

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

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

*На правах рукописи*

**ТИМОФЕЕВ Александр Васильевич**

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ  
С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ ДЛЯ 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:  
кандидат технических наук, доцент  
**ЯКОВЛЕВ Виктор Александрович**

Санкт-Петербург – 2024 г.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА .....	10
1.1 Сравнительный анализ методов утилизации теплоты в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.....	10
1.2 Основные технические решения теплообменников с тепловыми трубами..	13
1.3 Применение теплообменников с тепловыми трубами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.....	16
1.4 Расчет теплообменников с тепловыми трубами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха .....	32
1.5 Выводы по разделу 1.....	34
2 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ.....	36
2.1 Анализ теплофизических характеристик тепловых труб .....	36
2.2 Методика расчета теплоутилизаторов с тепловыми трубами .....	51
2.3 Основные технические решения предлагаемой конструкции теплообменного аппарата.....	56
2.4 Выводы по разделу 2.....	63
3 ЧИСЛЕННЫЕ И ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ.....	64
3.1 Разработка геометрической модели для численного эксперимента.....	64
3.2 Постановка задачи численного эксперимента .....	66
3.3 Разработка лабораторного испытательного стенда, планирование эксперимента.....	70
3.3.1 Постановка задач исследований .....	70
3.3.2 Определение внутренних утечек .....	72
3.3.3 Определение показателей эффективности теплообмена .....	73
3.3.4 Определение потерь давления .....	75
3.4 Методика статистической обработки экспериментальных данных .....	77

3.5 Выводы по разделу 3.....	78
4 КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН И АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ШАХМАТНЫХ ПУЧКОВ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ.....	79
4.1 Результаты исследования теплообмена шахматных пучков тепловых труб	79
4.2 Результаты исследования аэродинамического сопротивления шахматных пучков тепловых труб.....	96
4.3 Рекомендации по применению теплообменников с тепловыми трубами в приточно-вытяжных системах вентиляции и кондиционирования воздуха.....	108
4.4 Выводы по разделу 4.....	110
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	112
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	114
Приложение А – Расчет теплообменного аппарата по инженерной методике ....	131
Приложение Б – Результаты численного моделирования теплообменных аппаратов.....	138
Приложение В – Результаты лабораторного эксперимента .....	147
Приложение Г – Распределение скоростей и температур потока вытяжного воздуха по ширине и высоте канала на расстоянии $6 \cdot d_3$ , $d_3$ от теплообменного аппарата.....	149
Приложение Д – Расчет постоянной $B$ для критериального уравнения Нуссельта .....	154
Приложение Е – Расчет постоянной $C$ для уравнения Эйлера.....	162
Приложение Ж – Патент на изобретение .....	175
Приложение И – Акты внедрения результатов диссертационной работы.....	176

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность выбранной темы.** К основным потребителям тепловой энергии в зданиях общественного назначения относятся системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Для поддержания условий комфортного микроклимата в помещениях потребляется до 60 % затрачиваемых энергоресурсов. Усовершенствование инженерных систем вентиляции и кондиционирования помогает сократить как расходы на потребление электроэнергии, так и воздействие вредных выбросов в атмосферу на окружающую среду.

Важным направлением использования низкопотенциальной тепловой энергии является утилизация теплоты вытяжного воздуха для подогрева приточного наружного воздуха. Данный подход к проектированию инженерных систем обеспечения микроклимата помещений позволяет снизить расходы на нагрев приточного воздуха и повысить тепловую эффективность систем. Для утилизации теплоты удаляемого воздуха следует предусматривать установку рекуперативных теплоутилизационных устройств, конструкции которых позволяют обеспечить высокую тепловую эффективность процессов утилизации.

**Степень разработанности темы исследования.** Теоретическими основами работы являются исследования российских и зарубежных ученых, таких как: В.Н. Богословский, С.М. Анисимов, Л.Л. Васильев, А.В. Цыганков, В.М. Уляшева, А.А. Жаров, А.Л. Шкаровский, А.А. Жукаускас, Д.В. Зеленцов, А.Я. Креслинь, А.Г. Лаптев, А.Л. Лукс, А.В. Овсянник, Рд. Тийгисте, А.Р. Ферт, В.П. Фролов, А.Я. Шелгинский, Х. Йохара (H. Jouhara), Р. Сукарно (R. Sukarno), Х. Арат (H. Arat), Р. Ариди (R. Aridi), Е. Азад (E. Azad), Г. Баретто (G. Barreto), К. Беркет (K. Beckert) и др., труды которых посвящены основополагающим вопросам и проблемам утилизации теплоты в системах обеспечения микроклимата помещений.

**Цель работы** заключается в повышении эффективности утилизаторов теплоты с тепловыми трубами (термосифонами) в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

**Задачи исследования:**

- выполнить анализ применения систем утилизации теплоты с тепловыми трубами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха;
- усовершенствовать технические решения теплообменного аппарата с тепловыми трубами;
- разработать математическую модель теплообменника с тепловыми трубами и выполнить численное моделирование;
- разработать экспериментальный стенд для изучения теплообменника с тепловыми трубами и провести исследования;
- провести исследования теплообмена и аэродинамических показателей трубных пучков трубчато-пластинчатых теплообменников с шахматной схемой размещения труб;
- разработать рекомендации по эффективному использованию рекуперативных утилизаторов с тепловыми трубами для систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

**Объект исследования** – рекуперативные утилизаторы теплоты вытяжного воздуха с тепловыми трубами для систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

**Предмет исследования** – тепловые и аэродинамические характеристики утилизатора теплоты вытяжного воздуха с тепловыми трубами в приточно-вытяжных установках систем вентиляции.

**Методы исследования.** Основой исследования являются теоретические положения в области тепломассообмена и гидрогазодинамики в рекуперативных установках подогрева приточного воздуха, методы планирования эксперимента и теоретических положений численного анализа физических процессов.

**Область исследования** соответствует паспорту специальности 2.1.3 «Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение», а именно п. 3: «Разработка и совершенствование систем теплогазоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха, разработка методов энергосбережения систем и элементов теплоснабжения, вентиляции, кондиционирования воз-

духа, газоснабжения и освещения, охраны воздушного бассейна, защиты от шума зданий и сооружений, аспирации и пневмотранспорта, включая использование альтернативных, вторичных и возобновляемых источников энергии; развитие методов моделирования многофазных потоков и динамических процессов в аэродисперсных системах» и 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 достижении следующих результатов:

1. Установлена адекватность применения периодических границ и модели турбулентности  $k-\varepsilon$  (*Realizable*) на основе результатов лабораторного и численного исследований рекуператора с тепловыми трубами приточно-вытяжных систем вентиляции.

2. Получены зависимости мощности тепловых труб (термосифонов) от температуры вытяжного воздуха для различных капиллярных структур фитиля при использовании хладагентов R134A, R410A и R407C.

3. Получены новые зависимости термического коэффициента эффективности и аэродинамического сопротивления рекуператоров с тепловыми трубами для приточно-вытяжных систем вентиляции от шага оребрения и высоты ребра на основании численного и лабораторного экспериментов.

4. Установлена экспериментальная зависимость критерия Нуссельта для внешней поверхности теплообмена тепловых труб при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте рёбер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине рёбер  $2,5 < s/\delta < 12,5$ .

5. Установлена экспериментальная зависимость критерия Эйлера для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом

оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте рёбер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине рёбер  $2,5 < s/\delta < 12,5$ , а также соотношении  $(1 - d/s'_2)/(a - 1) \leq 0,24$ .

**Теоретическая значимость работы** заключается в получении: критериальной зависимости Нуссельта для внешней поверхности теплообмена трубного пучка при сплошном гладком пластинчатом оребрении с шахматным расположением трубок; критериальной зависимости Эйлера для трубных пучков теплообменных аппаратов при сплошном гладком пластинчатом оребрении с шахматным расположением трубок.

**Практическая значимость** заключается в:

- совершенствовании методики расчёта рекуперативных утилизаторов теплоты вытяжного воздуха с тепловыми трубами;
- возможность разделения потоков приточного и вытяжного воздуха в целях предотвращения загрязнения приточного воздуха вытяжным;
- разработке рекомендаций по эффективному использованию рекуперативных утилизаторов с тепловыми трубами в приточно-вытяжных системах вентиляции.

Результаты исследований внедрены на предприятии АО «ОКБ-Планета» и в учебном процессе кафедры Теплогазоснабжения и вентиляции Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета, что подтверждается актами о внедрении полученных результатов.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Зависимости тепловой мощности рекуператоров с тепловыми трубами (термосифонами) от температуры вытяжного воздуха систем вентиляции для различных капиллярных структур фитиля.
2. Математические модели с периодическими границами и моделями турбулентности  $k-\varepsilon$  (*Realizable*) рекуператора с тепловыми трубами приточно-вытяжных систем вентиляции.

3. Зависимости термического коэффициента эффективности и аэродинамического сопротивления рекуператоров с тепловыми трубами для приточно-вытяжных систем вентиляции от шага оребрения и высоты ребра.

4. Экспериментальная зависимость критерия Нуссельта для внешней поверхности для внешней поверхности теплообмена тепловых труб при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок.

5. Экспериментальная зависимость критерия Эйлера для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок.

6. Рекомендации по применению теплообменников с тепловыми трубами в приточно-вытяжных системах вентиляции.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Достоверность результатов исследований обеспечивается использованием современных методов научных исследований, включая применение высокоточного оборудования в лабораторных экспериментах, передовых технологий компьютерного численного моделирования, а также соответствием результатов численного моделирования результатам лабораторных измерений. Это подтверждается успешным внедрением результатов исследований в практическую деятельность предприятия.

Основные результаты исследования докладывались на конференциях: II Всероссийская научно-практическая конференция «Проблемы и перспективы развития электроэнергетики и электротехники», г. Казань, 2020 г.; 76-я научная конференция профессорско-преподавательского состава и аспирантов университета «Архитектура – Строительство – Транспорт», г. Санкт-Петербург, 2022 г.; 16-й Минский международный форум по теплообмену к 70-летию института тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, 2022 г.; Всероссийская научно-практическая конференция «Современные проблемы развития Европейского Севера», г. Ухта, Республика Коми, 2023 г.; II Межрегиональной конференции развития строительной отрасли, ВоГУ, г. Вологда, 2023 г.

**Публикации.** Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 6 печатных работах, общим объёмом 4,1 п.л., из которых 3 статьи в научных журналах, рекомендованных ВАК, и получен 1 патент на изобретение.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав с выводами по каждой из них, заключения. Диссертация содержит 177 страницы машинописного текста, 46 таблиц, 71 рисунка, 68 формул, 8 приложений и список литературы из 141 наименования работ отечественных и зарубежных авторов.

# 1 УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

## 1.1 Сравнительный анализ методов утилизации теплоты в системах вентиляции и кондиционирования воздуха

Расход тепловой энергии на подогрев приточного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха по усредненным данным [64] составляет от 40 до 80% от общего теплопотребления здания. Для сокращения энергопотребления сегодня активно применяются утилизаторы теплоты в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

Наиболее распространенные типы систем и теплообменников для утилизации теплоты вентиляционных выбросов представлены в [23, 28].

Вопросам эффективности использования теплоты в системах обеспечения микроклимата помещений посвящены исследования многих отечественных и зарубежных ученых: С.М. Анисимова [1], В.Н. Богословского [5, 6], Л.Л. Васильева [9 – 15], А.А. Жарова [22], А.А. Жукаускаса [23], А.Я. Креслинь [28], А.Г. Лаптева [29], А.Л. Лукса [31, 32], А.В. Овсянник [40], Д.В. Зеленцова [41], А.В. Цыганкова [45], Рд. Тийгисте [55], В.М. Уляшевой [59], А.Р. Ферт [60 – 62], В.П. Фролова [63], А.Я. Шелгинского [70], А.Л. Шкаровского [71] и др.

Значительный вклад в развитие энергосбережения внесли В.Н. Богословский и А.Р. Ферт, чьи исследования направлены на создание энергоэффективных систем обработки воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха и изучение температурной эффективности устройств утилизации теплоты. В своих трудах они широко применяли методы математического моделирования процессов теплообмена в теплообменниках и термодинамический анализ изменения состояния влажного воздуха. Также стоит отметить исследования Л.Л. Васильева [9 – 15], посвященные разработке оборудования с тепловыми трубами и изучению их тепловой эффективности в системах утилизации тепловой энергии вентиляционных выбросов.

Среди зарубежных авторов следует выделить работы ученых: Х. Йохара (H. Jouhara) [111 – 114], Р. Сукарно (R. Sukarno) [134 – 136], Х. Арат (H. Arat) [79], Р. Ариди (R. Aridi) [80], Е. Азад (E. Azad) [81, 82], Г. Баретто (G. Barreto) [85], К. Беркет (K. Beckert) [86]. В работе [80] проведен анализ технических решений и даны рекомендации по утилизации теплоты в системах обеспечения микроклимата помещений. Работы Х. Йохара (H. Jouhara) [111 – 114] посвящены оценке возможной экономии тепловой энергии путём установки в системах вентиляции жилых помещений теплоутилизаторов с тепловыми трубами. Р. Сукарно (R. Sukarno) [134 – 136] анализ данных, полученных в ходе физического эксперимента теплоутилизаторов с тепловыми трубами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха операционных помещений больниц. Обзор решений по утилизации отработанной теплоты для централизованного теплоснабжения рассмотрен в [112].

Статья [80] посвящена анализу опубликованных работ в период с 1992 по 2020 года в области утилизации теплоты систем вентиляции и кондиционирования воздуха, где отмечается, что 37% публикаций являются аналитическими (рисунк 1.1).

На рисунке 1.2 [6] представлена оценка эффективности теплообменников на основе опыта эксплуатации различных систем утилизации теплоты вытяжного воздуха.

Как показывает анализ, наибольшей эффективностью обладают роторные регенеративные теплообменники с сорбирующей насадкой. Наиболее близки к ним по показателям эффективности теплообменники с тепловыми трубами.

Роторные регенеративные теплообменники допускается применять только в общественных зданиях с продувочным сектором, исключая попадание вытяжного воздуха в приточный воздух. Необходимо также устанавливать дополнительные фильтры и обеззараживатели приточного воздуха [53]. Поэтому перспективными являются исследования, направленные на применение тепловых труб различных типов в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Тепловые трубы позволяют разделить потоки приточного и удаляемого воздуха.

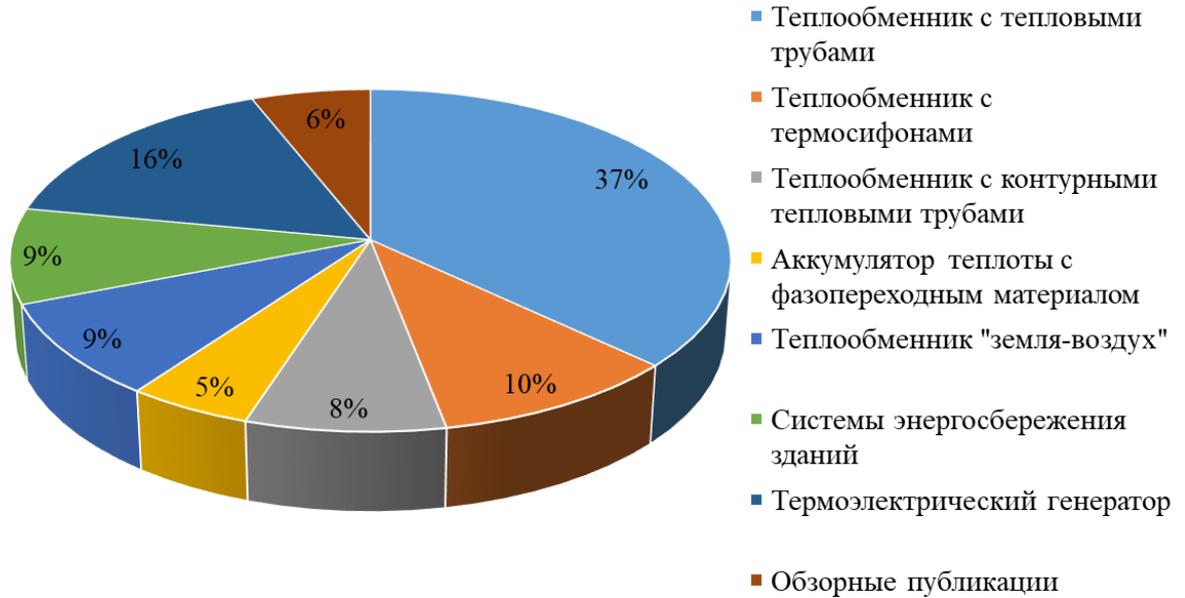


Рисунок 1.1 – Исследовательские работы в области утилизации теплоты [80]

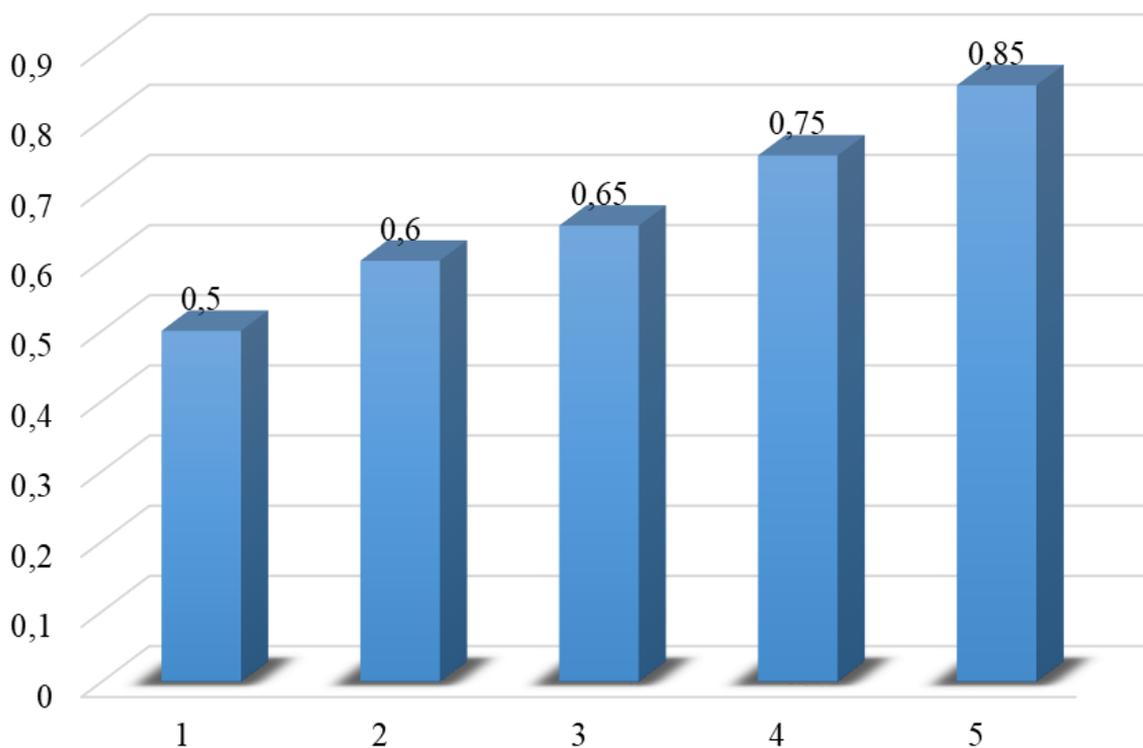


Рисунок 1.2 – Эффективность теплообменников [6]

1 – с промежуточным теплоносителем; 2 – пластинчатые рекуперативные; 3 – с тепловыми трубами; 4, 5 – роторные регенеративные теплообменники с несорбирующей и сорбирующей насадками

## 1.2 Основные технические решения теплообменников с тепловыми трубами

Теплообменные аппараты с тепловыми трубами (ТТ) представляют собой разновидность теплообменников с использованием промежуточного теплоносителя, отличающихся тем, что движение промежуточного теплоносителя осуществляется за счет гравитационных сил и сил поверхностного натяжения [20].

Главной частью теплообменников с тепловыми трубами является труба, загерметизированная с обоих торцов. Внутри трубы создаётся вакуумметрическое или избыточное давление, при этом промежуточный теплоноситель находится в жидком состоянии. Перенос теплоты парообразования производится за счет испарения теплоносителя в испарителе и конденсации его паров в конденсаторе.

По способу транспортировки промежуточного теплоносителя (жидкости) из секции конденсации в секцию испарения ТТ можно выделить три основных типа [20, 25, 65]:

- фитильные – внутренняя поверхность трубы выполнена в виде каналов различной геометрической формы или капиллярно-пористого материала (фитиля); циркуляция теплоносителя вызвана преобладанием капиллярных сил. Такое испарительно-конденсационное устройство обычно называют тепловой трубой (рисунок 1.3, *а*);

- гравитационные или термосифоны – перемещение теплоносителя из области конденсации в область испарения обусловлено преимущественным воздействием гравитационных сил, и данное устройство для испарения и конденсации называется термосифоном (рисунок 1.3, *б*);

- центробежные ТТ – движение конденсата из зоны испарения в зону конденсации за счет центробежных сил при вращении ТТ вокруг своей продольной оси (в настоящей работе не рассматриваются).

Конструкция теплообменника на тепловых трубах для применения в системах вентиляции и кондиционирования воздуха состоит из испарительной и конденсационной секций (рисунок 1.3, 1.4), разделенных межсекционной перегородкой (трубной доской). Испарительная зона тепловых труб находится в вытяжном

воздуховоде и омывается потоком удаляемого воздуха, а конденсационная зона находится в приточном воздуховоде и омывается потоком приточного воздуха.

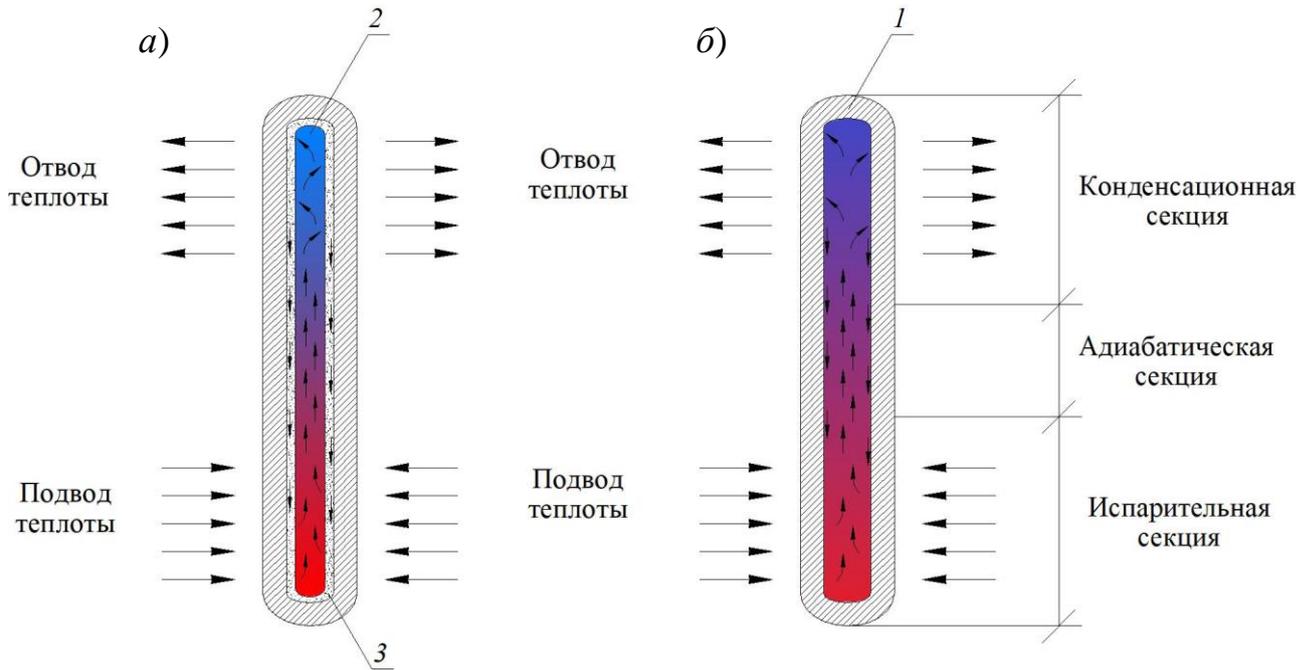


Рисунок 1.3 – Схема работы тепловых труб

а) капиллярная тепловая труба; б) гравитационная труба (термосифон); 1 – корпус тепловой трубы; 2 – промежуточный теплоноситель; 3 – капиллярно-пористая структура (фитиль)

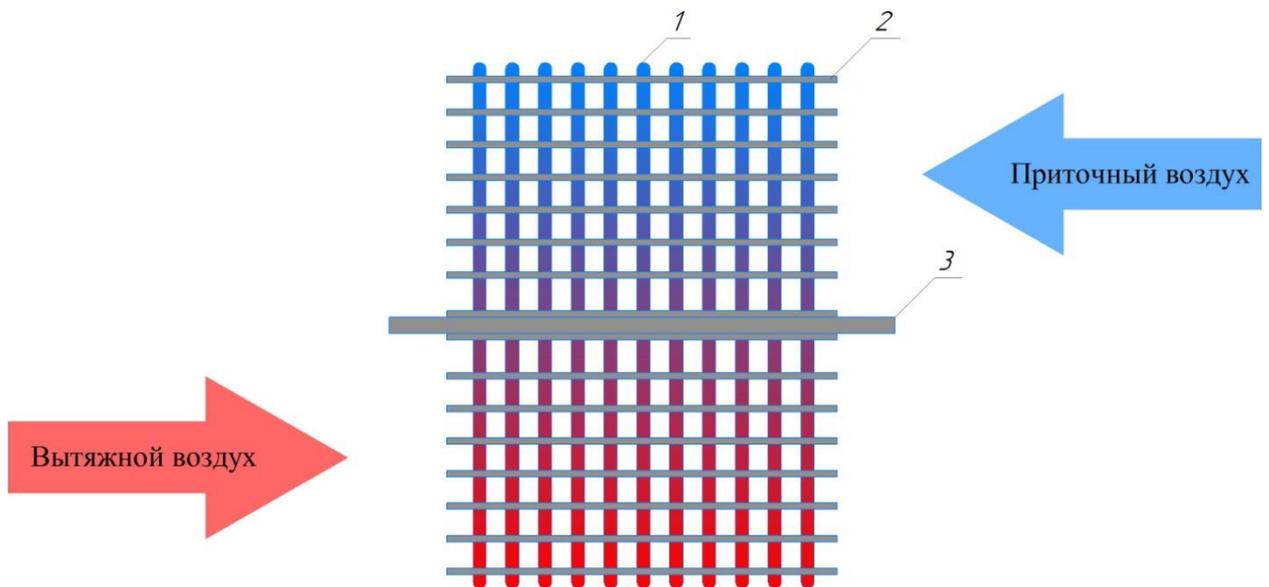


Рисунок 1.4 – Схема движения потоков воздуха в теплообменнике на тепловых трубах

1 – тепловые трубы, 2 – пластинчатое оребрение, 3 – межсекционная перегородка (трубная доска)

Технически конструкция теплообменников с тепловыми трубами представляет собой межсекционную перегородку (трубную доску) с закреплённым в нем пучком тепловых труб. Тепловые трубы при их изготовлении вакуумированы и заправлены рабочим телом – промежуточным теплоносителем (хладагентом). Теплообменник с тепловыми трубами может иметь общее пластинчатое оребрение, а также отдельное – на каждую тепловую трубу.

При применении тепловых труб в системах вентиляции и кондиционирования воздуха существуют технические сложности, связанные с недостаточной, при эксплуатации, тепловой эффективностью работы теплообменников на тепловых трубах. Имеется ряд факторов, которые оказывают значительное влияние на эффективность передачи теплоты, основными из них являются:

- теплофизические свойства многофазных потоков;
- температурный напор между теплообменивающимися средами;
- загрязнение теплообменной поверхности при эксплуатации;
- взаимодействие материалов тепловых труб и промежуточных теплоносителей (рабочих тел).

Утилизаторы теплоты на основе тепловых труб вследствие незначительных температурных напоров теплообменивающихся сред и, соответственно, невысокой тепловой эффективности, редко находят своё применение в приточно-вытяжных системах вентиляции, но технические решения позволяют создавать достаточно компактные эффективные неметаллоёмкие конструкции.

В случае успешной модернизации теплообменников с тепловыми трубами, выводящей их тепловую эффективность на уровень наиболее передовых технологических решений, применяемых в приточно-вытяжных системах вентиляции, они могут успешно занять данную технологическую нишу, особенно в помещениях, где не допускается рециркуляция воздуха.

Однако, сложность расчёта, проектирования и изготовления тепловых труб для применения в составе оборудования систем вентиляции и кондиционирования воздуха помещений ограничивают их распространение [37, 46, 47, 60 – 62, 66 – 69, 70].

### 1.3 Применение теплообменников с тепловыми трубами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха

В СССР были созданы различные типы термосифонных утилизаторов теплоты для работы в системах приточно-вытяжной вентиляции при температурах удаляемого воздуха  $25 \div 80$  °С, наружного – минус 20 °С и выше, влажности 60 ÷ 95% [60 – 62]. Термосифонный утилизатор выполнялся из двух теплообменников, размещенных на расстоянии друг от друга до 30 м. Расход воздуха – до 10 тыс. м<sup>3</sup>/ч. Теплоносителями служили фреоны (R-114В, R-12, R-142 и др.). Опытно-промышленная эксплуатация термосифонных утилизаторов на различных предприятиях показала эффективность и экономическую целесообразность их применения. Применение термосифонного утилизатора сокращает расход теплоты на 30 – 40%.

В настоящее время Х. Йоухара (H. Jouhara) и др. [111 – 113] теоретически и экспериментально изучили эффективность утилизации теплоты в теплообменнике с тепловыми трубами «воздух-воздух» при изменении расхода воздуха и угла наклона тепловых труб. Броугх Д (Brough D.) [88] разработал и испытал модель теплообменника на тепловых трубах при помощи специализированного программного комплекса TRNSYS. Результаты моделирования подтверждены данными физического эксперимента. Погрешность составила 4,4%. В подобном эксперименте с другим расположением межтрубных каналов Х. Мроуе (H. Mroue) и др. [121] оценили эффективность теплообменника на тепловых трубах, используя метод средней разности температур (*LMTD – Logarithmic mean temperature difference*), и сравнили его с результатами *CFD* анализа.

Исследования, посвященные утилизации теплоты вентиляционных выбросов с помощью тепловых труб, представлены в [134 – 136]. Авторы исследования рассмотрели конструктивные решения применения в системе вентиляции операционных помещений и корпусов больниц теплоутилизаторов с тепловыми трубами для охлаждения приточного воздуха. Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 1.5.

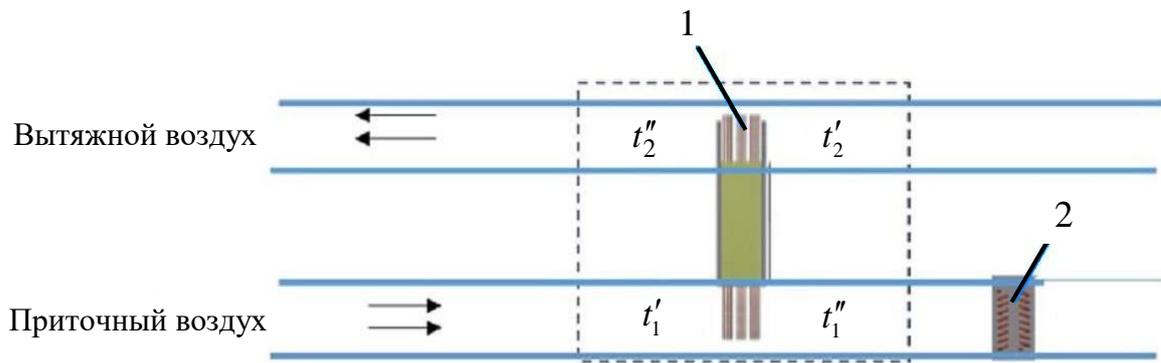


Рисунок 1.5 – Экспериментальная установка с теплообменником на тепловых трубах [134]

1 – теплообменник с тепловыми трубками; 2 – воздухоохладитель

Утилизатор теплоты с тепловыми трубами содержит несколько рядов тепловых труб, расположенных в шахматном порядке (рисунок 1.6).

Исследована теплопроизводительность теплообменника с шахматным расположением тепловых труб при установке трех, шести и девяти рядов труб. Температура приточного воздуха на входе в секцию испарителя принималась равной 30, 35, 40 и 45 °С, а скорость – 1,5, 2,0 и 2,5 м/с. Измерения для каждого варианта проводились с интервалом в 30 минут после достижения установившегося режима работы установки, который устанавливался в течение 10 минут после начала ее функционирования. В результате выявлено, что температура воздуха снижается от ( $t'_1$ ) до ( $t''_1$ ). При температуре воздуха на входе ( $t'_1$ ) равной 30 °С, температура воздуха на выходе снизилась на 2,1 °С. С увеличением температуры воздуха на входе в испарительную секцию разность температур на входе и выходе теплообменника увеличивалась, и при температуре на входе в испарителе 45 °С температура на выходе из испарителя снизилась на 9,4 °С [134]. Такое поведение теплообменной системы показывает, что теплообменник с тепловыми трубами в системе кондиционирования воздуха может быть применён для предварительного охлаждения приточного воздуха.

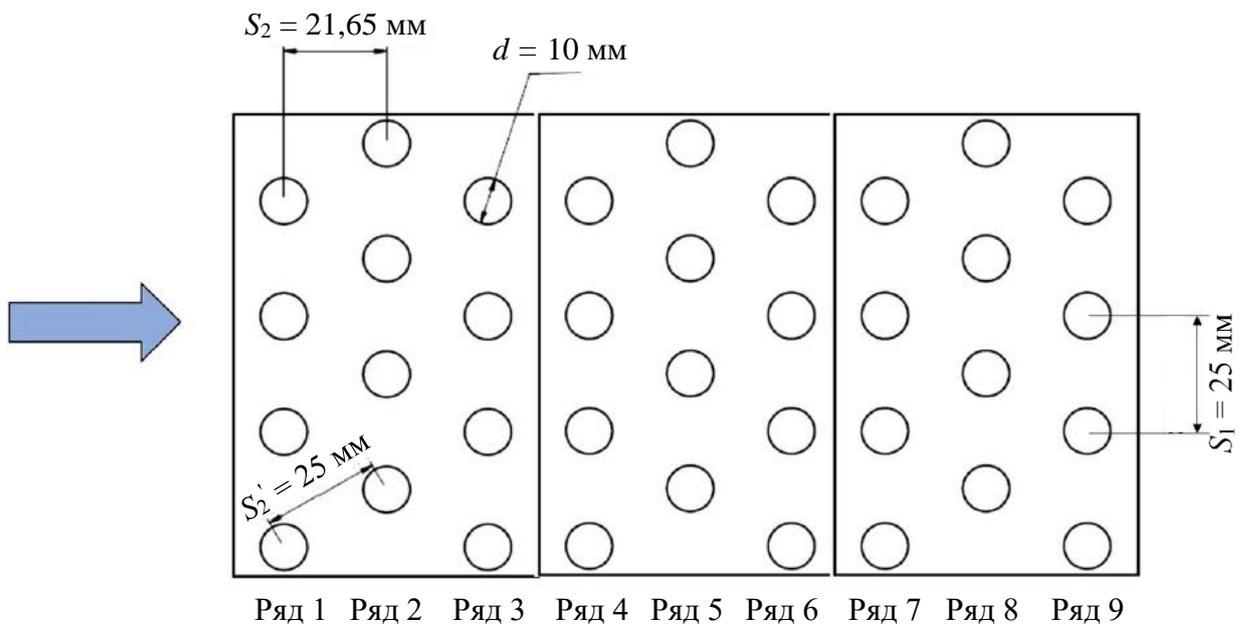
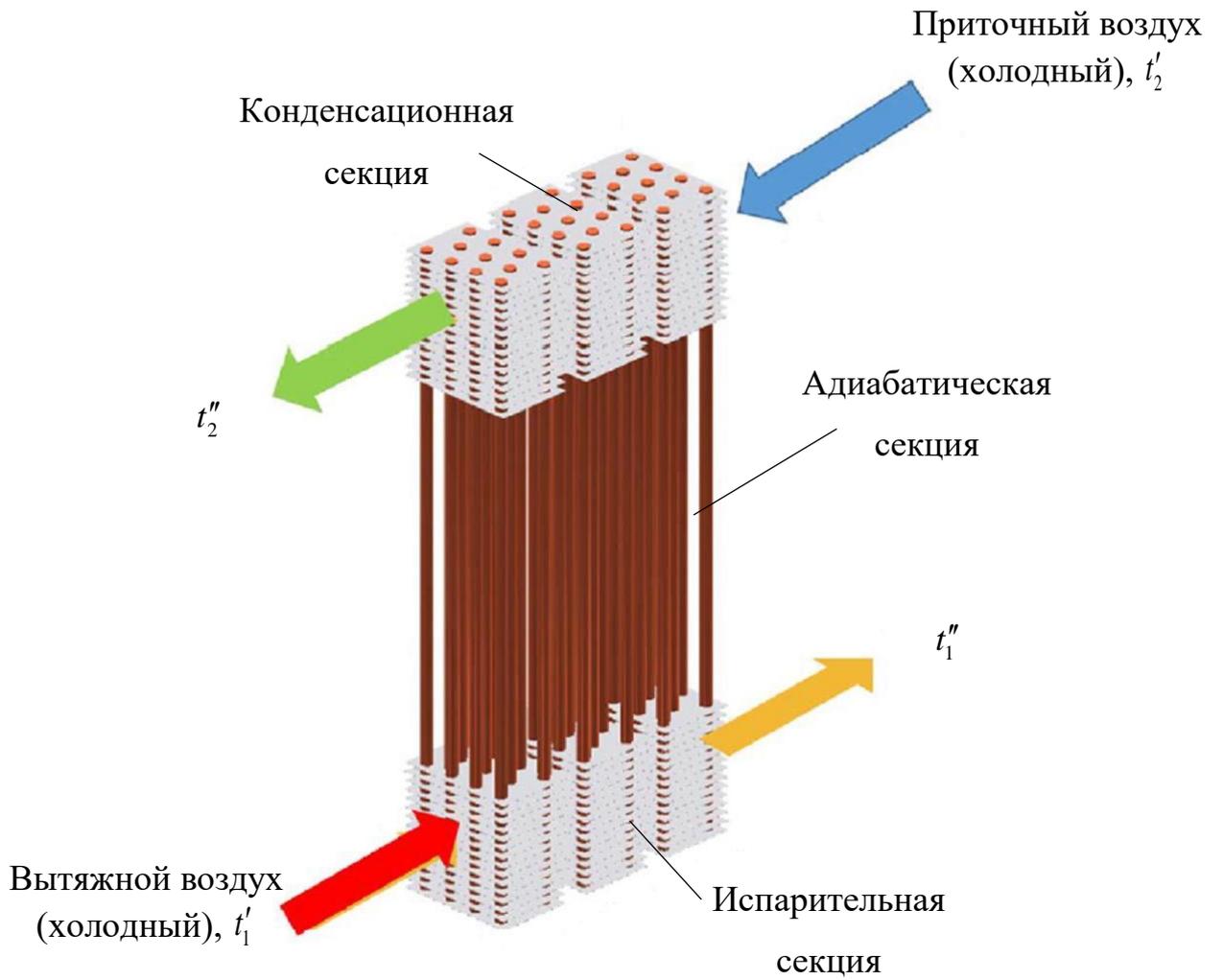


Рисунок 1.6 – Теплообменник с тепловыми трубами [134]

Выполнена серия испытаний для исследования влияния температуры воздуха на входе в теплообменник, скорости воздуха и количества устанавливаемых рядов тепловых трубок на эффективность теплообменника [134, 135]. Результаты показали, что при одинаковой скорости потоков воздуха увеличение температуры приточного воздуха и количества рядов тепловых труб способствовало повышению эффективности теплообменника (рисунок 1.7). При одинаковом количестве рядов тепловых труб эффективность теплообменника снижалась с увеличением скорости приточного воздуха. Наибольшая тепловая эффективность теплообменника (62,6%) была получена при температуре приточного воздуха 45 °С, скорости потоков 2 м/с и девяти рядах тепловых труб. Наименьшая эффективность (43,1%) была выявлена при температуре приточного воздуха 30 °С, скорости потоков 2 м/с и трех рядах тепловых труб. При этом утилизируемый тепловой поток количество варьировался от 82 Вт до 932 Вт.

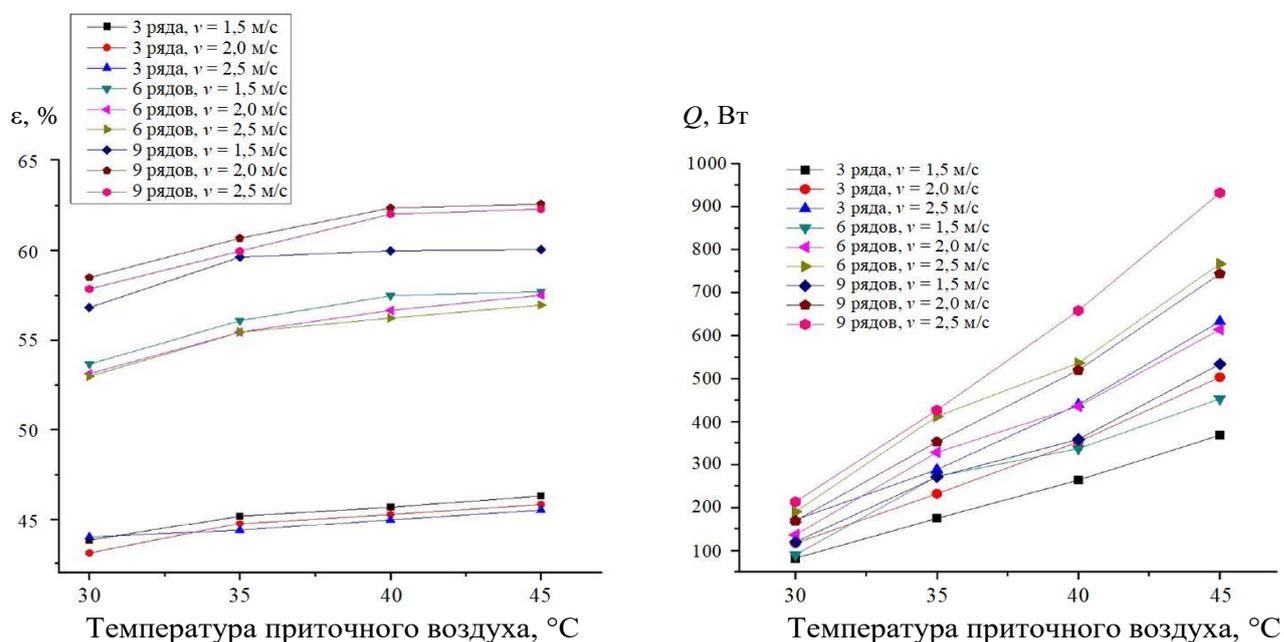


Рисунок 1.7 – Зависимости тепловой эффективности и рекуперированной теплоты от количества рядов тепловых труб, температуры и скорости приточного воздуха [134]

Эффективность тепловых труб утилизатора определялась по выражению [134]:

$$\varepsilon = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} \quad (1.1)$$

где  $t_1'$ ,  $t_2'$  – температура приточного и вытяжного воздуха на входе в теплообменник, соответственно °С;

$t_2''$  – температура приточного воздуха на выходе из теплообменника, °С.

В работе [112] показаны исследования использования теплоутилизаторов с тепловыми трубами для нагрева воды, где нагретый воздух может выступать в качестве греющего теплоносителя (рисунок 1.8). При проведении эксперимента получены зависимости влияния количества ходов и значения числа  $Re$  на характеристики утилизатора. Для вычисления тепловой мощности утилизатора обычно используют метод среднелогарифмического температурного напора ( $LMTD$ ) или метод числа единиц переноса теплоты ( $NTU$ ). Данные методы обладают разными целями и обычно взаимно дополняют друг друга [112].

