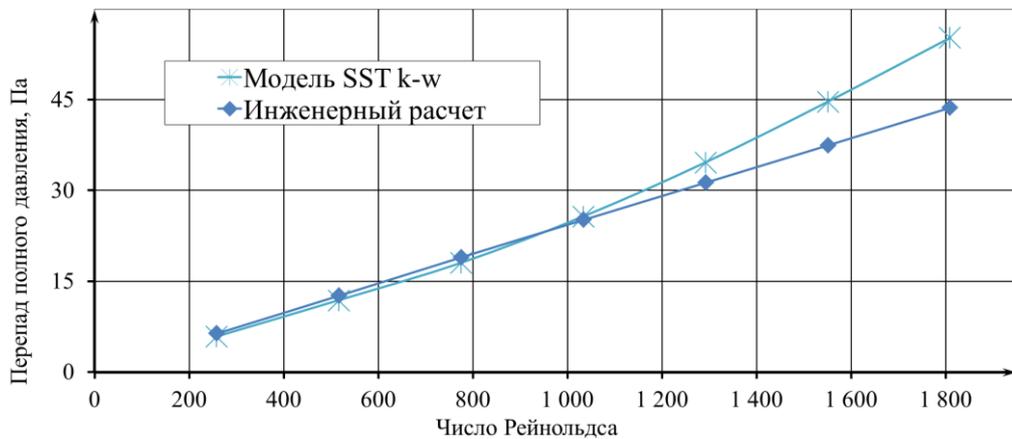


Рисунок Б.4 – Изменение $\Delta P_{\text{полн}}$ в зависимости от Re рекуператора с габаритами $2,0 \times 2,0 \times 1,0$ м

Приложение В – Результаты статистической обработки данных стендового эксперимента

Таблица В.1 – Основные сведения результатов экспериментального исследования на базе стенда «Перекрестно-точный пластинчатый рекуператор»

Номер эксперимента	Число наблюдений, n	a	b	Линейный коэффициент корреляции, $r_{x,y}$	Фактический F-критерий Фишера, $F_{\text{факт}}$	Табличный F-критерий Фишера, $F_{\text{табл}}$
1.1	29	0,0591	0,1954	0,75	34,97	4,21
1.2	24	-0,1470	1,9299	-0,19	0,82	4,30
1.3	37	-0,0187	0,8196	-0,87	106,73	4,12
1.4	14	-0,0169	0,8175	-0,73	13,95	4,75
2.1	12	0,0163	0,7046	0,58	5,14	4,96
2.2	26	0,0273	0,5378	0,34	3,13	4,26
2.3	19	0,0878	0,7141	0,78	26,70	4,45
2.4	26	-0,0122	0,7023	-0,22	1,26	4,26
3.1	14	0,0089	0,6426	0,64	8,26	4,75
3.2	15	-0,0443	0,8288	-0,73	14,89	4,67
3.3	20	-0,1040	1,0726	-0,53	7,19	4,41
3.4	35	0,0365	0,6420	0,40	6,33	4,14

Приложение Г – Результаты исследования распределения температур

Таблица Г.1 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $t_k = -5$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-1,9	1,1	2,3	3,3	3,9	4,5	5,1	5,7	6,2	6,7	6,7
0,04	-1,4	1,3	2,6	3,5	4,2	4,7	5,3	5,9	6,5	6,9	6,9
0,08	-1,2	1,8	3,1	4,0	4,7	5,2	5,8	6,4	7,0	7,5	7,4
0,12	-0,7	2,4	3,7	4,6	5,3	5,9	6,4	7,0	7,6	8,1	8,1
0,16	-0,4	2,9	4,3	5,2	5,9	6,5	7,1	7,6	8,2	8,7	8,7
0,20	-0,2	3,5	4,9	5,8	6,5	7,1	7,7	8,3	8,9	9,3	9,3
0,24	0,3	4,1	5,5	6,5	7,2	7,8	8,3	8,9	9,5	10,0	10,0
0,28	0,8	4,7	6,2	7,2	7,9	8,5	9,1	9,7	10,2	10,7	10,7
0,32	1,1	5,7	7,3	8,3	8,9	9,5	10,1	10,6	11,2	11,7	11,6
0,36	2,4	7,3	8,9	9,8	10,5	11,0	11,5	12,1	12,6	13,0	13,0
0,40	3,4	9,7	11,1	12,0	12,5	12,9	13,4	13,9	14,3	14,7	14,6

Таблица Г.2 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $t_k = -10$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-4,5	-2,8	-1,3	-0,2	0,6	1,3	2,0	2,7	3,3	3,9	3,9
0,04	-4,3	-2,4	-0,9	0,1	0,9	1,6	2,3	3,0	3,6	4,2	4,2
0,08	-3,8	-1,9	-0,4	0,7	1,5	2,2	2,9	3,6	4,2	4,8	4,7
0,12	-3,3	-1,2	0,3	1,4	2,2	2,9	3,6	4,3	5,0	5,5	5,6
0,16	-2,7	-0,5	1,1	2,2	3,0	3,7	4,4	5,1	5,8	6,3	6,4
0,20	-2,2	0,1	1,8	2,9	3,7	4,4	5,1	5,8	6,5	7,1	7,0
0,24	-1,6	0,8	2,5	3,7	4,6	5,2	5,9	6,6	7,3	7,9	7,9
0,28	-0,9	1,6	3,4	4,6	5,4	6,1	6,8	7,5	8,2	8,7	8,8
0,32	0,1	2,7	4,7	5,9	6,7	7,3	8,0	8,7	9,3	9,9	9,8
0,36	1,8	4,7	6,7	7,7	8,5	9,1	9,7	10,4	11,0	11,6	11,5
0,40	4,7	7,6	9,3	10,3	10,9	11,4	12,0	12,6	13,1	13,5	13,4

Таблица Г.3 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $t_k = -15$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-8,7	-6,6	-4,9	-3,7	-2,7	-2,0	-1,2	-0,3	0,4	1,1	1,0
0,04	-8,4	-6,3	-4,5	-3,3	-2,4	-1,6	-0,8	0,0	0,7	1,4	1,4
0,08	-7,9	-5,6	-3,8	-2,6	-1,7	-0,9	-0,1	0,7	1,5	2,1	2,0
0,12	-7,2	-4,8	-3,0	-1,7	-0,8	0,0	0,7	1,5	2,3	3,0	3,0
0,16	-6,6	-4,0	-2,2	-0,9	0,0	0,9	1,6	2,4	3,2	3,9	3,9
0,20	-5,9	-3,3	-1,3	0,0	0,9	1,7	2,5	3,3	4,1	4,8	4,7
0,24	-5,2	-2,4	-0,4	0,9	1,9	2,7	3,4	4,3	5,0	5,7	5,7
0,28	-4,5	-1,5	0,6	2,0	2,9	3,7	4,5	5,3	6,1	6,7	6,8
0,32	-3,3	-0,2	2,1	3,4	4,3	5,1	5,9	6,7	7,4	8,1	7,9
0,36	-1,3	2,1	4,4	5,6	6,5	7,2	7,9	8,7	9,4	10,0	10,0
0,40	2,2	5,5	7,5	8,6	9,3	9,9	10,6	11,3	11,8	12,4	12,2

Таблица Г.4 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $t_k = -20$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-12,8	-10,5	-8,6	-7,2	-6,1	-5,3	-4,4	-3,4	-2,6	-1,8	-1,9
0,04	-12,5	-10,1	-8,1	-6,7	-5,7	-4,9	-4,0	-3,1	-2,2	-1,5	-1,5
0,08	-11,9	-9,4	-7,4	-5,9	-4,9	-4,0	-3,2	-2,3	-1,4	-0,6	-0,8
0,12	-11,2	-8,5	-6,4	-5,0	-3,9	-3,0	-2,2	-1,3	-0,4	0,4	0,4
0,16	-10,5	-7,6	-5,4	-4,0	-2,9	-2,0	-1,2	-0,2	0,7	1,4	1,4
0,20	-9,7	-6,7	-4,5	-3,0	-1,9	-1,0	-0,1	0,8	1,7	2,4	2,3
0,24	-8,9	-5,7	-3,4	-1,9	-0,8	0,1	0,9	1,9	2,7	3,5	3,5
0,28	-8,0	-4,6	-2,3	-0,7	0,3	1,2	2,1	3,0	3,9	4,7	4,7
0,32	-6,7	-3,2	-0,6	1,0	2,0	2,8	3,7	4,6	5,5	6,3	6,1
0,36	-4,4	-0,5	2,1	3,5	4,4	5,3	6,1	6,9	7,8	8,5	8,5
0,40	-0,5	3,4	5,6	6,9	7,7	8,4	9,1	9,9	10,5	11,2	11,0

Таблица Г.5 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $t_k = -25$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-17,0	-14,4	-12,2	-10,7	-9,6	-8,6	-7,6	-6,5	-5,6	-4,8	-4,8
0,04	-16,7	-13,9	-11,7	-10,2	-9,1	-8,1	-7,2	-6,2	-5,2	-4,4	-4,4
0,08	-16,0	-13,1	-10,9	-9,3	-8,2	-7,2	-6,3	-5,2	-4,3	-3,4	-3,6
0,12	-15,2	-12,1	-9,8	-8,2	-7,1	-6,1	-5,1	-4,1	-3,1	-2,3	-2,3
0,16	-14,3	-11,1	-8,7	-7,1	-5,9	-4,9	-4,0	-3,0	-1,9	-1,1	-1,1
0,20	-13,5	-10,1	-7,6	-5,9	-4,8	-3,8	-2,8	-1,8	-0,8	0,0	-0,1
0,24	-12,6	-9,0	-6,5	-4,8	-3,5	-2,6	-1,6	-0,6	0,4	1,2	1,3
0,28	-11,6	-7,8	-5,1	-3,4	-2,2	-1,3	-0,3	0,7	1,7	2,6	2,6
0,32	-10,2	-6,1	-3,2	-1,5	-0,4	0,5	1,6	2,5	3,5	4,4	4,2
0,36	-7,6	-3,2	-0,2	1,3	2,4	3,3	4,2	5,2	6,1	6,9	6,9
0,40	-3,1	1,2	3,8	5,2	6,1	6,8	7,7	8,5	9,2	9,9	9,8