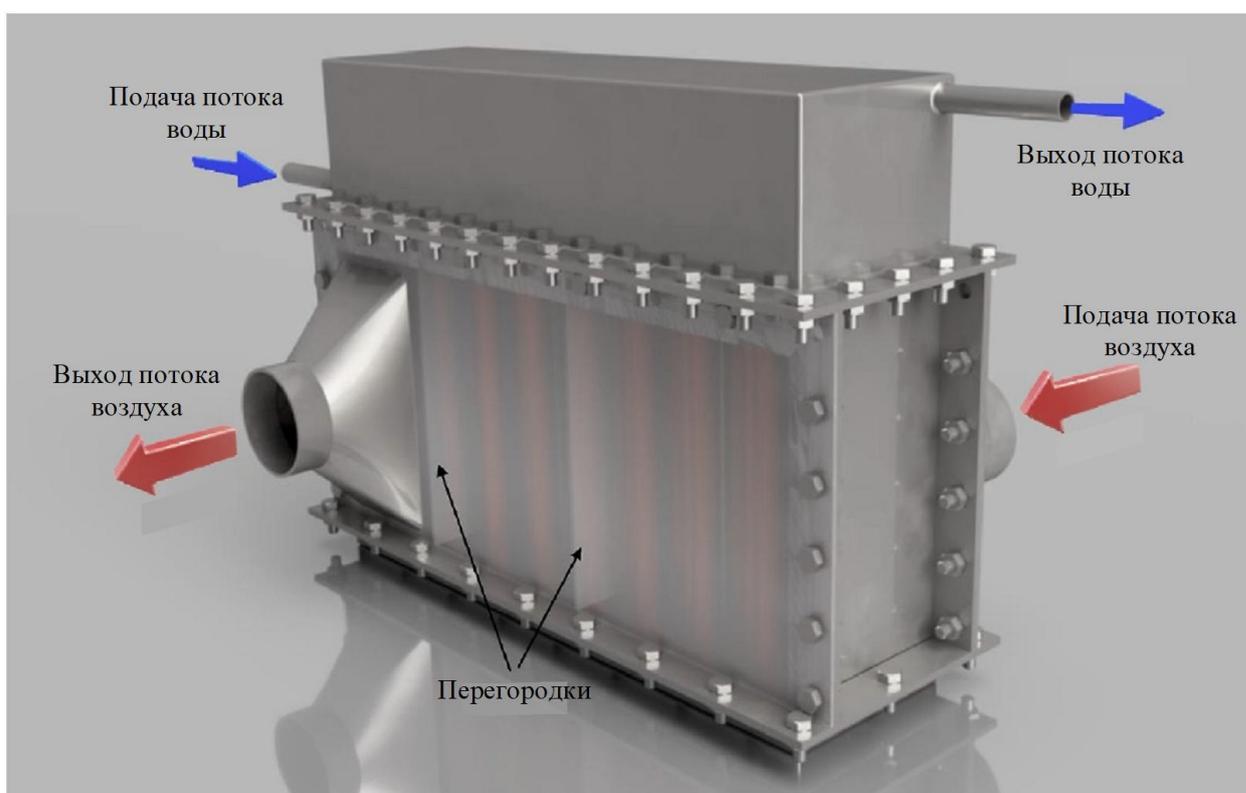


Рисунок 1.8 – Теплообменник с тепловыми трубами «воздух-вода» [112]

В исследуемом теплообменнике, состоящем из шести рядов, для передачи теплоты от потока горячего воздуха к воде использовали медные тепловые трубки в количестве 51 шт., установленные в шахматном порядке. Наружный диаметр тепловых трубок составлял 12,7 мм. Протяжённость конденсаторной, адиабатической и испарительной частей трубок составляет 79 мм, 22 мм и 180 мм соответственно. В качестве теплоносителя использовалась дистиллированная вода [112]. При изучении влияния количества ходов на производительность теплообменника было исследовано различное расположение перегородок в испарителе. За счет установки перегородок количество ходов было изменено с 1 до 5 (рисунок 1.9).

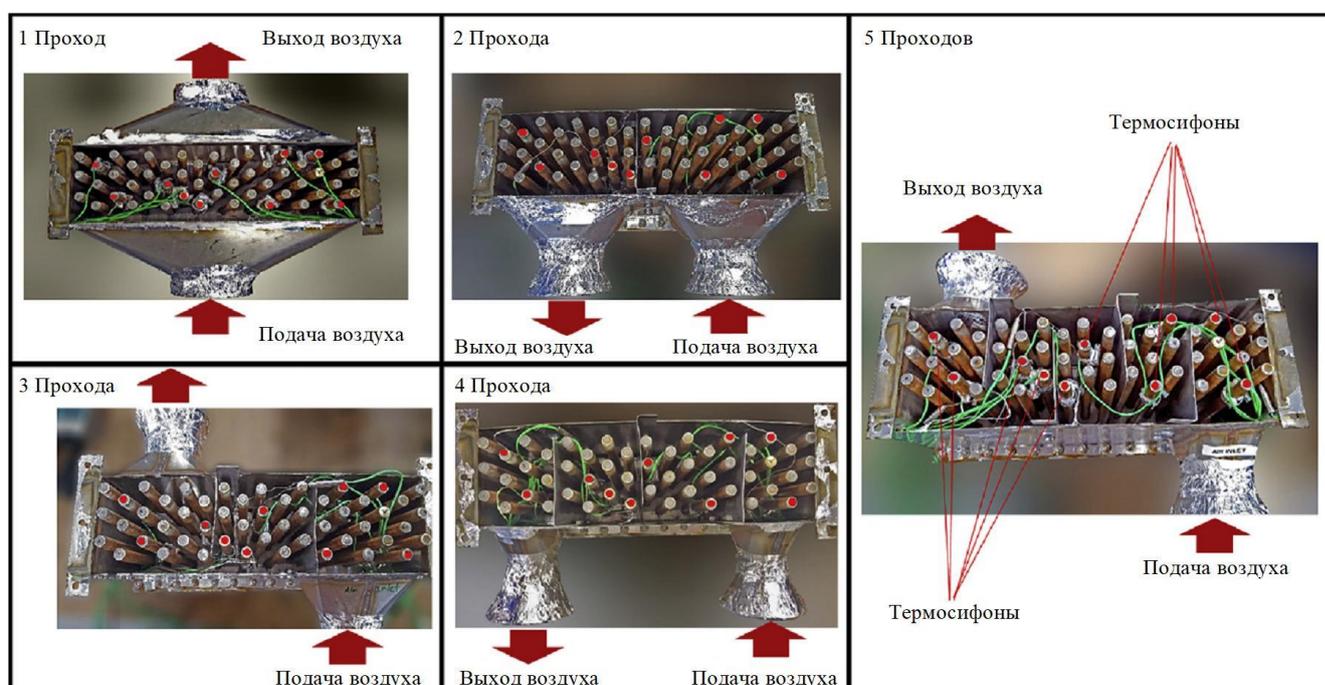


Рисунок 1.9 – Варианты расположения перегородок в испарительной секции теплообменника для организации проходов воздуха [112]

Авторы провели серию испытаний для каждого варианта размещения перегородок при четырех режимах движения воды с расходами 0,010 кг/с, 0,013 кг/с, 0,017 кг/с, 0,020 кг/с. Температура воды на входе в теплообменник поддерживалась постоянной ( $15\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Расход воздуха поддерживался постоянным ( $29\text{ кг/ч} \pm 7\text{ кг/ч}$ ), а его температура на входе равнялась ( $102\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). С помощью термопар *k*-типа измерялись температуры воздуха и воды на входе и выходе из

теплообменника, а также температура на наружной поверхности тепловых труб в испарительной и адиабатической части.

По результатам экспериментальных исследований и теоретического анализа выявлено изменение коэффициентов теплопередачи в зависимости от массового расхода при различных вариантах установки перегородок. Теплопередача увеличивалась с 264 Вт при использовании однопроходного варианта компоновки теплообменных поверхностей без установки перегородок до 459 Вт при использовании варианта компоновки теплообменных поверхностей с установкой четырёх перегородок, образующих систему прохода воздуха с пятью каналами. Выявлено, что тепловая эффективность теплообменника возрастала до 75% при увеличении числа отсеков для прохода воздуха с 1 до 5 и более чем на 50%. С увеличением чисел Рейнольдса воздушного потока со 110 до 775 общая тепловая эффективность теплообменника увеличилась с 43% до 67% (рисунок 1.10, 1.11).

Сравнительный анализ показал, что результаты физического эксперимента отличаются от результатов численного анализа, выполненного с применением метода  $LMTD$  и  $\varepsilon-NTU$ . При использовании метода  $LMTD$  погрешность составила от 12% до 16%, а метода  $\varepsilon-NTU$  – 20%.

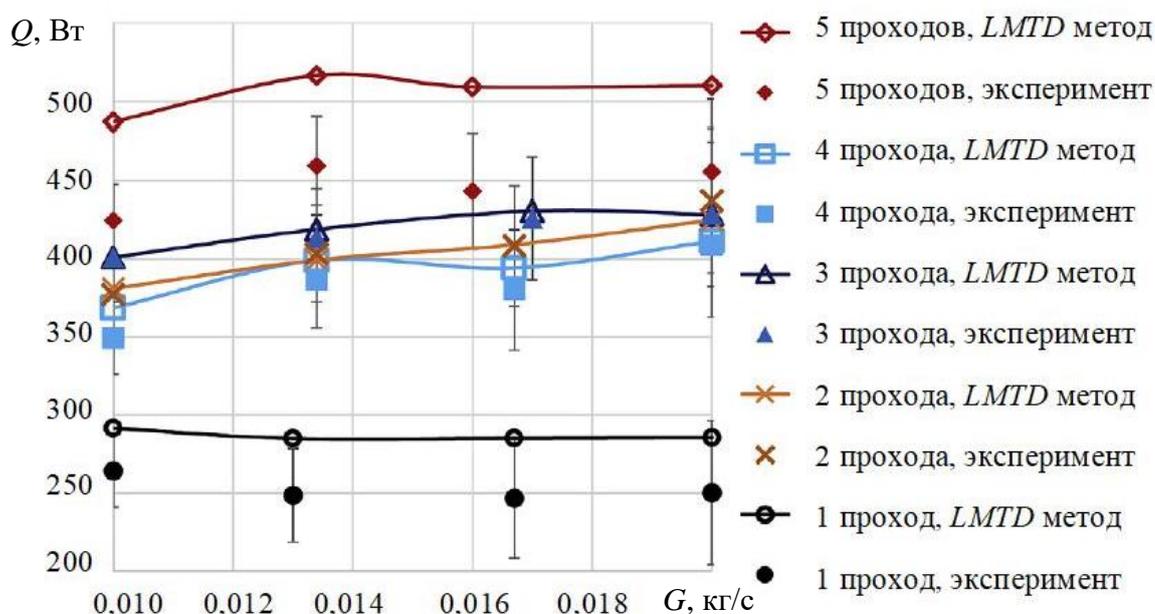


Рисунок 1.10 – Зависимость утилизированной теплоты от расхода воды и количества проходов (по экспериментальным данным и результатам расчета по методу  $LMTD$ ) [112]

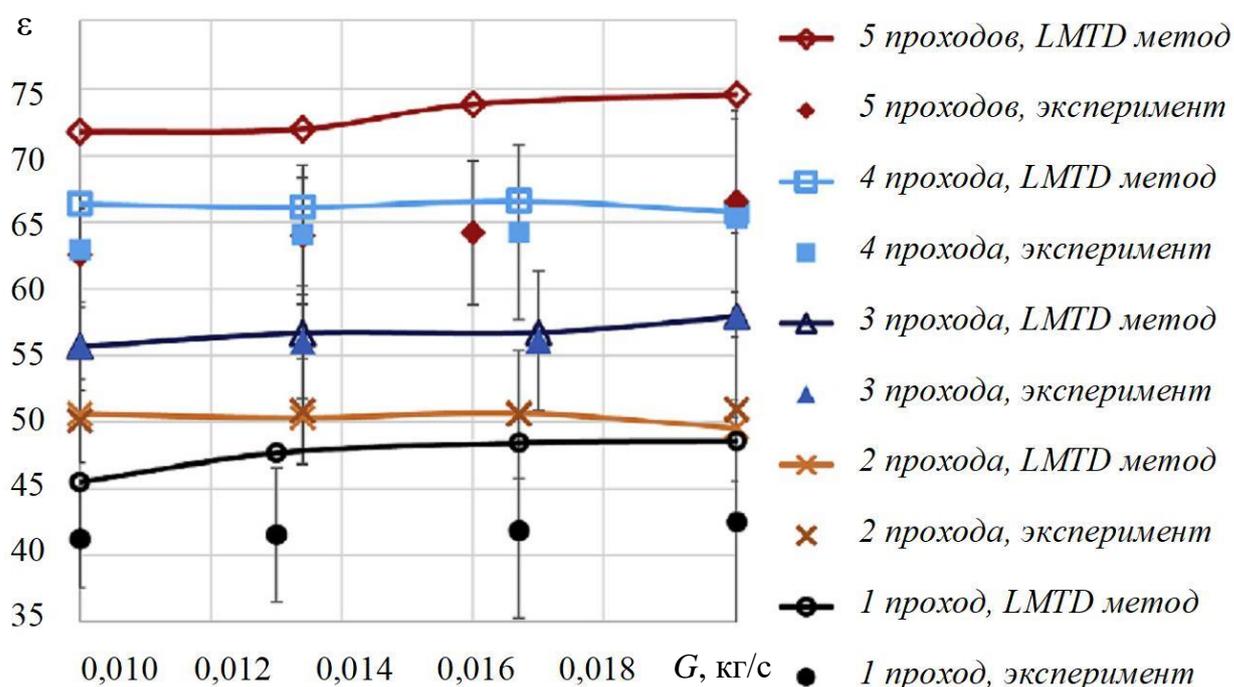


Рисунок 1.11 – Зависимость эффективности от расхода воды и количества проходов (по экспериментальным данным и результатам расчета по методу *LMTD*) [112]

В работе [23] приводится сравнительная оценка по соотношению коэффициентов теплоотдачи тепловой эффективности кожухотрубных рекуперативных теплообменников и теплообменников с тепловыми трубами. Исследования выявили, что в сравнении с кожухотрубными теплообменниками теплообменники с тепловыми трубами имеют ряд преимуществ [23]. Автор отмечает, что теплообменники с тепловыми трубами обладают повышенной надежностью за счет наличия перегородок, и выход из строя отдельных тепловых труб не приводит к полной остановке работы теплообменника.

Обобщение данных литературных источников позволило определить и сформулировать основные преимущества применения теплообменников на основе тепловых труб:

– автономность (отсутствуют побудители движения теплоносителя), простота исполнения, надежность работы теплопередающих элементов и теплообменника в целом;

- занимает ограниченное пространство (малые размеры теплообменника), что позволяет уменьшить габариты приточно-вытяжных вентиляционных установок и центральных кондиционеров;

- могут применяться в качестве теплообменника предварительного охлаждения при политропическом процессе обработки воздуха в теплый период года (охлаждение и осушка), что даёт возможность уменьшить холодопроизводительность воздухоохладителя центрального кондиционера и снизить энергопотребление систем кондиционирования воздуха;

- могут применяться в качестве воздухонагревателя для подогрева воздуха при политропическом процессе обработки воздуха в теплый период года, что даёт возможность исключить второй подогрев приточного воздуха в центральных кондиционерах в теплый период года;

- малое аэродинамическое сопротивление по приточному и удаляемому воздуху;

- обеспечение гидравлической плотности теплообменников при повреждении элементов теплообменной поверхности;

- тепловые трубы в качестве теплопередающих элементов достаточно просто компонуются в трубный пучок с необходимыми геометрическими характеристиками, а их наружное оребрение позволяет достичь высокой компактности;

- отсутствие необходимости устройства компенсаторов температурных расширений;

- удобство компоновки теплообменника из отдельных секций и их замены;

- удобство очистки теплообменных поверхностей от загрязнений, возникающих в процессе эксплуатации только с наружной поверхности термосифонных элементов;

- отсутствие загрязнения приточного воздуха вытяжным.

Следует отметить также недостатки:

- дополнительные капитальные вложения на устройство теплообменника;

- увеличение аэродинамического сопротивления элементов установки и повышение требуемой мощности вентилятора;

– необходимость совместного размещения приточного и вытяжного оборудования в помещениях приточных камер.

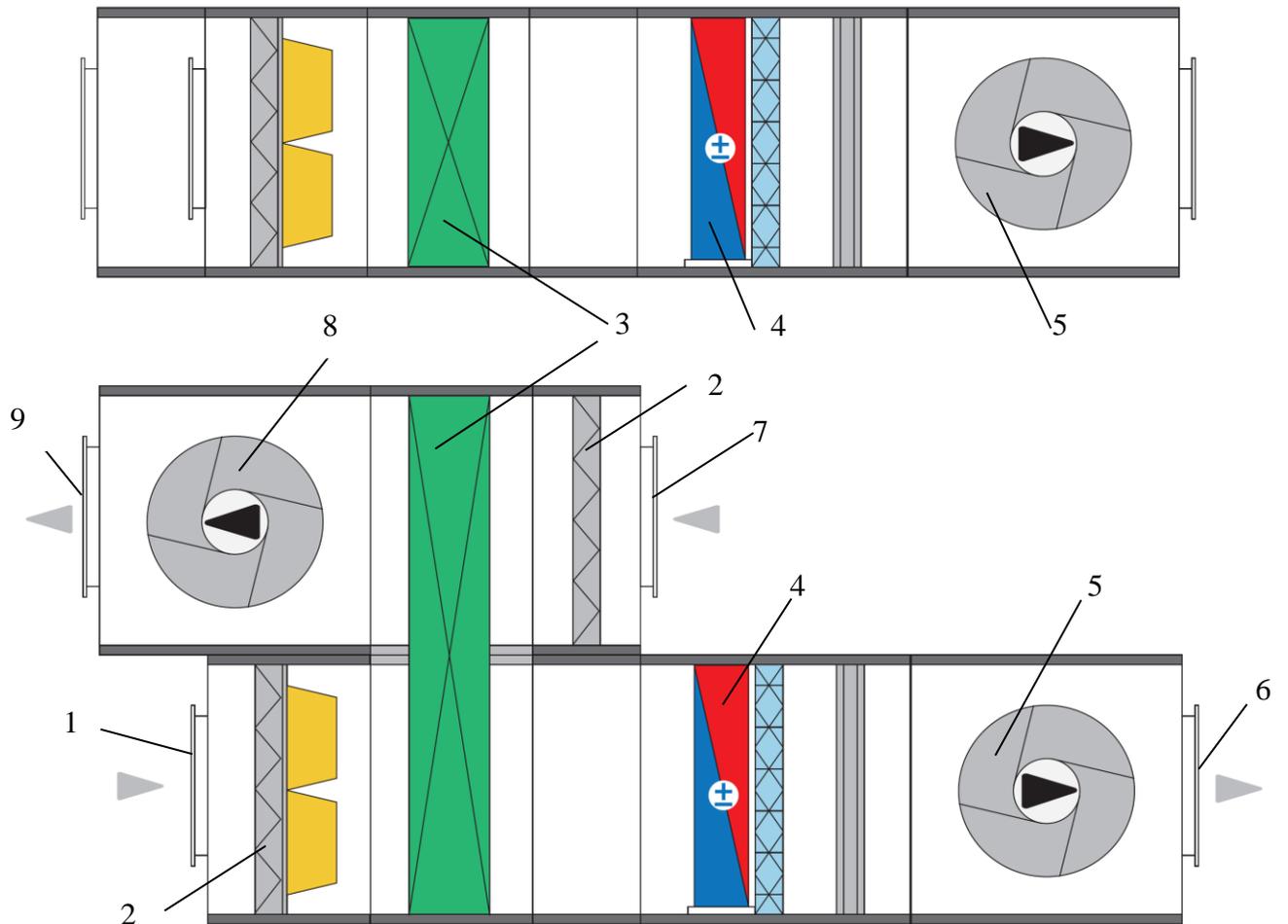
Перечисленные достоинства тепловых труб и термосифонных теплообменников позволяют решить ряд специфических проблем, возникающих как на стадии конструирования, так и в сложных условиях эксплуатации промышленных теплоутилизационных установок. Ниже приведены примеры применения теплообменников-утилизаторов на основе термосифонов в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

**Применение тепловых труб для утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха** (рисунок 1.12) [72, 90, 91, 97, 104 – 106, 108, 137].

Утилизация и вторичное использование теплоты удаляемого воздуха являются одним из резервов экономии энергоресурсов в системах вентиляции и кондиционирования воздуха зданий. Термосифонная система, встроенная в приточно-вытяжные установки и центральные кондиционеры, является одним из вариантов системы утилизации. Теплообменниками в таких системах служат медно-алюминиевые воздухонагреватели (воздухоохладители). Наружный воздух перед нагревом в основном воздухонагревателе предварительно подогревается в конденсаторной секции термосифона (рисунок 1.12). Варианты технических решений термосифонной системы представлены на рисунке 1.13.

Для предотвращения образования льда на поверхности тепловых труб в зимний период года используются обводные каналы (байпасы) [129]. При образовании ледяной корки на поверхности теплообменника по сигналу от температурного датчика, установленного в вытяжном канале, в приточном канале закрывается воздушный клапан и одновременно с этим открывается воздушный клапан в обводном канале (байпасе). В этом случае расход подаваемого в помещение воздуха при проходе через теплообменник, снижается. Одновременно с этим снижается теплосъем с рабочей поверхности тепловых труб, температура вытяжного воздуха после теплообменника увеличивается, что приводит к размораживанию поверхности тепловых труб [129].

а)

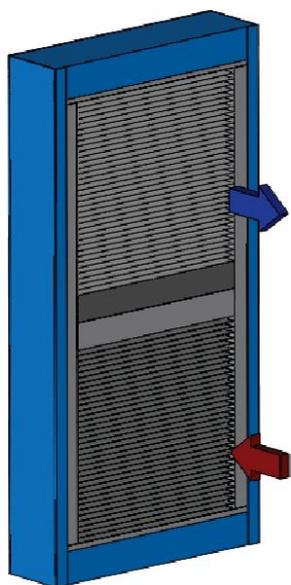


б)



Рисунок 1.12 – Приточно-вытяжная вентиляционная установка с тепловыми трубами  
 а) схема [91]; б) вид теплообменника с тепловыми трубами [97, 105]; 1 – вход наружного воздуха; 2 – воздушный фильтр; 3 – теплообменник с горизонтальными тепловыми трубами; 4 – воздухонагреватель (воздухоохладитель); 5 – приточный вентилятор; 6 – приточный воздух; 7 – вход воздуха, удаляемого из помещения; 8 – вытяжной вентилятор; 9 – удаляемый воздух

a)



б)

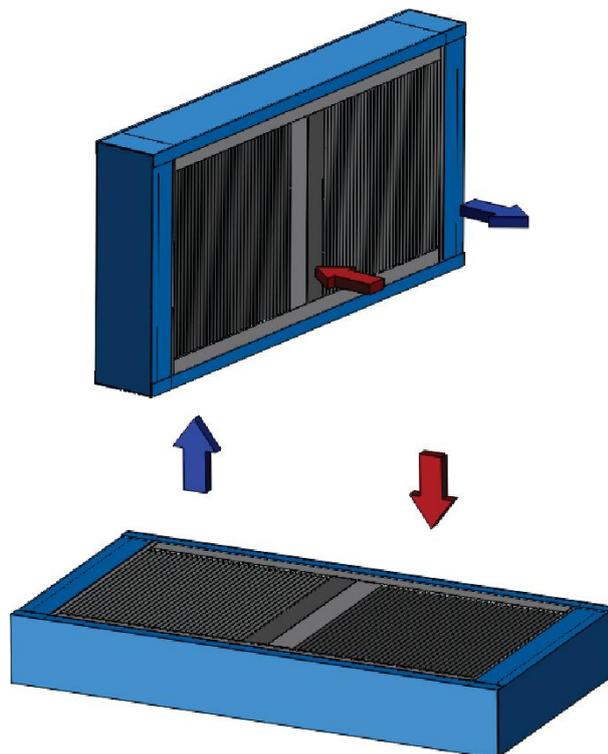


Рисунок 1.13 – Технические решения термосифонной системы [97]

а) вертикальная схема расположения; б) горизонтальная схема расположения

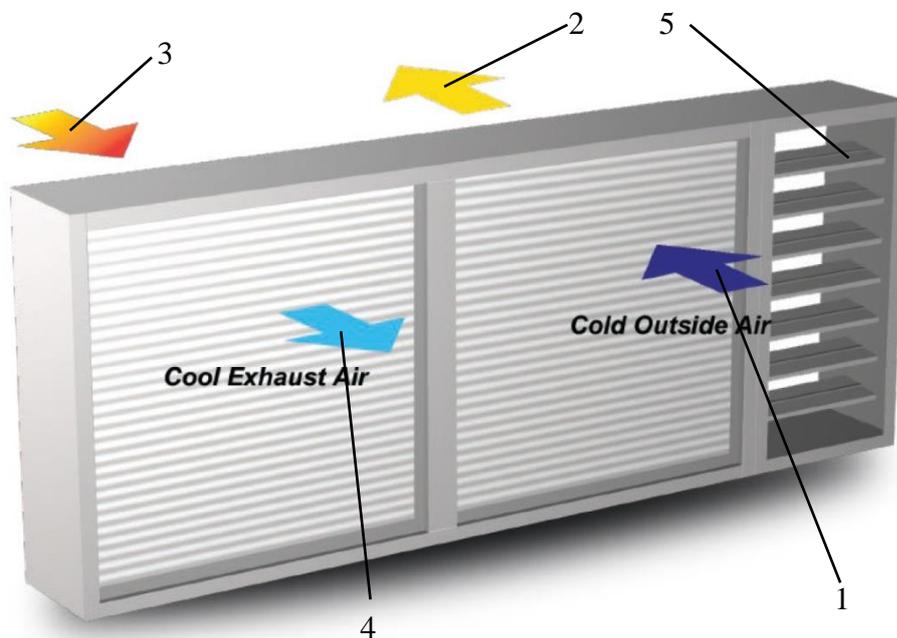


Рисунок 1.14 – Конструктивные решения термосифонной системы с обводным каналом [137]  
 1 – наружный воздух; 2 – приточный воздух; 3 – внутренний воздух; 4 – охлажденный внутренний воздух; 5 – обводной канал (байпас) с воздушным клапаном

**Применение тепловых труб для осушки воздуха в помещениях.** В этом случае в состав оборудования механического осушителя устанавливаются горизонтальные термосифоны (рисунок 1.15 – [12]).

Через испарительную секцию термосифона воздух проходит предварительное охлаждение, а далее направляется в испаритель для прохождения главного процесса охлаждения и снижения влагосодержания воздуха. Далее, воздух нагревается в конденсаторной секции термосифона и компрессорно-конденсаторной холодильной машине [12].

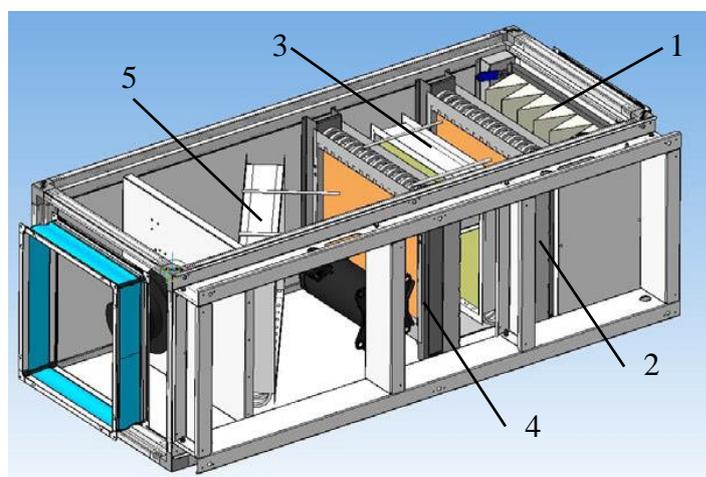
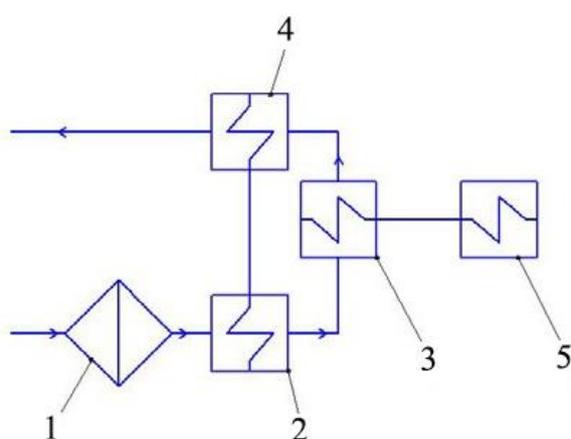


Рисунок 1.15 – Осушитель воздуха с тепловыми трубами [12]

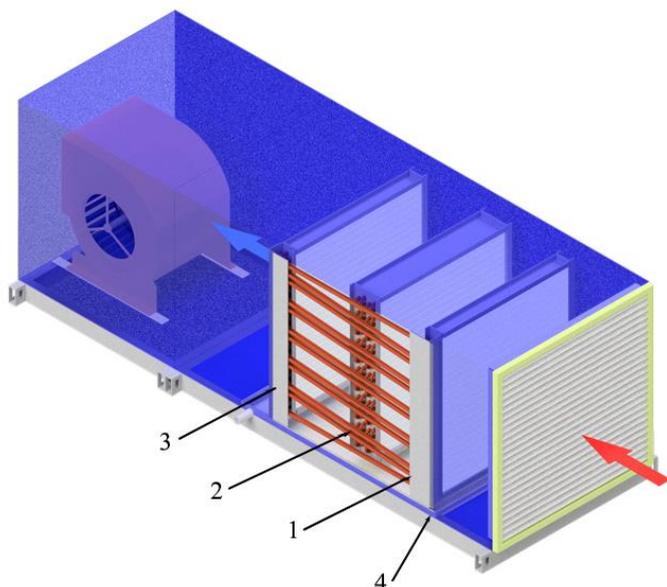
1 –воздушный фильтр; 2 – испарительная секция теплообменника на основе тепловых труб; 3 – испаритель холодильной машины; 4 – конденсаторная секция теплообменника на основе тепловых труб; 5 – компрессорно-конденсаторный блок парокомпрессионной холодильной машины

**Применение тепловых труб для охлаждения воздуха.** Горизонтальные конструкции тепловых труб применяются для предварительного охлаждения и последующего нагрева после охлаждения воздуха в воздухоохладителях центральных кондиционеров и приточных установок систем вентиляции (рисунок 1.16 [72]).

Наружный воздух предварительно охлаждается в испарительной секции теплообменника с тепловыми трубами. Далее, через воздухоохладитель воздух направляется на подогрев до параметров приточного воздуха в конденсационной

секций теплообменника. Применение предварительного охлаждения позволяет для тёплого периода года сократить нагрузку на воздухоохладитель и снизить потребление энергии на процесс охлаждения воздуха [72].

*a)*



*б)*



Рисунок 1.16 – Воздухоохладитель с тепловыми трубами

*a)* конструкция [108]; *б)* конструкция [97]; 1 – испарительная секция теплообменника с тепловыми трубами; 2 – воздухоохладитель; 3 – конденсационная секция теплообменника с тепловыми трубами; 4 – удаление конденсата

**Применение тепловых труб для охлаждения вытяжного воздуха в системах косвенно-испарительного охлаждения.** Схема установки рекуперативного теплообменника с тепловыми трубами в приточной системе показана на рисунке 1.17 [128].

Охлаждение приточного воздуха производится в испарительной зоне тепловых труб. Для достижения лучших характеристик охлаждения часть потока воздуха после охлаждения (вспомогательный поток) поступает в конденсаторную зону тепловых труб, имеющих смачиваемое пористое покрытие. Поток приточного воздуха охлаждается без изменения влагосодержания.

Орошаемая конденсаторная секция изготавливается из специально разработанных гигроскопических материалов (например, пористая керамика, пористый пластик), обеспечивающих равномерное распределение воды по поверхности теп-

ловых труб. В качестве рабочей жидкости внутри тепловых труб используется вода. Оребрение трубок используется только в испарительной зоне.

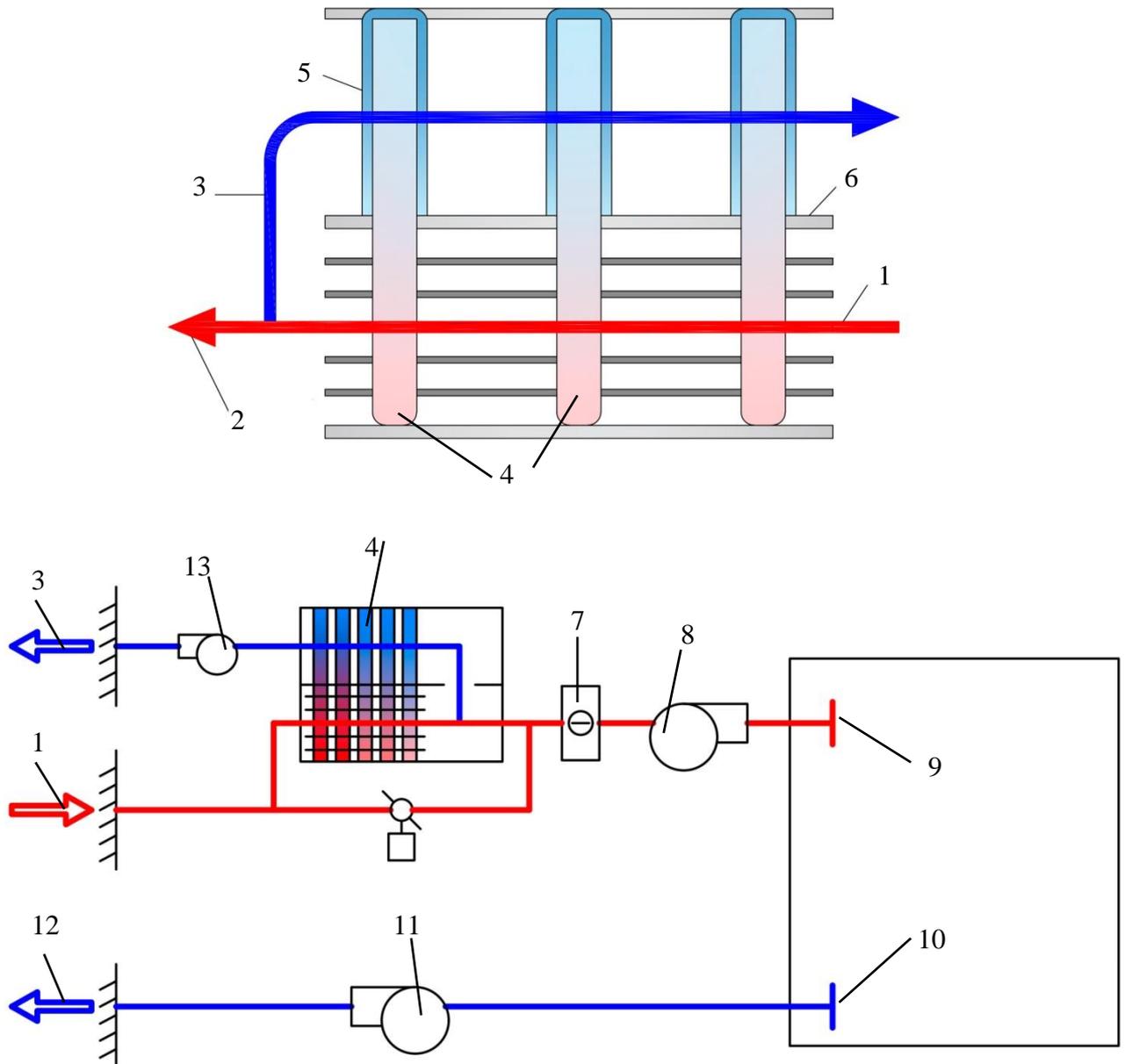


Рисунок 1.17 – Система косвенного испарительного охлаждения приточного воздуха с применением тепловых труб

1 – наружный воздух; 2 – приточный воздух; 3 – вспомогательный поток воздуха; 4 – тепловые трубы; 5 – пористое гигроскопическое покрытие; 6 – трубная доска; 7 - воздухоохладитель; 8 – приточный вентилятор; 9 – подача воздуха в помещение; 10 – удаление воздуха из помещения; 11 – вытяжной вентилятор; 12 – удаление воздуха в атмосферу; 13 - вентилятор вспомогательного потока

**Применение тепловых труб в системах вентиляции квартир жилых зданий.** Для вентиляции помещений квартир жилых зданий может применяться децентрализованная приточно-вытяжная система, монтируемая в проем для дверей или окон. Приточно-вытяжная установка этой системы может быть установлена между оконной рамой и проемом стены рисунок 1.18 [131].

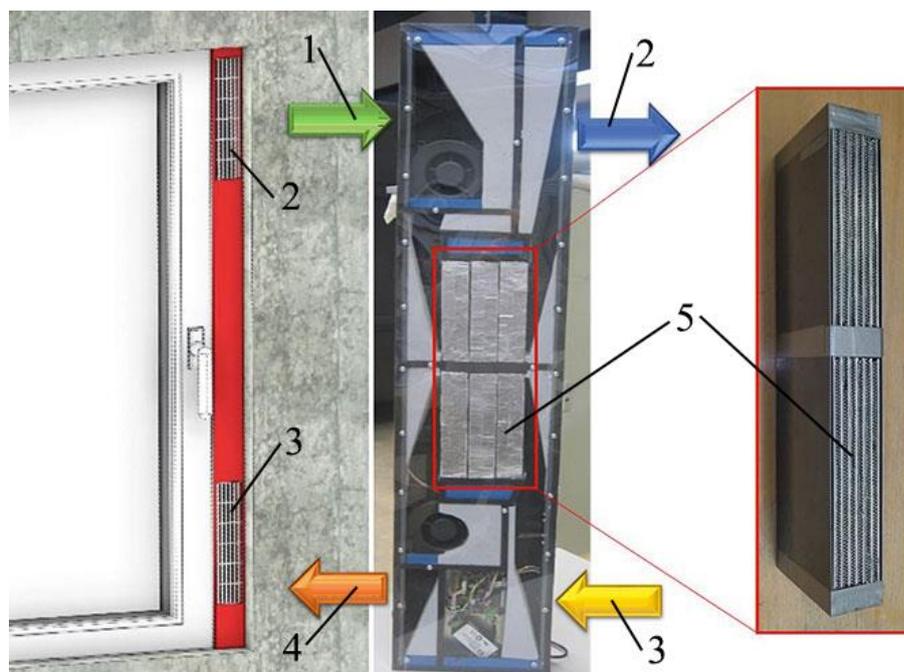


Рисунок 1.18 – Децентрализованная квартирная приточно-вытяжная установка

1 – наружный воздух; 2 – приточный воздух; 3 – внутренний воздух; 4 – удаляемый воздух; 5 – тепловые трубы

Демонстрационное устройство длиной 1200 мм, глубиной 240 мм и высотой 55 мм рассчитано на максимальный расход воздуха 30 м<sup>3</sup>/ч и имеет три уровня производительности. Используется как в холодный период (нагревание наружного воздуха), так и в теплый период (охлаждение наружного воздуха).

Теплообменник в конструкции установки состоит из трех рядов тепловых трубок. В каждом ряду размещено четыре плоские тепловые трубки, заполненные ацетоном (диапазон применения от минус 40 °С до плюс 80 °С). Их длина 400 мм, ширина 40 мм и толщина 2,5 мм. Трубки имеют оребрение. Тепловая эффективность – более 60%; максимальный уровень шума 35 дБ(А) при 2/3 максимального расхода воздуха.

## 1.4 Расчет теплообменников с тепловыми трубами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха

Методика и основные зависимости для расчета теплообменников с тепловыми трубами приведены в разделе 2.

Чаще всего для тепловых труб используется спиральное оребрение, обеспечивающее минимальное термическое сопротивление. Основные исследования процессов теплообмена на внешних поверхностях тепловых труб проведены именно для таких конструкций. Однако, основным видом конструкции теплообменников (воздухонагревателей и воздухоохладителей), в том числе с тепловыми трубами, размещаемых в приточных, вытяжных, приточно-вытяжных вентиляционных установках и центральных кондиционерах, являются трубчато-ребристые теплообменники с шахматным расположением труб, как показано на рисунке 1.19 [128].

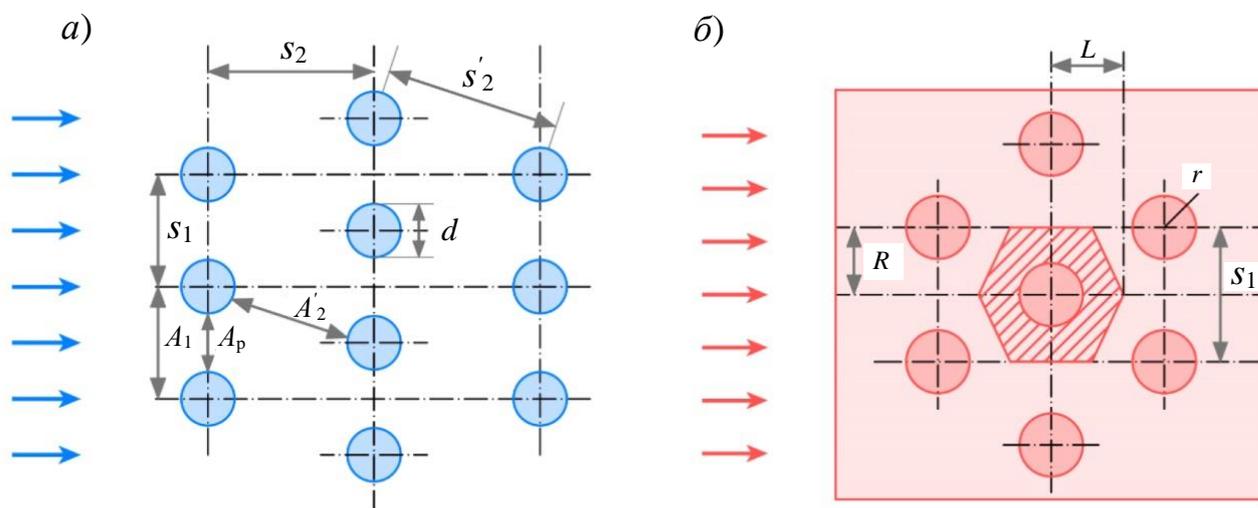


Рисунок 1.19 – Трубчато-пластинчатый теплообменник

а) схема расположения труб в пучке; б) пластина оребрения теплообменника

Коэффициенты теплообмена  $\alpha_1$  и  $\alpha_9$  на внешних поверхностях тепловых труб определяются по критериальной зависимости [131]:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}) \quad (1.2)$$

где  $\text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda}$  - число Нуссельта;

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda_p} - \text{число Прандтля};$$

$$\text{Re} = \frac{\rho v d}{\mu} - \text{число Рейнольдса.}$$

$d$  – наружный диаметр оребренной трубы.

За определяющий размер принимается наружный диаметр трубок,  $d_0$ . Число Рейнольдса определяется на основе максимальной скорости воздуха между трубками в направлении движения воздуха. Все свойства воздуха оцениваются по среднеарифметической температуре.

Поперечный шаг  $s_1$ , продольный шаг  $s_2$  и диагональный шаг  $s'_2$  определяются между центрами трубок теплообменника (рисунок 1.19).

Критериальные зависимости приводятся для пучка с числом рядов труб в продольном направлении более 10. В остальных случаях используется поправочный коэффициент, учитывающий число рядов [131].

Для учета влияния на теплообмен в пучке продольного и поперечного шага, а также толщины оребрения используется поправочный коэффициент Колберна,  $j$ , который приведен в [128]. В воздушных каналах для расчета конвективного теплообмена в пучке труб, расположенных в шахматном порядке, со сплошными плоскими ребрами коэффициент Колберна:

$$j = \frac{\text{Nu}}{\text{Re} \cdot \text{Pr}^{1/3}} = 0,163 \cdot \text{Re}^{-0,369} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0,106} \cdot \left(\frac{s}{d}\right)^{0,0138} \cdot \left(\frac{s_1}{d}\right)^{0,13} \quad (1.3)$$

В работе [128] отмечается, что в 94 случаях из 100 обобщенные данные исследований по поправочному коэффициенту Колберна отличаются в пределах  $\pm 20\%$ . Соответственно, результаты расчета имеют значительную погрешность ( $\pm 20\%$ ).

## 1.5 Выводы по разделу 1

Из анализа методов использования теплоты в системах обеспечения микроклимата помещений можно сделать следующие выводы:

1. Снижение расхода теплоты на подогрев приточного воздуха системами утилизации теплоты с тепловыми трубами составляет до 65%. Использование для изготовления тепловых труб широко распространенных конструкций трубчато-пластинчатых теплообменников способствует внедрению таких систем.

2. Основными преимуществами применения тепловых труб в системах утилизации теплоты являются:

- отсутствие загрязнения приточного воздуха вредностями, содержащимися в удаляемом воздухе; тепловые трубы позволяют разделить потоки приточного и удаляемого воздуха; обеспечивается гидравлическая плотность теплообменников при повреждении элементов теплообменной поверхности;

- автономность (отсутствуют побудители движения теплоносителя), простота исполнения, надежность работы теплопередающих элементов и теплообменника в целом;

- компактность теплообменников, что позволяет уменьшить габариты приточно-вытяжных вентиляционных установок и центральных кондиционеров.