Таблица Г.6 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $t_k = -30$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-21,2	-18,3	-15,9	-14,2	-13,0	-12,0	-10,9	-9,7	-8,7	-7,8	-7,8
0,04	-20,8	-17,8	-15,4	-13,7	-12,5	-11,4	-10,4	-9,3	-8,2	-7,3	-7,3
0,08	-20,1	-16,9	-14,4	-12,7	-11,5	-10,4	-9,4	-8,2	-7,2	-6,3	-6,5
0,12	-19,2	-15,8	-13,2	-11,5	-10,3	-9,2	-8,1	-7,0	-5,9	-5,0	-5,0
0,16	-18,3	-14,6	-12,0	-10,2	-9,0	-7,9	-6,8	-5,7	-4,6	-3,7	-3,7
0,20	-17,3	-13,6	-10,8	-9,0	-7,7	-6,6	-5,5	-4,4	-3,3	-2,4	-2,6
0,24	-16,3	-12,3	-9,5	-7,7	-6,3	-5,3	-4,2	-3,1	-2,0	-1,1	-1,0
0,28	-15,2	-11,0	-8,0	-6,1	-4,9	-3,8	-2,7	-1,6	-0,5	0,4	0,5
0,32	-13,6	-9,1	-5,9	-4,0	-2,8	-1,8	-0,7	0,4	1,5	2,4	2,2
0,36	-10,7	-5,8	-2,6	-0,9	0,3	1,3	2,3	3,3	4,4	5,3	5,2
0,40	-5,7	-1,0	1,9	3,5	4,4	5,3	6,2	7,1	7,9	8,7	8,5

Таблица Г.7 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $t_k = -35$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-25,4	-22,3	-19,6	-17,8	-16,5	-15,4	-14,2	-12,9	-11,8	-10,8	-10,9
0,04	-25,0	-21,7	-19,0	-17,2	-15,9	-14,8	-13,6	-12,4	-11,3	-10,3	-10,4
0,08	-24,2	-20,7	-18,0	-16,1	-14,8	-13,6	-12,5	-11,3	-10,1	-9,1	-9,4
0,12	-23,2	-19,4	-16,7	-14,8	-13,4	-12,3	-11,1	-9,9	-8,7	-7,8	-7,7
0,16	-22,2	-18,2	-15,3	-13,4	-12,0	-10,8	-9,7	-8,5	-7,3	-6,3	-6,3
0,20	-21,1	-17,0	-14,0	-12,0	-10,6	-9,4	-8,3	-7,1	-5,9	-4,9	-5,1
0,24	-20,0	-15,6	-12,6	-10,6	-9,1	-8,0	-6,8	-5,6	-4,4	-3,4	-3,4
0,28	-18,8	-14,2	-10,9	-8,9	-7,5	-6,3	-5,2	-3,9	-2,7	-1,7	-1,7
0,32	-17,1	-12,1	-8,6	-6,6	-5,2	-4,1	-2,9	-1,8	-0,6	0,5	0,2
0,36	-13,9	-8,5	-4,9	-3,1	-1,8	-0,7	0,3	1,5	2,6	3,6	3,5
0,40	-8,4	-3,1	0,0	1,7	2,8	3,6	4,6	5,7	6,5	7,4	7,2

Таблица Г.8 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $t_k = -40$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-29,7	-26,3	-23,4	-21,4	-20,0	-18,8	-17,5	-16,2	-15,0	-13,9	-14,0
0,04	-29,2	-25,6	-22,7	-20,8	-19,4	-18,2	-16,9	-15,7	-14,4	-13,4	-13,4
0,08	-28,3	-24,5	-21,6	-19,6	-18,2	-16,9	-15,7	-14,4	-13,2	-12,1	-12,3
0,12	-27,2	-23,2	-20,2	-18,1	-16,7	-15,4	-14,2	-12,9	-11,6	-10,6	-10,6
0,16	-26,1	-21,8	-18,7	-16,6	-15,1	-13,9	-12,6	-11,3	-10,0	-9,0	-9,0
0,20	-24,9	-20,5	-17,2	-15,1	-13,6	-12,3	-11,1	-9,8	-8,5	-7,4	-7,7
0,24	-23,8	-19,0	-15,7	-13,5	-11,9	-10,7	-9,5	-8,1	-6,9	-5,8	-5,7
0,28	-22,4	-17,4	-13,9	-11,7	-10,2	-8,9	-7,7	-6,4	-5,1	-4,0	-3,9
0,32	-20,6	-15,2	-11,4	-9,1	-7,7	-6,5	-5,2	-4,0	-2,7	-1,6	-1,9
0,36	-17,1	-11,2	-7,3	-5,3	-4,0	-2,8	-1,7	-0,4	0,8	1,9	1,8
0,40	-11,1	-5,3	-1,9	-0,1	1,1	2,0	3,1	4,2	5,1	6,1	5,8

Таблица Г.9 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м при $t_k = -5$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-2,4	-0,8	0,4	1,4	2,3	3,2	4,1	5,0	5,7	6,4	6,7
0,04	-2,1	-0,4	0,9	1,8	2,7	3,6	4,5	5,3	6,1	6,8	7,0
0,08	-1,7	0,2	1,5	2,5	3,4	4,3	5,2	6,0	6,8	7,5	7,8
0,12	-1,3	0,8	2,3	3,3	4,2	5,1	6,0	6,9	7,7	8,4	8,7
0,16	-0,7	1,6	3,1	4,1	5,1	6,0	6,9	7,8	8,6	9,3	9,6
0,20	-0,1	2,4	4,0	5,1	6,0	7,0	7,9	8,8	9,6	10,3	10,5
0,24	0,7	3,3	5,0	6,1	7,1	8,0	8,9	9,8	10,6	11,2	11,5
0,28	1,5	4,3	6,0	7,1	8,1	9,1	10,0	10,8	11,6	12,2	12,5
0,32	2,5	5,5	7,2	8,3	9,3	10,3	11,1	12,0	12,7	13,3	13,7
0,36	4,0	7,3	9,0	10,1	11,1	11,9	12,8	13,5	14,2	14,8	15,1
0,40	7,3	10,4	11,9	12,9	13,8	14,5	15,2	15,8	16,2	16,6	16,9

Таблица Г.10 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м при $t_k = -10$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-6,9	-5,0	-3,5	-2,4	-1,3	-0,3	0,8	1,8	2,7	3,5	3,9
0,04	-6,6	-4,5	-3,0	-1,9	-0,9	0,2	1,2	2,2	3,1	3,9	4,3
0,08	-6,1	-3,8	-2,3	-1,1	0,0	1,0	2,1	3,1	4,0	4,8	5,2
0,12	-5,5	-3,1	-1,4	-0,2	0,9	2,0	3,1	4,1	5,0	5,9	6,2
0,16	-4,9	-2,2	-0,4	0,9	2,0	3,1	4,2	5,2	6,1	7,0	7,3
0,20	-4,1	-1,2	0,7	2,0	3,1	4,3	5,3	6,4	7,3	8,2	8,5
0,24	-3,2	-0,1	1,9	3,2	4,4	5,5	6,6	7,6	8,5	9,3	9,7
0,28	-2,3	1,1	3,2	4,5	5,6	6,8	7,8	8,8	9,8	10,5	10,9
0,32	-1,1	2,5	4,6	5,9	7,1	8,2	9,2	10,2	11,1	11,9	12,3
0,36	0,7	4,7	6,8	8,1	9,2	10,2	11,2	12,1	12,9	13,6	14,0
0,40	4,7	8,5	10,3	11,5	12,5	13,3	14,1	14,9	15,4	15,9	16,2

Таблица Г.11 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м при $t_k = -15$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-11,4	-9,2	-7,5	-6,2	-5,0	-3,8	-2,6	-1,4	-0,4	0,5	0,9
0,04	-11,0	-8,7	-6,9	-5,6	-4,5	-3,3	-2,1	-1,0	0,1	1,1	1,4
0,08	-10,5	-7,9	-6,1	-4,7	-3,5	-2,3	-1,1	0,1	1,2	2,1	2,5
0,12	-9,9	-7,0	-5,0	-3,6	-2,4	-1,1	0,1	1,3	2,4	3,3	3,7
0,16	-9,1	-5,9	-3,9	-2,4	-1,1	0,1	1,4	2,5	3,6	4,6	5,0
0,20	-8,2	-4,8	-2,6	-1,2	0,2	1,5	2,7	3,9	5,0	6,0	6,4
0,24	-7,1	-3,5	-1,2	0,3	1,6	3,0	4,2	5,4	6,4	7,4	7,8
0,28	-6,0	-2,1	0,3	1,8	3,1	4,4	5,7	6,8	7,9	8,8	9,2
0,32	-4,6	-0,5	1,9	3,4	4,8	6,1	7,3	8,4	9,5	10,4	10,9
0,36	-2,5	2,1	4,5	6,0	7,2	8,5	9,6	10,7	11,6	12,4	12,9
0,40	2,1	6,5	8,6	10,0	11,1	12,1	13,1	13,9	14,5	15,1	15,5

Таблица Г.12 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м при $t_k = -20$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-15,9	-13,5	-11,6	-10,1	-8,7	-7,4	-6,1	-4,7	-3,6	-2,5	-2,0
0,04	-15,5	-12,8	-10,9	-9,4	-8,1	-6,8	-5,5	-4,2	-3,0	-1,9	-1,5
0,08	-14,9	-11,9	-9,9	-8,4	-7,0	-5,6	-4,3	-3,0	-1,8	-0,7	-0,3
0,12	-14,2	-10,9	-8,7	-7,1	-5,7	-4,3	-3,0	-1,6	-0,4	0,7	1,1
0,16	-13,3	-9,7	-7,4	-5,8	-4,3	-2,9	-1,5	-0,2	1,1	2,2	2,6
0,20	-12,3	-8,4	-6,0	-4,3	-2,8	-1,3	0,1	1,4	2,7	3,8	4,2
0,24	-11,1	-7,0	-4,4	-2,7	-1,1	0,4	1,7	3,1	4,3	5,4	5,9
0,28	-9,8	-5,3	-2,7	-1,0	0,6	2,0	3,4	4,7	6,0	7,0	7,4
0,32	-8,2	-3,5	-0,7	1,0	2,5	4,0	5,3	6,6	7,8	8,8	9,4
0,36	-5,8	-0,6	2,2	3,8	5,3	6,7	8,0	9,2	10,2	11,2	11,7
0,40	-0,5	4,5	6,9	8,4	9,7	10,9	12,0	12,9	13,6	14,3	14,7

Таблица Г.13 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м при $t_k = -25$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-20,5	-17,8	-15,6	-14,0	-12,5	-11,0	-9,5	-8,1	-6,8	-5,6	-5,1
0,04	-20,0	-17,0	-14,8	-13,2	-11,8	-10,3	-8,9	-7,5	-6,1	-4,9	-4,5
0,08	-19,3	-16,0	-13,7	-12,1	-10,6	-9,0	-7,6	-6,1	-4,8	-3,5	-3,1
0,12	-18,5	-14,9	-12,4	-10,7	-9,1	-7,6	-6,1	-4,6	-3,2	-2,0	-1,5
0,16	-17,6	-13,5	-10,9	-9,1	-7,5	-6,0	-4,4	-2,9	-1,5	-0,3	0,2
0,20	-16,4	-12,0	-9,3	-7,5	-5,8	-4,2	-2,6	-1,1	0,3	1,5	2,0
0,24	-15,0	-10,4	-7,5	-5,6	-4,0	-2,3	-0,8	0,7	2,1	3,3	3,8
0,28	-13,6	-8,6	-5,6	-3,7	-2,0	-0,4	1,2	2,6	4,0	5,2	5,6
0,32	-11,8	-6,5	-3,5	-1,6	0,1	1,8	3,3	4,8	6,1	7,2	7,9
0,36	-9,1	-3,2	-0,2	1,7	3,3	4,9	6,3	7,6	8,8	9,9	10,5
0,40	-3,2	2,4	5,1	6,9	8,3	9,7	10,8	11,9	12,7	13,5	14,0

Таблица Г.14 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м при $t_k = -30$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-25,0	-22,0	-19,7	-17,9	-16,3	-14,7	-13,1	-11,5	-10,1	-8,8	-8,2
0,04	-24,5	-21,2	-18,8	-17,1	-15,5	-13,9	-12,3	-10,8	-9,3	-8,0	-7,5
0,08	-23,8	-20,1	-17,6	-15,8	-14,2	-12,5	-10,9	-9,3	-7,8	-6,5	-6,0
0,12	-22,9	-18,8	-16,1	-14,3	-12,6	-10,9	-9,2	-7,6	-6,1	-4,7	-4,2
0,16	-21,8	-17,4	-14,5	-12,6	-10,8	-9,1	-7,4	-5,8	-4,2	-2,8	-2,3
0,20	-20,6	-15,7	-12,7	-10,7	-8,9	-7,1	-5,4	-3,7	-2,2	-0,8	-0,3
0,24	-19,0	-13,9	-10,7	-8,7	-6,8	-5,0	-3,3	-1,7	-0,1	1,2	1,8
0,28	-17,5	-11,8	-8,6	-6,5	-4,7	-2,9	-1,2	0,5	2,0	3,3	3,8
0,32	-15,5	-9,5	-6,2	-4,1	-2,3	-0,5	1,2	2,8	4,3	5,6	6,3
0,36	-12,5	-5,9	-2,5	-0,5	1,3	3,0	4,6	6,1	7,4	8,6	9,3
0,40	-5,8	0,4	3,4	5,3	6,9	8,4	9,6	10,9	11,8	12,6	13,2

Таблица Г.15 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м при $t_k = -35$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-29,6	-26,3	-23,8	-21,9	-20,2	-18,4	-16,7	-14,9	-13,4	-12,0	-11,4
0,04	-29,1	-25,4	-22,8	-21,0	-19,3	-17,6	-15,9	-14,2	-12,6	-11,2	-10,6
0,08	-28,2	-24,2	-21,5	-19,6	-17,8	-16,0	-14,3	-12,6	-10,9	-9,5	-8,9
0,12	-27,2	-22,8	-19,9	-17,9	-16,1	-14,2	-12,4	-10,7	-9,0	-7,5	-7,0
0,16	-26,1	-21,2	-18,1	-16,0	-14,1	-12,2	-10,4	-8,6	-7,0	-5,5	-4,9
0,20	-24,7	-19,4	-16,2	-14,0	-12,0	-10,1	-8,2	-6,4	-4,7	-3,2	-2,6
0,24	-23,0	-17,4	-14,0	-11,7	-9,7	-7,7	-5,9	-4,1	-2,4	-1,0	-0,4
0,28	-21,3	-15,1	-11,6	-9,4	-7,4	-5,4	-3,5	-1,8	-0,1	1,3	1,9
0,32	-19,1	-12,6	-8,9	-6,7	-4,7	-2,7	-0,9	0,9	2,4	3,9	4,7
0,36	-15,8	-8,6	-4,9	-2,7	-0,8	1,1	2,8	4,5	5,9	7,2	8,0
0,40	-8,5	-1,6	1,6	3,7	5,4	7,0	8,4	9,8	10,8	11,7	12,3

Таблица Г.16 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м при $t_k = -40$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-34,2	-30,7	-28,0	-25,9	-24,1	-22,2	-20,3	-18,5	-16,8	-15,3	-14,7
0,04	-33,6	-29,7	-26,9	-24,9	-23,1	-21,3	-19,4	-17,6	-15,9	-14,4	-13,8
0,08	-32,7	-28,4	-25,4	-23,4	-21,5	-19,6	-17,7	-15,9	-14,1	-12,5	-12,0
0,12	-31,6	-26,8	-23,7	-21,5	-19,6	-17,6	-15,7	-13,8	-12,0	-10,4	-9,8
0,16	-30,4	-25,1	-21,8	-19,5	-17,5	-15,5	-13,5	-11,6	-9,8	-8,1	-7,5
0,20	-28,9	-23,1	-19,6	-17,3	-15,1	-13,1	-11,1	-9,1	-7,3	-5,7	-5,1
0,24	-27,0	-20,9	-17,2	-14,8	-12,7	-10,5	-8,5	-6,6	-4,8	-3,2	-2,5
0,28	-25,2	-18,4	-14,6	-12,2	-10,1	-8,0	-6,0	-4,0	-2,2	-0,7	-0,1
0,32	-22,8	-15,7	-11,7	-9,3	-7,2	-5,1	-3,1	-1,1	0,6	2,1	3,0
0,36	-19,2	-11,4	-7,3	-5,0	-2,9	-0,9	1,0	2,8	4,4	5,8	6,7
0,40	-11,2	-3,7	-0,2	2,0	3,9	5,7	7,2	8,7	9,8	10,8	11,5

Таблица Г.17 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м при $t_k = -5$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-3,1	-1,6	-0,4	0,6	1,6	2,6	3,5	4,5	5,4	6,2	6,6
0,04	-2,9	-1,1	0,1	1,0	2,0	3,0	4,0	4,9	5,9	6,7	7,1
0,08	-2,5	-0,5	0,7	1,8	2,8	3,9	4,9	5,8	6,8	7,6	8,0
0,12	-2,1	0,2	1,5	2,6	3,7	4,8	5,8	6,8	7,7	8,6	9,0
0,16	-1,5	1,0	2,4	3,6	4,7	5,8	6,9	7,9	8,8	9,6	10,0
0,20	-0,9	1,9	3,4	4,6	5,8	6,9	8,0	9,0	9,9	10,7	11,1
0,24	-0,1	3,0	4,6	5,8	7,0	8,1	9,2	10,2	11,0	11,9	12,3
0,28	0,8	4,2	5,9	7,1	8,3	9,4	10,4	11,4	12,2	13,0	13,4
0,32	1,9	5,5	7,2	8,4	9,6	10,7	11,7	12,6	13,4	14,1	14,6
0,36	3,4	7,3	8,9	10,1	11,3	12,4	13,3	14,2	14,9	15,5	15,9
0,40	7,3	11,0	12,5	13,6	14,6	15,4	16,1	16,6	17,1	17,5	17,8

Таблица Г.18 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м при $t_k = -10$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-7,8	-5,9	-4,6	-3,4	-2,2	-1,1	0,1	1,2	2,2	3,2	3,7
0,04	-7,5	-5,4	-4,0	-2,9	-1,7	-0,5	0,7	1,8	2,8	3,8	4,3
0,08	-7,1	-4,7	-3,2	-2,0	-0,7	0,5	1,7	2,8	3,9	4,9	5,4
0,12	-6,5	-3,8	-2,2	-1,0	0,3	1,6	2,8	4,0	5,1	6,1	6,6
0,16	-5,9	-2,9	-1,2	0,2	1,5	2,8	4,1	5,3	6,4	7,4	7,8
0,20	-5,1	-1,8	0,0	1,4	2,8	4,2	5,4	6,6	7,7	8,7	9,2
0,24	-4,2	-0,5	1,4	2,8	4,3	5,6	6,9	8,0	9,1	10,1	10,5
0,28	-3,1	1,0	2,9	4,4	5,8	7,2	8,4	9,5	10,6	11,5	12,0
0,32	-1,8	2,5	4,5	6,0	7,4	8,8	9,9	11,0	12,0	12,8	13,4
0,36	0,0	4,7	6,6	8,1	9,5	10,8	11,9	12,9	13,7	14,5	15,0
0,40	4,7	9,2	11,0	12,3	13,4	14,4	15,2	15,9	16,4	16,9	17,3

Таблица Г.19 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м при $t_k = -15$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-12,4	-10,3	-8,7	-7,4	-6,1	-4,7	-3,4	-2,1	-0,9	0,2	0,8
0,04	-12,1	-9,7	-8,1	-6,8	-5,4	-4,1	-2,8	-1,5	-0,2	0,9	1,4
0,08	-11,6	-8,8	-7,1	-5,7	-4,3	-2,9	-1,6	-0,2	1,0	2,2	2,7
0,12	-11,0	-7,9	-6,0	-4,6	-3,1	-1,6	-0,2	1,1	2,4	3,6	4,1
0,16	-10,3	-6,8	-4,8	-3,3	-1,7	-0,2	1,2	2,6	3,9	5,0	5,6
0,20	-9,4	-5,5	-3,4	-1,8	-0,2	1,4	2,8	4,2	5,4	6,6	7,2
0,24	-8,3	-4,0	-1,8	-0,2	1,5	3,1	4,5	5,9	7,1	8,2	8,8
0,28	-7,0	-2,2	0,0	1,7	3,3	4,9	6,3	7,6	8,8	9,9	10,4
0,32	-5,5	-0,4	1,8	3,5	5,2	6,7	8,1	9,4	10,5	11,5	12,1
0,36	-3,4	2,0	4,3	6,0	7,6	9,1	10,4	11,5	12,6	13,5	14,0
0,40	2,1	7,3	9,4	10,9	12,2	13,4	14,3	15,1	15,8	16,3	16,7