3. Тепловые трубы в конструкциях приточных, вытяжных и приточно-вытяжных установок могут применяться:

- в качестве теплообменника предварительного охлаждения при политропическом процессе обработки воздуха в теплый период года (охлаждение и осушка), что даёт возможность уменьшить холодопроизводительность воздухоохладителя центрального кондиционера и снизить энергопотребление систем кондиционирования воздуха;

- в качестве воздухонагревателя для подогрева воздуха при политропическом процессе обработки в теплый период года, что даёт возможность исключить второй подогрев приточного воздуха в центральных кондиционерах в теплый период года;

- в качестве механических осушителей воздуха;
- в качестве воздухоохладителей в системах косвенно-испарительного охлаждения.

4. Тепловые трубы могут применяться как в центральных системах вентиляции и кондиционирования воздуха, так и в децентрализованных.

5. Сложность расчёта и отсутствие необходимых сведений по эффективности конструкций тепловых труб с трубчато-пластинчатыми теплообменниками для оборудования систем вентиляции и кондиционирования воздуха ограничивают их применение.

6. Для применения в проектной практике теплообменников с тепловыми трубами необходимо провести исследования теплообмена и аэродинамических показателей трубных пучков трубчато-пластинчатых теплообменников с шахматным расположением труб.

7. Методика расчета теплообменников с тепловыми трубами должна учитывать влияние на теплообмен в пучке с шахматным расположением труб продольного и поперечного шага труб, толщины оребрения и числа рядов труб в продольном направлении.

## 2 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ

### 2.1 Анализ теплофизических характеристик тепловых труб

Важной особенностью тепловых труб является наличие внутренней циркуляции промежуточного теплоносителя. Наиболее высокая эффективность теплообменника может быть достигнута при обеспечении высокой скорости движения рабочего тела (хладагента) в рабочем пространстве тепловых труб. Для разработки теоретических методов расчета, направленных на выявление ограничений применения тепловых труб, а также определения их тепловых и аэродинамических характеристик использованы принципы гидрогазодинамики и тепломассообмена.

Паровая фаза устремляется к конденсатору вследствие установившейся разницы давлений. Это приводит к появлению вдоль внутритрубного канала градиента давлений [2, 3, 20]. При достижении установившегося режима работы тепловых труб необходимо, чтобы давление со стороны жидкой фазы на поверхности раздела фаз отличалось от давления со стороны пара по всей длине трубы, за исключением точки, где эта разность равна нулю. На межфазной границе мениска создаётся разность давлений между фазами (капиллярное давление). Вследствие этого появляются силы, устремляющие межфазную границу внутрь пористой структуры пристеночных каналов фитиля [32, 65, 73].

Устанавливающийся режим движения паровой фазы в тепловой трубе (ламинарный или турбулентный) зависит от площади проходного сечения, тепловой мощности, концентрации неконденсирующихся газов. Перенос текучей среды по структуре пористого фитиля из-за малой площади проходных сечений его каналов обычно считают принимают ламинарным. По конструкции пористого фитиля процессы массопереноса находят или по закону Дарси, или по закону Пуазейля [39, 50].

В зависимости от уровня заполнения теплоносителем внутреннего объема тепловых труб выделяются два основных режима работы – пленочный и барботажный.

Пленочный режим характеризуется равномерным распределением жидкой фазы в виде тонкой плёнки по внутренней поверхности тепловой трубы, а барботажный режим характеризуется частичным заполнением испарителя жидкостью, не участвующей в процессе передачи теплоты [20, 65].

Работа тепловой трубы в пленочном режиме возможна лишь при определенных условиях: вертикальное положение, заполнение внутреннего объема рабочим веществом не более чем на 3% от общего объема, а также отсутствие неконденсирующихся газов. Более надежным является барботажный режим работы тепловых труб, который обеспечивает активный процесс кипения рабочего вещества.

В тепловых трубах существует взаимосвязь между физическими процессами тепло- и массопереноса. Основные параметры, определяющие интенсивность этих процессов, включают общее тепловое сопротивление, капиллярные силы, действующие в фитиле, и гидравлическое сопротивление движению рабочей среды.

Общее термическое сопротивление тепловой трубы состоит из термического сопротивления слоя ламинарных вязких течений среды, обмывающей наружную поверхность тепловых трубок (внешнее термическое сопротивление, включает сопротивление фазового перехода, пористого фитиля, парового канала) и термического сопротивления слоя ламинарных вязких течений среды, обмывающей внутреннюю поверхность тепловых трубок (внутреннее термическое сопротивление, включает сопротивление газа на внешней поверхности труб, стенки тепловой трубы) [65]:

$$R_{\text{общ}} = \sum_{n-1}^2 R_{\text{внеш}}^i + \sum_{n-1}^2 R_{\text{внутр}}^i, \quad (2.1)$$

где  $R_{\text{внеш}}^i$  – внешнее термическое сопротивление, Вт/м<sup>2</sup>·°С;

$R_{\text{внутр}}^i$  – внешнее термическое сопротивление, Вт/м<sup>2</sup>·°С.

Внешнее термическое сопротивление характеризует условия внешнего подвода и отвода теплоты к трубкам (термосифонам) [65] и определяется по выражению:

$$R_{\text{внеш}}^i = \frac{1}{\alpha_{\text{внеш}} d}. \quad (2.2)$$

где  $\alpha_{\text{внеш}}$  – коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности тепловой трубы или от поверхности тепловой трубы к нагреваемому теплоносителю, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$d$  – наружный диаметр трубы, м.

В соответствие с законом Фурье тепловой поток определяется по уравнению [3, 20]:

$$Q = \frac{1}{R} (t_1 - t_2), \quad (2.3)$$

где  $R$  – удельное термическое сопротивление тепловых труб, °С/Вт;

$(t_1 - t_2)$  – перепад температур по длине тепловых труб, °С.

Конвективный перенос теплоты описывается уравнение Клаузиуса-Клайперона [20]:

$$t_1 - t_2 = \frac{t_v (P_1 - P_2)}{\rho_v \tilde{r} J}, \quad (2.4)$$

Коэффициент теплопередачи тепловых труб является величиной обратной сумме термических сопротивлений элементов тепловой трубы в зонах испарения, конденсации и переноса теплоносителя:

$$K_{\text{тп, р}} = \left[ R_{p,e} + R_{w,e} + R_{w,c} + R_{p,c} \right]^{-1}. \quad (2.5)$$

Высокая теплопроводность тепловой трубы достигается за счет низких значений термических сопротивлений. Коэффициенты теплоотдачи для зон испарения и конденсации ( $\alpha_1$  и  $\alpha_9$ ) зависят от режима работы тепловых труб, что является недостатком данных величин при оценке по ним работы тепловых труб [65].

Методика расчета основных параметров работы тепловых труб представлена в работах [31, 32, 48]. Развиваемое максимальное значение мощности тепловой трубы при температуре паровой фазы  $t_v$  определяется как минимальная из серии максимальных мощностей их работы с учётом всех видов ограничений:

- предельной перекачивающей способностью капиллярной структуры и капиллярным впитыванием фитиля (капиллярное ограничение);
- запиранием пара в канале (звуковой предел);
- срывом паровым потоком капель жидкости с межфазной границы в проходном сечении пористого фитиля (ограничение по уносу);
- разрушением потока жидкости пузырьковым кипением в фитиле (ограничение по кипению или высыхание фитиля).

Эти ограничения имеют различную физическую природу, однако превышение любого из них приводит к повышению температуры в зоне испарения и соответственно более резкому повышению перепада температур по длине корпуса тепловой трубы. Зона расположения максимального теплового потока в процессе проведения эксперимента будет наблюдаться в месте резкого возрастания температуры стенок тепловой трубы преимущественно в зоне испарения. Данное явление объясняется полным испарением жидкой фазы с поверхности пористого фитиля.

*Капиллярное ограничение:* Капиллярный предел связан с важным явлением, регулирующим работу тепловых труб, которое заключается в формировании капиллярных перепадов давления на границах раздела фаз в испарителе и конденсаторе [56, 57]. Для большинства тепловых труб максимальная мощность из-за капиллярного ограничения выражена [65]:

$$Q_c = \frac{\tilde{\tau} \rho_l K A_w}{\mu_l l_{eff}} \left\{ \frac{2\sigma_l}{r_e} \cos \theta - \rho_l g l_{eff} \sin \psi \right\}. \quad (2.6)$$

где  $\tilde{\tau}$  – скрытая теплота парообразования, Дж/кг;

$\rho_l$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$K$  – проницаемость фитиля тепловой трубы, м<sup>2</sup>;

$A_w$  – площадь поперечного сечения фитиля тепловой трубы, м<sup>2</sup>;

$\sigma_l$  – поверхностное натяжения теплоносителя, Н/м;

$\mu_l$  – вязкость жидкости, Па·с;

$l_{eff}$  – эффективная длина тепловой трубы, м;

$r_e$  – капиллярный радиус канавок фитиля, м [65];

$\theta$  – угол смачивания фитиля, °;

$\psi$  – угол наклона тепловой трубы, °.

Проницаемость представляет собой свойство структуры фитиля, определяемое по выражению:

$$K = \frac{2\varepsilon r_{h,l}^2}{f_l Re_l}. \quad (2.7)$$

где  $\varepsilon$  – пористость фитиля;

$r_{h,l}$  – гидравлический радиус потока жидкости, м;

$f_l Re_l$  – безразмерная величина, зависящая от геометрии фитиля.

Величина пористости фитиля есть величина равная отношению площади поперечного сечения фитиля к площади, которую занимает фитиль в тепловой трубе [65]:

$$\varepsilon = \frac{A_w}{\frac{\pi}{4}(d_i^2 - d_v^2)}. \quad (2.8)$$

где  $d_i$ ,  $d_v$  – диаметры внутреннего корпуса и парового канала, м.

Поскольку течение жидкости в тепловой трубе ламинарное величина  $f_l Re_l$  постоянна и зависит только от геометрии фитиля.

*Звуковое ограничение:* Звуковой предел обычно возникает в тепловых трубах во время запуска или при низкотемпературной работе из-за связанной с этим очень низкой плотности пара в этих условиях [56, 57]. Максимальная мощность при ограничении по звуковому пределу определяется выражением [65]:

$$Q_s = A_v \rho_v \tilde{\tau} \sqrt{\frac{\gamma_v R_v T_o}{2(\gamma + 1)}}. \quad (2.9)$$

где  $A_v$  – площадь сечения парового канала,  $\text{м}^2$ ;

$\rho_v$  – плотность пара,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\gamma_v$  – показатель адиабаты;

$R_v$  – газовая постоянная пара,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;

$T_0$  – температура невозмущенного потока,  $\text{К}$ .

*Ограничение уноса:* Взаимодействие противоточного потока жидкости и пара приводит к возникновению сил вязкого сдвига на границе раздела «жидкость-пар», которые могут препятствовать возврату жидкости в испаритель [56, 57]. Максимальная мощность при ограничении по уносу жидкости определяется по выражению [65]:

$$Q_e = A_v \tilde{\tau} \sqrt{\frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,s}}}. \quad (2.10)$$

где  $r_{h,s}$  – гидравлический радиус фитиля на поверхности раздела пар-фитиль,  $\text{м}$ .

*Ограничение кипения:* При более высоких тепловых потоках в конструкции фитиля может происходить пузырьковое кипение, что может привести к тому, что пары будут захвачены фитилем, тем самым блокируя возврат жидкости и приводя к высыханию испарителя [56, 57]. Предел кипения иногда называют пределом теплового потока [20, 65] и определяется по выражению [65]:

$$Q_b = \frac{4\sigma\pi l_e k_e t_v}{\tilde{\tau}\rho_v r_n \ln\left(\frac{r_i}{r_v}\right)}. \quad (2.11)$$

где  $l_e$  – длина испарительной части тепловой трубы,  $\text{м}$ ;

$k_e$  – эффективная теплопроводность фитиля тепловой трубы,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

$T_v$  – температура пара,  $\text{К}$

$r_i$  – внутренний радиус трубы,  $\text{м}$ ;

$r_v$  – радиус парового канала,  $\text{м}$ ;

$r_n$  – радиус зародыша парового пузыря,  $\text{м}$ .

Определив максимальную мощность по каждому из ограничений тепловой трубы, используя вышеописанные расчетные формулы, можно построить по каж-

дому из них зависимости тепловой мощности тепловых труб от ее рабочей температуры (рисунок 2.1 (а)). График на рисунке 2.1 (б) представляет собой зависимость максимальной мощности тепловой трубы от температуры вытяжного воздуха во всем диапазоне температур теплоносителя трубы.

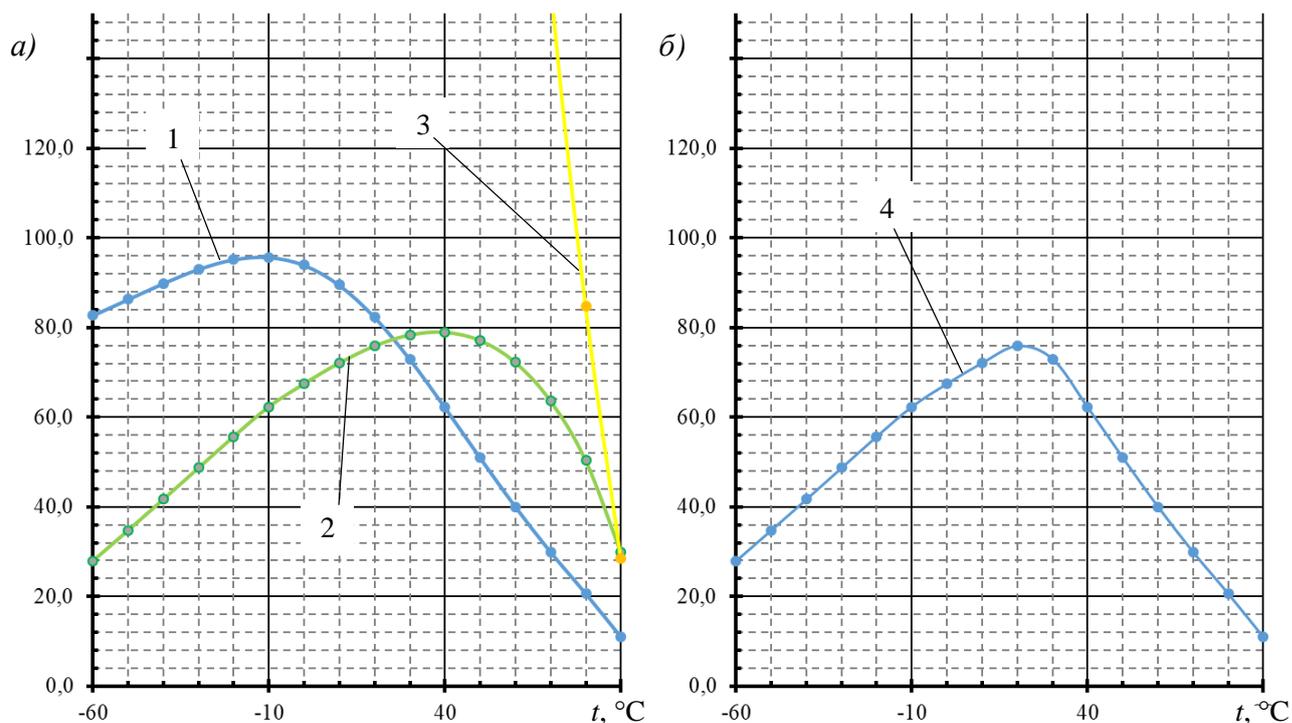


Рисунок 2.1 – Зависимость мощности тепловой трубы от температуры вытяжного воздуха а) для всех ограничений тепловой трубы; б) итоговая мощность тепловой трубы в рабочем диапазоне; 1 – капиллярное ограничение; 2 – ограничение по уносу жидкости; 3 – ограничение по кипению; 4 – итоговая мощность тепловой трубы

По сути, этот рабочий диапазон определяет область или комбинацию температур и максимальных мощностей, при которых тепловая труба будет функционировать с максимальной эффективностью. Таким образом, можно добиться того, чтобы тепловая труба могла передавать требуемую тепловую нагрузку и улучшить его конструкцию [93, 103, 115, 124].

**Тепловые трубы. Основные параметры.** Основными параметрами тепловой трубы и капиллярной структуры, являются длина испарительной секции  $l_e$ , длина конденсационной секции  $l_c$ , длина адиабатической части  $l_a$ , внешний диаметр  $d$  и другие параметры задающиеся на стадии проектирования (табл. 2.1) [56,

57]. Из основных параметров тепловой трубы определяются расчетные параметры, необходимые для определения ограничений её теплопередающей способности.

Таблица 2.1 – Основные характеристики тепловых труб и капиллярных структур

Параметр	Обозначение	Величина	Размерность
Параметры тепловой трубы			
Внешний диаметр корпуса	$d$	0,008	м
Длина испарительной секции	$l_e$	0,16	м
Длина конденсационной секции	$l_c$	0,16	м
Длина адиабатической секции	$l_a$	0,01	м
Эффективная длина тепловой трубы	$l_{eff}$	0,17	м
Угол наклона тепловой трубы	$\psi$	0	°
Площадь сечения парового канала	$A_v \cdot 10^5$	1,26	м <sup>2</sup>
Капиллярная структура			
Параметры для $\Omega$ - образной канавки			
Диаметр круглой части канавки	$d_n$	0,0005	м
Число канавок	$n$	14	
Капиллярный радиус канавок	$r_e$	0,0005	м
Гидравлический радиус на поверхности раздела «пар – фитиль»	$r_{h,s}$	0,0005	м
Внутренний радиус трубы	$r_i$	0,00275	м
Радиус парового канала	$r_v$	0,002	м
Угол смачивания	$\theta$	90	°
Площадь поперечного сечения	$A_w \cdot 10^6$	5,37	м <sup>2</sup>
Проницаемость	$K \cdot 10^9$	2,65	м <sup>2</sup>
Эффективная теплопроводность фитиля	$k_e$	98,7	Вт/(м·К)
Параметры прямоугольной канавки			
Ширина канавки	$w$	0,0005	м
Глубина канавки	$\delta$	0,0005	м
Число канавок	$n$	14	
Капиллярный радиус канавок	$r_e$	0,0005	м
Гидравлический радиус на поверхности раздела «пар – фитиль»	$r_{h,s}$	0,0005	м
Внутренний радиус трубы	$r_i$	0,00275	м
Радиус парового канала	$r_v$	0,00225	м
Угол смачивания	$\theta$	90	°
Площадь поперечного сечения	$A_w \cdot 10^6$	5,25	м <sup>2</sup>
Проницаемость	$K \cdot 10^9$	23,5	м <sup>2</sup>
Эффективная теплопроводность фитиля	$k_e$	62,9	Вт/(м·К)

Продолжение таблицы 2.1

Параметр	Обозначение	Величина	Размерность
Параметры треугольной канавки			
Глубина канавки	$\delta$	0,0005	м
Угол канавки	$\beta$	91	°
Число канавок	$n$	14	
Капиллярный радиус канавок	$r_e$	0,000355	м
Гидравлический радиус на поверхности раздела «пар – фитиль»	$r_{h,s}$	0,000505	м
Внутренний радиус трубы	$r_i$	0,00275	м
Радиус парового канала	$r_v$	0,00225	м
Угол смачивания	$\theta$	90	°
Площадь поперечного сечения	$A_w \cdot 10^6$	3,53	м <sup>2</sup>
Проницаемость	$K \cdot 10^9$	4,81	м <sup>2</sup>
Эффективная теплопроводность фитиля	$k_e$	104,5	Вт/(м·К)

*Теплоноситель.* Выбор рабочей жидкости (рабочего тела) осуществляется прежде всего, исходя из рабочего диапазона температур тепловой трубы. Согласно [52, 53] параметры наружного воздуха для систем вентиляции и кондиционирования воздуха соответствующих районов строительства следует принимать по параметрам Б для холодного периода года.

Подходящими для данных температурных условий являются теплоносители с низкой температурой насыщения, такие как: этан  $C_2H_6$  ( $t_k = -88,5$  °С), пропан  $C_3H_8$  ( $t_k = -42$  °С), аммиак  $NH_3$  ( $t_k = -33,2$  °С), фреон R22 ( $t_k = -40,8$  °С), фреон R134A ( $t_k = -26,5$  °С), фреон R410A ( $t_k = -48,5$  °С), фреон R407C ( $t_k = -43,6$  °С) и другие теплоносители совместимые с материалом корпуса тепловых труб. В системах вентиляции и кондиционирования воздуха в качестве рабочего тела тепловых труб следует использовать безопасные для здоровья человека вещества (чаще всего применяются фреоны R134A, R410A, R407C) [69, 84, 120, 133].

*Материал корпуса тепловых труб.* В качестве материала для изготовления тепловых труб используются высокотеплопроводные медь с теплопроводностью  $\lambda = 387$  Вт/(м·°С) (марок М0, М1, М2 [18]) и алюминий с теплопроводностью  $\lambda = 190$  Вт/(м·°С) (марки АД31 [17]). Данные марки материалов совместимы с вышеуказанными фреонами [20, 65, 66, 89, 98, 119].

Таблица 2.2 – Основные характеристики теплоносителей

$t, ^\circ\text{C}$	$L, \text{кДж/кг}$	$\rho_l, \text{кг/м}^3$	$\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\rho_v, \text{кг/м}^3$	$\sigma, \text{Н/м}$	$\gamma_v$	$R_v, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$
R134A							
-30	2260,2	1418,4	0,000282	4,42	0,01607	1,24	81,5
-20	2194,0	1387,7	0,000236	6,79	0,01451		
-10	2127,4	1357,2	0,0002	10,07	0,01302		
0	2058,7	1326,4	0,000171	14,17	0,01158		
10	1986,4	1294,7	0,000149	19,74	0,01020		
20	1908,9	1261,4	0,000132	27,24	0,00886		
30	1824,6	1226,0	0,000118	37,20	0,00757		
R410A							
-30	2556,05	1277,6	0,000239	10,10	0,01356	1,55	114,5
-20	2476,61	1244,9	0,000211	14,48	0,01189		
-10	2388,28	1210,3	0,000187	20,47	0,01027		
0	2286,50	1172,9	0,000166	28,56	0,00870		
10	2166,65	1131,7	0,000147	39,40	0,00719		
20	2024,17	1085,9	0,00013	53,72	0,00575		
30	1854,46	1034,6	0,000113	72,51	0,00440		
R407C							
-30	2381,66	1340,2	0,000307	6,08	0,01556	1,33	96,7
-20	2318,09	1308,5	0,000269	9,05	0,01391		
-10	2243,80	1274,4	0,000237	13,15	0,01229		
0	2158,79	1238,0	0,000209	18,75	0,01072		
10	2063,05	1199,2	0,000186	26,18	0,00919		
20	1956,60	1158,1	0,000164	35,80	0,00770		
30	1839,43	1114,5	0,000142	47,97	0,00625		

*Фитиль.* Важной частью фитиля тепловой трубы является его капиллярная структура. В тепловых трубах чаще всего применяют три основных типа структур:  $\Omega$  – образные канавки, прямоугольные канавки и треугольные канавки (рисунок 2.2). Основными параметрами капиллярных структур в виде открытых канавок являются:

– для  $\Omega$  – образной канавки ( $d_n; d_v; n$ ), где  $d_n$  – диаметр канавки, мм,  $d_v$  – диаметр парового канала, мм;  $n$  – число канавок, шт;

– для прямоугольной канавки ( $\delta; w; n$ ), где  $\delta$  – глубина канавки, мм,  $w$  – ширина канавки, мм,  $n$  – число канавок, шт;

– для треугольной канавки ( $\delta$ ;  $n$ ), где  $\delta$  – глубина канавки, мм,  $n$  – число канавок, шт.

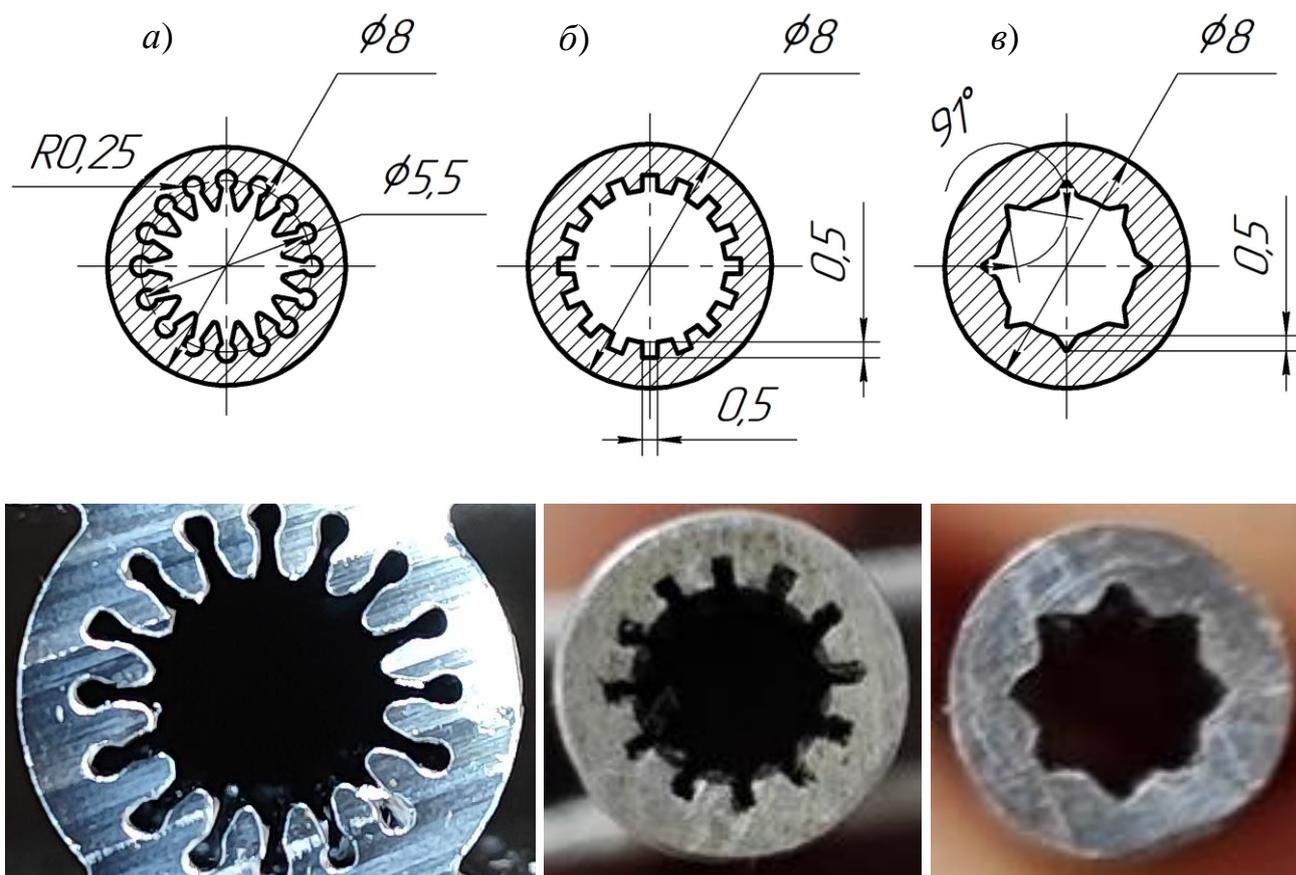


Рисунок 2.2 – Варианты капиллярных структур тепловой трубы

а)  $\Omega$ -образная канавка; б) прямоугольная канавка; в) треугольная канавка

На рисунках 2.3 – 2.5 представлены зависимости тепловой мощности от рабочей температуры тепловой трубы с использованием в качестве теплоносителя фреонов R134A, R410A, R407C и капиллярными структурами формой в виде:  $\Omega$  – образной канавки, прямоугольной канавки и треугольной канавки. Графики были построены по результатам исследования работы тепловых труб для геометрических параметров капиллярных структур представленных в таблице 2.3. Исследования производились по [31, 32, 33, 39, 48] и использованием программы *Microsoft Excel*.

Таблица 2.3 – Геометрические параметры капиллярных структур тепловых труб

№ исполнения	Форма канавки фитиля	$d_n$ , мм	$d_v$ , мм	$\delta$ , мм	$w$ , мм	$n$ , шт
1	Ω-образная	0,2	2,5	–	–	10
2		0,3	2,5	–	–	10
3		0,4	2,5	–	–	10
4		0,3	2,5	–	–	12
5		0,3	2,5	–	–	14
6		0,3	3,0	–	–	14
7		0,3	3,5	–	–	14
1	Прямоугольная	–	–	0,3	0,3	10
2		–	–	0,3	0,4	10
3		–	–	0,3	0,5	10
4		–	–	0,4	0,3	10
5		–	–	0,5	0,3	10
6		–	–	0,3	0,4	12
7		–	–	0,3	0,4	14
1	Треугольная	–	–	0,3		10
2		–	–	0,4		10
3		–	–	0,5		10
4		–	–	0,5		12
5		–	–	0,5		14
6		–	–	0,5		16

По результатам исследований, проведенных в [56, 57] получено:

– наибольшую тепловую мощность с фреонов R134A, R410A, R407C получаем при использовании прямоугольной канавки в качестве капиллярной структуры;

– наибольшую тепловую мощность показывают прямоугольные канавки с следующими параметрами: 1 –  $\delta=0,3$  мм,  $w=0,4$  мм,  $n=14$ ; 2 –  $\delta=0,3$  мм,  $w=0,5$  мм,  $n=12$ ;

– наибольшую тепловую мощность получаем при использовании фреона R410A, по сравнению с фреонами R134A и R407C, в среднем превышение составляет 25%.

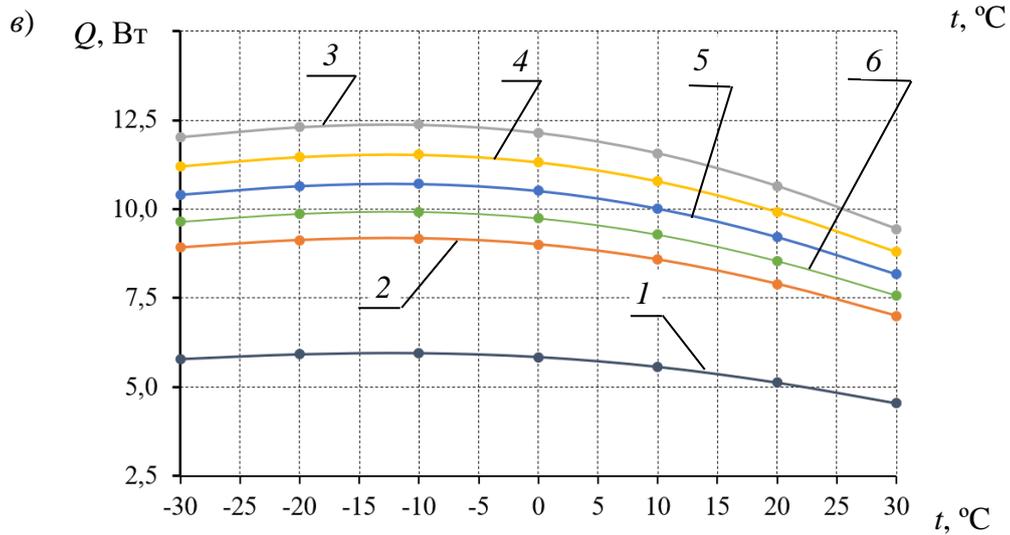
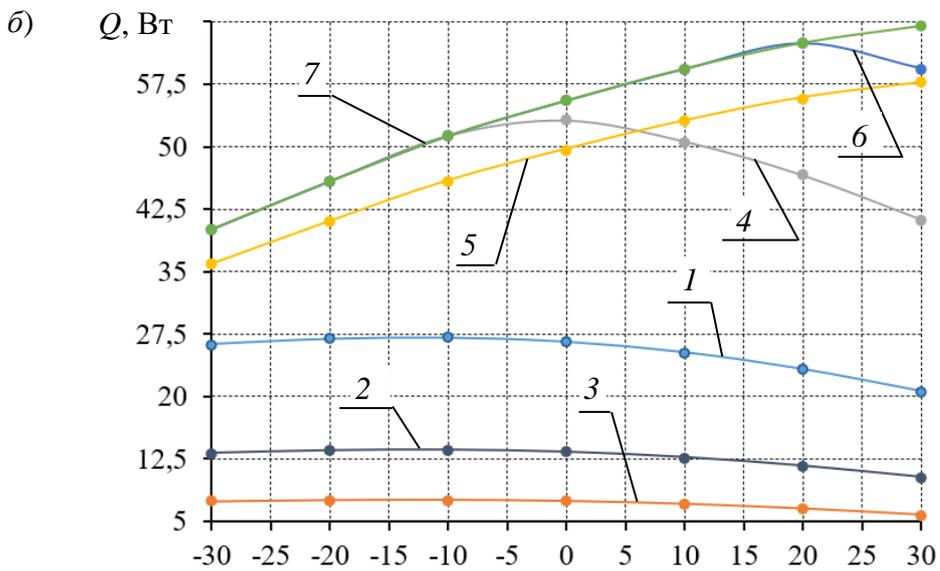
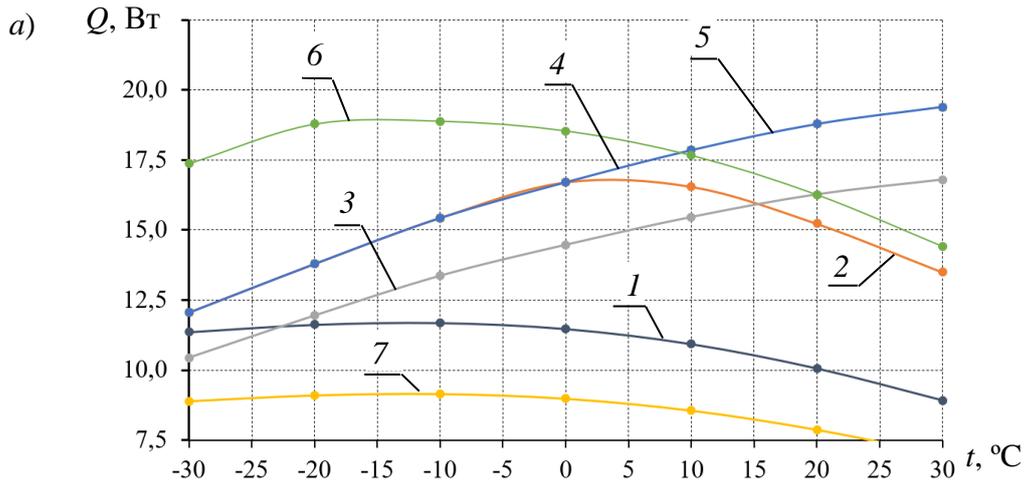


Рисунок 2.3 – Влияние типа и размеров канавок капиллярной структуры на тепловую мощность термосифона с теплоносителем R134A

а)  $\Omega$ -образная канавка; б) прямоугольная канавка; в) треугольная канавка

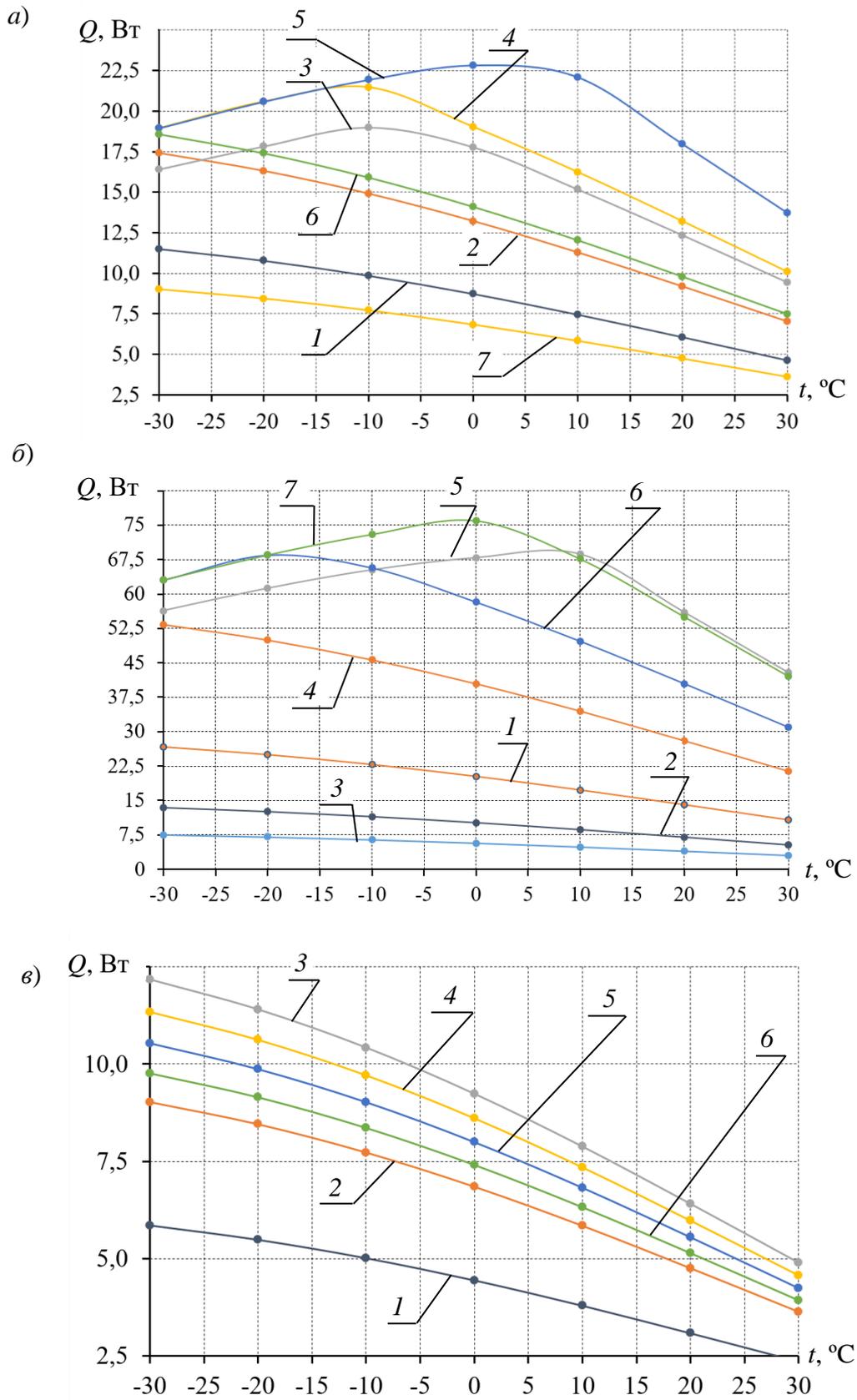


Рисунок 2.4 – Влияние типа и размеров канавок капиллярной структуры на тепловую мощность термосифона с теплоносителем R410A

а) Ω – образная канавка; б) прямоугольная канавка; в) треугольная канавка

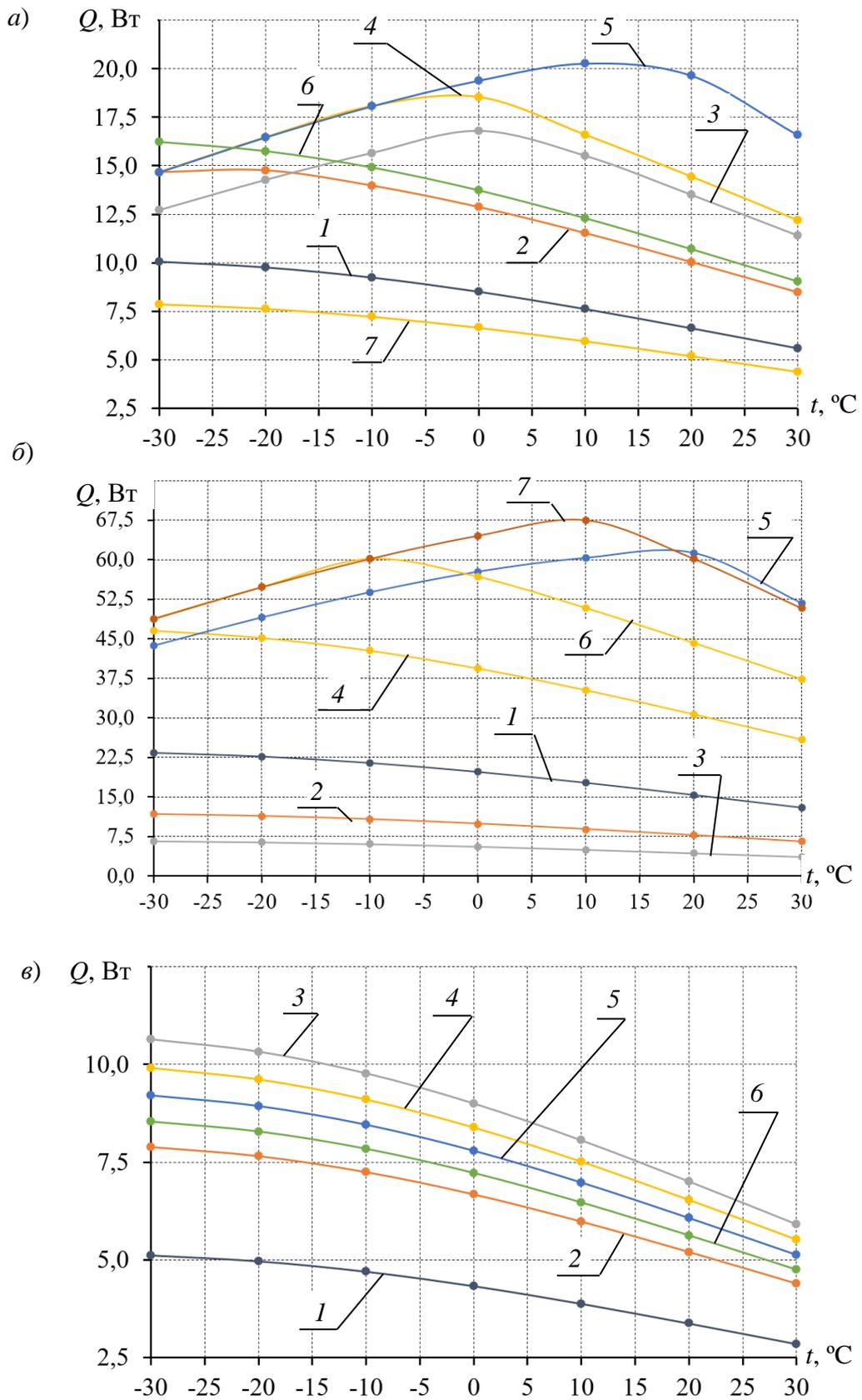


Рисунок 2.5 – Влияние типа и размеров канавок капиллярной структуры на тепловую мощность термосифона с теплоносителем R407C

а) Ω-образная канавка; б) прямоугольная канавка; в) треугольная канавка

## 2.2 Методика расчета теплоутилизаторов с тепловыми трубами

Методика расчета теплообмена и аэродинамического (гидравлического) сопротивления утилизаторов с тепловыми трубами идентична методике расчета теплообменника с промежуточным теплоносителем [1, 8, 16]. Различаются они между собой тем, что в утилизаторе с тепловыми трубами каждая тепловая труба является носителем отдельного циркуляционного контура для рабочего тела (хладагента). Существует конструктивный и поверочный виды расчётов теплообменника с тепловыми трубами [27, 35, 36].

При конструктивном расчете задаются параметры температуры вытяжного воздуха  $t_1'$ ,  $t_1''$  и параметры приточного воздуха  $t_2'$ ,  $t_2''$  на входе и выходе из теплоутилизатора с тепловыми трубами, соответственно;  $G_1$  и  $G_2$  – расходы среды на греющей и нагреваемой сторонах теплообменника с тепловыми трубами; схема движения потоков. Необходимо определить площадь теплообмена по греющей стороне  $F_1$  и нагреваемой стороне  $F_2$  теплообменника с тепловыми трубами, его эффективность  $\varepsilon$ , число рядов и количество тепловых труб, их расположение в рядах, тип тепловых труб, характеристики внешнего оребрения [14].

При поверочном расчете известно количество тепловых труб, число рядов, тип тепловых труб  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $G_1$ ,  $G_2$ ,  $t_1'$ ,  $t_2'$ , схема движения потоков. Требуется определить суммарный тепловой поток  $Q$ ,  $t_1''$ ,  $t_2''$ ; предельный тепловой поток  $Q_{\text{тп}}$ , который можно передать по тепловой трубе при заданной температуре [14].

Основой теплового расчета является уравнение теплопередачи и теплового баланса [14]:

$$dQ = k dF \Delta \bar{t} d\tau, \quad (2.12)$$

$$dQ = G_1 c_{p1} dt_1 = G_2 c_{p2} dt_2. \quad (2.13)$$

где  $dQ$  – количество теплоты, передаваемой через поверхность  $dF$ ;

$k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$\Delta \bar{t}$  – температурный напор;

$G_1$  – расход греющей среды, кг/с;

$c_{p1}$  – удельная теплоемкость греющей среды, кДж/(кг·°С);

$G_2$  – расход нагреваемой среды, кг/с;

$c_{p2}$  – удельная теплоемкость нагреваемой среды, кДж/(кг·°С);

$dt_1$  и  $dt_2$  – изменение температуры греющей и нагреваемой сред, °С.