Таблица Г.20 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м при $t_k = -20$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-17,1	-14,7	-12,9	-11,5	-10,0	-8,5	-7,0	-5,5	-4,2	-2,9	-2,3
0,04	-16,7	-14,0	-12,2	-10,7	-9,2	-7,7	-6,2	-4,8	-3,4	-2,1	-1,5
0,08	-16,2	-13,0	-11,1	-9,5	-8,0	-6,4	-4,8	-3,4	-1,9	-0,6	0,0
0,12	-15,5	-11,9	-9,9	-8,2	-6,5	-4,9	-3,3	-1,8	-0,3	1,0	1,6
0,16	-14,6	-10,7	-8,5	-6,7	-5,0	-3,3	-1,6	-0,1	1,3	2,7	3,3
0,20	-13,6	-9,2	-6,9	-5,1	-3,2	-1,5	0,1	1,7	3,1	4,5	5,1
0,24	-12,4	-7,5	-5,0	-3,2	-1,3	0,4	2,1	3,6	5,0	6,3	7,0
0,28	-10,9	-5,5	-3,0	-1,1	0,8	2,5	4,2	5,7	7,0	8,2	8,9
0,32	-9,2	-3,4	-0,9	1,0	2,9	4,7	6,2	7,7	9,0	10,1	10,8
0,36	-6,8	-0,6	2,0	3,8	5,7	7,4	8,9	10,2	11,4	12,4	13,1
0,40	-0,5	5,5	7,8	9,5	11,0	12,3	13,4	14,3	15,1	15,7	16,2

Таблица Г.21 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м при $t_k = -25$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-21,8	-19,1	-17,2	-15,5	-13,9	-12,2	-10,6	-9,0	-7,5	-6,1	-5,4
0,04	-21,4	-18,3	-16,3	-14,7	-13,0	-11,4	-9,7	-8,1	-6,6	-5,2	-4,5
0,08	-20,7	-17,3	-15,1	-13,4	-11,6	-9,9	-8,2	-6,5	-5,0	-3,5	-2,8
0,12	-20,0	-16,0	-13,7	-11,9	-10,1	-8,2	-6,5	-4,8	-3,2	-1,7	-1,0
0,16	-19,0	-14,6	-12,2	-10,3	-8,3	-6,4	-4,6	-2,9	-1,3	0,2	0,9
0,20	-17,9	-12,9	-10,4	-8,4	-6,4	-4,4	-2,6	-0,8	0,8	2,2	3,0
0,24	-16,5	-11,0	-8,3	-6,3	-4,2	-2,2	-0,4	1,3	2,9	4,4	5,1
0,28	-14,9	-8,8	-6,0	-3,9	-1,8	0,1	2,0	3,6	5,2	6,5	7,3
0,32	-12,9	-6,4	-3,6	-1,5	0,6	2,6	4,3	5,9	7,4	8,7	9,5
0,36	-10,3	-3,3	-0,4	1,7	3,7	5,7	7,3	8,8	10,1	11,3	12,0
0,40	-3,2	3,6	6,2	8,1	9,8	11,2	12,4	13,5	14,3	15,1	15,6

Таблица Г.22 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м при $t_k = -30$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-26,5	-23,5	-21,4	-19,7	-17,8	-16,0	-14,3	-12,5	-10,9	-9,3	-8,5
0,04	-26,0	-22,6	-20,5	-18,7	-16,9	-15,1	-13,3	-11,6	-9,9	-8,3	-7,6
0,08	-25,3	-21,5	-19,2	-17,3	-15,4	-13,4	-11,6	-9,8	-8,1	-6,5	-5,7
0,12	-24,5	-20,1	-17,6	-15,6	-13,6	-11,6	-9,7	-7,8	-6,1	-4,4	-3,7
0,16	-23,4	-18,6	-15,9	-13,8	-11,7	-9,6	-7,6	-5,7	-3,9	-2,3	-1,5
0,20	-22,2	-16,7	-13,9	-11,7	-9,5	-7,4	-5,3	-3,4	-1,6	0,0	0,8
0,24	-20,7	-14,6	-11,6	-9,4	-7,1	-4,9	-2,9	-1,0	0,8	2,4	3,1
0,28	-18,8	-12,1	-9,0	-6,8	-4,5	-2,3	-0,3	1,6	3,3	4,8	5,6
0,32	-16,7	-9,5	-6,4	-4,1	-1,8	0,4	2,4	4,1	5,8	7,2	8,1
0,36	-13,7	-6,0	-2,8	-0,6	1,7	3,9	5,7	7,3	8,8	10,1	10,9
0,40	-5,8	1,6	4,5	6,6	8,5	10,1	11,4	12,7	13,6	14,4	15,0

Таблица Г.23 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м при $t_k = -35$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-31,2	-28,0	-25,7	-23,8	-21,8	-19,9	-18,0	-16,1	-14,3	-12,7	-11,8
0,04	-30,7	-27,0	-24,7	-22,8	-20,8	-18,9	-16,9	-15,0	-13,2	-11,5	-10,7
0,08	-29,9	-25,7	-23,2	-21,2	-19,1	-17,0	-15,0	-13,1	-11,2	-9,5	-8,7
0,12	-29,0	-24,3	-21,5	-19,4	-17,2	-15,0	-13,0	-10,9	-9,0	-7,3	-6,4
0,16	-27,9	-22,6	-19,6	-17,4	-15,1	-12,8	-10,7	-8,6	-6,7	-4,9	-4,1
0,20	-26,5	-20,5	-17,4	-15,1	-12,7	-10,4	-8,2	-6,1	-4,1	-2,4	-1,5
0,24	-24,8	-18,1	-14,9	-12,5	-10,1	-7,7	-5,5	-3,4	-1,5	0,3	1,1
0,28	-22,8	-15,4	-12,1	-9,6	-7,1	-4,8	-2,6	-0,5	1,3	3,0	3,9
0,32	-20,4	-12,6	-9,1	-6,7	-4,2	-1,8	0,3	2,3	4,1	5,7	6,6
0,36	-17,2	-8,7	-5,3	-2,8	-0,3	2,0	4,0	5,8	7,5	8,9	9,8
0,40	-8,5	-0,3	2,8	5,1	7,2	8,9	10,4	11,8	12,8	13,7	14,4

Таблица Г.24 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м при $t_k = -40$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-35,9	-32,4	-30,0	-28,0	-25,9	-23,8	-21,8	-19,7	-17,9	-16,0	-15,1
0,04	-35,4	-31,4	-28,9	-26,9	-24,8	-22,7	-20,6	-18,6	-16,6	-14,8	-13,9
0,08	-34,5	-30,0	-27,3	-25,1	-22,9	-20,7	-18,6	-16,5	-14,4	-12,6	-11,7
0,12	-33,5	-28,4	-25,5	-23,2	-20,8	-18,5	-16,3	-14,1	-12,0	-10,1	-9,2
0,16	-32,3	-26,6	-23,4	-21,0	-18,5	-16,1	-13,8	-11,5	-9,4	-7,5	-6,6
0,20	-30,8	-24,3	-21,0	-18,5	-15,9	-13,4	-11,0	-8,8	-6,7	-4,8	-3,8
0,24	-29,0	-21,7	-18,3	-15,7	-13,1	-10,5	-8,1	-5,8	-3,8	-1,9	-0,9
0,28	-26,8	-18,8	-15,2	-12,5	-9,9	-7,3	-4,9	-2,7	-0,7	1,1	2,1
0,32	-24,2	-15,6	-12,0	-9,3	-6,6	-4,0	-1,7	0,4	2,3	4,1	5,1
0,36	-20,7	-11,4	-7,7	-5,1	-2,4	0,2	2,3	4,3	6,1	7,6	8,7
0,40	-11,2	-2,3	1,1	3,6	5,8	7,8	9,4	10,9	12,0	13,0	13,7

Таблица Г.25 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м при $t_k = -5$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-3,8	-2,4	-1,3	-0,3	0,8	1,9	2,9	4,0	5,0	6,0	6,5
0,04	-3,6	-2,0	-0,9	0,2	1,3	2,4	3,5	4,6	5,6	6,6	7,1
0,08	-3,2	-1,4	-0,2	1,0	2,2	3,4	4,5	5,6	6,7	7,7	8,2
0,12	-2,8	-0,7	0,7	1,9	3,2	4,4	5,6	6,7	7,8	8,8	9,3
0,16	-2,3	0,1	1,6	3,0	4,3	5,6	6,8	7,9	9,0	10,0	10,5
0,20	-1,7	1,1	2,7	4,1	5,5	6,9	8,1	9,2	10,3	11,2	11,7
0,24	-0,9	2,3	4,0	5,5	6,9	8,3	9,5	10,6	11,6	12,5	13,0
0,28	0,0	3,7	5,5	7,0	8,5	9,8	11,0	12,0	13,0	13,8	14,3
0,32	1,3	5,3	7,1	8,7	10,1	11,4	12,5	13,5	14,3	15,1	15,5
0,36	2,9	7,2	9,0	10,6	12,0	13,2	14,2	15,1	15,8	16,4	16,8
0,40	7,3	11,5	13,2	14,4	15,4	16,2	16,9	17,5	17,9	18,3	18,5

Таблица Г.26 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м при $t_k = -10$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-8,5	-6,9	-5,7	-4,4	-3,2	-1,9	-0,6	0,6	1,8	2,9	3,6
0,04	-8,3	-6,4	-5,1	-3,8	-2,5	-1,2	0,1	1,3	2,5	3,7	4,3
0,08	-7,9	-5,7	-4,3	-2,9	-1,5	-0,1	1,3	2,6	3,8	5,0	5,6
0,12	-7,4	-4,9	-3,3	-1,8	-0,3	1,2	2,6	3,9	5,2	6,3	7,0
0,16	-6,8	-3,9	-2,2	-0,6	1,0	2,6	4,0	5,3	6,6	7,8	8,4
0,20	-6,1	-2,7	-0,9	0,8	2,5	4,1	5,5	6,9	8,1	9,3	9,9
0,24	-5,2	-1,3	0,7	2,4	4,2	5,7	7,2	8,5	9,7	10,8	11,4
0,28	-4,0	0,4	2,5	4,3	6,0	7,6	9,0	10,3	11,4	12,4	13,0
0,32	-2,5	2,3	4,4	6,3	8,0	9,5	10,9	12,0	13,1	14,0	14,5
0,36	-0,6	4,6	6,8	8,6	10,2	11,7	12,9	14,0	14,9	15,6	16,1
0,40	4,7	9,8	11,7	13,2	14,4	15,4	16,2	16,9	17,4	17,9	18,1