Расчетная формула процесса теплопередачи имеет вид [14, 92, 117]:

$$Q = \bar{k} \Delta T F, \quad Q = \sum_1^n Q_{\text{тг}}, \quad (2.14)$$

$$\bar{k} = \frac{F_1 k_1 + F_2 k_2 + \dots + F_n k_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}. \quad (2.15)$$

где  $k_1, k_2, \dots, k_n$  – коэффициент теплопередачи тепловых труб, обозначаемый далее как  $k_{\text{тг}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Коэффициент  $k_{\text{тг}}$  состоит из сопротивления внешних и внутренних погранслоев [14, 15] и вычисляется по выражению:

$$k_{\text{тг}} = \frac{1}{\sum R}, \quad (2.16)$$

где  $\sum R$  – общее термическое сопротивление, (м<sup>2</sup>·°С)/Вт:

$$\sum R = (R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7 + R_8 + R_9), \quad (2.17)$$

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1 F_1}, \quad R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda L_{\text{н}}} \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right),$$

$$R_3 = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{эф}} L_{\text{н}}} \ln\left(\frac{r_{\phi}}{r_n}\right), \quad R_4 = \frac{1}{\alpha_4 F_4},$$

$$R_5 = \frac{\pi r_o^2 F_n \left(\frac{1}{6} L_{\text{н}} + L_a + \frac{1}{6} L_{\text{к}}\right)}{\rho_n r' j}, \quad (2.18)$$

$$R_6 = \frac{1}{\alpha_6 F_6}, \quad R_7 = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{эф}} L_{\text{к}}} \ln\left(\frac{r_n}{r_{\phi}}\right),$$

$$R_8 = \frac{1}{2\pi\lambda L_{\text{к}}} \ln\left(\frac{r_{\phi}}{r_i}\right), \quad R_9 = \frac{1}{\alpha_9 F_9}.$$

Термическим слоем загрязнений на греющей и нагреваемой сторонах теплообменника на тепловых трубах в расчете пренебрегаем. Иногда задается суммарное термическое сопротивление пористого фитиля и фазового перехода (вместо  $R_3$  и  $R_4$  берется только  $R_4$ , соответственно вместо  $R_6$  и  $R_7$  только  $R_7$ ). Это справедливо для тепловых труб с канавками или термосифонов.

Так как в рабочем режиме тепловые трубы при  $Q_{\text{ТТ}} < Q_{\text{ТТ max}}$  термическое сопротивление ничтожно мало, коэффициенты теплопередачи теплообменника с тепловыми трубами определяется [14]:

$$k_{\text{ТТТ}} = \frac{1}{\frac{1}{k_{\Gamma}} + \frac{F_{\Gamma}}{F_{\text{X}}} + \frac{1}{k_{\text{H}}}}, \quad (2.19)$$

$$k_{\Gamma} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{\text{ог}} \alpha_{\Gamma}} + R_2 + R_3 + R_{3,\Gamma}}, \quad (2.20)$$

$$k_{\text{H}} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{\text{он}} \alpha_{\text{H}}} + R_7 + R_8 + R_{3,\text{H}}}, \quad (2.21)$$

где  $R_{3,\Gamma}$ ,  $R_{3,\text{H}}$  – сопротивление слоя загрязнения на греющей и нагреваемой поверхностях;

$\eta_{\text{ог}}$ ,  $\eta_{\text{он}}$  – коэффициент полезного действия полных поверхностей теплообмена  $F_{\Gamma}$ ,  $F_{\text{H}}$ .

Обычно для теплообменников на тепловых трубах характерно равенство  $\eta_{\text{ог}} = \eta_{\text{он}}$ . При условии  $F_{\Gamma} = F_{\text{H}}$  и  $\eta_{\text{ог}} = \eta_{\text{он}}$  формула (2.22) преобразуется:

$$k_{\text{ТТТ}} = \frac{k_{\Gamma} k_{\text{H}}}{k_{\Gamma} + k_{\text{H}}}. \quad (2.22)$$

Температурный напор по длине теплообменника определяется:

для противотока

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{\text{о}}} - \Delta t_{\bar{\text{м}}}}{\ln \left( \frac{\Delta t_{\bar{\text{о}}}}{\Delta t_{\bar{\text{м}}}} \right)}. \quad (2.23)$$

Коэффициенты теплообмена  $\alpha_1$  и  $\alpha_9$  на внешних поверхностях тепловых труб могут быть найдены с помощью критериальной зависимости Nu [14]:

$$Nu = B C Re^m Pr^n, \quad (2.24)$$

где  $B, m$  – функции продольного и поверхностного оребрения тепловых труб;

$C$  – геометрический фактор числа рядов труб в пучке;  $n = 1/3$ .

Для внешнего теплообмена ряда гладких цилиндрических труб с поперечным потоком газа:

для шахматного расположения тепловых труб:

$$Nu = 0,33Re^{0,6}Pr^{1/3}, \quad (2.25)$$

Здесь  $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$ ;  $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ ;  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ ;  $d$  – наружный диаметр оребренной

трубы. При числе рядов  $n < 10$  нужно использовать соотношение  $\alpha_n/\alpha_{10}$  (таблица 2.4) [14].

Таблица 2.4 – Соотношение внешних коэффициентов теплообмена [14]

$n$	1	2	4	6	8	10
$\alpha_n/\alpha_{10}$	0,68	0,75	0,89	0,95	0,98	1

Внешний теплообмен цилиндрических оребренных труб для воздушной среды теплообменника с тепловыми трубами:

$$Nu = C_1 Re^{C_2} Pr^{1/3}, \quad (2.26)$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – константы, величины которых зависят от конструктивного исполнения оребрения.

Для отношения шага оребрения к высоте ребра  $0,125 < s/h < 0,61$  и шага оребрения к толщине ребра  $4,5 < s/\delta < 8$ :

$$Nu = 0,134 \cdot Re^{0,681} Pr^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134}. \quad (2.27)$$

где  $s$  – шаг оребрения, м;

$h$  – условная высота оребрения, м [8];

$\delta$  – толщина оребрения, м.

Тепловой баланс теплообменника с тепловыми трубами с учетом потерь энергии в окружающую среду:

$$Q_{\Gamma} + Q_{\Gamma}^{\text{сопр}} + Q_{\text{H}}^{\text{сопр}} = Q_{\text{H}} + Q_{\text{П}}, \quad (2.28)$$

где  $Q_{\Gamma}^{\text{сопр}}$ ,  $Q_{\text{H}}^{\text{сопр}}$  – энергия, необходимая на прокачку среды по греющему и нагреваемому трактам, Вт;

$Q_{\text{П}}$  – потери в окружающую среду, Вт.

Эти величины определяют эффективность работы теплообменника. Тепловые потоки греющей  $Q_{\Gamma}$  и нагреваемой  $Q_{\text{H}}$  сред [14]:

$$Q_{\Gamma} = G_1 c_p (t_1' - t_1'') = W_1 (t_1' - t_1'') = G_1 (i_1' - i_1''), \quad (2.29)$$

$$Q_{\text{H}} = G_2 c_p (t_2' - t_2'') = W_2 (t_2' - t_2'') = G_2 (i_2' - i_2''). \quad (2.30)$$

где  $i_1'$ ,  $i_1''$ ,  $i_2'$ ,  $i_2''$  – энтальпия греющей и нагреваемой сред на входе и выходе из теплообменника, кДж/кг;

$W_1 (t_1' - t_1'')$ ,  $W_2 (t_2' - t_2'')$  – водяной эквивалент греющей и нагреваемой сред, Вт/°С.

Таким образом, получаем три уравнения для теплоты:

$$Q = k_{\text{ТТТ}} \Delta t F, \quad (2.31)$$

$$Q = W_1 (t_1' - t_2'), \quad (2.32)$$

$$Q = W_2 (t_2'' - t_1''). \quad (2.33)$$

которые содержат три неизвестных, подлежащих расчету.

Эффективность теплообменника определяется выражением [8, 14, 35, 36]:

$$\varepsilon_{\Gamma} = \frac{W_{\Gamma} (t_1' - t_2'')}{W_{\min} (t_1' - t_2')} = \frac{Q}{Q_{\max}}, \quad (2.34)$$

для горячего газа или

$$\varepsilon_{\text{H}} = \frac{W_{\text{H}} (t_2'' - t_1')}{W_{\min} (t_1' - t_2')} = \frac{Q}{Q_{\max}}, \quad (2.35)$$

для холодного.

При  $G_1 = G_2$  для противотока

$$\varepsilon = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2}, \text{ или } \varepsilon_i = \frac{i'_1 - i''_1}{i'_1 - i'_2}. \quad (2.36)$$

где  $\varepsilon$  и  $\varepsilon_i$  – термический и энтальпийный КПД.

Аэродинамическое (гидравлическое) сопротивление теплообменника с тепловыми трубами производится аналогично, как и для рекуперативных теплообменников с промежуточным теплоносителем. Расчет производится для греющего и нагреваемого трактов теплообменника. Суммарная аэродинамическое сопротивление теплообменника с тепловыми трубами [14]:

$$\Delta p = \frac{u^2}{2\rho_{\Gamma}} \left[ (K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left( \frac{\rho_{\Gamma}}{\rho_{\text{H}}} - 1 \right) + \varphi \frac{L_{\text{п}} \rho_{\Gamma}}{d_{\text{э}} \rho_{\text{ср}}} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_{\Gamma}}{\rho_{\text{H}}} \right]. \quad (2.37)$$

где  $K_c$ ,  $K_e$  – коэффициенты потерь напора на входе и выходе из теплообменника;

$\sigma$  – коэффициент проходного сечения (отношение минимального сечения на просвет к полному);

$\varphi$  – коэффициент трения;

$L_{\text{п}}$  – длина поверхности, омываемой потоком с наличием трения, м;

$d_{\text{э}}$  – эквивалентный гидравлический диаметр проходного сечения, м;

$u = r_{\Gamma} \omega$  – массовая скорость, кг/с.

Коэффициенты  $K_c$  и  $K_e$  зависят от геометрических особенностей отверстий для входа и выхода теплообменника, числа  $Re$  и определены аналитически [14].

### 2.3 Основные технические решения предлагаемой конструкции теплообменного аппарата

Целью разработки является повышение эффективности и качества процесса утилизации теплоты теплообменным устройством с тепловыми трубами, улучшение испарительно-конденсационных процессов в тепловых трубах, простота монтажа установки, универсальность конструкции, повышение надежности работы теплообменного устройства и снижение его себестоимости.

Теплообменный аппарат содержит пучок гравитационных тепловых труб (термосифонов), закрепленных в трубной доске теплообменника.

**Пластины оребрения.** На сегодняшний день в качестве материала пластин оребрения чаще всего используются высокотеплопроводные медь с теплопроводностью  $\lambda = 387 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С})$  (марок М0, М1, М2 [18]) и алюминий с теплопроводностью  $\lambda = 190 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С})$  (марки АД31 [17]). Производство оребренных труб требует значительного количества металла. Сократить расход металла можно, используя оребрение труб, которое способствует максимальному увеличению площади теплообмена в определенном объеме и значительному улучшению параметров компактности и удельной металлоемкости.

Изготовление теплообменных труб может осуществляться различными способами, каждый из которых приводит к получению продукта с различными техническими характеристиками:

1. *Метод продольного оребрения.* Производство продольно-оребрённых теплообменников довольно просто: ребра могут быть нанесены путем экструзии на основную трубу или закреплены вдоль ее поверхности в виде U-образных ребер с использованием контактной сварки (рисунок 2.6) [35, 36].

2. *Ошипованные трубы теплообменного аппарата.* Шипы крепятся парами с помощью сварки по окружности. Такой вариант технического исполнения позволяет применять выполнять шипы и трубы из разных материалов (рисунок 2.7) [35, 36].

3. *Оребрение просечной лентой.* Продольное оребрение способствует увеличению коэффициента теплоотдачи в среднем на 20% по сравнению со сплошным оребрением лентой (рисунок 2.8) [35, 36].

4. *Спирально – проволочное оребрение.* Оребрение представляет собой ребра, исполненные в виде петель, обвитых вокруг теплообменной трубы. Значительным недостатком такого оребрения является наличие малых межрёберных промежутков склонных к быстрому засорению [35, 36].

5. *Сплошное пластинчатое оребрение.* Производство сплошного пластинчатого оребрения теплообменников обычно осуществляется с применением штамповочного оборудования (рисунок 2.10) [35, 36].



Рисунок 2.6 – Продольно-оребренная труба [38, 39]



Рисунок 2.7 – Ошипованные трубы теплообменного аппарата



Рисунок 2.8 – Оребрение просечной лентой



Рисунок 2.9 – Спирально-проволочное оребрение



Рисунок 2.10 – Сплошное пластинчатое оребрение

**Трубная решетка теплообменника.** Для обеспечения в теплообменниках более высокой степени герметизации с целью предотвращения перетока греющей среды в нагреваемую или наоборот разработаны некоторые способы крепления труб в трубных решетках (рисунок 2.11) [30]. Обычно теплообменные трубы крепят с помощью развальцовки, однако такой способ может быть технически слож-

но выполним, особенно для тепловых труб с развитой капиллярной структурой пористого фитиля. Здесь обычно используют соединение на сварке или с помощью сальниковых уплотнений. Сальниковые уплотнения не приобрели широкого применения, т.к. являются дорогими и сложными, а также слабо надежными в техническом исполнении. Приварку труб производят электросваркой с применением угольных или металлических электродов. При этом возможно коробление свариваемых материалов, а также непровары, свищи и другие дефекты. Для соединения труб с трубной решеткой электросваркой необходимо чтобы трубы выступали над поверхностью решетки не более чем 2,5 – 3,0 мм.

Перспективным способом крепления тепловых труб является использование диффузионной сварки. В таком случае получаем надежное и герметичное соединение из-за взаимной диффузии на атомарном уровне свариваемых поверхностей деталей, но для ее осуществления необходимы высокие температура и давление.

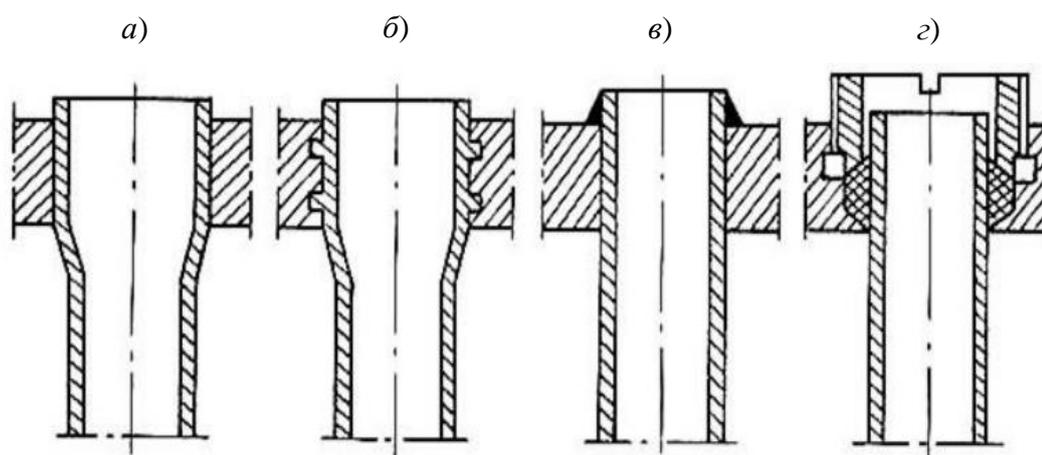
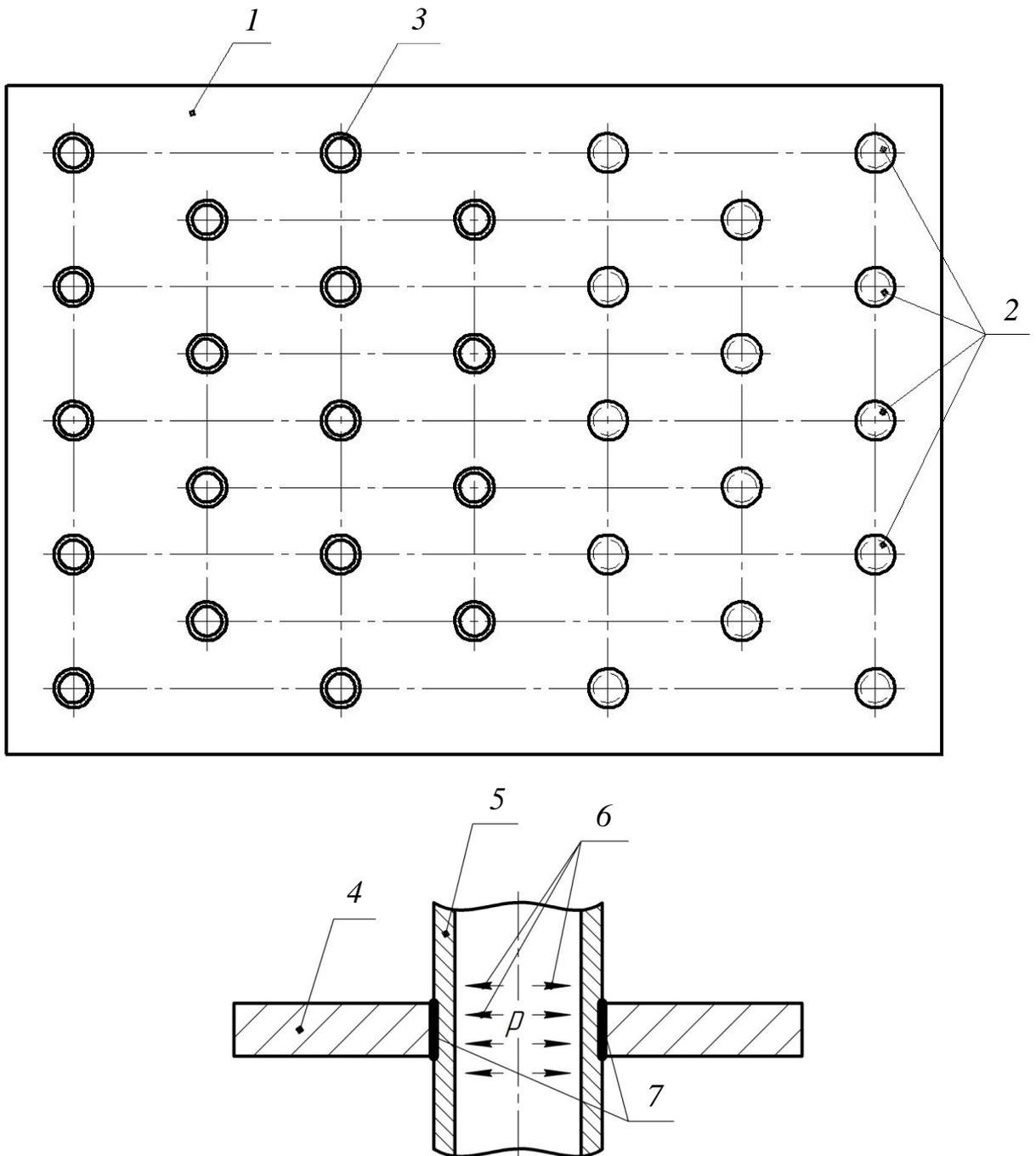


Рисунок 2.11 – Крепление труб в трубной решетке [39]

*a)* развальцовка; *б)* развальцовка с канавками; *в)* сварка; *г)* сальниковые уплотнения

Для осуществления диффузионной сварки тепловых труб с трубной решеткой предложен способ, при котором тепловые трубы устанавливают в отверстия трубной решетки [42]. В соответствии с заданным порядком расположения тепловых труб выполнены сквозные отверстия, равные размеру и форме поперечного сечения труб. Установка труб производится до заправки их теплоносителем. Затем диффузионной сваркой осуществляется соединение тепловых труб с трубной

решеткой, при этом необходимое в месте сварки давление равномерно прикладывается к внутренней или внешней поверхности тепловых труб (рисунок 2.12). На данный способ соединения тепловых труб с трубной доской получен патент на изобретение № 2022128982/12(063514 (Приложение Ж).



Риснок 2.12 – Крепление тепловых труб в трубной доске [42]

1, 4 - трубная доска; 2 - сквозные отверстия; 3, 5 - тепловые трубы; 6 - векторы давления на внутреннюю поверхность тепловых труб; 7 - сварное соединение

На предприятии ОКБ «Планета» был создан теплообменный аппарат с тепловыми трубами (термосифонами) для охлаждения радиоэлектронной аппаратуры. Предложено использовать такой теплообменный аппарат для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Рассмотрены варианты устройств с шахматным расположением тепловых труб. Теплообменный аппарат состоит из пучка тепловых труб с плотно закрепленными на них пластинами оребрения. Тепловые трубы закрепляются в корпусе (трубной доске) теплообменного аппарата, которая также разделяет потоки греющей и нагреваемой сред (удаляемого и приточного воздуха). Разработаны варианты с шагом 10 мм (рисунки 2.13, 2.14, 2.15) и 5 мм сплошного гладкого пластинчатого оребрения.

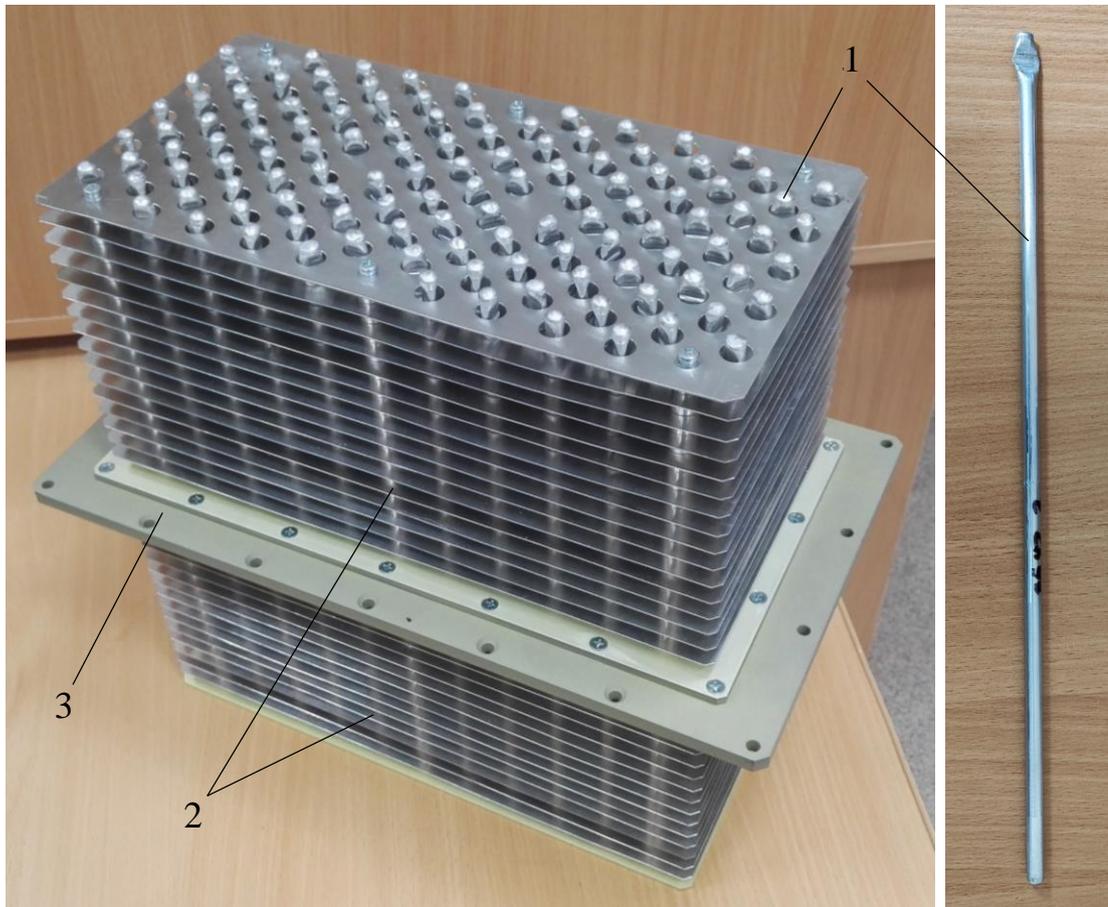


Рисунок 2.13 – Теплообменник с шахматным расположением тепловых труб  
 1 – тепловая труба (термосифон); 2 – пластина оребрения;  
 3 – корпус теплообменника (трубная доска)



Рисунок 2.14 – Тепловая труба теплообменника

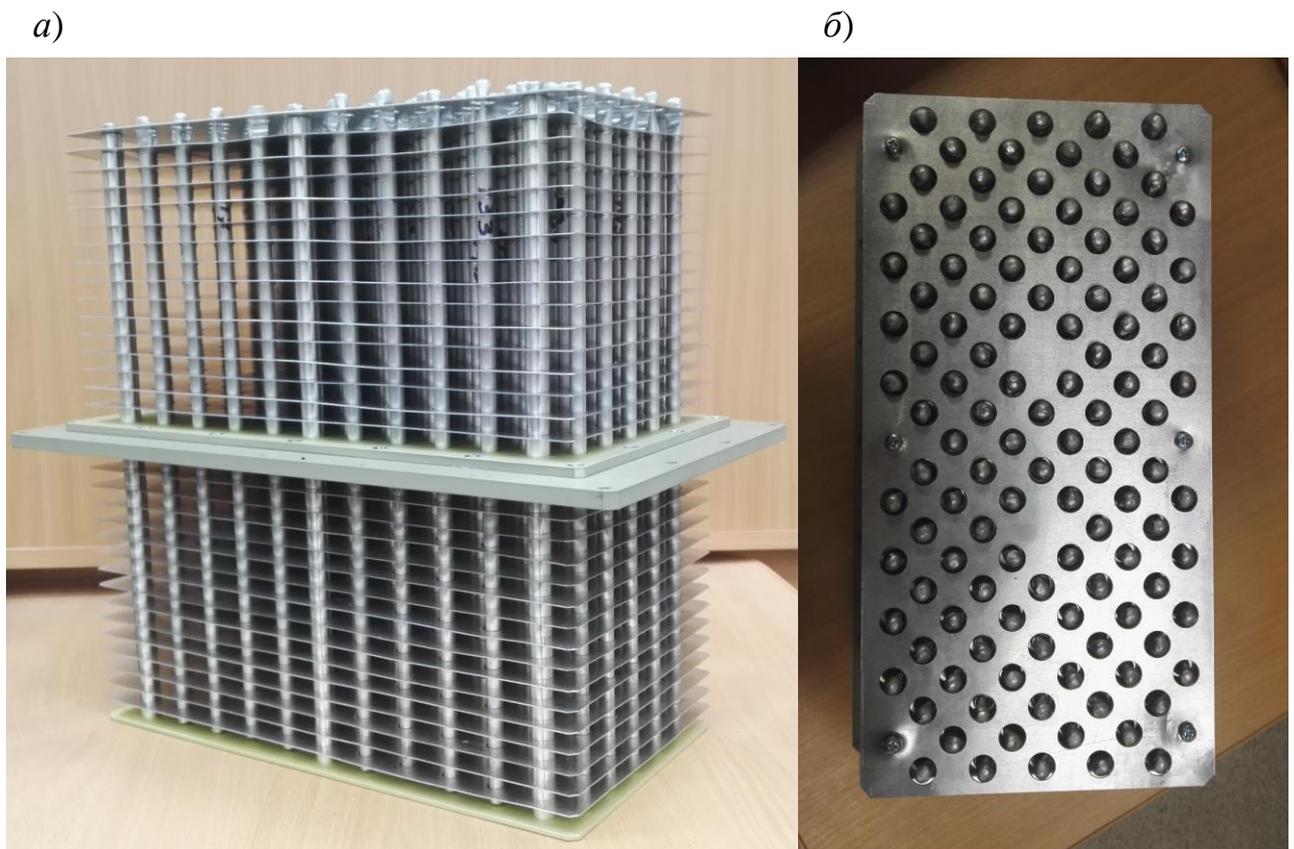


Рисунок 2.15 – Образец исследуемого теплообменника с тепловыми трубами

*a)* изометрия; *б)* вид сверху

## 2.4 Выводы по разделу 2

1. Выявлены характеристики процессов теплообмена в рабочем пространстве тепловых труб с учётом капиллярных сил.

2. На основе анализа теплофизических характеристик тепловых труб наружным диаметром  $d=8$  мм с  $\Omega$ -образной, прямоугольной и треугольной канавками установлено, что наибольший тепловой поток обеспечивает применение прямоугольных канавок со следующими параметрами:

- первый вариант: глубина канавки –  $\delta=0,3$  мм; ширина канавки -  $w=0,4$  мм; число канавок -  $n=14$ ;

- второй вариант: глубина канавки –  $\delta=0,3$  мм; ширина канавки -  $w=0,5$  мм; число канавок -  $n=12$ .

Исследованы теплоносители - фреон R134A, R410A или R407C. При использовании фреона R410A тепловой поток в среднем на 25% выше по сравнению с фреонами R134A и R407C.

3. Предложено использовать методику расчета рекуперативных теплообменников с промежуточным теплоносителем для анализа теплообменных и аэродинамических процессов.

4. Исходя из анализа эффективности предлагаемых моделей с различными соотношениями диаметра труб, шага и высоты ребра, выбраны наиболее рациональные модели конструктивного исполнения тепловых труб.

5. Для применения в оборудовании систем вентиляции и кондиционирования воздуха предложено техническое решение в виде способа крепления тепловых труб в трубной доске, обеспечивающее разделение потоков приточного и вытяжного воздуха и предотвращающее загрязнение приточного воздуха удаляемым. Способ крепления тепловых труб к трубной доске защищён патентом на изобретение.

## 3 ЧИСЛЕННЫЕ И ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ

### 3.1 Разработка геометрической модели для численного эксперимента

Для выявления физических параметров работы теплообменника следует разработать его геометрическую модель, а далее выполнить численный анализ. Разработка геометрии проводилась в графическом редакторе *DesignModeler*, входящим в состав программного комплекса *ANSYS*. Качество получаемых решений, а также лучшая их согласованность с данными физического эксперимента зависит не только от настроек решателя. На точность результатов моделирования также влияет правильность выбор геометрического объекта, его адекватность поставленной задачи численного анализа и качество расчётной сетки.

Для нашего случая для постановки численного анализа теплообменника с тепловыми трубами был принят геометрический объект с периодическими границами (*Periodic Translational*) (рисунок 3.1). Данные границы обычно назначаются для объектов, имеющих периодическую повторяемость физических процессов по координатам сдвига границы. Периодические границы *Periodic Translational* для данной постановки существенно упрощают задачу моделирования теплообменной системы и дают возможность создать более подробную гексагональную сетку с высокими показателями качества. Это оптимизирует постановку задачи численного эксперимента согласовав расчётные возможности ЭВМ с настройками получения более точного решения.

Для постановки задачи моделирования необходимо разработать геометрическую модель конструкции теплообменника адекватную задачам численного эксперимента. Геометрия теплообменника должна давать возможность был выполнен численное моделирование математических моделей аэродинамической системы теплообмена по форме идентичной стенду. В системе *CAD* моделирования была создана пространственная геометрия, где в последствии были смоделированы процессы течений. В качестве исследуемого объекта была выбрана постановка

задачи с периодически повторяющимся фрагментом теплообменника (рисунок 3.1). Моделирование проводилось с использованием  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности модификации «*Realizable*».

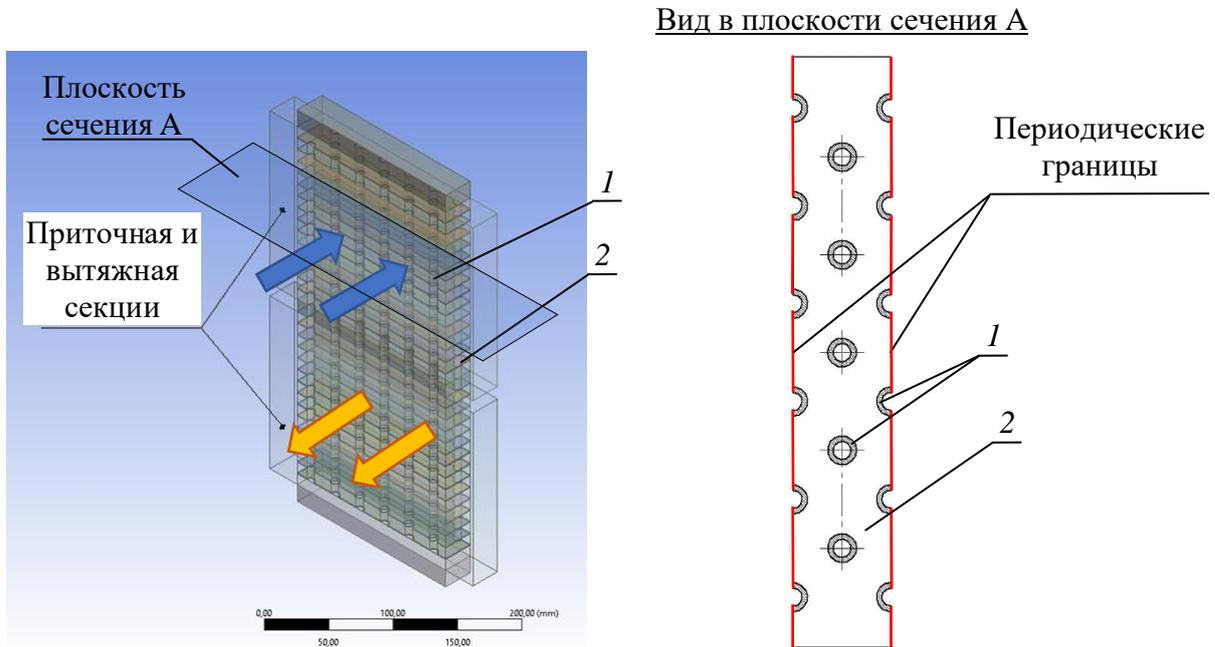


Рисунок 3.1 – Периодический фрагмент геометрической модели теплообменника с тепловыми трубами  
1 – тепловые трубки; 2 – пластины оребрения

После подготовки геометрии с помощью модуля *Ansys Meshing* была построена конформная сетка из гексагональных элементов (рисунок 3.2).

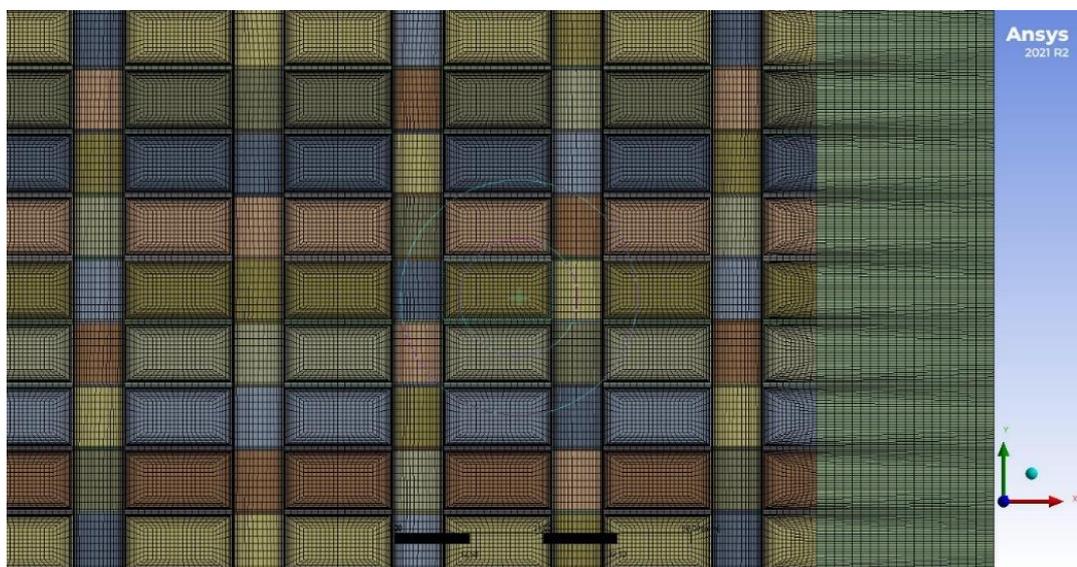


Рисунок 3.2 – Гексагональная расчетная сетка конечных объемов

### 3.2 Постановка задачи численного эксперимента

Для принятия адекватных решений усовершенствования конструкции теплообменного аппарата с тепловыми трубами требуется выполнить его научно-исследовательский анализ, который заключается в проведении численного и лабораторного экспериментов.

Разработка усовершенствованной конструкции теплообменного аппарата с тепловыми трубами на проектном этапе проводилась с учётом результатов численного эксперимента (численного моделирования). Полученные результаты позволяют прояснить представление о ходе гидродинамических и теплообменных процессов в конструкции устройства. Для реализации постановки задачи численного эксперимента был выбран программный комплекс *ANSYS* с решателем *Fluent*, который в настоящее время нашёл широкое применение в различных отраслях техники для проведения численного моделирования гидрогазодинамических и теплообменных процессов.

Задача численного эксперимента заключается в нахождении решения системы дифференциальных уравнений. Для численного моделирования физических процессов в разрабатываемом теплообменнике с тепловыми трубами была сформирована система дифференциальных уравнений в состав которой вошли: уравнения энергии и модель турбулентности.

Реализация решения системы дифференциальных уравнений заключается в их математической раскладке в систему линейных уравнений применительно для элементарных объёмов  $dv$  на которые разбито геометрическое пространство модели. Совокупность элементарных объёмов  $dv$  распределённых в геометрическом пространстве модели называется «сеткой», которая представляет собой распределённую по геометрическому пространству базу ячеек (точек), куда программа в процессе выполнения решения уравнений заносит получившиеся данные [75]. Элементарные объёмы  $dv$  решателем *Fluent* при раскладке дифференциальных уравнений считаются бесконечно-малыми величинами, однако в реальности элементарные объёмы  $dv$  обладают формой и размерами, которые учитываются ре-

шателем в процессе выполнения вычисления, реализуя встроенные в решатель специальные методы математических алгоритмов корректировки данных [43, 49, 139 – 141].

**Уравнения энергии.** Уравнение энергии описывается законом сохранения энергии для каждого элементарного объёма  $dv$  [75 – 78]. Уравнение показывает, что изменение теплосодержания является следствием изменения температуры среды и величины конвективного теплообмена [77].

**Модели турбулентности.** Уравнение неразрывности (сплошности) основано на законе сохранения массы для любого элементарного объёма  $dv$  [75 – 78].

Для математического представления установившегося изотермического движения вязкой несжимаемой среды без учета сил гравитации применяется дифференциальное уравнение Навье-Стокса [77].

В настоящее время для реализации численных методов используются полуэмпирические математические модели турбулентности, позволяющие с достаточной для научного-исследовательского анализа точностью прогнозировать гидродинамические процессы. Однако, разного типа модели разработаны для определённых условий, что накладывает существенные ограничения на универсализацию их применения. Для достижения требуемой точности численного эксперимента следует определиться с адекватностью выбираемой модели турбулентности, обусловленной условиями протекания гидродинамических процессов.

В решателе *ANSYS Fluent* можно отобрать ряд моделей возможных для применения в численном эксперименте, проводимом при модернизации конструкции теплообменника с тепловыми трубами для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Среди доступных моделей можно выделить следующие [139 – 141]:

- *Laminar* – модель ламинарных течений;
- *k-ε model* – модель турбулентности *k-ε* трёх различных модификаций (*Standard, RNG* и *Realizable*);
- *k-ω model* – модель турбулентности *k-ω* четырёх различных модификаций (*Standard, Geko, BSl* и *SST*);
- *Reynolds Stress model* – модель Рейнольдсовых напряжений.

Модель ламинарных течений *Laminar* при численном эксперименте, проводимом в рассматриваемом теплообменнике с тепловыми трубами будет давать существенную погрешность, так как она не учитывает турбулентность потока маловязких текучих сред – газов. Поэтому её использование для нашего случая согласно рекомендациям [83, 87, 94, 95] было отклонено.

Модель турбулентности  $k$ - $\varepsilon$  *Standard* и *RNG* отличается тем, что позволяет достаточно точно определять гидродинамические характеристики течений в различных условиях турбулентности. Однако для использования этой модели необходимо внимательно подходить к выбору пристеночных функций (*Near-Wall Treatment*), поскольку они зависят от разрешения сетки вблизи стенок. Для моделирования граничных слоев ламинарных потоков необходимо создавать детальные сетки из призматических элементов. Одним из недостатков данной модели является слабая точность при вычислении течений с большой кривизной линий тока [78].

В отличие от обычной модели  $k$ - $\varepsilon$ , модель *RNG*  $k$ - $\varepsilon$  включает дополнительные условия в уравнение для турбулентной диссипации, что способствует более точному решению потоков с высокими градиентами. Дополнительный параметр в этой модели учитывает циркуляцию турбулентности, что повышает точность расчетов вихревых потоков [78]. Модель *RNG*  $k$ - $\varepsilon$  основана на аналитической формуле для числа Прандтля (в стандартной модели  $k$ - $\varepsilon$  этот параметр остается постоянным) и представляет собой дифференциальную зависимость эффективной вязкости, которая оказывает хорошие результаты при детальном моделировании близких к стенке областей. Эти характеристики делают модель *RNG*  $k$ - $\varepsilon$  более точной по сравнению со стандартной моделью  $k$ - $\varepsilon$  для широкого спектра турбулентных потоков.

Для численного моделирования течений с высокой кривизной линий тока рекомендуется применять модель  $k$ - $\varepsilon$  модификации *Realizable*. Эта модель даёт более точные данные при вычислении диссипации турбулентных вихрей в плоских и круглых струях и зонах отрыва [78].

Для численного эксперимента рассматриваемого теплообменника с тепловыми трубами использовалась  $k$ - $\epsilon$  (*Realizable*) модель турбулентности. Модель  $k$ - $\epsilon$  состоит из уравнения для расчёта  $k$  (турбулентной кинетической энергии) и  $\epsilon$  (скорости турбулентной кинетической энергии) [77].

Использование  $k$ - $\omega$  модели турбулентности в численном эксперименте нашей задачи может увеличить неточность получающихся результатов вычисления. Модель  $k$ - $\omega$  рекомендуется использовать для расчёта прогнозирования пристеночных отрывных течений [75]. Однако, модификация *SST*  $k$ - $\omega$  модели является гибридной комбинацией  $k$ - $\epsilon$  и  $k$ - $\omega$  моделей и достаточно хорошо работает как в пристеночных областях, так и в областях свободных течений.

Использование модели *Reynolds Stress* (Рейнольдсовых напряжений) является более точной моделью модификации  $k$ - $\epsilon$ . Учитывая Рейнольдсовы напряжения, модель позволяет повысить точность вычисления. Однако, модель очень затратна к вычислительным ресурсам машины и плохо сходится при вычислении потоков с крутоизогнутыми траекториями движения [75].

При выборе моделей турбулентности был проведён расчёт теплообменника с тепловыми трубами с использованием модели *Realizable*  $k$ - $\epsilon$  с выбором функции подробного пристеночного моделирования (*Enhanced Wall Treatment*), *SST*  $k$ - $\omega$  и *Reynolds Stress*. Установлено, что для численного исследования теплообменника с тепловыми трубами достаточную точность моделирования обеспечивает применение модели *Realizable*  $k$ - $\epsilon$  с функцией подробного пристеночного моделирования (*Enhanced Wall Treatment*).

Для замыкания системы уравнений в решателе *Fluent* необходимо задать условия однозначности, которые выделяют единственное решение, получающееся при численном моделировании [76]. Для исследования теплообменника с тепловыми трубами использовались граничные условия первого и третьего рода [77].

### 3.3 Разработка лабораторного испытательного стенда, планирование эксперимента

#### 3.3.1 Постановка задач исследований

Лабораторный стенд представляет собой вентиляционный канал, по конструкции технически соответствующий устройству приточно-вытяжных систем вентиляции, с установленным теплообменником с тепловыми трубами. Размер вентиляционного канала принят 320x160 мм, выполнен из оцинкованной стали толщиной 1 мм. Для снижения тепловых потерь в окружающую среду канал изолирован фольгированной изоляцией из вспененного полиэтилена толщиной 40 мм. В стенде предусмотрено два отдельных канала для движения воздушных потоков: приточный канал и вытяжной канал. Каналы друг от друга в месте установки теплообменника с тепловыми трубами разделены межсекционной плитой толщиной 10 мм, изготовленной из теплоизоляционного полимерного материала с теплопроводностью 0,03 Вт/(м·°С). Для обеспечения надёжной герметичности каналов по приточному и вытяжному воздуху, соединяемые между собой детали теплообменника с тепловыми трубами в конструкции экспериментального стенда уплотнены прокладками из эластомерных материалов толщиной от 2 до 5 мм. Для обеспечения движения воздуха при проведении испытаний к вентиляционным каналам присоединяются осевые канальные вентиляторы ЭВ-11-3660, характеристики которых представлены ниже.