Таблица Г.27 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м при $t_k = -15$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-13,3	-11,5	-10,0	-8,6	-7,2	-5,7	-4,3	-2,8	-1,5	-0,2	0,6
0,04	-13,0	-10,9	-9,4	-7,9	-6,4	-4,9	-3,5	-2,0	-0,6	0,7	1,5
0,08	-12,6	-10,1	-8,4	-6,8	-5,2	-3,6	-2,1	-0,6	0,9	2,2	3,0
0,12	-12,0	-9,1	-7,3	-5,6	-3,8	-2,2	-0,5	1,0	2,5	3,8	4,6
0,16	-11,4	-8,0	-6,0	-4,1	-2,3	-0,5	1,1	2,7	4,2	5,5	6,2
0,20	-10,5	-6,6	-4,5	-2,5	-0,6	1,2	2,9	4,5	5,9	7,3	8,0
0,24	-9,4	-4,9	-2,7	-0,6	1,4	3,2	4,9	6,4	7,8	9,1	9,8
0,28	-8,0	-3,0	-0,6	1,5	3,5	5,3	7,0	8,5	9,8	11,0	11,7
0,32	-6,3	-0,7	1,7	3,8	5,8	7,6	9,2	10,6	11,8	12,8	13,5
0,36	-4,1	2,0	4,4	6,5	8,5	10,1	11,6	12,8	13,9	14,8	15,4
0,40	2,1	8,0	10,3	12,0	13,4	14,6	15,5	16,3	16,9	17,4	17,8

Таблица Г.28 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м при $t_k = -20$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-18,1	-16,0	-14,4	-12,8	-11,2	-9,6	-8,0	-6,4	-4,9	-3,4	-2,5
0,04	-17,8	-15,3	-13,7	-12,1	-10,4	-8,7	-7,0	-5,4	-3,8	-2,3	-1,5
0,08	-17,3	-14,4	-12,6	-10,8	-9,0	-7,2	-5,5	-3,8	-2,1	-0,6	0,2
0,12	-16,7	-13,3	-11,3	-9,4	-7,4	-5,5	-3,7	-2,0	-0,3	1,2	2,1
0,16	-15,9	-12,0	-9,8	-7,7	-5,7	-3,7	-1,8	0,0	1,6	3,2	4,0
0,20	-14,9	-10,5	-8,1	-5,9	-3,7	-1,7	0,3	2,0	3,7	5,2	6,0
0,24	-13,7	-8,6	-6,1	-3,7	-1,5	0,6	2,5	4,3	5,9	7,3	8,1
0,28	-12,1	-6,3	-3,7	-1,3	1,0	3,0	4,9	6,6	8,1	9,5	10,3
0,32	-10,1	-3,7	-1,0	1,4	3,6	5,7	7,5	9,0	10,4	11,6	12,4
0,36	-7,6	-0,7	2,1	4,5	6,6	8,6	10,2	11,6	12,9	13,9	14,6
0,40	-0,5	6,2	8,8	10,7	12,4	13,7	14,8	15,7	16,4	17,0	17,4

Таблица Г.29 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м при $t_k = -25$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-22,9	-20,6	-18,8	-17,1	-15,3	-13,5	-11,7	-10,0	-8,3	-6,6	-5,7
0,04	-22,5	-19,8	-18,0	-16,2	-14,4	-12,5	-10,7	-8,9	-7,1	-5,5	-4,6
0,08	-22,0	-18,8	-16,8	-14,8	-12,8	-10,8	-8,9	-7,0	-5,2	-3,5	-2,6
0,12	-21,3	-17,6	-15,3	-13,2	-11,1	-9,0	-7,0	-5,0	-3,2	-1,5	-0,5
0,16	-20,4	-16,1	-13,7	-11,4	-9,1	-6,9	-4,8	-2,8	-1,0	0,7	1,7
0,20	-19,3	-14,4	-11,7	-9,3	-6,9	-4,6	-2,5	-0,5	1,4	3,0	4,0
0,24	-18,0	-12,3	-9,5	-6,9	-4,4	-2,1	0,1	2,0	3,8	5,5	6,4
0,28	-16,2	-9,7	-6,8	-4,1	-1,6	0,7	2,8	4,7	6,4	7,9	8,8
0,32	-14,0	-6,8	-3,8	-1,1	1,4	3,7	5,7	7,5	9,0	10,4	11,2
0,36	-11,1	-3,4	-0,3	2,3	4,8	7,0	8,8	10,4	11,8	13,0	13,7
0,40	-3,2	4,4	7,2	9,4	11,3	12,8	14,0	15,1	15,8	16,5	17,0

Таблица Г.30 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м при $t_k = -30$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-27,7	-25,2	-23,2	-21,4	-19,4	-17,5	-15,6	-13,6	-11,8	-10,0	-9,0
0,04	-27,3	-24,3	-22,4	-20,4	-18,4	-16,4	-14,4	-12,4	-10,5	-8,7	-7,7
0,08	-26,7	-23,2	-21,0	-18,9	-16,7	-14,5	-12,4	-10,4	-8,4	-6,5	-5,5
0,12	-25,9	-21,9	-19,4	-17,1	-14,7	-12,5	-10,2	-8,1	-6,1	-4,2	-3,2
0,16	-25,0	-20,2	-17,6	-15,1	-12,6	-10,2	-7,9	-5,7	-3,6	-1,7	-0,7
0,20	-23,8	-18,3	-15,4	-12,8	-10,1	-7,6	-5,3	-3,1	-1,0	0,8	1,9
0,24	-22,3	-16,0	-12,9	-10,1	-7,4	-4,8	-2,4	-0,3	1,7	3,5	4,5
0,28	-20,3	-13,2	-9,9	-7,0	-4,3	-1,7	0,6	2,7	4,6	6,3	7,3
0,32	-17,9	-9,9	-6,6	-3,7	-0,9	1,6	3,8	5,8	7,6	9,1	10,0
0,36	-14,7	-6,1	-2,7	0,2	2,9	5,3	7,4	9,1	10,7	12,0	12,9
0,40	-5,8	2,6	5,7	8,1	10,2	11,8	13,2	14,4	15,3	16,0	16,6

Таблица Г.31 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м при $t_k = -35$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-32,5	-29,8	-27,7	-25,7	-23,6	-21,5	-19,4	-17,3	-15,4	-13,4	-12,3
0,04	-32,1	-28,9	-26,7	-24,6	-22,5	-20,3	-18,1	-16,0	-14,0	-12,0	-10,9
0,08	-31,4	-27,6	-25,2	-23,0	-20,6	-18,3	-16,0	-13,8	-11,6	-9,6	-8,5
0,12	-30,6	-26,1	-23,5	-21,0	-18,5	-16,0	-13,6	-11,3	-9,1	-7,0	-5,9
0,16	-29,5	-24,4	-21,5	-18,8	-16,1	-13,5	-11,0	-8,6	-6,4	-4,3	-3,2
0,20	-28,2	-22,3	-19,2	-16,3	-13,4	-10,7	-8,1	-5,7	-3,5	-1,4	-0,3
0,24	-26,6	-19,7	-16,4	-13,4	-10,4	-7,6	-5,0	-2,6	-0,4	1,6	2,6
0,28	-24,4	-16,6	-13,1	-10,0	-7,0	-4,2	-1,6	0,7	2,8	4,7	5,7
0,32	-21,7	-13,0	-9,4	-6,3	-3,2	-0,5	2,0	4,1	6,1	7,8	8,8
0,36	-18,2	-8,8	-5,2	-2,0	1,0	3,6	5,9	7,8	9,5	11,0	12,0
0,40	-8,5	0,7	4,1	6,8	9,0	10,9	12,4	13,7	14,7	15,5	16,1

Таблица Г.32 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м при $t_k = -40$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-37,4	-34,4	-32,2	-30,0	-27,8	-25,6	-23,4	-21,1	-19,0	-16,9	-15,7
0,04	-36,9	-33,4	-31,1	-28,9	-26,6	-24,3	-21,9	-19,7	-17,5	-15,4	-14,2
0,08	-36,2	-32,1	-29,5	-27,1	-24,6	-22,1	-19,6	-17,2	-14,9	-12,8	-11,6
0,12	-35,2	-30,5	-27,7	-25,0	-22,3	-19,6	-17,0	-14,5	-12,2	-9,9	-8,7
0,16	-34,1	-28,5	-25,5	-22,6	-19,7	-16,8	-14,1	-11,6	-9,2	-7,0	-5,7
0,20	-32,7	-26,2	-22,9	-19,8	-16,7	-13,8	-11,0	-8,4	-6,0	-3,8	-2,6
0,24	-30,9	-23,5	-19,9	-16,7	-13,4	-10,4	-7,6	-5,0	-2,7	-0,5	0,7
0,28	-28,6	-20,1	-16,3	-13,0	-9,7	-6,7	-3,9	-1,4	0,9	2,9	4,1
0,32	-25,6	-16,2	-12,3	-8,9	-5,6	-2,6	0,0	2,4	4,5	6,4	7,5
0,36	-21,8	-11,6	-7,7	-4,3	-1,0	1,8	4,3	6,5	8,3	9,9	11,0
0,40	-11,2	-1,1	2,5	5,4	7,8	9,9	11,5	13,0	14,1	15,0	15,6

Таблица Г.33 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $2,0 \times 2,0 \times 1,0$ м при $t_k = -5$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-4,8	-4,3	-3,5	-2,6	-1,5	-0,3	1,0	2,4	3,8	5,1	6,2
0,04	-4,8	-4,0	-3,1	-2,0	-0,8	0,6	2,0	3,4	4,9	6,3	7,3
0,08	-4,6	-3,6	-2,5	-1,2	0,3	1,8	3,3	4,9	6,4	7,8	8,8
0,12	-4,5	-3,1	-1,7	-0,2	1,5	3,2	4,9	6,5	8,0	9,5	10,5
0,16	-4,2	-2,4	-0,7	1,1	3,0	4,8	6,6	8,3	9,8	11,2	12,1
0,20	-3,8	-1,5	0,6	2,7	4,8	6,7	8,5	10,1	11,6	12,9	13,7
0,24	-3,3	-0,2	2,2	4,6	6,8	8,8	10,5	12,1	13,4	14,5	15,3
0,28	-2,4	1,6	4,3	6,9	9,1	11,0	12,6	14,0	15,2	16,1	16,7
0,32	-1,0	4,0	6,9	9,5	11,6	13,4	14,8	15,9	16,8	17,5	18,0
0,36	1,3	7,1	10,1	12,5	14,4	15,8	16,9	17,7	18,3	18,7	19,0
0,40	7,3	13,1	15,5	17,0	17,9	18,6	19,0	19,3	19,5	19,7	19,8