Таблица 3.1 – Характеристики вентиляторов ЭВ-11-3660

Показатели	Единицы измерения	Значения показателей
Номинальная производительность	м <sup>3</sup> /ч	1100
Полное давление при номинальной производительности	Па	1200
Температура окружающей среды при эксплуатации	°С	-60 ÷ +100

Во время проведения лабораторных экспериментов воздух подаётся в приточную секцию стенда охлаждённый из холодильной установки, где для проведения эксперимента поддерживаются требуемые температурные параметры.

Нагретый вытяжной воздух поступает из помещения лаборатории, где располагается испытательный стенд. Значения температуры, давления и скорости воздушных потоков, движущихся в каналах испытательного стенда во время проведения эксперимента, снимались с цифрового табло электронного многофункционального прибора *Testo 435-4* и мультиметра *Agilent 34970A* с системой сбора данных и коммутации в сочетании с термопарами типа *J* (таблица 3.2 и 3.3).

Таблица 3.2 – Характеристики мультиметра *Agilent 34970A*

Показатели	Значения показателей
Диапазон измерения температуры	$-30 \div +750 \text{ }^\circ\text{C}$
Погрешность прибора	$\pm 0,004 \cdot t$

Таблица 3.3 – Технические характеристики многофункционального прибора *Testo 435-4*

Показатели	Значения показателей
Рабочая температура	$-30 \div +50 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Измерение температуры (сенсор NTC)</i>	
Диапазон измерения температуры	$-30 \div +50 \text{ }^\circ\text{C}$
Погрешность прибора	$\pm 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$
<i>Измерение скорости воздушного потока (зонд с обогреваемой струной)</i>	
Диапазон измерения скорости	$0,1 \dots 20 \text{ м/с}$
Погрешность прибора	$\pm (0,1 \text{ м/с} + 0,05 \cdot v)$
<i>Измерение относительной влажности</i>	
Диапазон измерения влажности	$0 \dots 100 \text{ } \%$
Погрешность прибора	$\pm 2 \text{ } \%$
<i>Измерение давления (сенсор дифференциального давления)</i>	
Диапазон давления	$0 \dots 20 \text{ гПа}$
Погрешность прибора	$\pm 2 \text{ Па}$

Для установки контрольного зонда прибора *Testo 435-4* на стенках вытяжного и приточного каналов испытательного стенда для замера температуры, давления и скорости воздушных потоков предусмотрены специальные лючки, расположенные от мест присоединения воздушных каналов к теплообменнику на расстояниях 660 мм, что соответствует трём эквивалентным диаметрам проходного сечения канала.

### 3.3.2 Определение внутренних утечек

В целях проверки лабораторного стенда на герметичность необходимо провести испытания на наличие внутренних утечек.

Под внутренними утечками понимается величина расхода воздуха, которая может присутствовать при разности избыточных давлений, устанавливаемой между приточным и вытяжным каналами испытательного стенда при проведении экспериментальных исследований [19].

Внутренние утечки определялись по показаниям  $U$ -образных манометров при закрытии всех секций теплообменника с тепловыми трубами заслонками 7 и присоединении осевого вентилятора 3 к приточному каналу 1 лабораторного стенда, в соответствии со схемой (рис. 46) [19].

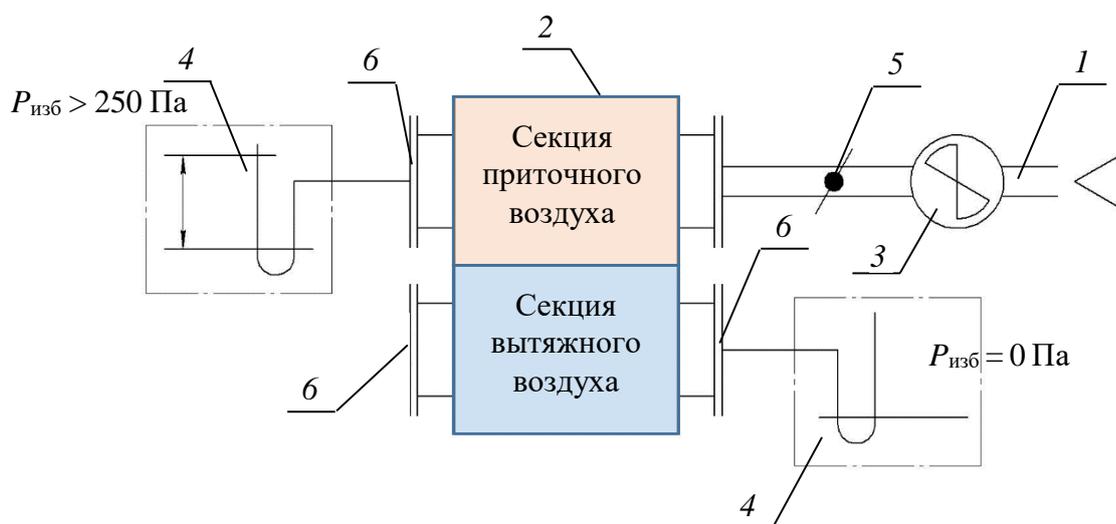


Рисунок 3.3 – Схема подключения оборудования при проведении эксперимента для определения внутренних утечек [19]

1 – канал подачи приточного воздуха; 2 – теплообменник с тепловыми трубами; 3 – осевой вентилятор ЭВ-11-3660; 4 –  $U$ -образный манометр; 5 – заслонка; 6 – заглушки

Внутренние утечки определялись при условии поддержания в приточном канале испытательного стенда избыточного давления  $P_{изб} = 250$  Па [19], при этом в вытяжном канале величина избыточного давления должна оставаться равной  $P_{изб} = 0$  Па. Плотность воздуха в ходе измерений варьировалась в диапазоне 1,16–1,24 кг/м<sup>3</sup> [19].

### 3.3.3 Определение показателей эффективности теплообмена

Для проведения исследований был разработан лабораторный стенд (рисунок 3.4).

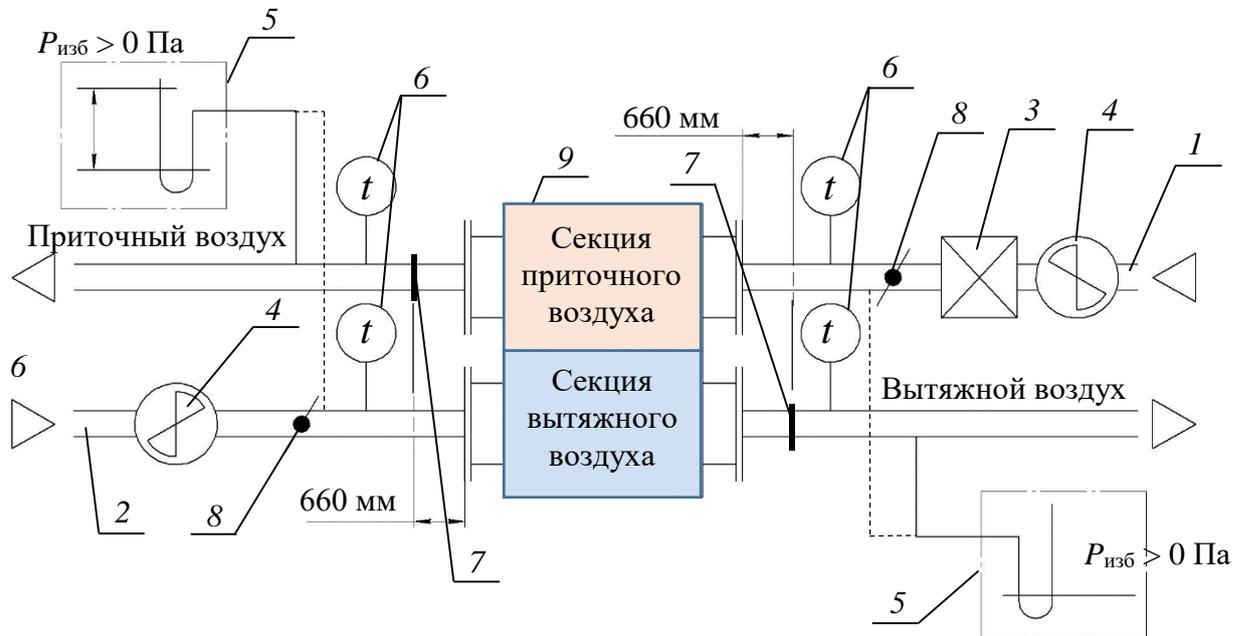


Рисунок 3.4 – Схема подключения оборудования при проведении эксперимента для определения показателей эффективности теплообмена [19]

1 – канал для подачи приточного воздуха; 2 – канал для подачи вытяжного воздуха; 3 – холодильная установка для охлаждения приточного воздуха в период проведения экспериментов; 4 – осевой вентилятор ЭВ-11-3660; 5 – U-образный манометр для измерения давления воздуха в канале; 6 – термометр для измерения температуры воздуха в каналах; 7 – места измерения скорости движения воздуха в каналах прибором *Testo 435-4* согласно схемы представленной на рисунке 3.5; 8 – регулирующая заслонка; 9 – теплообменник с тепловыми трубами

Эффективность теплообмена в теплообменнике с тепловыми трубами оценивалась по значению термического коэффициента, вычисляемого по выражению (2.35):

$$\varepsilon = \frac{W_{\text{н}}(t_2'' - t_2')}{W_{\text{мин}}(t_1' - t_2')} = \frac{Q}{Q_{\text{max}}}. \quad (3.1)$$

Термический коэффициент находился по средним значениям температуры и массовых расходов.

Испытания проводились при установившемся тепловом режиме при температурах  $t_1' = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $t_2'' = -24 \text{ }^\circ\text{C}$ .

При измерении температуры воздуха во время лабораторных исследований как в приточном, так и в вытяжном каналах теплообменника проводилось осреднение её величины по площади проходного сечения канала согласно разработанной схеме (рисунок 3.5). Осреднение величины проводилось с применением методики статистической обработки экспериментальных данных.



Рисунок 3.5 – Схема контрольных точек взятия значений по площади проходного сечения каналов приточного и вытяжного воздуха

Данное решение позволит точнее найти среднее значение температуры на выходе из теплообменника с учётом неравномерности формирующегося температурного поля.

Измерение температуры как приточного, так и вытяжного воздуха проводилось с применением термометрических датчиков прибора *Agilent 34970A*.

Отклонения значений температуры как приточного, так и вытяжного воздуха при проведении лабораторного эксперимента поддерживались с точностью  $\pm 0,5$  °С, а снятие показаний с прибора проводилось при достижении установившегося режима работы установки 5 раз. Результаты испытаний на лабораторном стенде представлены (Приложение В).

### 3.3.4 Определение потерь давления

С целью определения аэродинамического сопротивления по воздушным трактам как приточного, так и вытяжного воздуха у теплообменника с тепловыми трубами при проведении испытаний были выполнены замеры потерь давления. Потери давления как по тракту приточного воздуха  $\Delta p_1$ , так и по тракту вытяжного воздуха  $\Delta p_2$  представляют собой разность полных давлений между входным и выходным патрубками [19]:

$$\begin{aligned}\Delta p_1 &= P_{1\text{п}}^{\text{ВХ}} - P_{1\text{п}}^{\text{ВЫХ}}; \\ \Delta p_2 &= P_{2\text{п}}^{\text{ВХ}} - P_{2\text{п}}^{\text{ВЫХ}},\end{aligned}\tag{3.2}$$

где  $P_{1\text{п}}^{\text{ВХ}}$ ,  $P_{1\text{п}}^{\text{ВЫХ}}$  – полные давления на входе и на выходе в канале приточного воздуха, Па;

$P_{2\text{п}}^{\text{ВХ}}$ ,  $P_{2\text{п}}^{\text{ВЫХ}}$  – полные давления на входе и на выходе в канале вытяжного воздуха, Па.

Полное давление представляет собой сумму статического и динамического давлений и вычисляется по зависимости:

$$P_{\text{п}} = P_{\text{с}} + P_{\text{д}} = P_{\text{изб}} + \frac{\rho w^2}{2},\tag{3.3}$$

где  $\rho$  – плотность воздуха при стандартных условиях, кг/м<sup>3</sup>;

$w$  – средняя скорость воздуха в проходном сечении каналов, м/с.

Измерения статических давлений проводились с помощью  $U$ -образных манометров, установленных до и после теплообменника с тепловыми трубами согласно схеме (рисунок 3.4). Значения динамических давлений вычислялось по средней скорости, установленной на основании замеров скоростей, распределённых по сечениям 7, (рисунок 3.4) в проходных каналах согласно схеме (рисунок 3.5). Замеры скоростей воздушных потоков производилось зондом, входящим в состав прибора *Testo 435-4*. На основе данных, полученных в ходе измерений и проведения статистической обработки результатов, определялись средние значения статических и динамических давлений до и после теплообменника.

Все измерения проводились при достижении установившейся температуры воздуха в каналах. При вычислении потерь давления значения их расчётных величин приводились к стандартным условиям по выражению [19]:

$$\Delta p = \Delta p_n \frac{\rho_n}{\rho} . \quad (3.4)$$

где  $\rho_n$  – плотность воздуха при температуре в местах взятия показаний, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho$  – плотность воздуха при стандартных условиях ( $t_{\text{в}} = 20$  °С,  $P_{\text{бар}} = 101325$  Па), кг/м<sup>3</sup>.

Исследования методом натурального эксперимента проводились для двух моделей теплообменного аппарата, представленных в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Геометрические характеристики вариантов теплообменных аппаратов, исследуемых на лабораторном стенде

Номер модели теплообменника	Номер исполнения модели	Шаг оребрения, $s$ , мм	Условная высота оребрения, $h$ , мм	Относительный шаг оребрения, $s/h$	Относительная толщина оребрения, $s/\delta$
Модель 1	1	10	7,80	1,28	12,50
Модель 2	1	5	7,80	0,64	6,25

### 3.4 Методика статистической обработки экспериментальных данных

Определение температуры, скорости воздушного потока, а также потерь давления в воздушных каналах проводилось методом прямых измерений.

Для повышения точности экспериментальных данных важно точно оценить погрешность измерения. По характеру измерений во времени погрешности делятся на систематические и случайные. [4, 7, 24].

Систематическая погрешность может быть постоянной или может изменяться закономерно при повторных измерениях. Чтобы устранить или учесть систематические погрешности, необходимо придерживаться методики проведения каждого измерения, совершенствовать теорию обработки экспериментальных данных или вводить поправки.

Невозможно полностью исключить случайные погрешности, поскольку они непредсказуемы и могут возникнуть при повторных измерениях. Однако, проведение множества измерений может снизить влияние случайной погрешности.

При выполнении измерений могут возникать существенные ошибки (промахи), которые представляют собой случайные отклонения результата отдельного измерения, значительно выбивающиеся из общего ряда измерений в данной ситуации. Результаты измерений, содержащие существенные ошибки, исключаются на этапе первичной обработки экспериментальных данных [4, 7, 24].

Основной целью методики статистической обработки экспериментальных данных является минимизация воздействия погрешностей измерений на итоговые выводы.

Обработка экспериментальных данных выполнялась с использованием соответствующих методик [7, 24].

### 3.5 Выводы по разделу 3

1. Создана геометрическая модель для теплообменника с тепловыми трубами с периодическими граничными условиями.
2. Выявлена необходимая структура расчётной сетки и характер геометрической модели для проведения численного эксперимента в программе *ANSYS Fluent*.
3. Разработана математическая модель для численного исследования теплообменника с тепловыми трубами.
4. Для численного исследования теплообменника обоснован выбор модели турбулентности *Realizable k-ε* с функцией подробного пристеночного моделирования (*Enhanced Wall Treatment*).
5. Разработан лабораторный стенд для исследования теплообменника с тепловыми трубами, позволяющий определять величину внутренних утечек, показатели эффективности теплообмена, потери давления в теплообменнике по приточному и удаляемому воздуху.

## 4 КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН И АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ШАХМАТНЫХ ПУЧКОВ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

### 4.1 Результаты исследования теплообмена шахматных пучков тепловых труб

Для выявления критериальной зависимости числа Нуссельта, позволяющей определить коэффициент теплоотдачи на поверхности оребрения теплообменников-утилизаторов на тепловых трубах в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, были рассмотрены 4 модели трубчато-пластинчатых теплообменников, различающиеся относительной толщиной оребрения (таблица 4.1). Для каждой модели приняты три исполнения в зависимости от условной высоты рёбер. Расположение трубок диаметром  $d=8$  мм в пучке шахматное. Толщина гладких пластин  $\delta=0,8$  мм. Размеры пластин теплообменников приведены на рисунке 4.1. Число рядов трубок в продольном направлении – для исполнения моделей № 1 – 11 и 12 шт., для исполнения моделей № 2, 3 – 9 и 10 шт.

При обработке данных моделирования условная высота оребрения трубчато-пластинчатого теплообменника из тепловых труб первоначально принята равной [8]:

$$h = (R - r)(1 + 0,8051g\rho), \quad (4.1)$$

где

$$\rho = 1,27 \frac{R}{r} \sqrt{\frac{L_p}{R} - 0,3}. \quad (4.2)$$

здесь  $R$  – половина минимального расстояния между осями соседних трубок, м;

$L_p$  – половина максимального расстояния между осями соседних трубок, м;

$r$  – наружный радиус трубок, м.

В качестве граничных условий для потоков приточного и вытяжного воздуха были приняты следующие параметры:

- для вытяжного воздуха:

- температура -  $t_1' = +25$  °С;

- скорость потока -  $v_1$  – в диапазоне от 0,5 до 5 м/с;

- для приточного воздуха:

- температура  $t_2' = -24$  °С;

- скорость потока -  $v_1$  – в диапазоне от 0,5 до 5 м/с.

Таблица 4.1 – Геометрические характеристики исследуемых вариантов теплообменных аппаратов

Номер модели теплообменника	Номер исполнения модели	Шаг оребрения, $s$ , мм	Условная высота рёбер, $h$ , мм	Относительный шаг оребрения, $s/h$	Относительная толщина оребрения, $s/\delta$
Модель 1	1	10	7,80	1,28	12,50
	2	10	9,42	1,06	12,50
	3	10	10,72	0,93	12,50
Модель 2	1	5	7,80	0,64	6,25
	2	5	9,42	0,53	6,25
	3	5	10,72	0,47	6,25
Модель 3	1	3	7,80	0,39	3,75
	2	3	9,42	0,32	3,75
	3	3	10,72	0,28	3,75
Модель 4	1	2	7,80	0,26	2,50
	2	2	9,42	0,21	2,50
	3	2	10,72	0,19	2,50

Примечание: Пример обозначения номера теплообменного аппарата: «Теплообменный аппарат №1.2» (1 – номер модели, 2 – номер исполнения).

В результате моделирования получены температурные, скоростные поля и распределение давлений воздуха для указанных моделей теплообменного аппарата, характеризующие равномерность распределения температур, скоростей и давлений в системе. На рисунке 4.2 представлено температурное поле теплообменного аппарата с шагом оребрения  $s = 10$  мм, поперечным шагом  $s_1 = 27$  мм, продольным шагом  $s_2 = 13,5$  мм при скорости потоков воздуха во фронтальном сечении 3 м/с, характерной для оборудования систем вентиляции и кондиционирования воздуха, с использованием  $k$ - $\epsilon$  модели турбулентности и модификации *Realizable*.

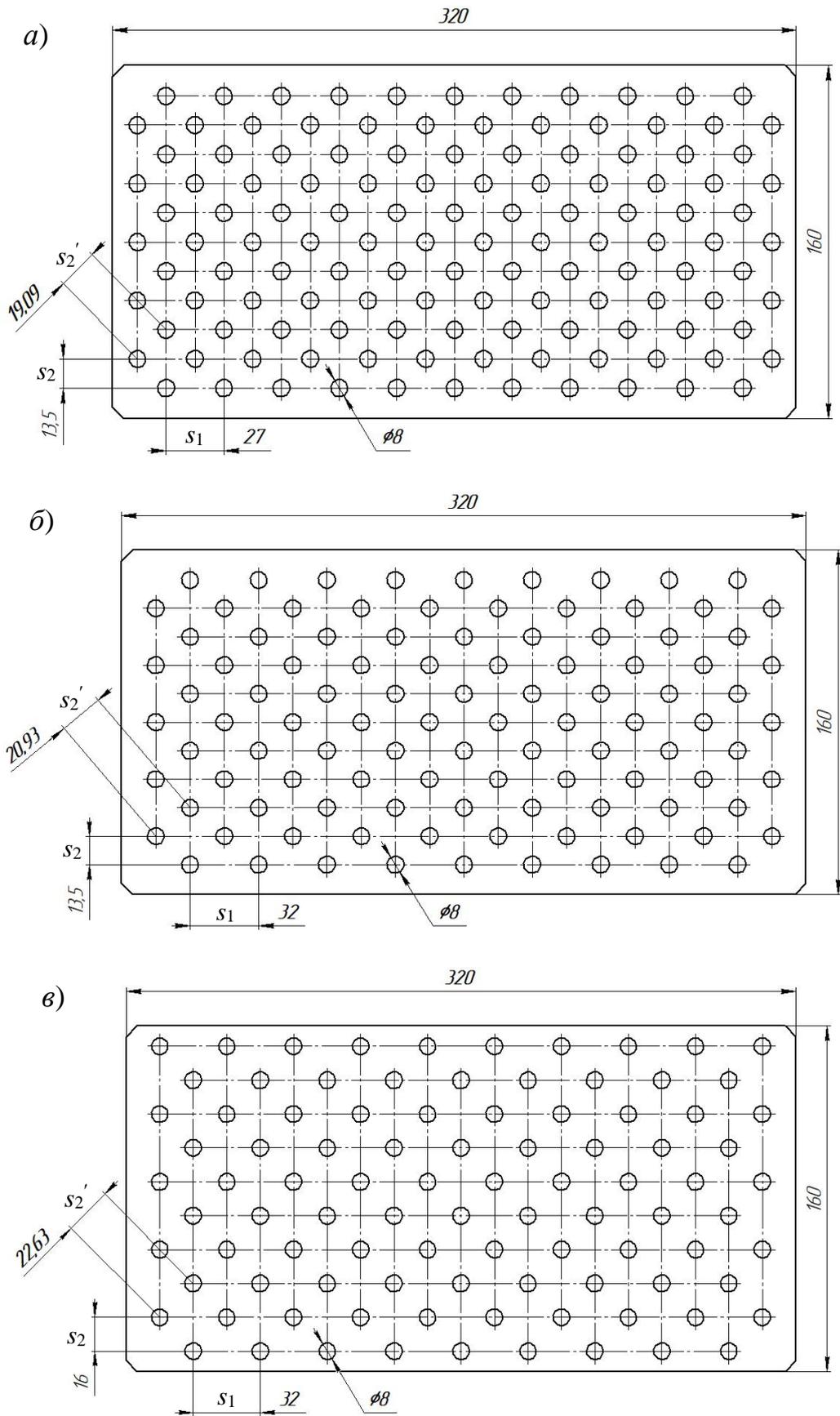


Рисунок 4.1 – Пластины теплообменников

а) пластина с  $s_1 = 27$  мм,  $s_2 = 13,5$  мм; б) пластина с  $s_1 = 32$  мм,  $s_2 = 13,5$  мм; в) пластина с  $s_1 = 32$  мм,  $s_2 = 16,0$  мм

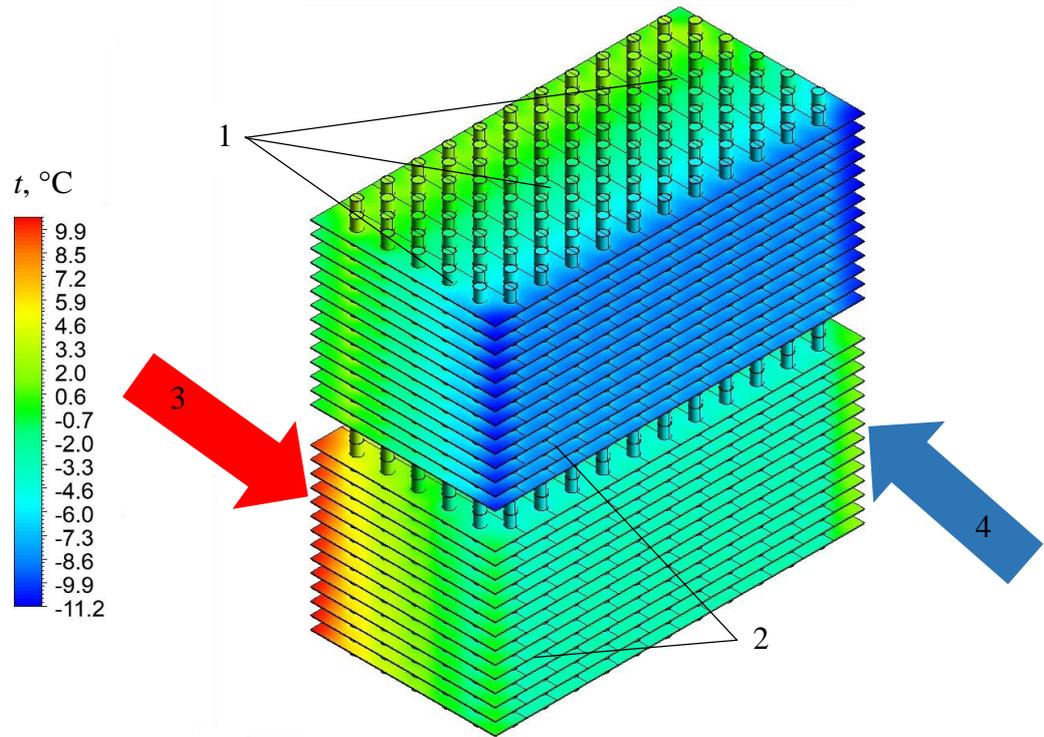


Рисунок 4.2 – Температурное поле теплообменного аппарата с тепловыми трубами  
 1 – пучок тепловых труб; 2 – теплообменные пластины; 3 – направление потока вытяжного воздуха; 4 – направление приточного потока воздуха

На рисунке хорошо просматриваются зоны отрицательных температур на краях теплообменных пластин. Отмечено, что с уменьшением шага оребрения количество рядов тепловых труб в которых просматриваются зоны отрицательных температур, уменьшается. Так, при скорости потока воздуха во фронтальном сечении 3 м/с, количество рядов тепловых труб с зонами отрицательных температур на поверхности составляет:

- для шага оребрения  $s = 10$  мм – 6 рядов;
- для шага оребрения  $s = 5$  мм – 4 ряда;
- для шага оребрения  $s = 3$  мм – 2 ряда;
- для шага оребрения  $s = 2$  мм – 1 ряд.

На рисунках 4.3, 4.4 представлены поля температур и давлений потоков воздуха в межпластинчатом сечении теплообменного аппарата на расстоянии 85 мм от корпуса аппарата, то есть по центру тепловых труб.

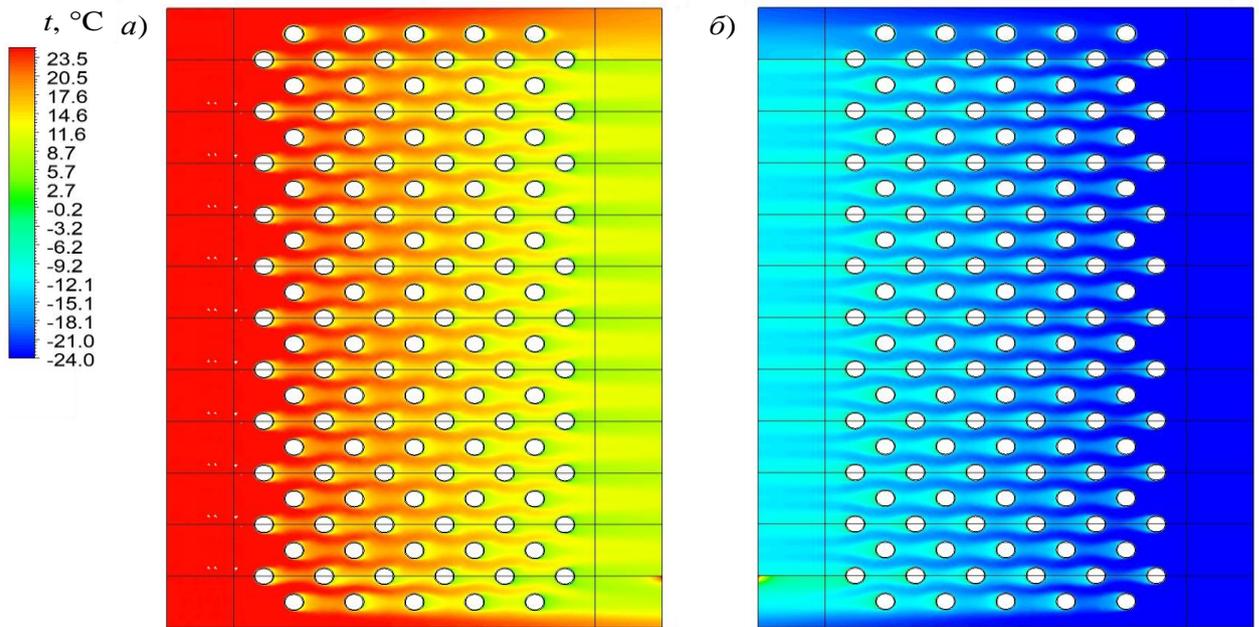


Рисунок 4.3 – Температурное поле потоков  
 а) вытяжного воздуха; б) приточного воздуха

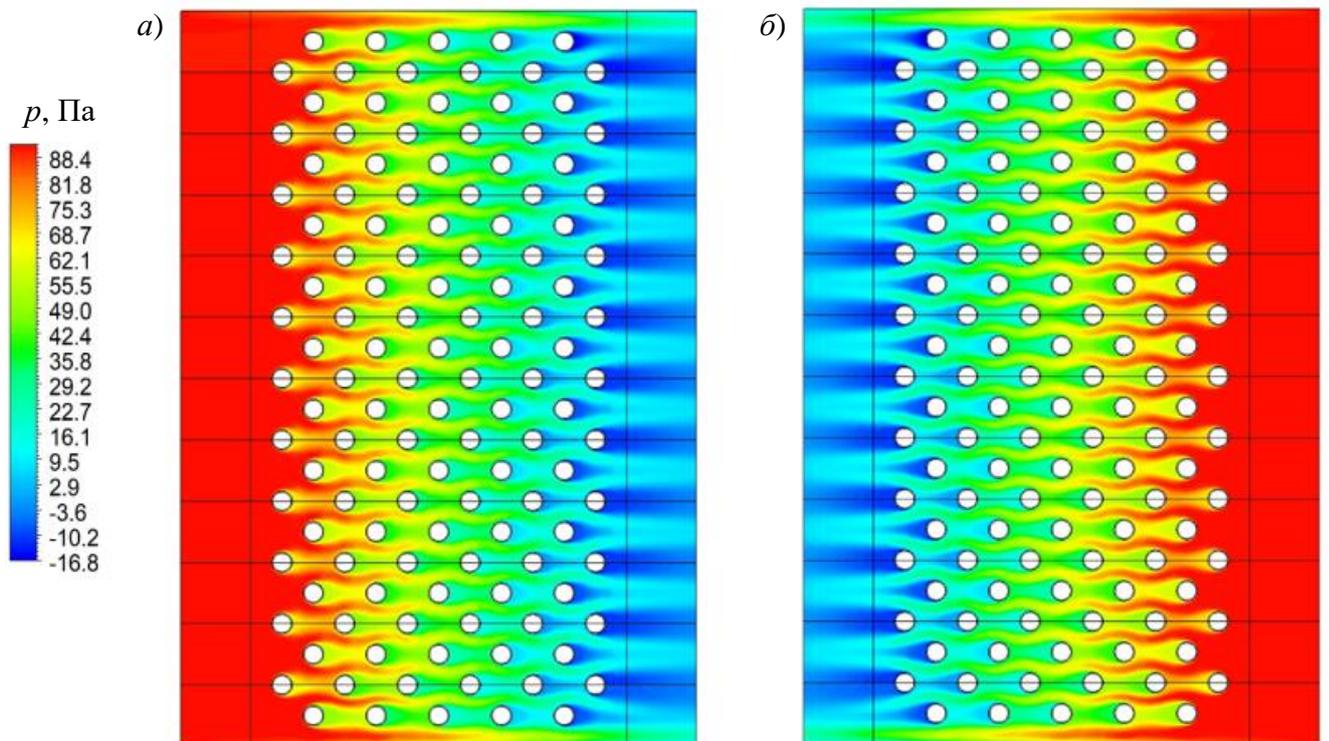


Рисунок 4.4 – Поле давлений потоков  
 а) вытяжного воздуха; б) приточного воздуха

В результате лабораторного эксперимента и численного моделирования с использованием моделей турбулентности *Realizable k-ε*, *SST k-ω*, *Reynolds Stress* получены скорости и температуры потоков приточного и вытяжного воздуха в вентиляционных каналах после теплообменного аппарата на удалении от него равном одному, трем и шести эквивалентных диаметров канала  $d_3$  (здесь  $d_3 = 2 \cdot a \cdot b / (a + b)$  – эквивалентный диаметр канала, мм;  $a, b$  – размеры канала, мм). На рисунках 4.5 – 4.8 представлены эпюры распределения скоростей и температур потока приточного воздуха по ширине и высоте канала при режиме работы со скоростью потока во фронтальном сечении 3,0 м/с на расстоянии  $3 \cdot d_3 = 660$  мм для теплообменного аппарата с шагом оребрения 10 мм.

Распределение скорости во фронтальном сечении после теплообменного аппарата при начальной скорости во фронтальном сечении перед теплообменным аппаратом 3 м/с на расстоянии  $6 \cdot d_3$  от теплообменного аппарата, приведено в приложении Г (рисунки Г.1 – Г.8). Графики представлены для теплообменного аппарата с шагом оребрения  $s = 10$  мм, поперечным шагом  $s_1 = 27$  мм и продольным шагом  $s_2 = 13,5$  мм.

Можно отметить турбулентный режим течения, однако, для моделей турбулентности *SST k-ω*, *Reynolds Stress* наблюдается ускорение потока вдоль пристеночных слоев и его замедление в ядре потока. Среднее отклонение скоростей и температур потока вытяжного воздуха для моделей турбулентности *Realizable k-ε*, *SST k-ω*, *Reynolds Stress* от результатов лабораторного эксперимента представлено в таблице 4.2. *Realizable k-ε* модель турбулентности обладает наименьшей погрешностью.

Таблица 4.2 – Максимальное погрешность при моделировании в сравнении с лабораторным экспериментом

Модель турбулентности	Погрешность расчета скорости, %	Погрешность расчета температуры, %
<i>Realizable k-ε</i>	4,0	7,3
<i>SST k-ω</i>	7,4	14,9
<i>Reynolds Stress</i>	5,2	28,1

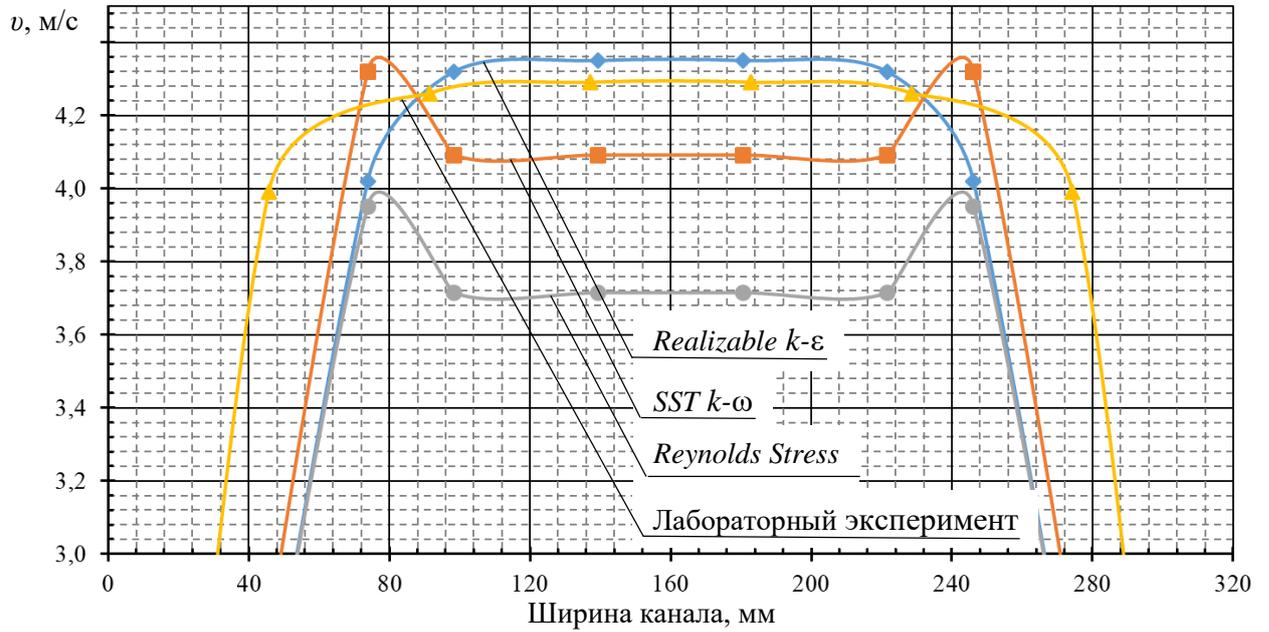


Рисунок 4.5 – Распределение скоростей потока вытяжного воздуха по ширине канала на расстоянии  $3 \cdot d_3$  от теплообменного аппарата с  $s = 10$  мм

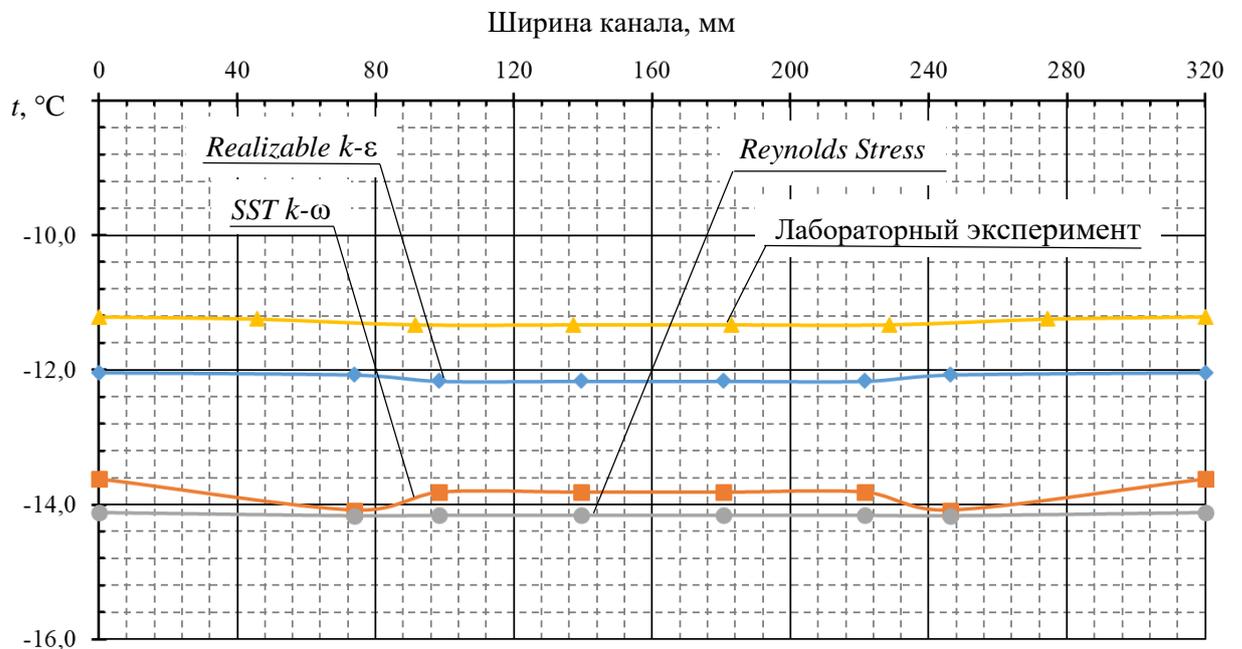


Рисунок 4.6 – Распределение температуры вытяжного воздуха по ширине канала на расстоянии  $3 \cdot d_3$  от теплообменного аппарата с  $s = 10$  мм

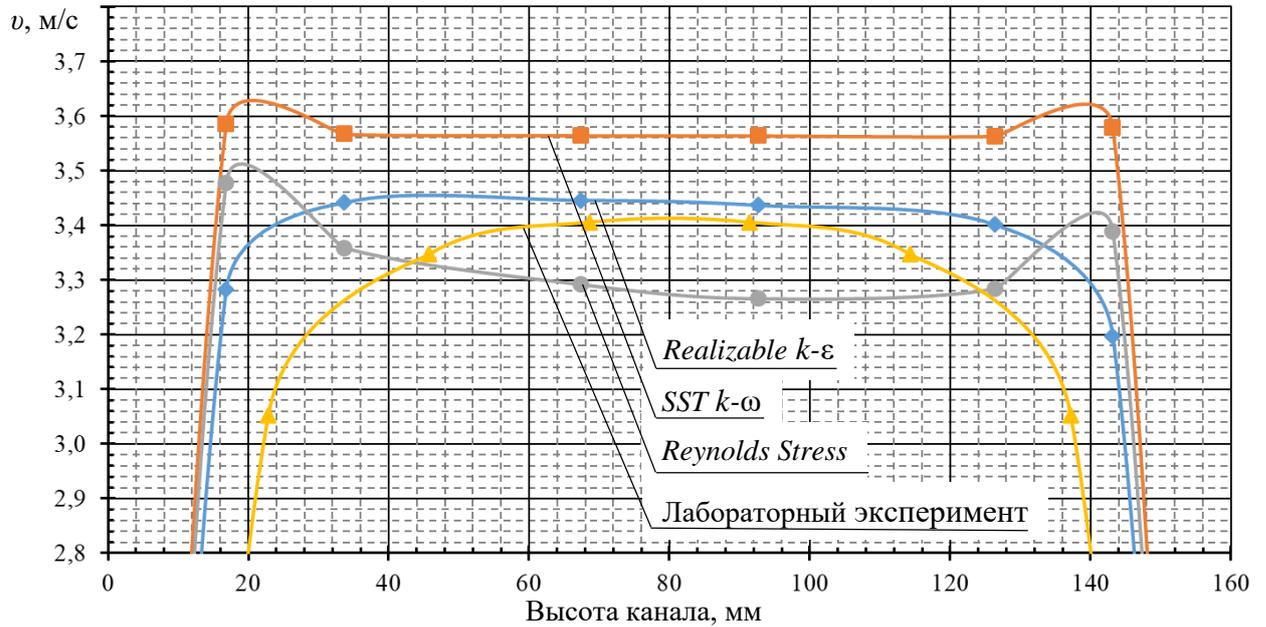


Рисунок 4.7 – Распределение скоростей потока вытяжного воздуха по высоте канала на расстоянии  $3 \cdot d_3$  от теплообменного аппарата с  $s = 10$  мм

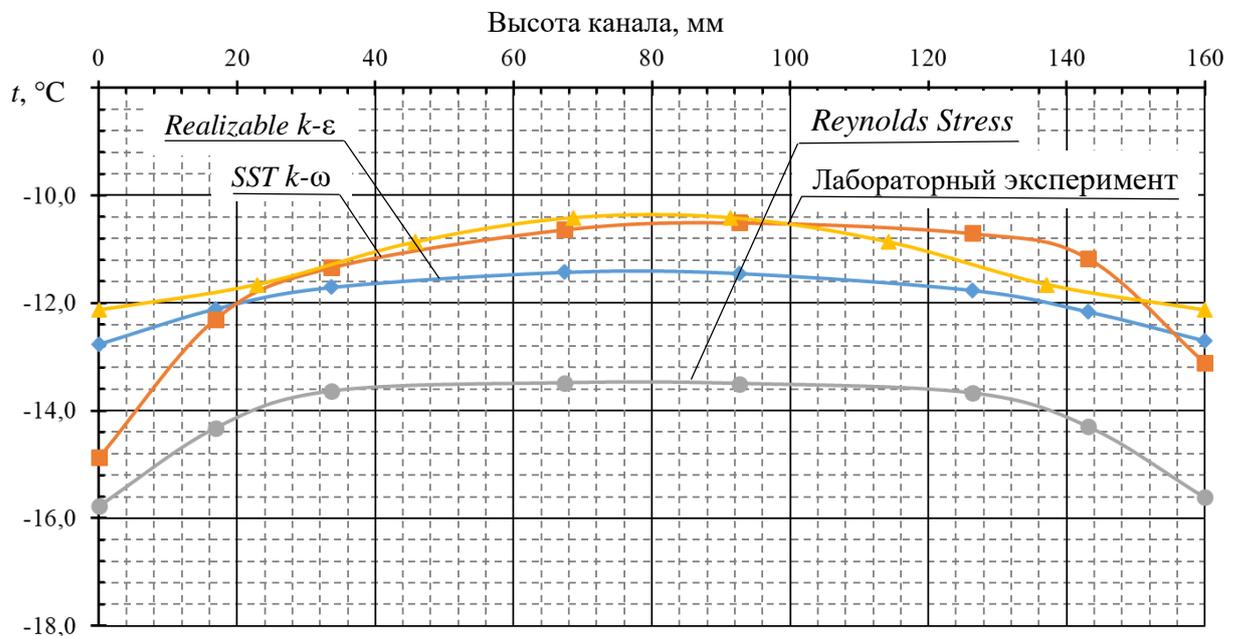


Рисунок 4.8 – Распределение температуры вытяжного воздуха по высоте канала на расстоянии  $3 \cdot d_3$  от теплообменного аппарата с  $s = 10$  мм

Согласно [14, 134] термический коэффициент эффективности  $\varepsilon$  определяется по выражению:

$$\varepsilon = \frac{W_{\text{н}}(t_2'' - t_2')}{W_{\text{мин}}(t_1' - t_2')} \quad (4.3)$$

где  $W_{\text{н}}$  – водяной эквивалент приточного (нагреваемого) потока воздуха, Вт/°С;

$W_{\text{мин}}$  – минимальный водяной эквивалент потоков воздуха, Вт/°С.

На рисунках 4.9, 4.10 представлены зависимости термического коэффициента эффективности  $\varepsilon$  от  $Re$ , по потоку приточного воздуха. Данные зависимости построены по результатам численного моделирования с использованием моделей турбулентности, описанных ранее, лабораторного эксперимента и инженерной методики с критерием Нуссельта, определяемым по выражению [14]:

$$Nu = 0,134 \cdot Re^{0,681} Pr^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134} \quad (4.4)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса по средней температуре потока;

$Pr$  – число Прандтля по средней температуре потока;

$s$  – шаг оребрения, м;

$h$  – условная высота ребра, м;

$\delta$  – толщина ребра, м.

Применение модели *Realizable k- $\varepsilon$*  позволяет добиться наилучшей согласованности с зависимостью, полученной по результатам обработки данных лабораторного эксперимента. Максимальная разность составляет 1,8% для теплообменного аппарата с относительной высотой оребрения  $s/h = 1,28$  и относительной толщиной  $s/\delta = 12,5$  (модель №1.1 в таблице 4.1) и 3,0% для теплообменного аппарата с относительной высотой оребрения  $s/h = 0,64$  и относительной толщиной  $s/\delta = 6,5$  (модель №2.1 в таблице 4.1).

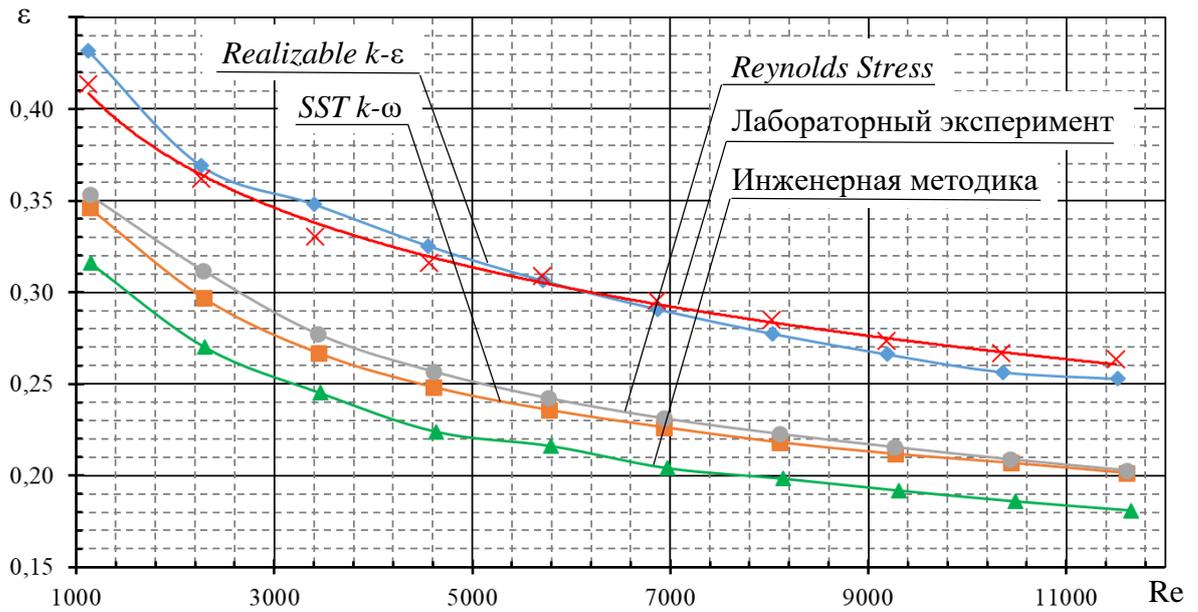


Рисунок 4.9 – Зависимость  $\varepsilon$  от числа  $Re$  для модели теплообменного аппарата с  $s/h = 1,28$  и  $s/\delta = 12,5$

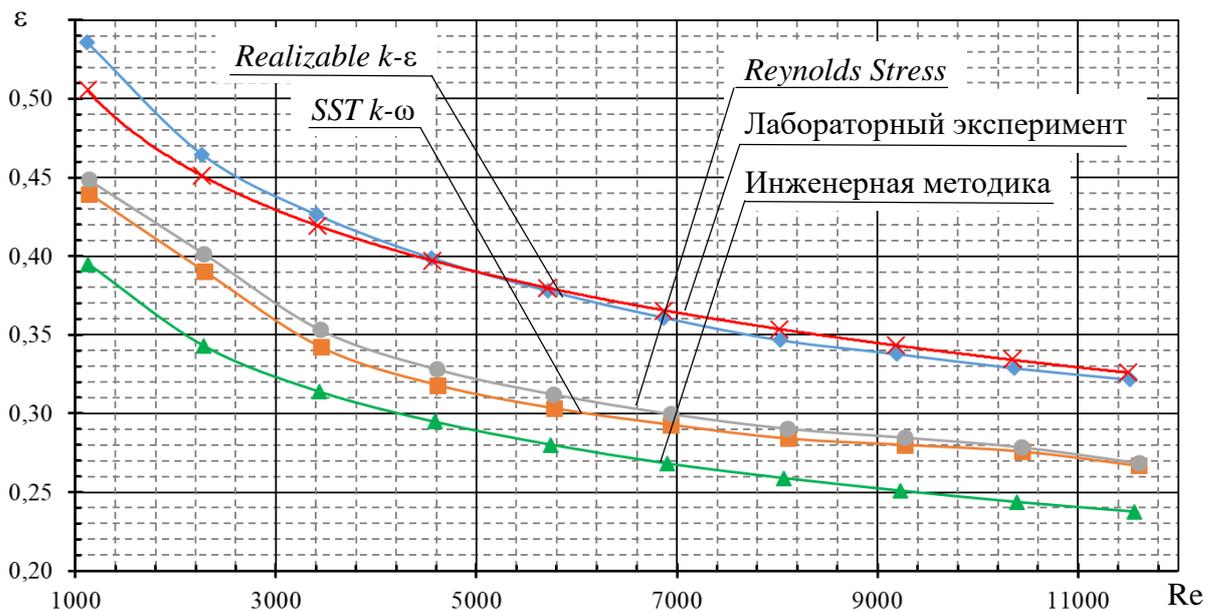


Рисунок 4.10 – Зависимость  $\varepsilon$  от числа  $Re$  для модели теплообменного аппарата с  $s/h = 0,64$  и  $s/\delta = 6,5$

Модели турбулентности *SST k- $\omega$*  и *Reynolds Stress* имеют заниженные показатели с разностью в 7,3% и 6,6% для теплообменного аппарата с относительной высотой оребрения  $s/h = 1,28$  и относительной толщиной  $s/\delta = 12,5$ , а также 7,8% и 6,8% для теплообменного аппарата с относительной высотой оребрения  $s/h = 0,64$  и относительной толщиной  $s/\delta = 6,5$ . В тоже время зависимость, полученная

по действующей инженерной методике расчета [14], также имеет заниженные данные по сравнению с лабораторным экспериментом. Максимальная разность составляет 9,8% и 11,0%, соответственно.

Рассмотрено влияние относительных шага  $s/h$  и толщины  $s/\delta$  оребрения на показатели термической эффективности теплообменных аппаратов в сравнении с инженерной методикой расчета. На рисунках 4.11 – 4.14 представлены зависимости термического коэффициента эффективности от числа  $Re$  по потоку приточного воздуха при различных значениях относительного шага  $s/h$ .

Полученные зависимости показывают, что по результатам численного моделирования для различных шагов оребрения наблюдается уменьшение термической эффективности теплообменного аппарата с увеличением условной высоты оребрения. Аналогичное уменьшение наблюдается для зависимостей, полученных по результатам расчета с помощью инженерной методики.

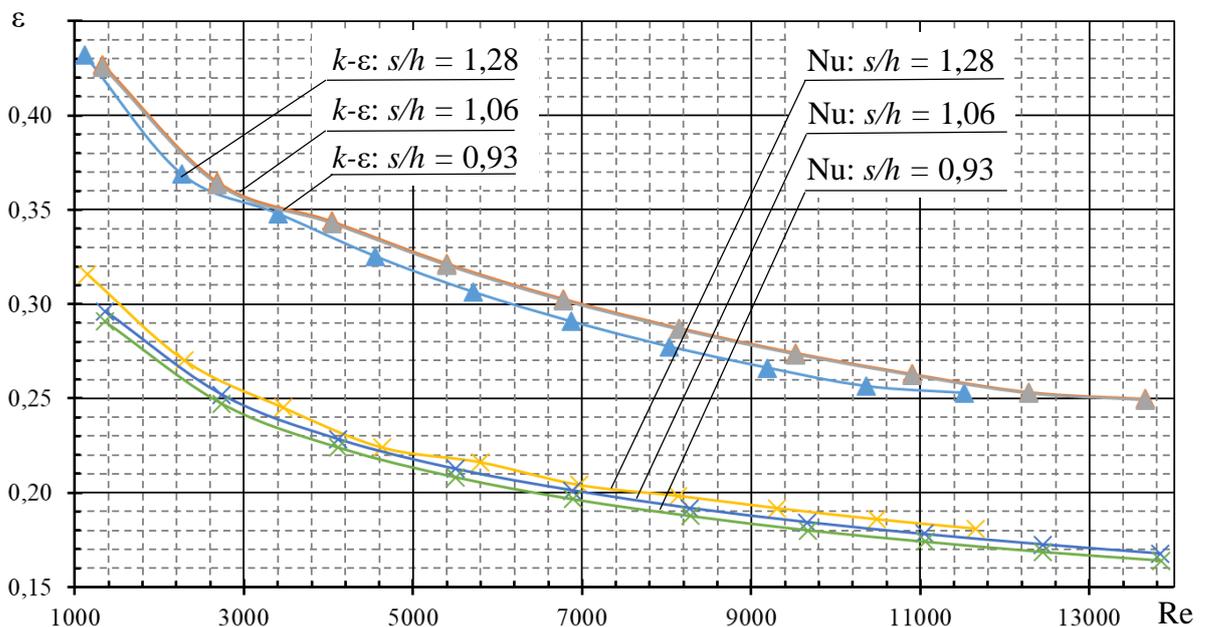


Рисунок 4.11 – Зависимость  $\epsilon$  от числа  $Re$  для модели теплообменного аппарата с относительной толщиной оребрения  $s/\delta = 12,5$  (условные обозначения:  $k-\epsilon$  – результат моделирования по модели *Realizable k-\epsilon*;  $Nu$  – расчет по инженерной методике [14])

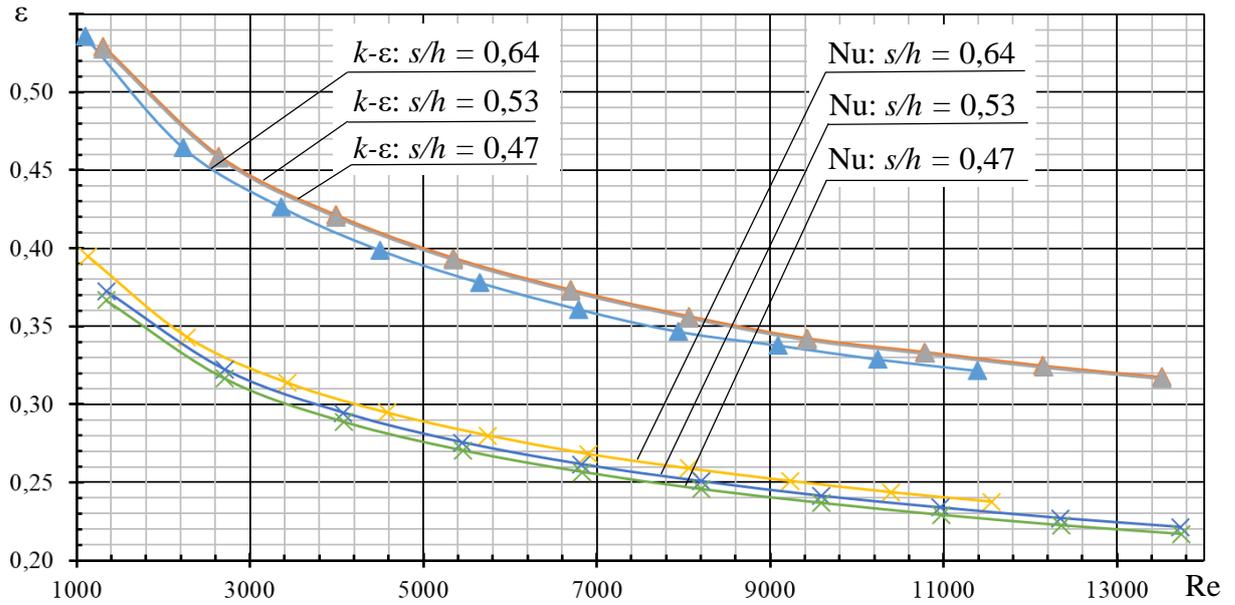


Рисунок 4.12 – Зависимость  $\varepsilon$  от числа  $Re$  для модели

теплообменного аппарата с относительной толщиной оребрения  $s/\delta = 6,5$

(условные обозначения:  $k-\varepsilon$  – результат моделирования по модели *Realizable k-ε*;  $Nu$  – расчет по инженерной методике [14])

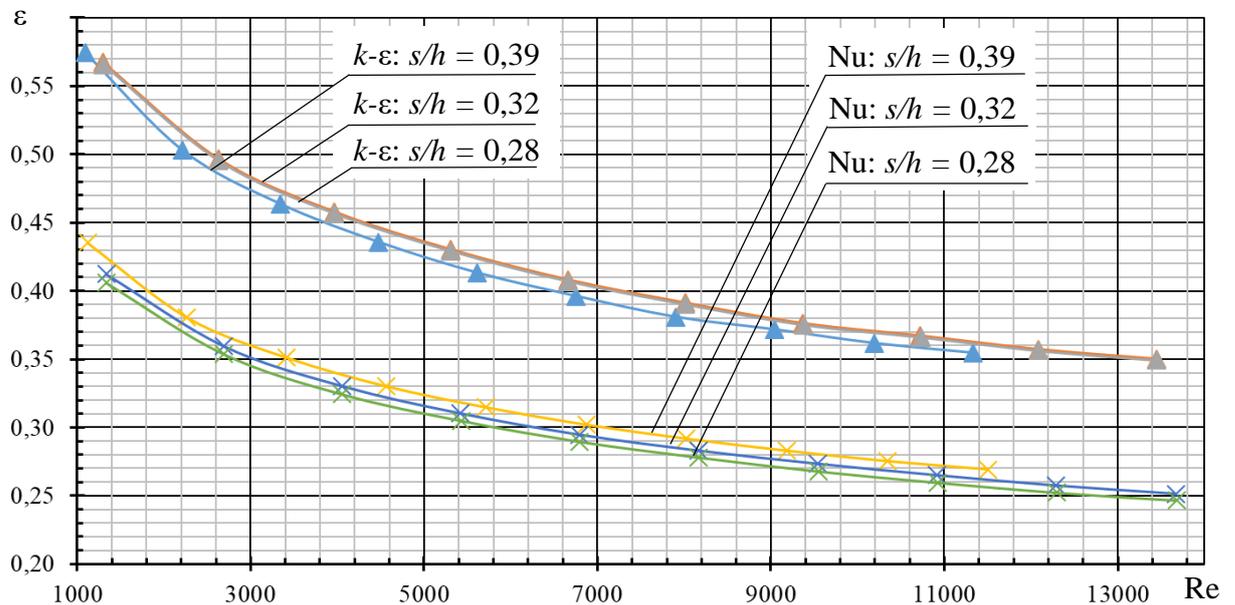


Рисунок 4.13 – Зависимость  $\varepsilon$  от числа  $Re$  для модели

теплообменного аппарата с относительной толщиной оребрения  $s/\delta = 3,75$

(условные обозначения:  $k-\varepsilon$  – результат моделирования по модели *Realizable k-ε*;  $Nu$  – расчет по инженерной методике [14])

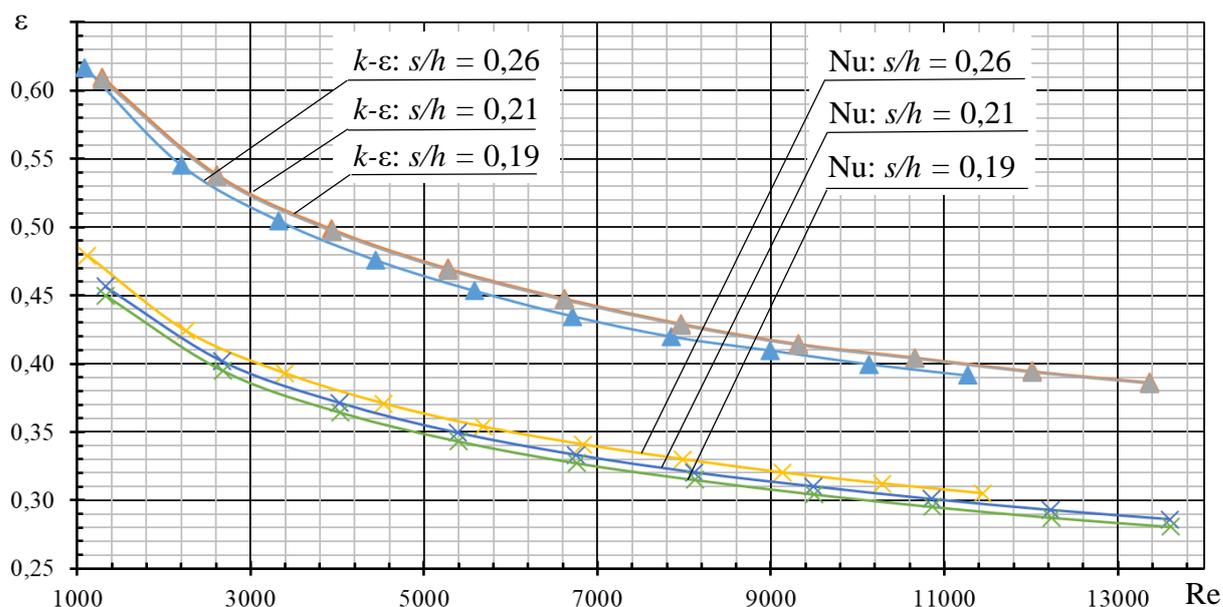


Рисунок 4.14 – Зависимость  $\varepsilon$  от числа  $Re$  для модели

теплообменного аппарата с относительной толщиной оребрения  $s/\delta = 2,5$

(условные обозначения:  $k$ - $\varepsilon$  – результат моделирования по модели *Realizable k- $\varepsilon$* ;  $Nu$  – расчет по инженерной методике [14])

Тенденция уменьшения термической эффективности теплообменного аппарата с увеличением условной высоты оребрения объясняется уменьшением коэффициента теплопередачи теплообменного аппарата  $k_{\text{ТТТ}}$ , который согласно инженерной методике, определяется из критериальной зависимости числа Нуссельта по выражению:

$$Nu = B Re^m Pr^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134}. \quad (4.5)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса по средней температуре потока;

$Pr$  – число Прандтля по средней температуре потока;

$s$  – шаг оребрения, м;

$h$  – высота оребрения, м;

$\delta$  – толщина оребрения, м;

$m = 0,681$  – показатель степени при числе Рейнольдса;

$B = 0,134$  – постоянная, характерная для цилиндрических оребренных труб [14].

Однако значения  $\varepsilon$ , полученные при помощи инженерной методики меньше зависимостей, полученных при использовании  $k$ - $\varepsilon$  (*Realizable*) модели турбулентности в среднем на 8%. В таблице 4.3 представлены уравнения для определения коэффициента термической эффективности в зависимости от числа  $Re$ , по результатам численного анализа с применением модели турбулентности  $k$ - $\varepsilon$  (*Realizable*) и инженерной методики для определения коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности тепловых труб с использованием числа  $Nu$ .

Таблица 4.3 – Зависимости  $\varepsilon$  от  $Re$  для исследованных моделей теплообменников

Номер модели теплообменника	Номер исполнения модели	Зависимости коэффициента $\varepsilon$ от числа $Re$ по результатам	
		численного моделирования - $k$ - $\varepsilon$ ( <i>Realizable</i> ) модель	расчета по инженерной методике [14]
Модель 1	1	$\varepsilon = 2,27 Re^{-0,234}$	$\varepsilon = 1,74 Re^{-0,241}$
	2	$\varepsilon = 2,33 Re^{-0,234}$	$\varepsilon = 1,76 Re^{-0,246}$
	3	$\varepsilon = 2,33 Re^{-0,234}$	$\varepsilon = 1,76 Re^{-0,248}$
Модель 2	1	$\varepsilon = 2,57 Re^{-0,222}$	$\varepsilon = 1,86 Re^{-0,220}$
	2	$\varepsilon = 2,63 Re^{-0,222}$	$\varepsilon = 1,91 Re^{-0,226}$
	3	$\varepsilon = 2,63 Re^{-0,222}$	$\varepsilon = 1,90 Re^{-0,227}$
Модель 3	1	$\varepsilon = 2,53 Re^{-0,21}$	$\varepsilon = 1,91 Re^{-0,210}$
	2	$\varepsilon = 2,58 Re^{-0,21}$	$\varepsilon = 1,94 Re^{-0,210}$
	3	$\varepsilon = 2,58 Re^{-0,21}$	$\varepsilon = 1,94 Re^{-0,210}$
Модель 4	1	$\varepsilon = 2,48 Re^{-0,198}$	$\varepsilon = 1,90 Re^{-0,195}$
	2	$\varepsilon = 2,54 Re^{-0,198}$	$\varepsilon = 1,97 Re^{-0,198}$
	3	$\varepsilon = 2,54 Re^{-0,198}$	$\varepsilon = 1,97 Re^{-0,198}$

Выражения, представленные в таблице 4.3, показывают, что в пределах модели теплообменного аппарата показатель степени при числе Рейнольдса по результатам численного моделирования и в инженерной методике практически не меняется. Значит для того, чтобы приблизить расчет с использованием инженерной методики [14] к результатам численного моделирования и соответственно результатам лабораторного эксперимента, необходимо произвести корректировку постоянной  $B$  в выражении по определению критериального числа Нуссельта (4.5). Для этого выразим из полученного с помощью численного моделирования коэффициента теплопередачи  $k_{тт}$  (4.6) постоянную  $B$ :

$$k_{\text{ТТТ}} = \frac{k_{\Gamma} k_{\text{H}}}{k_{\Gamma} + k_{\text{H}}}, \quad (4.6)$$

где

$$k_{\Gamma} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{\text{ог}} \alpha_{\Gamma}} + R_2 + R_3 + R_{3,\Gamma}}, \quad (4.7)$$

$$k_{\text{H}} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{\text{он}} \alpha_{\text{H}}} + R_7 + R_8 + R_{3,\text{H}}}. \quad (4.8)$$

здесь  $\eta_{\text{ог}}$ ,  $\eta_{\text{он}}$  – эффективность полных поверхностей теплообмена;

$R_2, R_3, R_7, R_8$  – термическое сопротивление тепловых труб,  $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$ ;

$R_{3,\Gamma}, R_{3,\text{H}}$  – термическое сопротивление слоя загрязнения поверхностей теплообмена,  $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$ .

Если пренебречь величинами  $\eta_{\text{ог}}$ ,  $\eta_{\text{он}}$ ,  $R_2, R_3, R_7, R_8, R_{3,\Gamma}, R_{3,\text{H}}$ , тогда уравнения (4.7), (4.8) примут вид:

$$k_{\Gamma} = \alpha_{\Gamma}, \quad (4.9)$$

$$k_{\text{H}} = \alpha_{\text{H}}, \quad (4.10)$$

и соответственно выражение (4.6) преобразуется в:

$$k_{\text{ТТТ}} = \frac{\alpha_{\Gamma} \alpha_{\text{H}}}{\alpha_{\Gamma} + \alpha_{\text{H}}}, \quad (4.11)$$

где  $\alpha_{\Gamma}$ ,  $\alpha_{\text{H}}$  – коэффициент теплоотдачи потоков теплого (вытяжного) и холодного (приточного) воздуха, определяемый выражением:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{d}, \quad (4.12)$$

здесь  $\text{Nu}$  – критерий Нуссельта, определяемый по зависимости (4.5);

$\lambda$  – теплопроводность потока воздуха,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$d$  – наружный диаметр оребренной трубы, м.

Коэффициенты теплоотдачи теплого и холодного потоков воздуха:

$$\alpha_{\Gamma} = \frac{B \text{Re}_{\Gamma}^m \text{Pr}_{\Gamma}^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134} \lambda_{\Gamma}}{d}, \quad (4.13)$$

$$\alpha_H = \frac{B \operatorname{Re}_H^m \operatorname{Pr}_H^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134} \lambda_H}{d}, \quad (4.14)$$

Преобразуем уравнение (4.11) используя выражения (4.13) и (4.14) и выразим постоянную  $B$ :

$$B = \frac{k_{\text{ТТТ}} d (\lambda_{\Gamma} \operatorname{Re}_{\Gamma}^m \operatorname{Pr}_{\Gamma}^{1/3} + \lambda_H \operatorname{Re}_H^m \operatorname{Pr}_H^{1/3})}{\lambda_{\Gamma} \operatorname{Re}_{\Gamma}^m \operatorname{Pr}_{\Gamma}^{1/3} \lambda_H \operatorname{Re}_H^m \operatorname{Pr}_H^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134}}. \quad (4.15)$$

Используя полученное выражение (4.15) определим постоянную  $B$  для всех исследуемых моделей теплообменного аппарата. Результаты представлены в таблице 4.4. Подробный расчет приведен в приложении В.

Таблица 4.4 – Результаты вычислений коэффициента  $B$  для численного моделирования теплообменных аппаратов в зависимости от режима течения

Номер модели теплообменника	Номер исполнения модели	Значение постоянной $B$ в зависимости от $Re$									
Модель 1	1	0,221	0,206	0,214	0,212	0,208	0,205	0,202	0,199	0,196	0,199
	2	0,229	0,220	0,229	0,227	0,223	0,220	0,216	0,213	0,210	0,213
	3	0,228	0,219	0,228	0,226	0,222	0,219	0,215	0,212	0,209	0,213
Модель 2	1	0,240	0,226	0,220	0,215	0,212	0,209	0,206	0,206	0,206	0,206
	2	0,248	0,233	0,228	0,223	0,219	0,216	0,213	0,214	0,214	0,214
	3	0,246	0,232	0,226	0,222	0,218	0,215	0,212	0,213	0,213	0,213
Модель 3	1	0,243	0,227	0,221	0,216	0,212	0,209	0,206	0,207	0,206	0,206
	2	0,249	0,234	0,228	0,224	0,219	0,217	0,213	0,214	0,213	0,214
	3	0,248	0,233	0,227	0,222	0,218	0,215	0,212	0,213	0,212	0,213
Модель 4	1	0,245	0,228	0,221	0,215	0,211	0,208	0,205	0,206	0,205	0,204
	2	0,251	0,235	0,227	0,222	0,218	0,215	0,212	0,213	0,212	0,212
	3	0,249	0,233	0,226	0,221	0,217	0,214	0,211	0,212	0,211	0,211

После статистической обработки результатов получаем, что постоянная  $B = 0,218$ , а уравнение (4.5) преобразуется в:

$$\operatorname{Nu} = 0,218 \operatorname{Re}^{0,681} \operatorname{Pr}^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134}. \quad (4.16)$$

Произведем расчет коэффициента термической эффективности с учетом критериального уравнения Нуссельта (4.20) и сравним полученные результаты с

моделированием по *Realizable k-ε* модели турбулентности и лабораторным экспериментом. Полученные зависимости  $\varepsilon$  от числа  $Re$  для теплообменных аппаратов представлены на рисунках 4.15, 4.16.

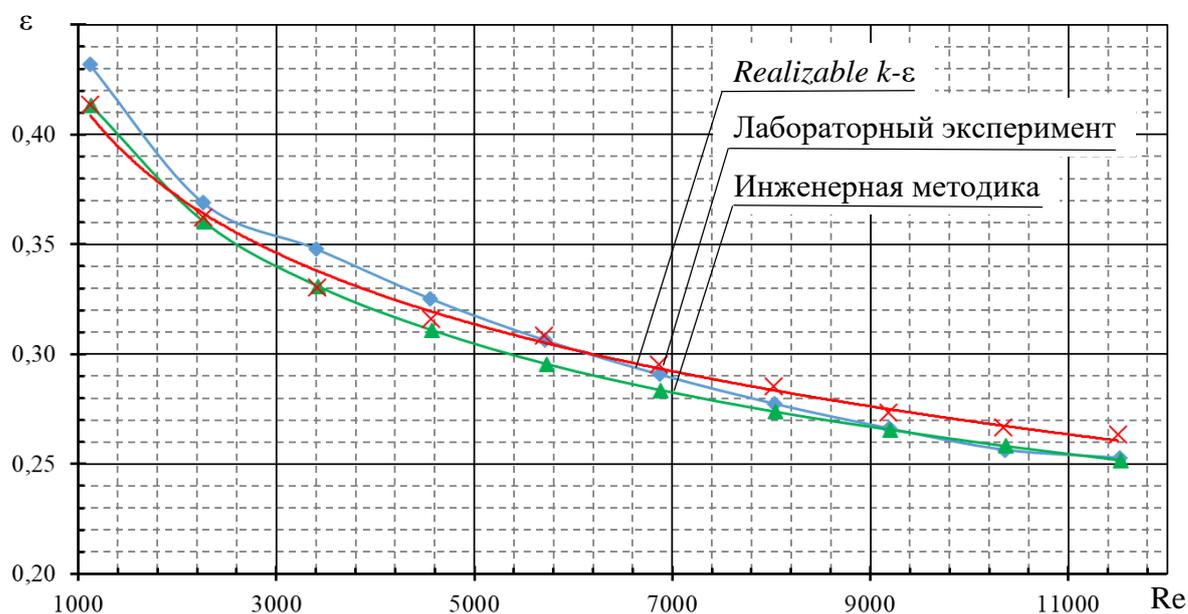


Рисунок 4.15 – Изменение  $\varepsilon$  от числа  $Re$  для модели теплообменного аппарата с  $s/h = 1,28$  и  $s/\delta = 12,5$

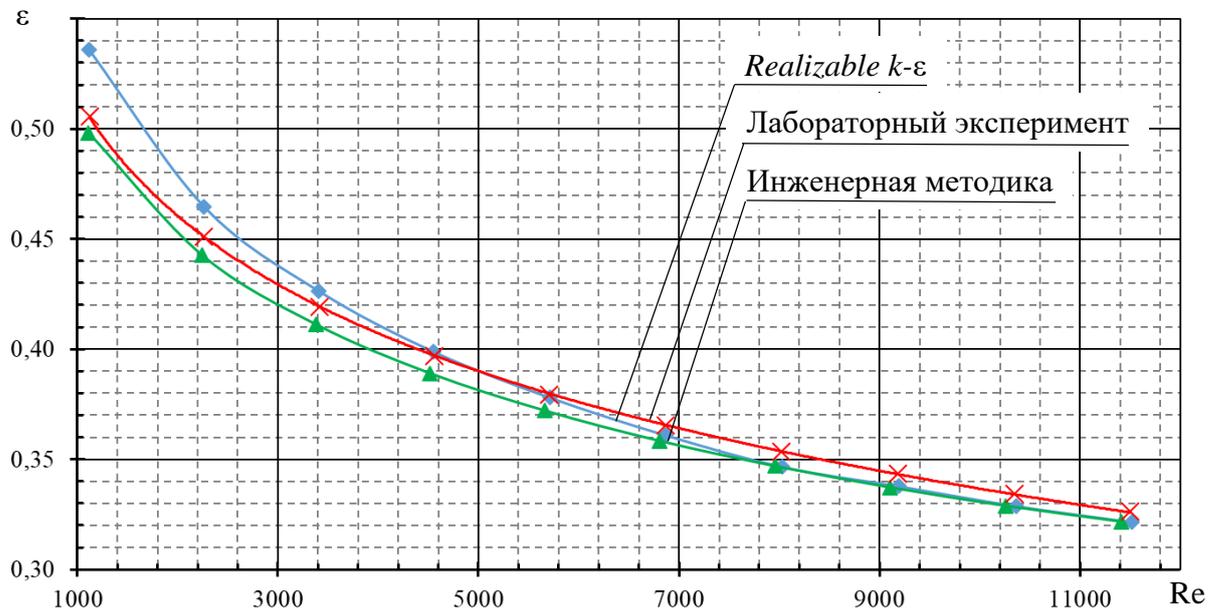


Рисунок 4.16 – Изменение  $\varepsilon$  от числа  $Re$  для модели теплообменного аппарата с  $s/h = 0,64$  и  $s/\delta = 6,5$

Использование выражения (4.20) позволяет добиться хорошей согласованности с результатами моделирования и лабораторного эксперимента.

Полученные зависимости действительны для теплообменников с шахматным расположением трубок и числом рядов трубок в направлении потока воздуха 10 и более. При числе рядов  $n < 10$  необходимо использовать поправочный коэффициент, определяемый по таблице 2.4 [14].

#### 4.2 Результаты исследования аэродинамического сопротивления шахматных пучков тепловых труб

Аэродинамическое сопротивление теплообменного аппарата, расчет которого производился в разделе 2, определено с использованием критерия Эйлера для поперечно-обтекаемых пучков труб.

Для шахматных поперечно-обтекаемых пучков труб согласно [21] критерий Эйлера определяется по выражению:

$$\text{- при } \frac{1-d/s'_2}{a-1} \leq 0,53$$

$$Eu = 1,4(Z+1)Re^{-0,25}, \quad (4.17)$$

$$\text{- при } \frac{1-d/s'_2}{a-1} \geq 0,53$$

$$Eu = 1,93(Z+1)\sqrt{\frac{1-d/s'_2}{a-1}} Re^{-0,25}. \quad (4.18)$$

где  $Re$  – критерий Рейнольдса;

$d$  – наружный диаметр трубы, мм;

$a = s_1/d$  – относительный поперечный шаг;

$b = s_2/d$  – относительный продольный шаг;

$s_1$  – поперечный шаг трубок в пучке, мм;

$s'_2$  – диагональный шаг трубок в пучке, мм;

$Z$  – число рядов труб в пучке;

$s$  – шаг оребрения, мм.

Величина аэродинамического сопротивления определяется по выражению:

$$\Delta p = E u \cdot \rho v^2. \quad (4.19)$$

где  $v$  – средняя скорость потока в узком сечении пучка, м/с;

$\rho$  – плотность потока воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Геометрические характеристики исследованных пучков труб приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Геометрические характеристики исследованных вариантов теплообменных аппаратов

Номер модели теплообменника	Номер исполнения модели	$a$	$b$	$s_2',$ мм	$s,$ мм	$Z$	$\frac{1-d/s_2'}{a-1}$
Модель 1	1	3,375	3,375	19,09	10	11	0,24
	2	4,000	3,375	20,93	10	11	0,21
	3	4,000	4,000	22,63	10	9	0,22
Модель 2	1	3,375	3,375	19,09	5	11	0,24
	2	4,000	3,375	20,93	5	11	0,21
	3	4,000	4,000	22,63	5	9	0,22
Модель 3	1	3,375	3,375	19,09	3	11	0,24
	2	4,000	3,375	20,93	3	11	0,21
	3	4,000	4,000	22,63	3	9	0,22
Модель 4	1	3,375	3,375	19,09	2	11	0,24
	2	4,000	3,375	20,93	2	11	0,21
	3	4,000	4,000	22,63	2	9	0,22

На рисунках 4.17, 4.18 представлены зависимости аэродинамического сопротивления  $\Delta p$  от числа Рейнольдса,  $Re$ , для вытяжного и приточного потоков воздуха. Данные зависимости построены по результатам численного моделирования с использованием моделей турбулентности, описанных ранее, лабораторного эксперимента и инженерной методики с критерием Эйлера, определяемым по зависимости (4.17), поскольку величина  $(1-d/s_2')/(a-1)$  для всех исследуемых теплообменных аппаратов получилась меньше 0,53.

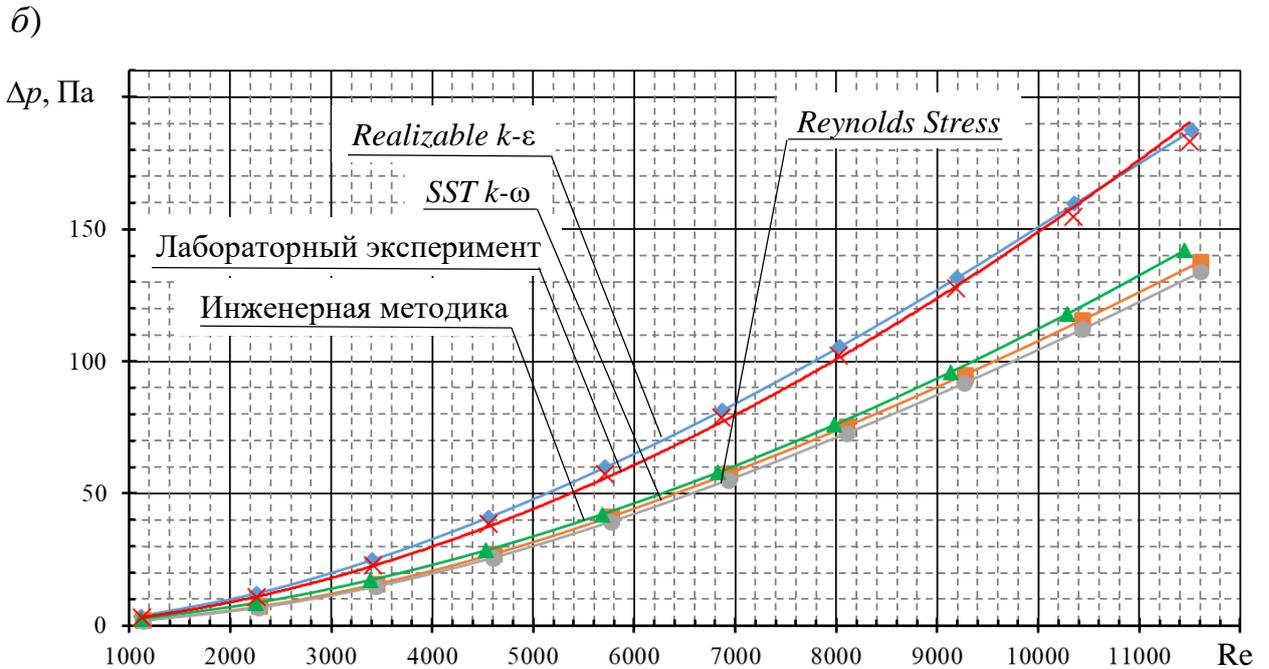
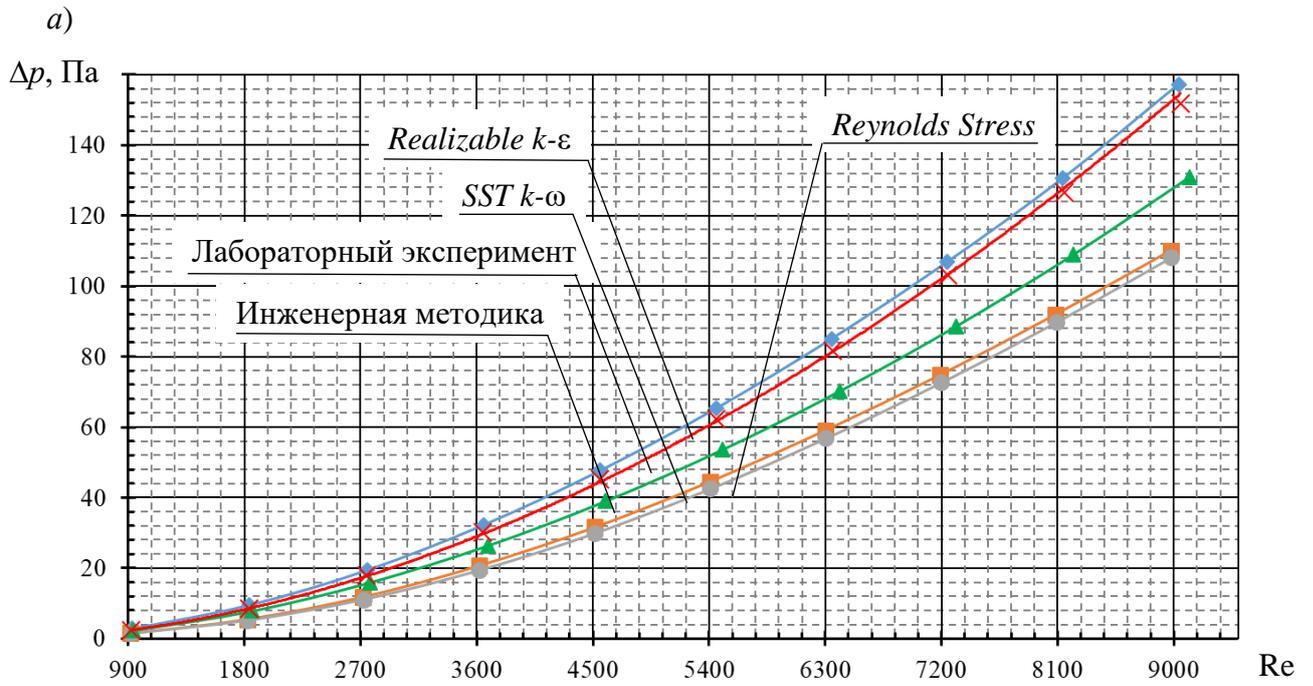


Рисунок 4.17 – Зависимость  $\Delta p$  от числа Re для модели теплообменного аппарата с  $a = 3,375$ ,  $b = 3,375$  и  $s = 10$  мм  
 а) для вытяжного потока воздуха; б) для приточного потока воздуха