Таблица Г.34 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $2,0 \times 2,0 \times 1,0$ м при $t_k = -10$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-9,8	-9,1	-8,3	-7,2	-5,9	-4,5	-3,0	-1,4	0,2	1,9	3,1
0,04	-9,7	-8,9	-7,8	-6,5	-5,1	-3,5	-1,8	-0,1	1,6	3,2	4,4
0,08	-9,6	-8,4	-7,1	-5,5	-3,8	-2,0	-0,2	1,6	3,4	5,1	6,3
0,12	-9,4	-7,8	-6,2	-4,3	-2,3	-0,3	1,6	3,6	5,4	7,1	8,3
0,16	-9,1	-7,0	-5,0	-2,8	-0,6	1,6	3,7	5,7	7,5	9,1	10,3
0,20	-8,6	-5,8	-3,4	-0,9	1,5	3,8	6,0	7,9	9,7	11,2	12,3
0,24	-7,9	-4,3	-1,4	1,4	4,0	6,3	8,4	10,3	11,9	13,3	14,2
0,28	-6,9	-2,2	1,1	4,1	6,7	9,0	11,0	12,7	14,0	15,2	15,9
0,32	-5,2	0,7	4,2	7,3	9,8	11,9	13,6	15,0	16,1	16,9	17,5
0,36	-2,5	4,4	8,0	10,9	13,1	14,8	16,1	17,1	17,8	18,4	18,7
0,40	4,7	11,7	14,5	16,3	17,5	18,3	18,8	19,2	19,4	19,6	19,7

Таблица Г.35 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $2,0 \times 2,0 \times 1,0$ м при $t_k = -15$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-14,8	-14,0	-13,1	-11,8	-10,4	-8,8	-7,0	-5,2	-3,4	-1,5	-0,1
0,04	-14,7	-13,7	-12,5	-11,1	-9,4	-7,6	-5,7	-3,8	-1,8	0,1	1,5
0,08	-14,5	-13,2	-11,7	-9,9	-8,0	-5,9	-3,8	-1,7	0,3	2,3	3,7
0,12	-14,3	-12,5	-10,6	-8,5	-6,3	-4,0	-1,7	0,5	2,6	4,6	6,0
0,16	-13,9	-11,5	-9,2	-6,7	-4,2	-1,7	0,7	3,0	5,1	7,0	8,4
0,20	-13,4	-10,2	-7,4	-4,6	-1,8	0,9	3,4	5,7	7,7	9,5	10,7
0,24	-12,6	-8,4	-5,1	-1,9	1,1	3,8	6,3	8,4	10,3	11,9	13,0
0,28	-11,4	-6,0	-2,2	1,2	4,3	7,0	9,3	11,2	12,9	14,2	15,1
0,32	-9,5	-2,7	1,4	5,0	7,9	10,4	12,4	14,0	15,3	16,3	17,0
0,36	-6,3	1,7	5,9	9,2	11,8	13,8	15,4	16,5	17,4	18,1	18,5
0,40	2,1	10,2	13,5	15,6	17,0	17,9	18,6	19,0	19,3	19,5	19,6

Таблица Г.36 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $2,0 \times 2,0 \times 1,0$ м при $t_k = -20$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-19,7	-18,9	-17,8	-16,5	-14,9	-13,1	-11,1	-9,1	-7,1	-5,0	-3,4
0,04	-19,6	-18,5	-17,2	-15,6	-13,8	-11,8	-9,6	-7,5	-5,3	-3,2	-1,6
0,08	-19,5	-18,0	-16,3	-14,3	-12,2	-9,9	-7,5	-5,2	-2,9	-0,7	0,9
0,12	-19,2	-17,2	-15,1	-12,7	-10,2	-7,6	-5,1	-2,6	-0,2	2,0	3,6
0,16	-18,8	-16,1	-13,5	-10,7	-7,9	-5,0	-2,3	0,2	2,6	4,8	6,3
0,20	-18,2	-14,6	-11,5	-8,3	-5,1	-2,1	0,7	3,3	5,6	7,7	9,1
0,24	-17,3	-12,6	-8,9	-5,3	-1,9	1,2	4,0	6,5	8,6	10,5	11,7
0,28	-15,9	-9,8	-5,6	-1,7	1,8	4,9	7,5	9,8	11,6	13,2	14,2
0,32	-13,8	-6,0	-1,4	2,6	6,0	8,8	11,1	13,0	14,4	15,6	16,4
0,36	-10,1	-1,0	3,7	7,5	10,5	12,8	14,6	15,9	16,9	17,7	18,2
0,40	-0,5	8,7	12,4	14,9	16,5	17,6	18,3	18,8	19,2	19,4	19,6

Таблица Г.37 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $2,0 \times 2,0 \times 1,0$ м при $t_k = -25$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-24,7	-23,8	-22,6	-21,1	-19,4	-17,4	-15,3	-13,1	-10,9	-8,6	-6,9
0,04	-24,6	-23,4	-22,0	-20,2	-18,2	-16,0	-13,7	-11,3	-8,9	-6,5	-4,8
0,08	-24,4	-22,8	-20,9	-18,8	-16,4	-13,9	-11,3	-8,7	-6,1	-3,7	-1,9
0,12	-24,1	-21,9	-19,6	-17,0	-14,2	-11,4	-8,6	-5,8	-3,1	-0,6	1,1
0,16	-23,7	-20,7	-17,9	-14,8	-11,6	-8,5	-5,5	-2,6	0,1	2,5	4,2
0,20	-23,0	-19,0	-15,6	-12,0	-8,5	-5,2	-2,0	0,9	3,5	5,8	7,4
0,24	-22,0	-16,7	-12,7	-8,7	-4,9	-1,4	1,7	4,5	6,9	9,0	10,4
0,28	-20,5	-13,7	-9,0	-4,6	-0,7	2,7	5,7	8,2	10,3	12,1	13,3
0,32	-18,0	-9,4	-4,3	0,2	4,0	7,2	9,8	11,9	13,6	14,9	15,8
0,36	-14,0	-3,8	1,5	5,8	9,1	11,7	13,7	15,3	16,4	17,3	17,9
0,40	-3,2	7,2	11,4	14,1	15,9	17,2	18,0	18,6	19,0	19,3	19,5

Таблица Г.38 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $2,0 \times 2,0 \times 1,0$ м при $t_k = -30$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-29,7	-28,7	-27,4	-25,8	-24,0	-21,9	-19,6	-17,2	-14,8	-12,3	-10,4
0,04	-29,6	-28,3	-26,7	-24,8	-22,6	-20,3	-17,7	-15,2	-12,6	-10,0	-8,1
0,08	-29,4	-27,6	-25,6	-23,3	-20,7	-17,9	-15,1	-12,3	-9,5	-6,8	-4,9
0,12	-29,0	-26,6	-24,1	-21,3	-18,3	-15,2	-12,1	-9,1	-6,2	-3,4	-1,5
0,16	-28,6	-25,3	-22,2	-18,9	-15,4	-12,0	-8,7	-5,5	-2,6	0,1	2,0
0,20	-27,8	-23,5	-19,7	-15,8	-12,0	-8,3	-4,8	-1,7	1,2	3,8	5,5
0,24	-26,7	-21,0	-16,5	-12,1	-8,0	-4,1	-0,7	2,4	5,1	7,5	9,0
0,28	-25,0	-17,6	-12,5	-7,6	-3,3	0,5	3,8	6,6	9,0	11,0	12,2
0,32	-22,3	-12,9	-7,3	-2,3	2,0	5,5	8,4	10,7	12,6	14,2	15,1
0,36	-17,8	-6,6	-0,8	3,9	7,7	10,6	12,9	14,6	15,9	16,9	17,5
0,40	-5,9	5,6	10,3	13,3	15,4	16,8	17,8	18,4	18,9	19,2	19,4

Таблица Г.39 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $2,0 \times 2,0 \times 1,0$ м при $t_k = -35$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-34,7	-33,6	-32,3	-30,6	-28,6	-26,3	-23,9	-21,3	-18,7	-16,1	-14,1
0,04	-34,5	-33,1	-31,5	-29,4	-27,1	-24,6	-21,9	-19,1	-16,3	-13,6	-11,6
0,08	-34,3	-32,4	-30,3	-27,8	-25,0	-22,1	-19,0	-16,0	-13,0	-10,1	-8,0
0,12	-34,0	-31,3	-28,7	-25,7	-22,4	-19,1	-15,7	-12,5	-9,3	-6,3	-4,2
0,16	-33,4	-29,9	-26,6	-23,0	-19,3	-15,6	-12,0	-8,5	-5,3	-2,4	-0,3
0,20	-32,7	-27,9	-23,9	-19,7	-15,5	-11,5	-7,7	-4,3	-1,1	1,7	3,6
0,24	-31,5	-25,2	-20,4	-15,6	-11,1	-6,9	-3,1	0,2	3,2	5,8	7,5
0,28	-29,6	-21,5	-16,0	-10,7	-6,0	-1,8	1,8	4,9	7,5	9,7	11,2
0,32	-26,7	-16,4	-10,3	-4,8	-0,2	3,7	6,9	9,5	11,6	13,4	14,5
0,36	-21,7	-9,4	-3,2	2,1	6,2	9,5	11,9	13,9	15,3	16,5	17,2
0,40	-8,5	4,1	9,2	12,5	14,8	16,4	17,5	18,2	18,7	19,1	19,3

Таблица Г.40 – Распределение температур пластины рекуператора с габаритами $2,0 \times 2,0 \times 1,0$ м при $t_k = -40$ °С

Ось у, м	Температура на поверхности пластины на оси х, м										
	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
0,00	-39,7	-38,5	-37,1	-35,3	-33,2	-30,8	-28,3	-25,6	-22,8	-20,0	-17,9
0,04	-39,5	-38,0	-36,3	-34,1	-31,7	-29,0	-26,1	-23,2	-20,2	-17,2	-15,1
0,08	-39,3	-37,2	-35,0	-32,3	-29,4	-26,3	-23,0	-19,8	-16,6	-13,5	-11,2
0,12	-38,9	-36,1	-33,3	-30,0	-26,6	-23,0	-19,4	-15,9	-12,6	-9,3	-7,1
0,16	-38,3	-34,5	-31,0	-27,2	-23,2	-19,2	-15,3	-11,6	-8,2	-5,0	-2,8
0,20	-37,5	-32,4	-28,1	-23,6	-19,1	-14,8	-10,7	-7,0	-3,5	-0,4	1,6
0,24	-36,2	-29,5	-24,3	-19,2	-14,3	-9,8	-5,7	-2,0	1,2	4,1	6,0
0,28	-34,2	-25,4	-19,5	-13,8	-8,7	-4,2	-0,2	3,1	6,0	8,5	10,1
0,32	-31,0	-19,9	-13,3	-7,4	-2,3	1,9	5,4	8,3	10,6	12,5	13,7
0,36	-25,6	-12,3	-5,5	0,2	4,7	8,2	11,0	13,1	14,7	16,0	16,8
0,40	-11,3	2,5	8,0	11,7	14,2	15,9	17,1	18,0	18,5	19,0	19,2