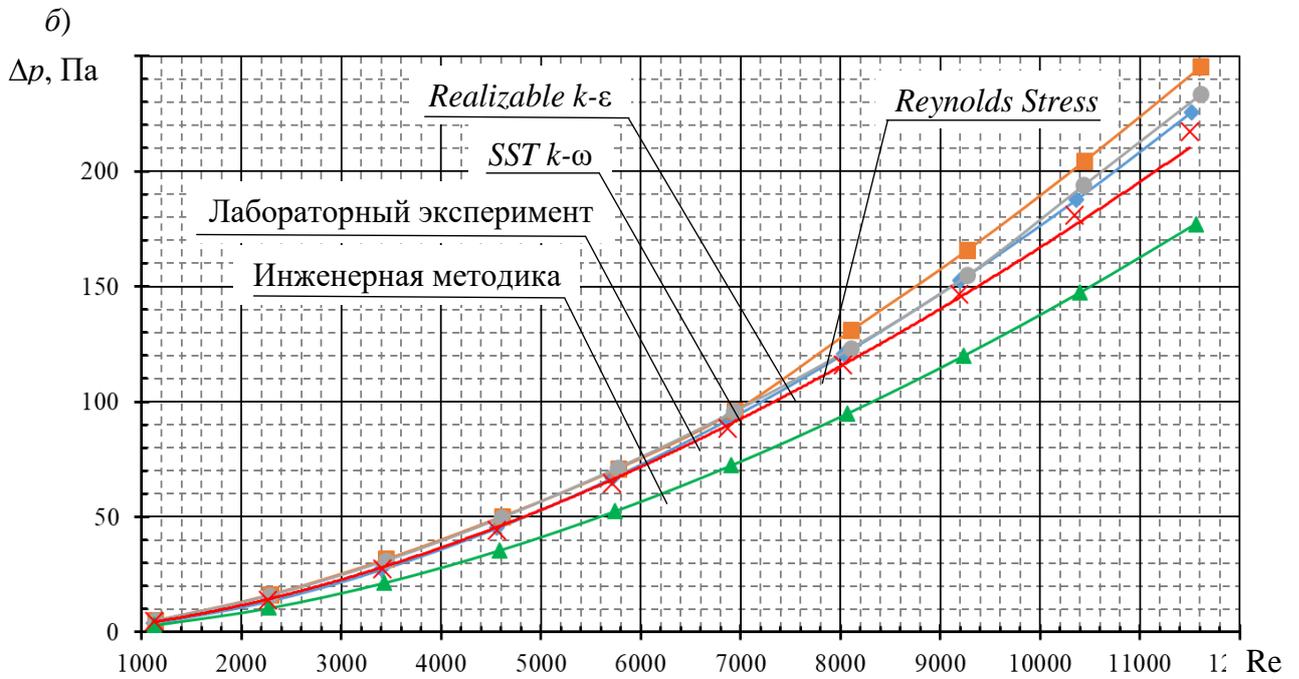
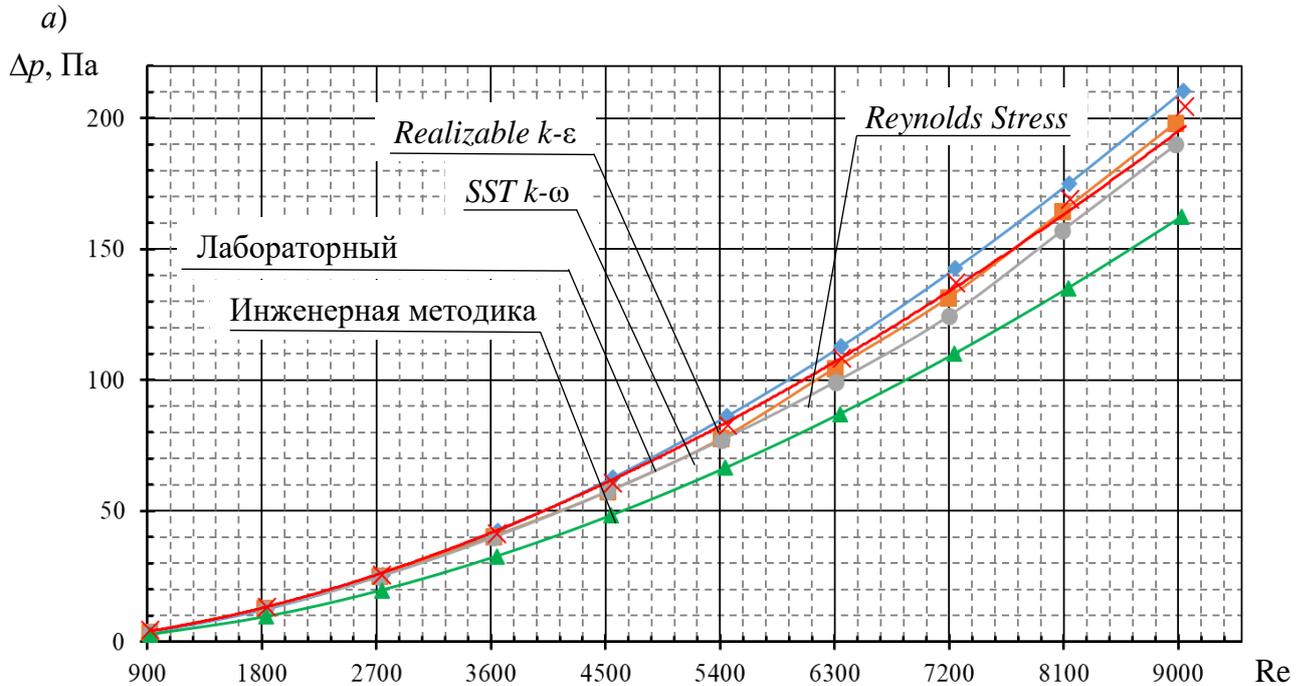


Рисунок 4.18 – Зависимость  $\Delta p$  от числа Re для модели

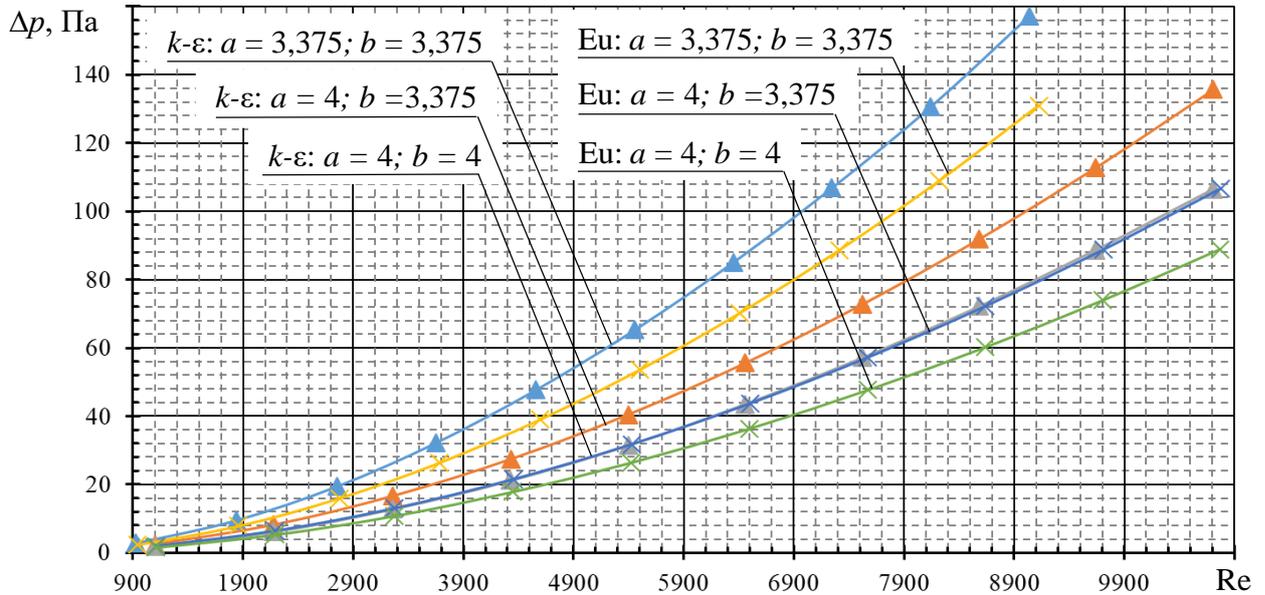
теплообменного аппарата с  $a = 3,375$ ,  $b = 3,375$  и  $s = 5$  мм

a) для вытяжного потока воздуха; б) для приточного потока воздуха

Полученные зависимости аэродинамического сопротивления теплообменного аппарата от числа Рейнольдса численных моделей имеют незначительное расхождение с результатами лабораторного эксперимента. Так для модели *Realizable k-ε* отличие от эксперимента составляет 6,3% и 11,1%, для модели *SST k-ω* составляет 4,8% и 10,4%, для модели *Reynolds Stress* составляет 0,2% и 12,8%.

Рассмотрено влияние относительного шага  $s/h$  и толщины  $s/\delta$  оребрения на показатели аэродинамического сопротивления теплообменных аппаратов в сравнении с инженерной методикой расчета. На рисунках 4.19 – 4.22 представлены зависимости потерь давления в трубном пучке от числа  $Re$  по приточному воздуху.

а)



б)

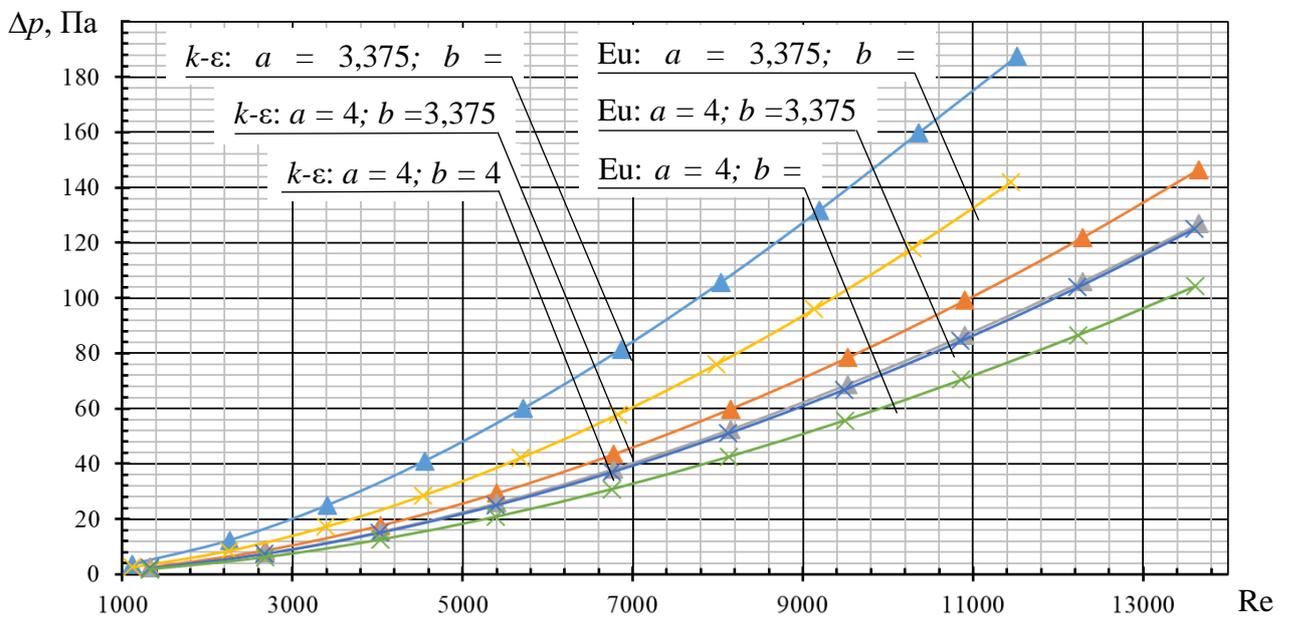
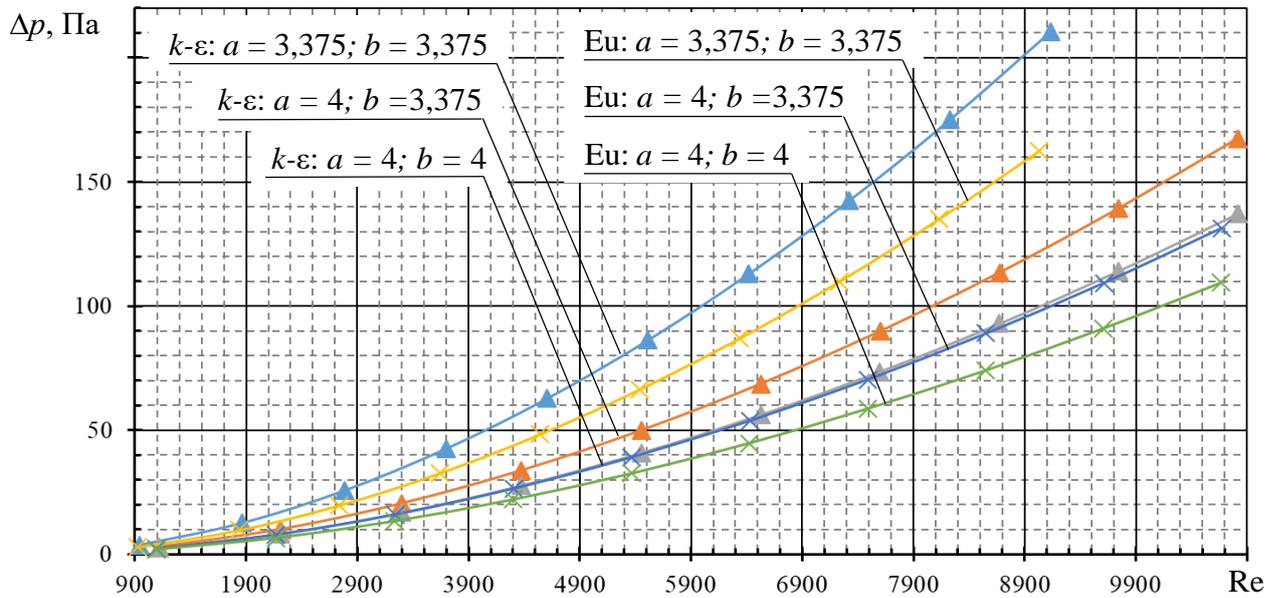


Рисунок 4.19 – Зависимость  $\Delta p$  от числа  $Re$  для модели теплообменного аппарата с  $s = 10$  мм

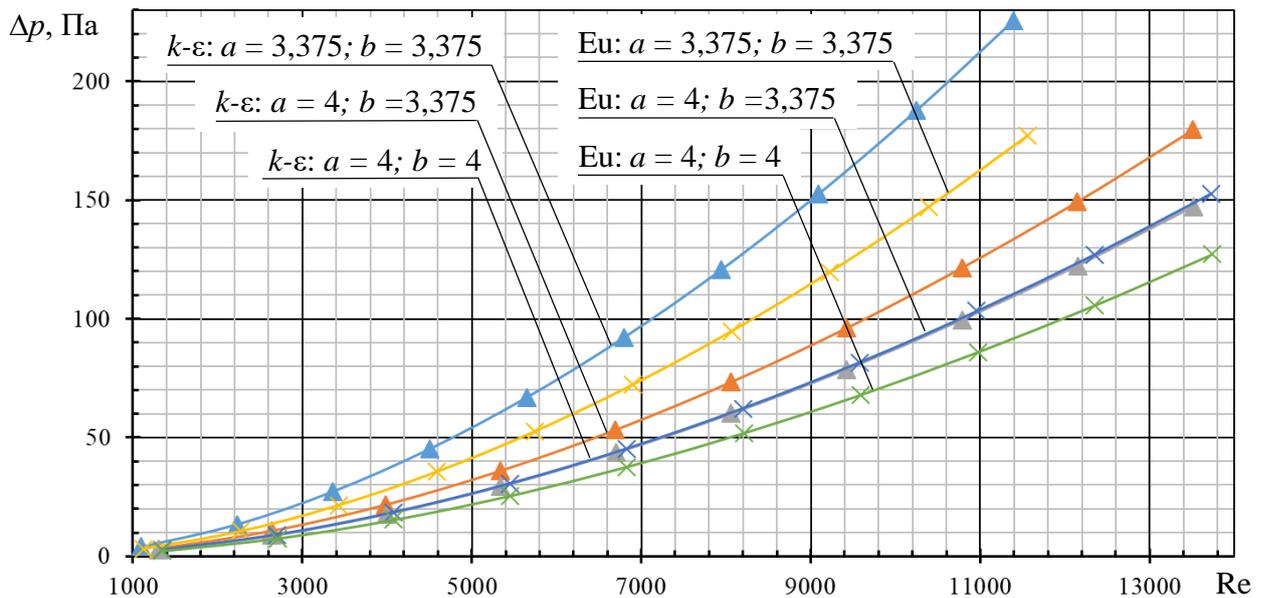
а) для вытяжного потока воздуха; б) для приточного потока воздуха

(условные обозначения:  $k-\epsilon$  – результат моделирования по модели *Realizable k-ε*;  $Eu$  – расчет по инженерной методике [21])

a)



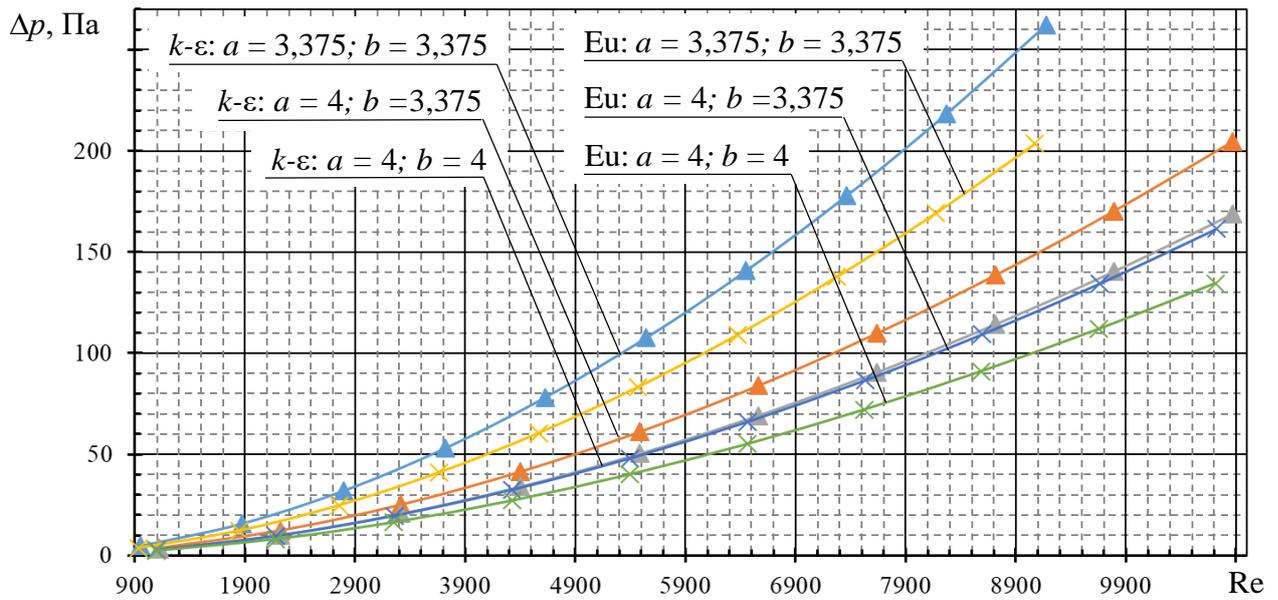
б)

Рисунок 4.20 – Зависимость  $\Delta p$  от числа  $Re$  для модели теплообменного аппарата с  $s = 5$  мм

а) для вытяжного потока воздуха; б) для приточного потока воздуха

(условные обозначения:  $k$ - $\epsilon$  – результат моделирования по модели *Realizable k- $\epsilon$* ;  $Eu$  – расчет по инженерной методике [21])

a)



б)

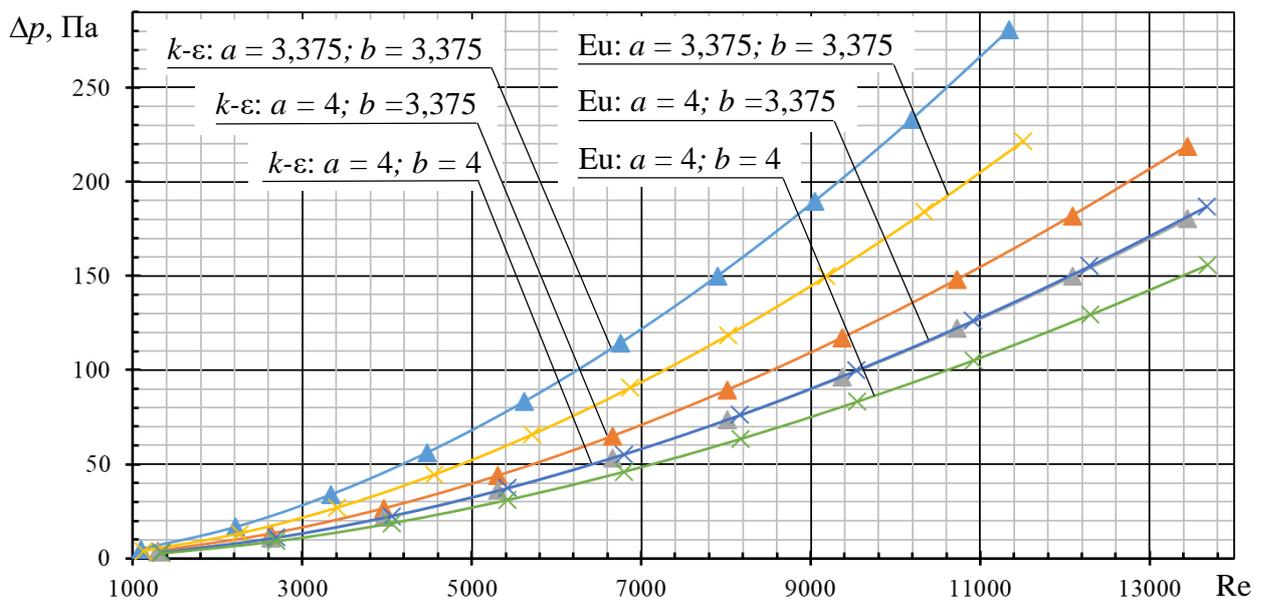
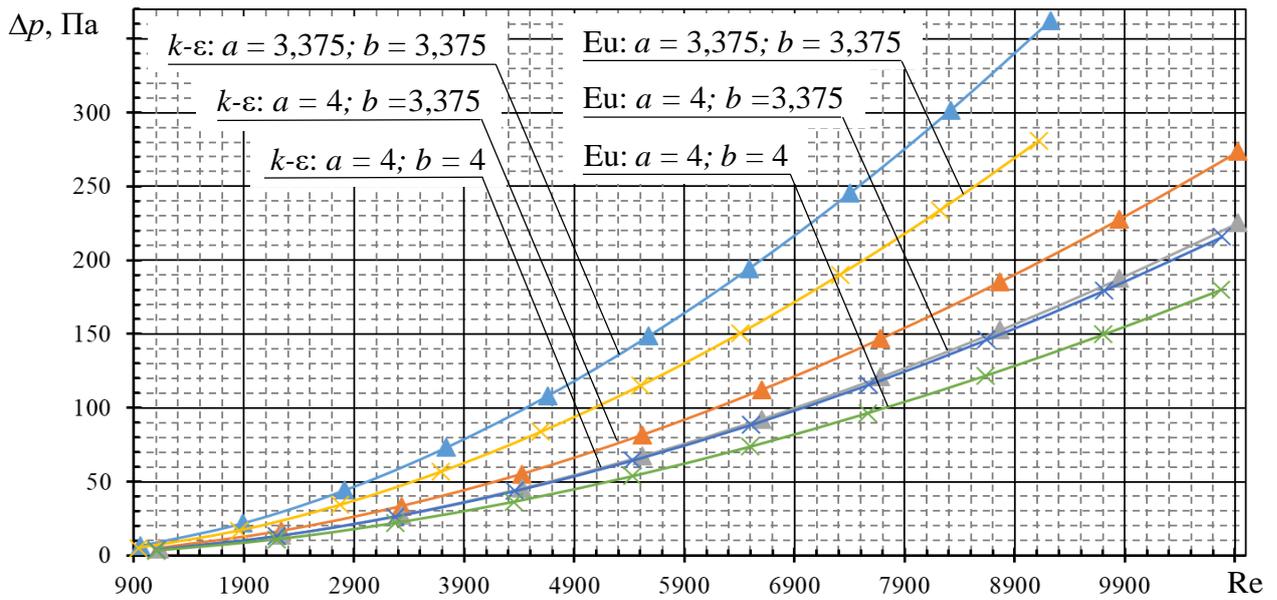


Рисунок 4.21 – Зависимость  $\Delta p$  от числа  $Re$  для модели теплообменного аппарата с  $s = 3$  мм

а) для вытяжного потока воздуха; б) для приточного потока воздуха

(условные обозначения:  $k-\epsilon$  – результат моделирования по модели *Realizable k-ε*;  $Eu$  – расчет по инженерной методике [21])

a)



б)

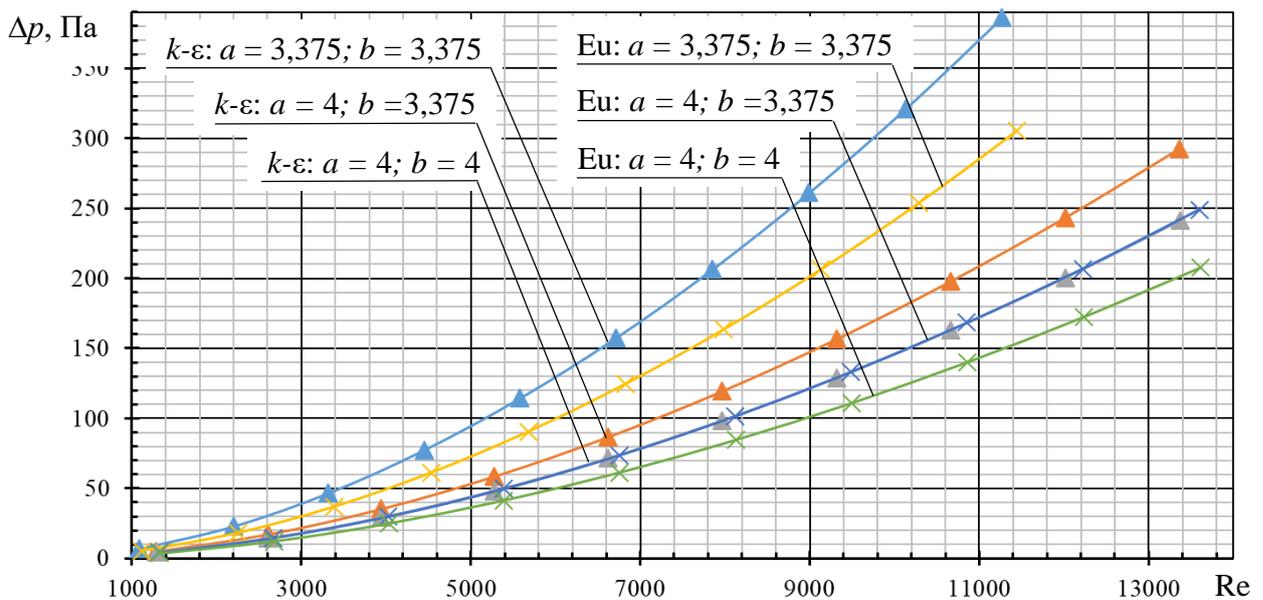


Рисунок 4.22 – Зависимость  $\Delta p$  от числа  $Re$  для модели теплообменного аппарата с  $s = 2$  мм

a) для вытяжного потока воздуха; б) для приточного потока воздуха

(условные обозначения:  $k-\epsilon$  – результат моделирования по модели *Realizable k-ε*;  $Eu$  – расчет по инженерной методике [21])

Как следует из приведенных данных, аэродинамическое сопротивление, полученное по результатам моделирования с использованием *Realizable k-ε* модели

турбулентности, увеличивается аналогично аэродинамическому сопротивлению по инженерной методике с использованием критерия Эйлера.

Выражения для определения аэродинамического сопротивления в зависимости от числа Рейнольдса для всех исследованных моделей теплообменного аппарата представлены в таблицах 4.6, 4.7.

Одинаковые значения показателя степени при числе Рейнольдса в полученных выражениях по результатам численного моделирования и расчета по инженерной методике свидетельствуют о возможности использования выражения (4.20) для определения аэродинамического сопротивления. Однако, необходима корректировка постоянной величины при числе Рейнольдса.

$$\text{При } \frac{1-d/s'_2}{a-1} \leq 0,53$$

$$Eu = C(Z+1)Re^m, \quad (4.20)$$

где  $C$  – постоянная;

$m = -0,25$  – показатель степени при числе Рейнольдса [14];

$Z$  – число рядов труб в пучке.

Таблица 4.6 – Зависимости  $\Delta p$  от  $Re$  исследуемых моделей теплообменников для приточного потока воздуха

Номер модели теплообменника	Номер исполнения модели	Зависимости потерь давления $\Delta p$ приточного воздуха от числа $Re$ по результатам	
		численного моделирования - $k$ - $\varepsilon$ модель турбулентности	расчета по инженерной методике [14]
Модель 1	1	$\Delta p = 2,45 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 1,29 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$
	2	$\Delta p = 1,00 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 8,23 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1,73}$
	3	$\Delta p = 9,12 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 6,84 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1,73}$
Модель 2	1	$\Delta p = 2,19 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 1,53 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$
	2	$\Delta p = 1,29 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 9,64 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1,73}$
	3	$\Delta p = 1,06 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 8,02 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1,73}$
Модель 3	1	$\Delta p = 2,76 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 2,02 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$
	2	$\Delta p = 1,60 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 1,20 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$
	3	$\Delta p = 1,32 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 9,96 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1,73}$
Модель 4	1	$\Delta p = 3,88 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 2,84 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$
	2	$\Delta p = 2,19 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 1,62 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$
	3	$\Delta p = 1,80 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$	$\Delta p = 1,35 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,73}$

Таблица 4.7 – Зависимости  $\Delta p$  от  $Re$  исследуемых моделей теплообменников для вытяжного потока воздуха

Номер модели теплообменника	Номер исполнения модели	Зависимости потерь давления $\Delta p$ вытяжного воздуха от числа $Re$ по результатам	
		численного моделирования - $k$ - $\varepsilon$ модель турбулентности	расчета по инженерной методике [14]
Модель 1	1	$\Delta p = 1,61 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$	$\Delta p = 1,31 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$
	2	$\Delta p = 1,03 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$	$\Delta p = 8,06 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1,77}$
	3	$\Delta p = 6,62 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1,78}$	$\Delta p = 6,52 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1,78}$
Модель 2	1	$\Delta p = 2,05 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$	$\Delta p = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$
	2	$\Delta p = 1,22 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$	$\Delta p = 1,01 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$
	3	$\Delta p = 9,91 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1,77}$	$\Delta p = 8,46 \cdot 10^{-6} \cdot Re^{1,77}$
Модель 3	1	$\Delta p = 2,53 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$	$\Delta p = 2,06 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$
	2	$\Delta p = 1,46 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$	$\Delta p = 1,22 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$
	3	$\Delta p = 1,20 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$	$\Delta p = 1,02 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$
Модель 4	1	$\Delta p = 3,43 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$	$\Delta p = 2,79 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$
	2	$\Delta p = 1,92 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$	$\Delta p = 1,60 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$
	3	$\Delta p = 1,58 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$	$\Delta p = 1,34 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{1,77}$

Для определения постоянной  $C$  используем выражения (4.19), (4.20), соответственно

$$C = \frac{\Delta p}{(Z + 1) Re^{-0,25} \rho v^2} \quad (4.21)$$

где  $Re$  – критерий Рейнольдса;

$\rho$  – плотность потока воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  – средняя скорость потока в узком сечении пучка, м/с;

$Z$  – число рядов труб в пучке;

Расчет постоянной представлен в приложении Е.

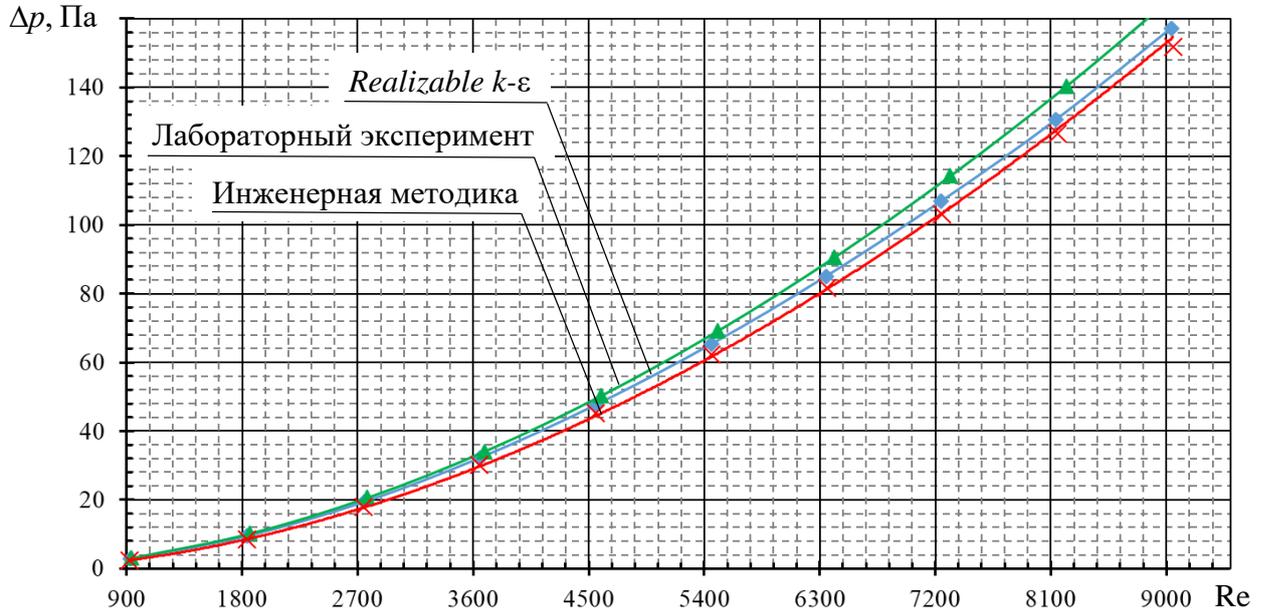
После обработки результатов получаем, что постоянная  $C = 1,8$ , а уравнение (4.20) преобразуется в:

$$Eu = 1,8(Z + 1) Re^m \quad (4.22)$$

Выполнен расчет аэродинамического сопротивления по зависимости (4.22) и сравнение полученных результатов с моделированием по *Realizable*  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности и лабораторным экспериментом. Полученные зависи-

мости  $\Delta p$  от числа  $Re$  для теплообменных аппаратов представлены на рисунках 4.23, 4.24. Использование выражения (4.22) позволяет добиться хорошей согласованности с результатами моделирования и лабораторного эксперимента.

а)



б)

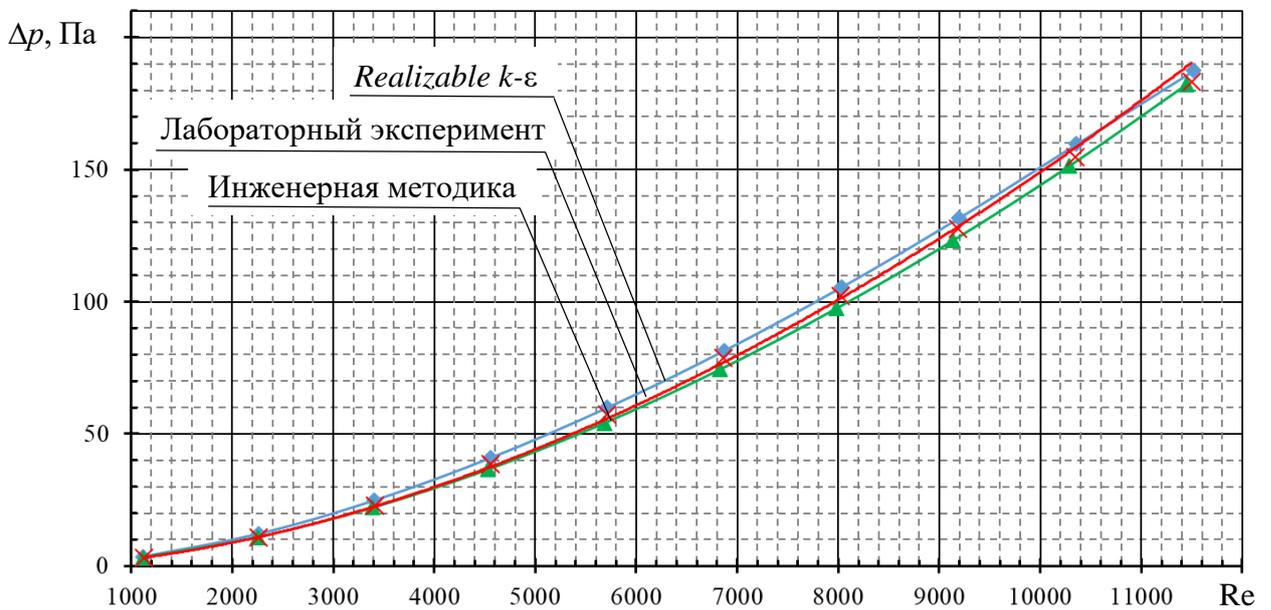
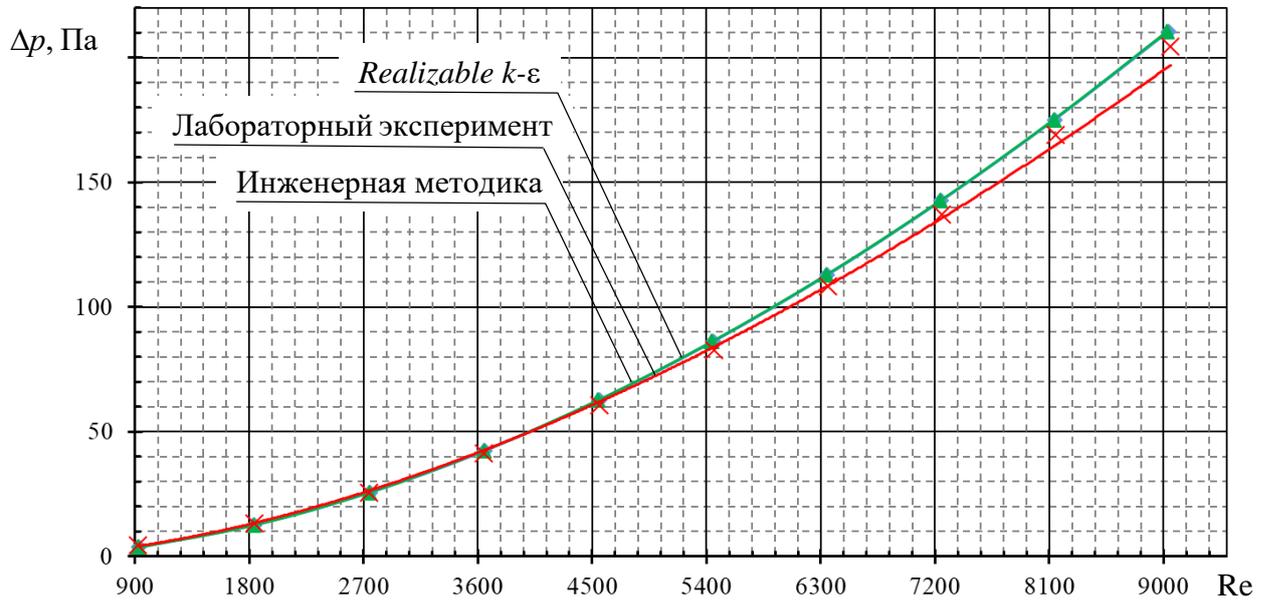


Рисунок 4.23 – Зависимость  $\Delta p$  от числа  $Re$  для модели теплообменного аппарата с  $a = 3,375$ ,  $b = 3,375$  мм и  $s = 10$  мм  
 а) для вытяжного потока воздуха; б) для приточного потока воздуха

а)



б)

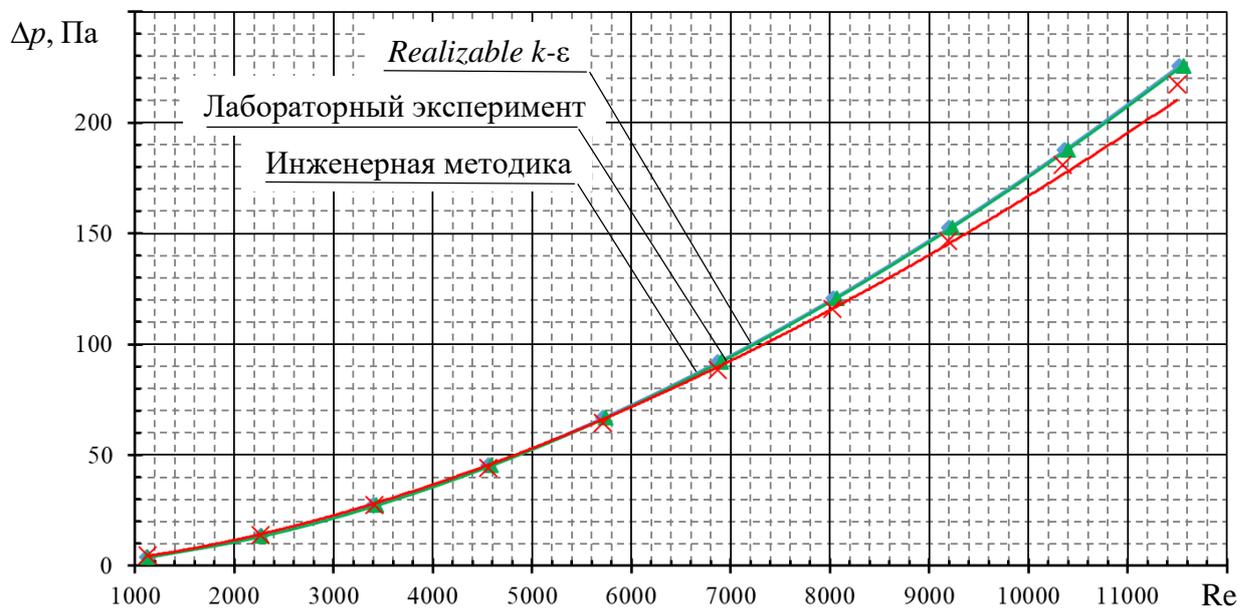


Рисунок 4.24 – Зависимость  $\Delta p$  от числа  $Re$  для модели теплообменного аппарата с  $a = 3,375$ ,  $b = 3,375$  мм и  $s = 5$  мм  
 а) для вытяжного потока воздуха; б) для приточного потока воздуха

### 4.3 Рекомендации по применению теплообменников с тепловыми трубами в приточно-вытяжных системах вентиляции и кондиционирования воздуха

Теплообменные аппараты с тепловыми трубами рекомендуется применять в оборудовании систем обеспечения микроклимата общественных, административно-бытовых и производственных зданий. Утилизаторы с тепловыми трубами позволяют надёжно выполнить разделение потоков приточного и вытяжного воздуха и предотвратить загрязнение воздуха, подаваемого в помещения, вытяжным.

Важным преимуществом теплоутилизаторов с тепловыми трубами является сокращение экономических затрат на эксплуатацию инженерных систем за счет исключения побудителя движения теплоносителя.

Тепловой расчет теплообменных аппаратов с тепловыми трубами выполняется по методике [14].

Последовательность выполнения теплового расчета теплообменников с тепловыми трубами.

1. Выбирается материал тепловых труб и определяются геометрические параметры теплообменника и капиллярной структуры (длина испарительной секции  $l_e$ , длина конденсационной секции  $l_c$ , длина адиабатической части  $l_a$ , внешний диаметр труб  $d$ , форма канавок, диаметр круглой части канавки, число канавок и др.).

Принимается конструкция и основные геометрические характеристики теплообменника (тип оребрения, толщина ребер, шаг труб в продольном и поперечном направлениях и др.).

Рекомендуется в качестве материала тепловых труб использовать медь и алюминий. Наилучшей капиллярной структурой является прямоугольная канавка. В качестве теплоносителя предпочтительными являются фреоны R134A, R410A, R407C. Расположение труб в пучке – шахматное. Оребрение труб теплообменника – пластинчатое.

2. Определяются расчетные параметры, необходимые для определения ограничений теплопередающей способности тепловой трубы.

3. Определяется коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата ( $k_{\text{ТТ}}$ ).

Для расчета коэффициентов теплообмена ( $\alpha_{\text{г}}$ ,  $\alpha_{\text{н}}$ ) по сторонам теплообменного аппарата при относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине оребрения  $2,5 < s/\delta < 12,5$  рекомендуется применять критериальную зависимость (4.16):

$$\text{Nu} = 0,218 \cdot \text{Re}^{0,681} \text{Pr}^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134},$$

При числе рядов труб  $n < 10$  необходимо использовать поправочный коэффициент, определяемый по таблице 2.4 [14].

4. Определяется температурный напор ( $\Delta t$ ) теплообменного аппарата по выражению (2.26).

5. По значениям коэффициента теплопередачи, температурного напора между теплоносителями и площади поверхности теплообмена 1 ряда тепловых труб определяется температура воздуха на выходе из каждого ряда тепловых труб по приточному и вытяжному потокам воздуха.

6. Суммарный тепловой поток теплообменника ( $Q$ ) определяется суммированием тепловых потоков по рядам тепловых труб.

7. По полученному тепловому потоку определяется фактическая площадь теплообмена и сравнивается с ориентировочной (первоначально принятой). Если разница между фактической и ориентировочной площадями превышает 10%, производится корректировка температурного напора.

8. Определяется коэффициент термической эффективности ( $\varepsilon$ ) теплообменного аппарата [14].

9. Производится расчет аэродинамического сопротивления ( $\Delta p_1$ ,  $\Delta p_2$ ) по приточному и вытяжному потокам воздуха.

Рекомендуется для определения критерия Эйлера при  $(1 - d/s'_2)/(a-1) \leq 0,24$  применять зависимость (4.22):

$$Eu = 1,8(Z + 1)Re^m.$$

Рекомендации по эксплуатации теплообменников с тепловыми трубами.