Приложение Д – Распределение массовой доли водяного пара в канале удаляемого воздуха

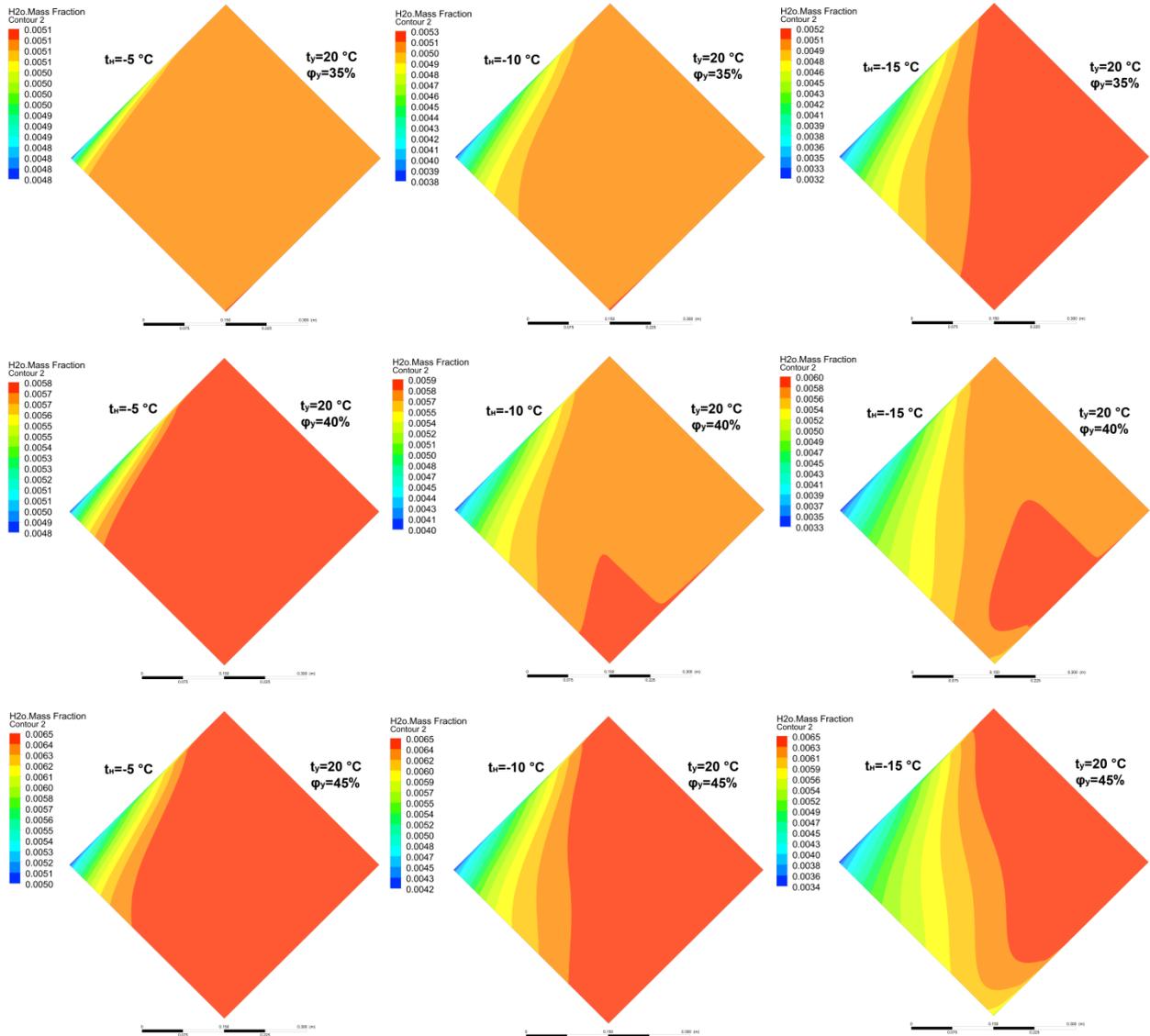


Рисунок Д.1 – Поля массовых долей водяного пара в продольном сечении, проходящем через центр канала удаляемого воздуха, рекуператора с габаритами 0,4 × 0,4 × 0,2 м

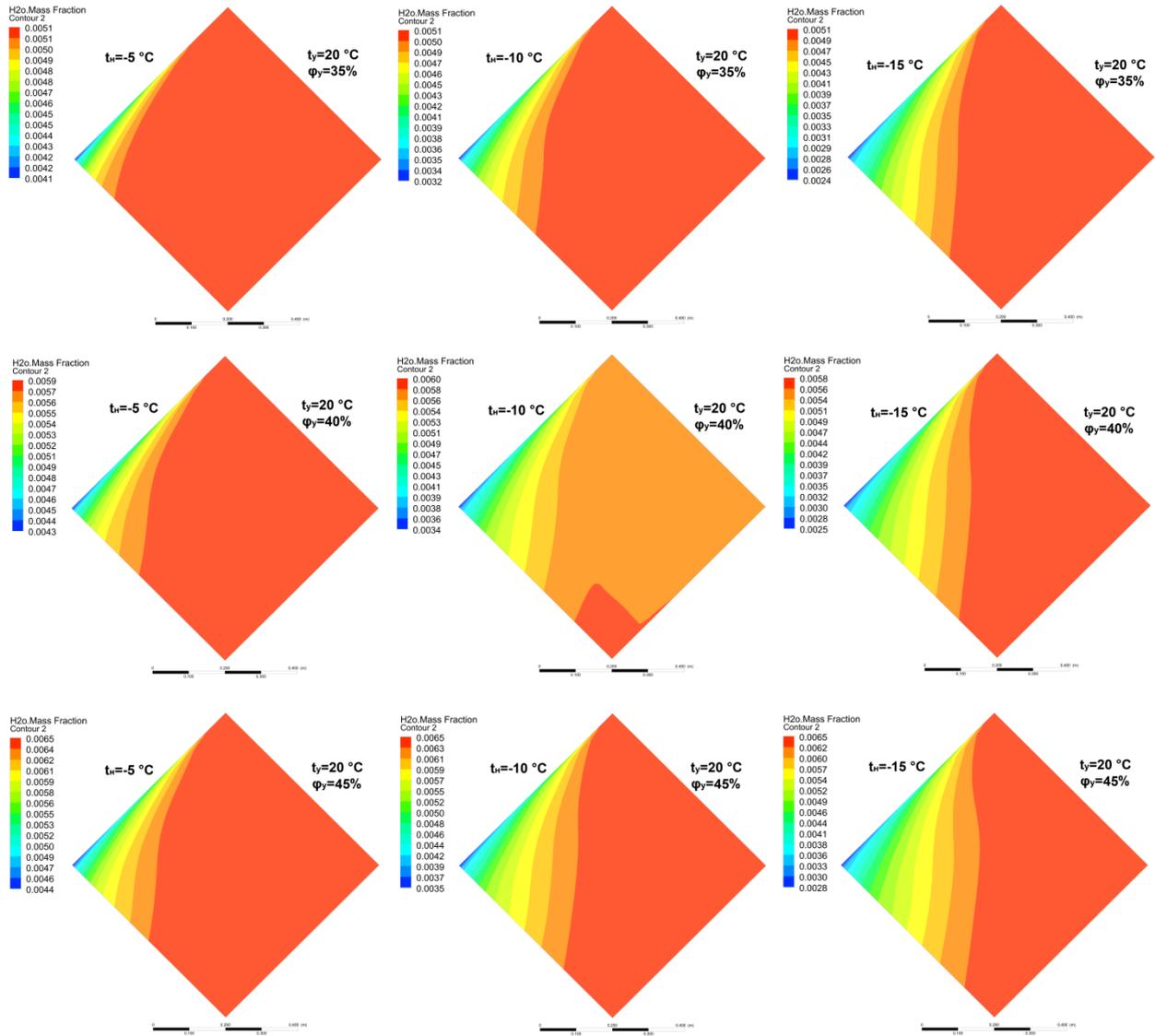


Рисунок Д.2 – Поля массовых долей водяного пара в продольном сечении, проходящем через центр канала удаляемого воздуха, рекуператора с габаритами $0,6 \times 0,6 \times 0,3$ м

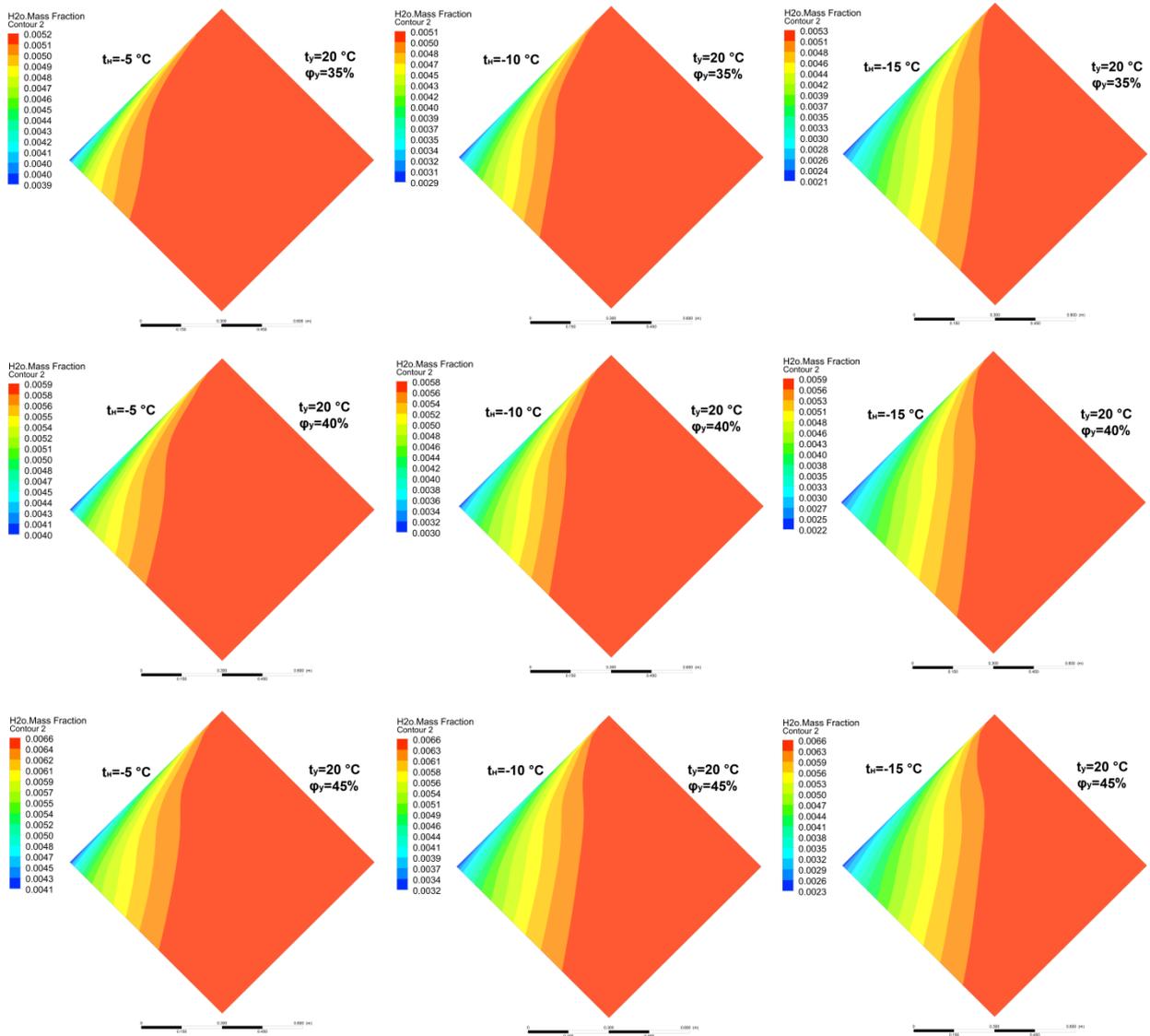


Рисунок Д.3 – Поля массовых долей водяного пара в продольном сечении, проходящем через центр канала удаляемого воздуха, рекуператора с габаритами $0,8 \times 0,8 \times 0,4$ м

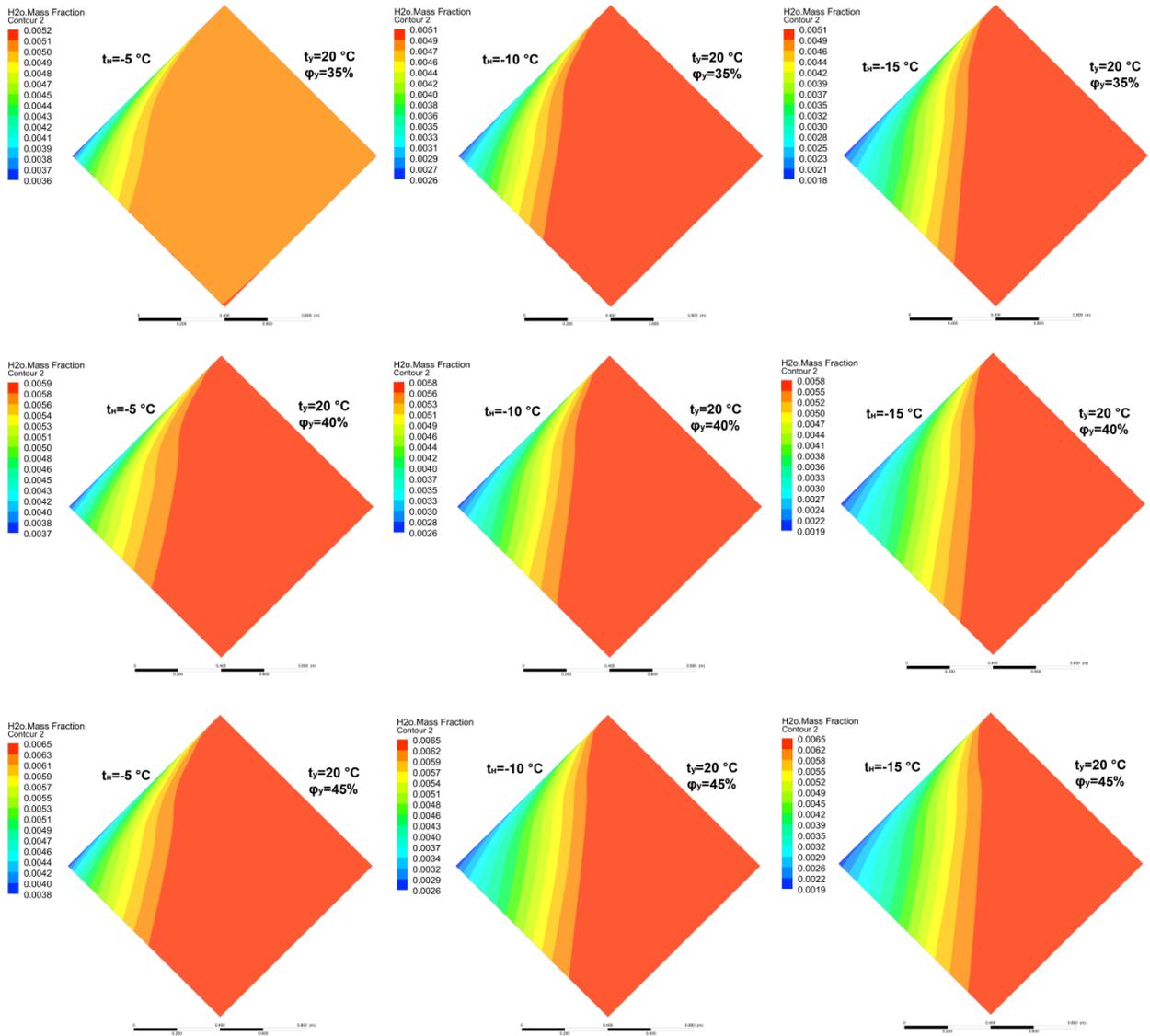


Рисунок Д.4 – Поля массовых долей водяного пара в продольном сечении, проходящем через центр канала удаляемого воздуха, рекуператора с габаритами $1,0 \times 1,0 \times 0,5$ м

Приложение Е – Свидетельство о государственной регистрации программы
для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2023611622

**Программа теплового расчета пластинчатого
перекрестно-точного рекуператора воздуха**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский государственный архитектурно-
строительный университет» (RU)*

Автор(ы): *Вдовичев Антон Андреевич (RU)*

Заявка № **2023610454**

Дата поступления **11 января 2023 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **23 января 2023 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Ю.С. Зубов



Приложение Ж – Внедрение результатов исследования

УТВЕРЖДАЮ:

Заместитель генерального директора -
 Директор Северо-Западного филиала
 ПАО «ГИПРОСВЯЗЬ», к.т.н.
 Пяттаев В.О.
 06 2023 г.



АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы

Вдовичева Антона Андреевича

Комиссия в составе:

председатель: заместитель директора филиала по научной деятельности,
 к.т.н. Цуприков А.Л.

член комиссии: начальник отдела комплексного проектирования Пачковская
 И.В.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы
 «Повышение эффективности пластинчатых рекуператоров систем
 вентиляции и кондиционирования воздуха» аспиранта ФГБОУ ВО
 «СПбГАСУ» Вдовичева А.А. использованы при разработке рабочей
 документации «Выполнение проектных работ по перепланировке
 помещений. Адрес объекта: РФ, ХМАО-Югра, Тюменская область, г.
 Нижневартовск ул. Мира, д.63 Нежилое помещение №2 в г. Нижневартовск,
 ул. Мира, 63 общей площадью 322,1 м²».

Разработанная в рамках диссертационного исследования Программа
 теплового расчета пластинчатого перекрестно-точного рекуператора воздуха
 была применена при подборе теплоутилизатора систем приточно-вытяжной
 вентиляции.

Положительным эффектом от применения Программы можно считать
 возможность определения оптимальных размеров установки и ее
 температурной эффективности, сокращение времени и затрат при
 осуществлении инженерного расчета и, соответственно, повышение
 производительности проектирования систем вентиляции и
 кондиционирования воздуха.

Председатель: Цуприков А.Л.

ФИО

Член комиссии: Пачковская И.В.

ФИО

Подпись

Подпись

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет» (СПбГАСУ)

2-я Красноармейская ул., 4, Санкт-Петербург, 190005
Тел.: (812) 400-06-67 Факс: (812) 316-58-72; rector@spbgasu.ru; www.spbgasu.ru
ОКПО 02068580; ОГРН 1027810225310; ИНН/КПП 7809011023/783901001

№ _____
На № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ
Первый проректор
СПбГАСУ,
канд. архитектуры, доцент



С.Г.Головина
« » 2023 г.

АКТ

о практическом использовании научных результатов
диссертационной работы Вдовичева А.А. в учебном процессе СПбГАСУ

Мы, нижеподписавшиеся, заведующий кафедрой «Теплогасоснабжение и вентиляция» канд. физ.-мат. наук доцент Н.С. Пономарев, профессор кафедры «Теплогасоснабжение и вентиляция» д.т.н. профессор В.М. Уляшева, доцент кафедры «Теплогасоснабжение и вентиляция» к.т.н. доцент В.А. Пухкал, составили настоящий акт о том, что научные результаты диссертационной работы Вдовичева Антона Андреевича на тему «Повышение эффективности пластинчатых рекуператоров систем вентиляции и кондиционирования воздуха»:

- выведенные зависимости расчета температурной эффективности перекрестно-точных рекуператоров теплоты для систем вентиляции и кондиционирования воздуха;
- данные экспериментальных исследований и численного моделирования процессов теплообмена в пластинчатых рекуператорах теплоты,

используются в учебном процессе на кафедре «Теплогасоснабжение и вентиляция» в лекционных курсах, практических занятиях и курсовом проектировании при изучении дисциплин «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» (направление подготовки 13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника), «Специальные разделы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха» (направление подготовки 08.04.01 Строительство).

Председатель
зав. кафедрой, канд. физ.-мат. н. доцент



Н.С. Пономарев

Члены комиссии:
профессор, д.т.н., профессор



В.М. Уляшева

доцент, к.т.н., доцент



В.А. Пухкал