При эксплуатации теплообменных аппаратов с тепловыми трубами в системах вентиляции следует:

- регулярно проводить обслуживание и очистку аппарата для поддержания его эффективности, и повышения срока службы;
- регулярно проводить проверку теплообменного аппарата на предмет утечек, повреждений и других неполадок для своевременного их устранения.

#### 4.4 Выводы по разделу 4

1. По результатам численного моделирования выявлена зависимость термического коэффициента эффективности теплообменных аппаратов с тепловыми трубами (термосифонами) с шахматным расположением трубок в трубных пучках и гладким оребрением от геометрических характеристик (условной высоты рёбер, относительного шага оребрения и относительной толщины рёбер).

2. Установлена сходимость результатов численного моделирования с использованием  $k$ - $\epsilon$  модели турбулентности с модификацией *Realizable* с результатами лабораторного эксперимента.

3. Установлена экспериментальная зависимость критерия Нуссельта для внешней поверхности теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте рёбер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине рёбер  $2,5 < s/\delta < 12,5$ . Зависимости действительны для числа рядов трубок не менее 10.

4. Установлена экспериментальная зависимость критерия Эйлера для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном пластинчатом оребрении с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом оребрении

трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте рёбер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине рёбер  $2,5 < s/\delta < 12,5$ , а также соотношении  $(1 - d / s'_2) / (a - 1) \leq 0,24$ .

5. Разработаны рекомендации по эффективному применению теплообменников с тепловыми трубами в приточно-вытяжных системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Выполнен анализ методов утилизации теплоты в системах вентиляции и кондиционирования воздуха с использованием теплообменников на тепловых трубах. Выявлены преимущества применения аппаратов такого типа в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, а также основные варианты их использования в качестве утилизаторов теплоты удаляемого вентиляционного воздуха, воздухоохладителей и осушителей обрабатываемого воздуха. Снижение расхода теплоты на подогрев приточного воздуха системами утилизации теплоты с тепловыми трубами составляет до 65%.

2. Выявлены особенности процессов теплообмена в тепловых трубах при наличии капиллярных сил. На основе анализа теплофизических характеристик тепловых труб наружным диаметром  $d=8$  мм с  $\Omega$ -образной, прямоугольной и треугольной канавками установлено, что наибольший тепловой поток обеспечивает применение прямоугольных канавок со следующими параметрами:

– первый вариант: глубина канавки – 0,3 мм; ширина канавки – 0,4 мм; число канавок – 14 шт.;

– второй вариант: глубина канавки – 0,3 мм; ширина канавки – 0,5 мм; число канавок – 12 шт.

Исследованы теплоносители для заполнения тепловых труб – фреон R134A, R410A и R407C. При использовании фреона R410A тепловой поток в среднем на 25% выше по сравнению с фреонами R134A и R407C.

3. Предложено техническое решение в виде способа крепления тепловых труб в трубной доске, обеспечивающее разделение потоков приточного и вытяжного воздуха и предотвращающее загрязнение приточного воздуха удаляемым. Полученное техническое решение защищено патентом на изобретение RU 2799743 C1.

4. Разработана математическая модель теплообменного аппарата с тепловыми трубами, обеспечивающая наилучшую сходимость результатов численного моделирования, инженерного расчета и экспериментальных данных.

5. Разработан лабораторный стенд и программа исследований тепловых и аэродинамических процессов в теплообменном аппарате с тепловыми трубами.

6. Установлена экспериментальная зависимость критерия Нуссельта для внешней поверхности теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте рёбер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине рёбер  $2,5 < s/\delta < 12,5$  в виде:  $Nu = 0,218 \cdot Re^{0,681} Pr^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134}$ . Зависимость действительна для числа рядов трубок в направлении потока воздуха не менее 10.

7. Установлена экспериментальная зависимость критерия Эйлера для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте рёбер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине рёбер  $2,5 < s/\delta < 12,5$ , а также соотношении  $(1 - d/s'_2)/(a-1) \leq 0,24$ , в виде:  $Eu = 1,8 (Z+1) Re^m$ .

8. Разработаны рекомендации по эффективному применению теплообменников с тепловыми трубами в приточно-вытяжных системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

9. Перспективы дальнейших исследований направлены на определение оптимальных конструктивных параметров теплообменного аппарата с тепловыми трубами, при которых будут обеспечиваться максимальные значения термического коэффициента эффективности. Кроме того, необходимо продолжить исследования особенностей испарительно-конденсационных процессов тепловых труб с использованием численного моделирования.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анисимов, С. М. Утилизация теплоты вытяжного воздуха в перекрестно-точном рекуператоре / С. М. Анисимов, В. Ф. Васильев, А. Едликковский, Д. Панделидис // Сантехника, отопление, кондиционирование. – 2014. - № 7(151). – С. 79 – 83.
2. Безродный, М. К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах: теория и практика / М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк. – Киев : «Факт», 2005. – 704 с.
3. Белов, А. Е. Расчетно-экспериментальное исследование работы контурной тепловой трубы в стационарном режиме / А. Е. Белов, А. А. Великанов, Д. Н. Ильмов, О. А. Нагорнова, В. В. Соболев, Н. И. Филатов // Теплоэнергетика. – 2022. – №3. – С. 50 – 62.
4. Блохин, А. В. Теория эксперимента: курс лекций / А. В. Блохин – Минск: Изд-во БГУ, 2002. – 67 с.
5. Богословский, В. Н. Отопление и вентиляция. Учебник для вузов в 2 частях. Часть 2 Вентиляция / В. Н. Богословский, В. И. Новожилов, Б. Д. Симаков, В. П. Титов: под ред. В. Н. Богословского. – Москва : Стройиздат, 1976. – 439 с.
6. Богословский, В. Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В. Н. Богословский, М. Я. Поз. – Москва : Стройиздат, 1983. – 319 с.
7. Бошняк, Л. Л. Измерения при теплотехнических исследованиях / Л. Л. Бошняк. – Л.: Машиностроение, 1974. – 448 с.
8. Бялый, Б. И. Тепломассообменное оборудование воздухообрабатывающих установок ООО «ВЕЗА» / Б. И. Бялый. – Москва : ООО «Инфорт», 2005. – 278 с.
9. Васильев, Л. Л. Двухфазные теплопередающие контуры / Л. Л. Васильев, Ю. Ф. Майданик // Тепловые процессы в технике. – 2022. – № 10. – С. 434 – 446.
10. Васильев, Л. Л. Использование теплообменников на тепловых трубах для кондиционирования, в области пищевой промышленности и холодильной техники / Л. Л. Васильев, А. В. Шаповалов, А. С. Журавлёв, А. В. Родин // Вестник Национальной академии наук Беларуси. – 2014. – № 3. – С. 85 – 90.

11. Васильев, Л. Л. Низкотемпературные тепловые трубы / Л. Л. Васильев, С. Л. Бааз, В. Г. Киселев, С. В. Конев, Л. П. Гракович. – Минск : Наука и техника, 1976. – 136 с.
12. Васильев, Л. Л. Применение термосифонов для осушения воздуха / Л. Л. Васильев [и др.] // Агротехника и энергообеспечение. – 2018. – № 2(19). – С. 7–18.
13. Васильев, Л. Л. Тепловые трубы в системах с возобновляемыми источниками энергии / Л. Л. Васильев, Л. П. Гракович, Д. К. Хрусталева. – Минск : Наука и техника, 1988. – 159 с.
14. Васильев, Л. Л. Теплообменники на тепловых трубах / Л. Л. Васильев. – Минск : Наука и техника, 1981. – 143 с.
15. Васильев, Л. Л. Теплообменники утилизаторы на тепловых трубах / Л. Л. Васильев, В. Г. Киселев, Ю. Н. Матвеев, Ф. Ф. Молодкин. – Минск: Наука и техника, 1987. – 200 с.
16. Галкин, М. Н. Исследование и расчет гидравлических и тепловых характеристик охлаждаемых конструкций с компланарными каналами / М. Н. Галкин, В. Г. Попов, Н. Л. Ярославцев // Известия вузов. Машиностроение. – 1985. – № 3. – С. 73 – 76.
17. ГОСТ 4784 – 2019 Алюминий и сплавы алюминиевые деформируемые. Марки. – Москва : Стандартинформ, 2019. – 35 с.
18. ГОСТ 859 – 2001 Медь. Марки. – Москва : Стандартинформ, 2008. – 7 с.
19. ГОСТ Р ЕН 308-2011. Методы испытаний для определения критериев мощности установок регенерации тепла из смеси воздух/воздух и воздух/отработанный газ. – Москва : Стандартинформ, 2012. – 19 с.
20. Дан, П. Д. Тепловые трубы / П. Д. Дан, Д. А. Рей; пер. с англ. Ю. А. Зейгарника. – Москва : Энергия, 1979. – 272 с.
21. Дахин, С. В. Расчет рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного действия : учебное пособие / С. В. Дахин. – Воронеж : ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2008. – 110 с.
22. Жаров, А. А. Использование тепловой трубы в качестве теплообменника отработанного воздуха в центральном кондиционере [Электронный ресурс] / А. А. Жаров, Я. М. Тимашпольский, А. В. Борисенко, А. В. Валякина, С. М. Ти-

машпольский // Холодильная техника. – 2022. – Т. 111. – № 4. – С. 221 – 232. – URL: doi: 10.17816/RF117508 (дата обращения: 25.03.2024).

23. Жукаускас, А. А. Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас. – Москва : Наука, 1982. – 472 с.

24. Зайдель, А. Н. Погрешности измерений физических величин / А. Н. Зайдель. – Санкт – Петербург : Наука, 1985. – 112 с.

25. Ивановский, М. Н. Физические основы тепловых труб / М. Н. Ивановский, В. П. Сорокин, И. В. Ягодкин. – Москва : Атомиздат, 1978. – 256 с.

26. Карпис, Е. Е. Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха / Е. Е. Карпис. – Москва : Стройиздат, 1986. – 268 с.

27. Кейс, В. М. Компактные теплообменники / В. М. Кейс, А. Л. Лондон; пер. с англ. В. Г. Баклановой; под ред. Ю. В. Петровского. – Москва : Государственное энергетическое издательство, 1962. – 158 с.

28. Креслинь, А. Я. Исследование термосифонного утилизатора тепла вытяжного воздуха / А. Я. Креслинь, А. Р. Ферт, Н. И. Чеховская // Водоснабжение и сан. техника. – 1979. – № 11. – С. 23 – 24.

29. Лаптев, А. Г. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов / А. Г. Лаптев, Н. А. Николаев, М. М. Башаров. – Москва : Теплотехник, 2011. – 288 с.

30. Левченко. В. Е. О повышении надежности разграничительной стенки рекуперативного теплообменника при использовании в его конструкции тепловых труб / В. Е. Левченко // Сборник: «Тепловые трубы: теплообмен, гидродинамика, технология. Часть 2». – Обнинск : ФЭИ. – 1980. – С. 155 – 162.

31. Лукс, А. Л. Анализ основных расчетных и экспериментальных теплофизических характеристик аммиачных тепловых труб повышенной тепловой проводимости из алюминиевых сплавов / А. Л. Лукс, А. Г. Матвеев // Вестник СамГУ. – Самара : Естественнонаучная серия. – 2008. - № 3(62). – с. 1 – 27.

32. Лукс, А. Л. Низкотемпературное отопление зданий на основе использования радиаторов на тепловых трубах / А. Л. Лукс, Д. В. Зеленцов // Исследования в области архитектуры, строительства и охраны окружающей среды: труды 57 Областной НТК. – Самара : Изд-во СамГАСА, 2000. – 240 с.

33. Лыков, А. В. Явления переноса в капиллярно – пористых телах / А. В. Лыков. – Москва: Госуд. изд-во тех. – теор. литературы, 1954. – 296 с.
34. Макеев А. А. Определение термического сопротивления стенок труб малой толщины по изменению плотности теплового потока / А. А. Макеев // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2006. – № 4. – С. 117 – 122.
35. Мартыненко, О. Г. Справочник по теплообменникам: том 1 / О. Г. Мартыненко, А. А. Михалевич, В. К. Шикоз. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 528 с.
36. Мартыненко, О. Г. Справочник по теплообменникам: том 2 / О. Г. Мартыненко, А. А. Михалевич, В. К. Шикоз. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 353 с.
37. Матвеев, А. Г. Разработка и исследование высокоэффективных вентиляторов-рекуператоров для децентрализованной установки в жилых помещениях / А. Г. Матвеев // Издательство Самарского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А. Градостроительство и архитектура. – 2017. – № 7(4). – С. 32 – 37.
38. Назаров, А. Д. Влияние шероховатости вертикальной поверхности теплообменника на теплоотдачу при охлаждении импульсным газочапельным потоком / А. Д. Назаров, А. Ф. Серов, В. И. Техеров, П. Н. Карпов, Н. Б. // Издательство Сибирского государственного университета геосистем и технологий. Интерэкспо Гео-Сибирь. – 2017. – № 8. – С. 190 – 194.
39. Нурпейис, А. Е. Экспериментальное исследование и математическое моделирование процессов теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах: автореферат дис. кандидата: 05.14.04 / А. Е. Нурпейис. – Томск, 2019. – 23 с.
40. Овсянник, А. В. Исследование процесса теплообмена при парообразовании озонобезопасных хладагентов на гладких поверхностях / А. В. Овсянник [и др.] // Вестник ГГТУ имени П. О. Сухого : научно-практический журнал. – 2013. – № 1. – С. 68 – 74.
41. Отопление помещений на основе использования отопительных приборов на тепловых трубах / Д. В. Зеленцов, А. Л. Лукс // Традиции и инновации в строи-

тельстве и архитектуре. Строительные технологии: сборник статей. – Самара : Изд-во СГАСУ. – 2015. – № 8(1). – С. 315 – 317.

42. Патент РФ №2799743 Способ крепления тепловых труб в трубной доске : № 2022128982 : заявл. 08.11.2022 : опубл. 10.07.2023 / **А. В. Тимофеев**, И. В. Романов, А. И. Михайлов, Р. Н. Игнатьев ; заявитель, патентообладатель Акционерное общество «ОКБ-Планета». – Электронная копия доступна на сайте Федерального института промышленной собственности // ФИПС [сайт]. – URL : <https://www1.fips.ru/iiss/document.xhtml?faces-redirect=true&id=fa6b2d16b43316b4b56b09dd84267c3a> (дата обращения: 25.03.2024).

43. Пожилов, А. А. Численное моделирование тепломассопереноса в трехмерной модели испарителя контурной тепловой трубы [Электронный ресурс] / А. А. Пожилов, Д. К. Зайцев, Е. М. Смирнов, А. А. Смирновский // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. – 2017. – № 3. – С. 52 – 63. – URL : DOI: 10.18721/JPM.10305 (дата обращения: 25.03.2024).

44. Проектирование конструкции утилизатора теплоты с тепловыми трубами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха / А. В. Петров, А. С. Ионов, И. В. Романов, Ю. В. Килиба, **А. В. Тимофеев** // XVI Минский международный форум по тепло- и массообмену: сборник тезисов докладов и сообщений. – Минск, 2021. – С. 1061 – 1062.

45. Пухкал, В. А. Моделирование вентиляции жилых помещений с подачей приточного воздуха через регулируемые оконные створки / В. А. Пухкал, С. М. Анисимов, А. Л. Шкаровский, А. В. Цыганков // Вестник гражданских инженеров. – 2021. – № 5(88). – С. 130 – 136.

46. Разработка методов теплового и конструктивного расчетов эффективных теплообменников с термосифонами, заправленными озонобезопасными хладагентами / Т.Н. Никулина [и др.] // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления: материалы XX Междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2020. – С. 146 – 149.

47. Расчет конструктивных и тепловых параметров эффективного теплообменника с термосифонами / Т.Н. Никулина [и др.] // Беларусь в современном ми-

ре: материалы XIII Междунар. науч. конф. студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2020. – С. 245 – 248.

48. Расчет теплотехнических характеристик термосифонных устройств на основании полученных новых экспериментальных данных / Н. М. Кидун [и др.] // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления: материалы XX междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2020. – С. 151 – 154.

49. Романова, Е. В. Применение пакета ANSYS при исследовании гидравлического сопротивления оребренного рекуператора / Е. В. Романова, А. Н. Колиух, Е. А. Лебедев // Вестник Тамбовского государственного университета. – Тамбов : Изд-во ТГТУ. – 2017. – № 23(3). – С. 430 – 427.

50. Сасин, В. Я. Основы инженерных методов расчета тепловых труб / В. Я. Сасин, А. Я. Шелгинский // Труды Московского энергетического института. – 1974. – № 198. – С. 89 – 98.

51. Системы охлаждения на основе медных тепловых труб / Ю. В. Килиба, И. В. Романов, **А. В. Тимофеев**, А. В. Петров, А. С. Ионов // XVI Минский международный форум по тепло- и массообмену: сборник тезисов докладов и сообщений. – Минск, 2021. – С. 1034 – 1034.

52. СП 131.13330.2020 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-0199\*. – Москва : Стандартинформ, 2020. – 124 с.

53. СП 60.13330. 2020 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – Москва : Минрегион России, 2020. – 116 с.

54. Сравнительный анализ конструкций теплоутилизатора с тепловыми трубами при помощи Ansys Fluent / **А. В. Тимофеев** // Современные проблемы развития европейского севера: материалы всероссийской научно-практической конференции. Под редакцией Р. В. Агиней. – Ухта. – 2023. – С. 191 – 195.

55. Тийгисте, Рд. Эффективность теплотрубных теплообменных аппаратов / Рд. Тийгисте, Г. В. Гоголев, В. А. Тимофеев. // Издательство Севастопольского государственного университета. Евразийский союз ученых. – 2018. – № 6. – С. 306 – 313.

56. Тимофеев А. В. Сравнительный анализ теплофизических характеристик термосифонов применительно для систем вентиляции и кондиционирования воздуха [Электронный ресурс] / А. В. Тимофеев // Известия высших учебных заведений. Строительство – 2022. – № 7(763). – С. 68 – 78 (ВАК). – URL : <https://doi.org/10.32683/0536-1052-2022-763-7-68-78> (дата обращения: 25.03.2024).

57. Тимофеев, А. В. Исследование влияния капиллярной структуры термосифона на его тепловую мощность с теплоносителями R134a, R410a, R407c [Электронный ресурс] / А. В. Тимофеев // Вестник Белгородского государственного технологического университета имени В. Г. Шухова. – 2023. – № 3(8). – С. 56 – 66 (ВАК). – URL : <https://doi.org/10.34031/2071-7318-2022-8-3-56-66> (дата обращения: 25.03.2024).

58. Тимофеев, А. В. Совершенствование конструкции теплоутилизатора на тепловых трубах на основании результатов CFD – моделирования [Электронный ресурс] / А. В. Тимофеев, В. А. Яковлев // Вестник гражданских инженеров. – 2021. – № 3(86). – С. 113 – 119 (ВАК). – URL : <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2021-18-3-113-119> (дата обращения: 25.03.2024).

59. Уляшева, В. М. Применение графоаналитического метода при выборе оптимальных режимов работы воздушного теплового насоса // В. М. Уляшева, И. Д. Киборт // Вестник гражданских инженеров. – 2013. - № 5(40). – С. 150 – 154.

60. Ферт, А. Р. Термосифонная система утилизации теплоты удаляемого воздуха / А. Р. Ферт, Н. И. Чеховская, А. В. Гребенюк // Водоснабжение и сан. техника. – 1987. – № 7. – 17 с.

61. Ферт, А. Р. Термосифонный утилизатор теплоты вытяжного воздуха / А. Р. Ферт, Н. И. Чеховская, А. В. Гребенюк, Е. Я. Бараз // Водоснабжение и сан. техника. – 1987. – № 4. – С. 20 – 21.

62. Ферт, А. Р. Эффективность термосифонной утилизации тепла / А. Р. Ферт, Н. И. Чеховская, А. В. Гребенюк // Водоснабжение и сан. техника. – 1986. – № 11. – С. 14 – 16.

63. Фролов, В. П. Тепловые трубы в системах теплоснабжения / В. П. Фролов, А. Я. Шелгинский // Энергосбережение. – 2004. – № 6. – С. 58 – 61.

64. Черняков, Е. В. Повышение энергоэффективности систем подготовки и распределения воздуха чистых помещений: дис. кандидата: 05.23.03 / Е.В. Черняков. – Ставрополь, 2014. – 165 с.
65. Чи, С Тепловые трубы: Теория и практика: Пер. с англ. В. Я. Сидорова / С Чи – Москва : Машиностроение, 1981. – 207 с.
66. Шаповалов А. В. Экспериментальное исследование работы термосифонов, заправленных хладагентами R404A, R407C, R410A / А.В. Шаповалов [и др.] // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого: научно-практический журнал. - 2020. - № 3/4. - С. 87 – 93.
67. Шаповалов, А. В. Анализ исследований максимальных тепловых потоков в термосифонах с циркуляцией промежуточного теплоносителя / А.В. Шаповалов [и др.] // Современные проблемы машиноведения: сборник научных трудов: в 2 ч. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2023. – С. 92 – 95.
68. Шаповалов, А. В. Использование рекуператоров на основе двухфазных термосифонов для утилизации тепла от компрессорных установок / А. В. Шаповалов, А. В. Родин // Вестник ГГТУ имени П. О. Сухого: научно-практический журнал. – 2017. – № 3. – С. 29 – 34.
69. Шаповалов, А. В. Экспериментальное исследование работы термосифонов, заправленных хладагентами R404A, R407C, R410A / А. В. Шаповалов, Н. М. Кидун, Т. Н. Никулина, К. А. Светличный // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2020. – № 3/4. – С. 87 – 93.
70. Шелгинский, А. Я. Тепловые трубы в системах теплоснабжения и утилизации ВЭР: учебное пособие / А. Я. Шелгинский. – Москва : Издательский дом Московского энергетического института, 2006. – 60 с.
71. Шкаровский, А. Л. Утилизация теплоты сточных вод деревообрабатывающего предприятия / А. Л. Шкаровский, А. М. гримитлин, В. Р. Таурит // Вестник гражданских инженеров. – 2023. – № 6(101). – С. 92 – 99.
72. Air-to-air energy recovery equipment. Chapter 26. [Электронный ресурс] – URL: [https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/covid-19/si\\_s20\\_ch26.pdf](https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/covid-19/si_s20_ch26.pdf) (дата обращения: 25.03.2024)
73. Alaa, A. B. Temimy Study of heat pipe thermal performance with internal modified geometry [Электронный ресурс] / А. В. Temimy Alaa, А. А. Abdulrasool, F.

A. Hamad // *Fluids*. – 2021. – Vol. 6, Issue 7. – P. 1 – 24. – URL : <https://doi.org/10.3390/fluids6070231> (дата обращения: 25.03.2024).

74. Alamery, A. Abd A. Thickness dependency of CuO nanocoating layer on thermal performance of HPHE [Электронный ресурс] / A. Abd A. Alamery, H. A. Jawad, Z. F. Mahdi // *International Journal of Materials Science and Applications*. – 2014. – Vol. 3, Issue 6. – P. 314 – 320. – URL : [doi:10.11648/j.ijmsa.20140306.16](https://doi.org/10.11648/j.ijmsa.20140306.16) (дата обращения: 25.03.2024).

75. ANSYS Fluent [сайт]. – URL: <http://cae-ex-pert.ru/product/ansys-fluent> (дата обращения: 25.03.2024).

76. ANSYS, Inc. 7.3.16 Periodic Boundary Conditions [сайт]. – U.S.A, 2009. – URL: [afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node252.htm](https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node252.htm) (дата обращения: 25.03.2024).

77. ANSYS, Inc. ANSYS FLUENT Theory Guide. – U.S.A.: SAS IP, Inc. – 2011. – 794 p.

78. ANSYS, Inc. ANSYS FLUENT Tutorial Guide. – U.S.A.: SAS IP, Inc. – 2013. – 1146 p.

79. Arat, H. Experimental study on heat transfer characteristics of closed thermosyphon at different volumes and inclination angles for variable vacuum pressures [Электронный ресурс] / H. Arat, O. Arslan, U. Ercetin, A. Akbulut // *Case studies in thermal engineering*. – 2021. – Vol. 26. – P. 1 – 13. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101117> (дата обращения: 25.03.2024).

80. Aridi, R. Energy recovery in air conditioning systems: comprehensive review, classifications, critical analysis, and potential recommendations [Электронный ресурс] / R. Aridi, J. Faraj, S. Ali, M. G. El-Rab, T. Lemenand, M. Khaled // *Energies*. – 2021. – Vol. 14, Issue 18. – P. 1 – 31. – URL : <https://doi.org/10.3390/en14185869> (дата обращения: 25.03.2024).

81. Azad, E. Review: heat pipe heat exchangers at IROST [Электронный ресурс] / E. Azad // *International Journal of Low-Carbon Technologies*. – 2013. – Vol. 8, Issue 3. – P. 173 – 179. – URL : <http://dx.doi.org/10.1093/ijlct/cts012> (дата обращения: 25.03.2024).

82. Azad, E. Split heat pipe heat recovery system [Электронный ресурс] / E. Azad // *International Journal of Low-Carbon Technologies*. – 2009. – Vol. 3, Issue 3. –

P. 191 – 202. – URL : <http://dx.doi.org/10.1093/ijlct/3.3.191> (дата обращения: 25.03.2024).

83. Babu, C. R. CFD analysis of heat transfer enhancement by using passive technique in heat exchanger [Электронный ресурс] / C. R. Babu, S. K. Gugulothu // International Journal of Recent advances in Mechanical Engineering (IJMECH). – 2015. – Vol. 4, Issue 3. – URL : <http://wireilla.com/engg/ijmech/papers/4315ijmech08.pdf> (дата обращения: 25.03.2024).

84. Bakhshan, Y. Using of multiwall carbon nanotube based nanofluid in the heat pipe to get better thermal performance [Электронный ресурс] / Y. Bakhshan, S. M. Aval, F. Kamel, A. Hajhossini // Advances in Mechanical Engineering. – 2016. – Vol. 6. – P. 1 – 7. – URL : <https://journals.sagepub.com/doi/full/10.1155/2014/407218> (дата обращения: 25.03.2024).

85. Barreto, G. An innovative window heat recovery (WHR) system with heat pipe technology: Analytical, CFD, experimental analysis and building retrofit performance [Электронный ресурс] / G. Barreto, K. Qu, Y. Wang, M. Iten, S. Riffat // Energy Reports. – 2022. – Vol. 8. – P. 3289 – 3305. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.02.126> (дата обращения: 25.03.2024).

86. Beckert, K. Inclined air to air heat exchanger with heat pipe: comparing experimental data with theoretical results [Электронный ресурс] / K. Beckert, H. Herwig // Energy Conversion Engineering Conference. Proceedings of the 31st Intersociety. – 1996. – Vol. 2. – P. 1 – 6. – URL : DOI: 10.1109/IECEC.1996.553937 (дата обращения: 25.03.2024).

87. Blasiak, P. The thermal-flow processes and flow pattern in a pulsating heat pipe – numerical modelling and experimental validation [Электронный ресурс] / P. Blasia, M. Opalski, P. Parmar, C. Czajkowski, S. Pietrowicz // Energies. – 2014. – Vol. 14, Issue 18. – P. 1 – 26. – URL: <https://doi.org/10.3390/en14185952> (дата обращения: 25.03.2024).

88. Brough, D. Development and validation of a TRNSYS type to simulate heat pipe heat exchangers in transient applications of waste heat recovery [Электронный ресурс] / D. Brough, J. Ramos, B. Delpech, H. Jouhara // International Journal of

Thermofluids. – 2021. – Vol. 9. – P. 1 – 23. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2020.100056> (дата обращения: 25.03.2024).

89. Chun-Ching, K. Heat transfer enhancement in gravity heat pipes using AAO nanostructure generated on condenser section inner surface [Электронный ресурс] / K. Chun-Ching, H. C. Weng // Processes. – 2021. – Vol. 9, Issue 10. – P. 1 – 13. – URL : <https://doi.org/10.3390/pr9101827> (дата обращения: 25.03.2024).

90. Clima Gold. Технический каталог. – URL : <https://ru.climagold.com/wp-content/uploads/2017/01/CLIMA-GOLD-Katalog-A4-RU.pdf> (дата обращения: 25.03.2024).

91. Combined Air Handling Unit. Beijing Holtop Air Conditioning Co., Ltd. – URL: <https://www.holtop.com/uploads/HOLTOP-HEAT-EXCHANGER-CATALOGUE.pdf> (дата обращения: 25.03.2024).

92. Danielewicz, J. Experimental and analytical performance investigation of air to air two phase closed thermosyphon based heat exchangers / J. Danielewicz, M.A. Sayegh, B. Śniechowska, M. Szulgowska-Zgrzywa, H. Jouhara // Energy. – 2014. – Vol. 77, Issue C. – P. – 82 – 87.

93. Ding, T. Comparison work about different empirical formulas for the boiling heat transfer coefficient in separated heat pipe system [Электронный ресурс] / T. Ding, J. min Wang, C. O. Yang, H. wen Cao, Z. G. He, Z. Li // International Journal of Low-Carbon Technologies. – 2019. – Vol. 14, Issue 2. – P. 103 – 107. – URL : <http://dx.doi.org/10.1093/ijlct/ctz007> (дата обращения: 25.03.2024).

94. Diogo, F. I. Development of a detailed thermal model for designing heat pipe heat exchangers [Электронный ресурс] / F. I. Diogo, Thomaz P. F. Borges, Marcia B.H. Mantelli // 22 – nd International conference on efficiency, 2009. – P. 10. – URL : <https://www.researchgate.net/publication/228457812> (дата обращения: 25.03.2024).

95. Dongliang, S. Modeling of the evaporation and condensation phase-change problems with FLUENT [Электронный ресурс] / S. Dongliang, J. Xu, Q. Chen // Numerical heat transfer, Part B: Fundamentals. – 2014. – Vol. 66, Issue 4. – P. 326 – 342. – URL : <https://doi.org/10.1080/10407790.2014.915681> (дата обращения: 25.03.2024).

96. Ehsan, F. Application of heat pipe heat exchangers in heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems [Электронный ресурс] / F. Ehsan, M. Soltanieh, S.

H. Noie, M. H. Saidi // Scientific research and essays. – 2011. – Vol. 6, Issue 9. – P. 1900 – 1908. – URL : <https://www.researchgate.net/publication/228909074> (дата обращения: 25.03.2024).

97. Energy recovery heat pipe heat exchangers. HVAC product guide. – URL : [https://www.1-act.com/wp-content/uploads/2018/01/HVAC-Energy\\_Recovery\\_HP\\_Heat\\_Exchangers.pdf](https://www.1-act.com/wp-content/uploads/2018/01/HVAC-Energy_Recovery_HP_Heat_Exchangers.pdf) (дата обращения: 25.03.2024).

98. Fadhl, B. CFD modelling of a two-phase closed thermosyphon charged with R134a and R410a [Электронный ресурс] / B. Fadhl, L. C. Wrobel, H. Jouhara // Applied thermal engineering. – 2015. – Vol. 78. – P. 482 – 490. – URL : <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.062> (дата обращения: 25.03.2024).

99. Fadhl, B. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosiphon [Электронный ресурс] / B. Fadhl, L. C. Wrobel, H. Jouhara // Applied thermal engineering. – 2013. – Vol. 60, Issue 1-2. – P. 122 – 131. – URL : <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.06.044> (дата обращения: 25.03.2024).

100. Faghri A. Fundamentals of Multiphase Heat Transfer and Flow / Y. Zhang. – Springer Nature Switzerland AG, 2020. – 820 p.

101. Faghri, A. Heat pipe science and technology / A. Faghri. – Washington: Taylor&Francis, 1995. – 874 p.

102. Hakim, I.I. Utilization of U-shaped finned heat pipe heat exchanger in energy-efficient HVAC systems [Электронный ресурс] / I. I. Hakim, R. Sukarno, N. Putra // Thermal Science and Engineering Progress. – 2021. – Vol. 25. – P. 1 – 9. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.100984> (дата обращения: 25.03.2024).

103. Halit, A. A comprehensive numerical investigation of unsteady-state two-phase flow in gravity assisted heat pipe enclosure [Электронный ресурс] // A. Halit, O. Arslan, U. Ercetin, A. Akbulut // Thermal science and engineering progress. – 2021. – Vol. 25. – P. 93 – 109. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.100993> (дата обращения: 25.03.2024).

104. Heat exchanger coils. Air-air heat recuperator. – URL : [http://www.comintersrl.com/eng/catalogo\\_COMINTER\\_eng.pdf](http://www.comintersrl.com/eng/catalogo_COMINTER_eng.pdf) (дата обращения: 25.03.2024).

105. Heat Pipe Heat Exchangers. – URL : <https://www.airwoods.com/heat-pipe-heat-exchangers-product/> (дата обращения: 25.03.2024).

106. ННР, VHP Heat Recovery Heat Exchangers Catalogue. – URL : [https://karyergroup.com/ru/продукты/рекуперация-тепла-теплообменники/item/hhp-vhp-5?category\\_id=355](https://karyergroup.com/ru/продукты/рекуперация-тепла-теплообменники/item/hhp-vhp-5?category_id=355) (дата обращения: 25.03.2024).

107. Hoang, A. T. Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle [Электронный ресурс] / А. Т. Hoang // Energy. – 2018. – Vol. 131. – P. 138 – 166. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.022> (дата обращения: 25.03.2024).

108. HRM energy recovery heat pipes series. – URL : <https://www.heatpipe.com/products/hrm-energy-recovery-heat-pipes-series/> (дата обращения: 25.03.2024).

109. Huang, P. A review of data center as prosumers in district energy systems: Renewable energy integration and waste heat reuse for district heating [Электронный ресурс] / P. Huang, B. Copertaro, X. Zhang, J. Shen, I. Lofgren, M. Ronnelid, J. Fahlen, D. Andersson, M. Svanfeldt // Energy. – 2020. – Vol. 258. – P. 109 – 114. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114109> (дата обращения: 25.03.2024).

110. Jiufa, C. Research on ground-coupled heat exchangers [Электронный ресурс] / C. Jiufa, W. Qiao, Q. Xue, H. Zhend, E. An // International Journal of Low-Carbon Technologies. – 2010. – Vol. 5, Issue 1. – P. 35 – 41. – URL : <http://dx.doi.org/10.1093/ijlct/ctp040> (дата обращения: 25.03.2024).

111. Jouhara, H. Economic assessment of the benefits of wraparound heat pipes in ventilation processes for hot and humid climates [Электронный ресурс] / H. Jouhara // International Journal of Low-Carbon Technologies. – 2009. – Vol. 4. Issue 1. – P. 52 – 60. – URL : <http://dx.doi.org/10.1093/ijlct/ctp006> (дата обращения: 25.03.2024).

112. Jouhara, H. Experimental and theoretical investigation of the performance of an air to water multi-pass heat pipe-based heat exchanger [Электронный ресурс] / H. Jouhara, S. Almahmoud, D. Brough, V. Guichet, B. Delpech, A. Chauhan, L. Ahmad, N. Serey // Energy. – 2021. – Vol. 219. – P. 1 – 17. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119624> (дата обращения: 25.03.2024).

113. Jouhara, H. Heat pipe based systems – Advances and applications [Электронный ресурс] / H. Jouhara, A. Chauhan, T. Nannou, S. Almahmoud, B. Delpech, L.C. Wrobel // Energy. – 2017. – Vol. 128. – P. 729 – 754. – URL : <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.028> (дата обращения: 25.03.2024).

114. Jouhara, H. Investigation on a full-scale heat pipe heat exchanger in the ceramics industry for waste heat recovery [Электронный ресурс] / H. Jouhara, D. Bertrand, B. Axcell, L. Montorsi, M. Venturelli, S. Almagmoud, M. Milani, L. Ahmad, A. Chauhan // *Energy*. – 2021. – Vol. 223. – P. 1 – 23. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120037> (дата обращения: 25.03.2024).

115. Liu, Y. A lightweight and high thermal performance graphene heat pipe [Электронный ресурс] / Y. Liu, S. Chen, Y. Fu, N. Wang, D. Mencarell, L. Pierantoni, H. Lu, J. Liu // *Nano Select*. – 2021. – Vol. 2, Issue 2. – P. 364 – 372. – URL : <https://doi.org/10.1002/nano.202000195#> (дата обращения: 25.03.2024).

116. Mahajan, G. Experimental characterization of an n-pentane oscillating heat pipe for waste heat recovery in ventilation systems [Электронный ресурс] / G. Mahajan, S. M. Thompson, H. Cho // *Heliyon*. – 2018. – Vol. 4, Issue 11. – P. 1 – 22. – URL : [doi:10.1016/j.heliyon.2018.e00922](https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2018.e00922) (дата обращения: 25.03.2024).

117. Mahmoud, M. Flow rate optimization in run-around heat recovery systems [Электронный ресурс] / M. Mahmoud, P. Filipsson, S. Brunninge, J-O. Dalenback // *Applied Thermal Engineering*. – 2022. – Vol. 200. – P. 1 – 13. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117599> (дата обращения: 25.03.2024).

118. Matveev, A. Heat pipes as perspective base elements of heat recovery in heat supply and ventilating systems [Электронный ресурс] / A. Matveev, D. Zelen-tsov, A. Louks // *MATEC Web of conference*. – 2017. – Vol. 106. – P. 1 – 6. – URL : <http://dx.doi.org/10.1051/matecconf/201710606016> (дата обращения: 25.03.2024).

119. Md. Zahidul, I. Design and fabrication of a heat pipe using refrigerant R-134a as working fluid [Электронный ресурс] / I. Md. Zahidul, Md. Al-Mamun, Bodius Salam // *International journal of engineering trends and technology*. – 2017. – Vol. 49, Issue 7. – P. 415 – 418. – URL : <http://dx.doi.org/10.14445/22315381/IJETT-V49P264> (дата обращения: 25.03.2024).

120. Mohammad, R. S. A survey on experimental and numerical studies of convection heat transfer of nanofluids inside closed conduits [Электронный ресурс] / R. S. Mohammad, S. S. Mostafa, S. G. Mohammad, H. Abdellah, R. Hamid, M. A. Goshayeshi, S. N. Kazi // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2016. – Vol. 8, Issue 10. – P. 1 – 14. – URL : <https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1687814016673569#> (дата обращения: 7.03.2024).

121. Mroue, H. Experimental and numerical investigation of an air-to-water heat pipe-based heat exchanger [Электронный ресурс] / H. Mroue, JB. Ramos, LC. Wrobel, H. Jouhara // *Applied Thermal Engineering*. – 2015. – Vol. 78. – P. 339 – 350. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.005> (дата обращения: 25.03.2024).

122. Muhammadiyah, S. Experimental study of multi-fin heat pipe heat exchanger for energy efficiency in operating room air systems [Электронный ресурс] / S. Muhammadiyah, A. Winarta, N. Putra // *International Journal of Technology*. – 2018. – Vol. 9, Issue 2. – P. 422 – 429. – URL : <https://dx.doi.org/10.14716/ijtech.v9i2.1150> (дата обращения: 25.03.2024).

123. Nazari, M. A. A review on pulsating heat pipes: From solar to cryogenic applications [Электронный ресурс] / M. A. Nazari, M. H. Ahmadi, R. Ghasempour, M. B. Shafii, O. Mahian, S. Kalogirou, S. Wongwises // *Energy*. – 2018. – Vol. 222. – P. 475 – 484. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.04.020> (дата обращения: 25.03.2024).

124. Nemes, P. Mathematical model for heat transfer limitations of heat pipe [Электронный ресурс] / P. Nemes, A. Caja, M. Malcho // *Mathematical and Computer Modeling*. – 2013. – Vol. 57, Issue 1-2. – P. 126 – 136. – URL : [doi:10.1016/j.mcm.2011.06.047](https://doi.org/10.1016/j.mcm.2011.06.047) (дата обращения: 25.03.2024).

125. Ong, K. S. Review of heat pipe heat exchanger for enhanced dehumidification and cooling in air conditioning system [Электронный ресурс] / K. S. Ong // *International Journal of Low-Carbon Technologies*. – 2016. – Vol. 11, Issue 3. – P. 416 – 423. – URL : <http://dx.doi.org/10.1093/ijlct/ctu029> (дата обращения: 25.03.2024).

126. Pimsarn, M. Enhanced forced convection heat transfer of a heat exchanger tube utilizing serrated-ring turbulators [Электронный ресурс] / M. Pimsarn, P. Samruaisin, P. Eiamsa-ard, N. Koolnapadol, P. Promthaisong, S. Eiamsa-ard // *International Journal of Low-Carbon Technologies*. – 2021. – Vol. 28. – P. 1 – 13. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101570> (дата обращения: 25.03.2024).

127. Rabbia, M. Energy recovery ventilation [Электронный ресурс] / M. Rabbia, G. Dowse // Carrier Corporation, 2000. – P. 16. – URL : <https://www.shareddocs.com/hvac/docs/1001/Public/03/WP005.pdf> (дата обращения: 25.03.2024).

128. Rajski, K. Performance Evaluation of a Gravity-Assisted Heat Pipe-Based Indirect Evaporative Cooler [Электронный ресурс] / K. Rajski, J. Danielewicz, E. Brychcy // *Energies*. – 2020. - Vol. 13, Issue 1. – P. 1 – 20. – URL : DOI: 10.3390/en13010200 (дата обращения: 25.03.2024).

129. Ramezanizadeh, M. Experimental and numerical analysis of a nanofluidic thermosiphon heat exchanger [Электронный ресурс] / M. Ramezanizadeh, M. A. Nazari, M. H. Ahmadi, K.-W. Chau // *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. – 2019. – Vol. 13, Issue 1. – P. 40 – 47. – URL : <https://doi.org/10.1080/19942060.2018.1518272> (дата обращения: 25.03.2024).

130. Ramos, J. B. CFD simulation and analysis of gas to water two phase closed thermosiphon based heat exchanger [Электронный ресурс] / J. B. Ramos, A. Z. Chong, C. Tan, J. Matthews, M. A. Woocock, H. Jouhara // *Faculty of Advanced Technology*. – 2014. - Vol. 83. – P. 217 – 228. – URL : <http://dx.doi.org/10.2495/HT140201> (дата обращения: 25.03.2024).

131. Raumlüftungssysteme mit Wärmerohr-Wärmeübertrager. – URL : <https://www.ikz.de/detail/news/detail/raumlueftungssysteme-mit-waermerohr-waermeuebertrager/> (дата обращения: 25.03.2024).

132. Reay, A. D. Thermal energy storage: the role of the heat pipe in performance enhancement [Электронный ресурс] / D. A. Reay // *International Journal of Low-Carbon Technologies*. – 2015. – Vol. 10. – P. 99 – 109. – URL : <https://ijlct.oxfordjournals.org/content/10/2/99.full.pdf> (дата обращения: 25.03.2024).

133. Silverstein, Calvin C. Design and technology of heat pipes for cooling and heat exchange / Calvin C. Silverstein. – CRC Press Taylor & Francis Group. – 2020. – 368 p.

134. Sukarno, R. Multi-stage heat pipe heat exchanger for improving energy efficiency of the HVAC system in a hospital operating room [Электронный ресурс] // R. Sukarno, N. Putra, I. I. Hakim, F. F. Rachman, T. M. Indra Mahlia // *International Journal of Low-Carbon Technologies*. – 2020. – Vol. 16, Issue 2. – P. 259 – 267. – URL : <http://dx.doi.org/10.1093/ijlct/ctaa048> (дата обращения: 25.03.2024).

135. Sukarno, R. Non-dimensional analysis for heat pipe characteristics in the heat pipe heat exchanger as energy recovery device in the HVAC systems [Электронный ресурс] / R. Sukarno, N. Putra, I. I. Hakim // *Thermal Science and Engineering*

Progress. – 2021. – Vol. 26, Issue 3. – P. 101 – 122. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101122> (дата обращения: 25.03.2024).

136. Sukarno, R. Utilizing heat pipe heat exchanger to reduce the energy consumption of airborne infection isolation hospital room HVAC system [Электронный ресурс] / R. Sukarno, N. Putra, I. I. Hakim, F. F. Rachman, T. M. Indra Mahlia // Journal of Building Engineering. – 2021. – Vol. 35. – P. 1 – 9. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2020.102116> (дата обращения: 25.03.2024).

137. The HRM Series. Utilizing Passive Heat Pipe Heat Exchangers. – URL : <https://www.hts.com/wp-content/uploads/2019/03/HRM-BROCHURE-1.pdf> (дата обращения: 25.03.2024).

138. Unvar, S. Improvement of heat pipe solar collector thermal efficiency using  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Water}$  and  $\text{TiO}_2/\text{Water}$  nanofluids [Электронный ресурс] / S. Unvar, T. Menlik, A. Sozen, H. M. Ali // International Journal of Photoenergy. – 2021. – Vol. 2021. – P. 1 – 13. – URL : <https://doi.org/10.1155/2021/5546508> (дата обращения: 25.03.2024).

139. Valikangas, T. Parametric CFD study for finding the optional tube arrangement of a fin-and-tube heat exchanger with plain fins in a marine environment [Электронный ресурс] / T. Valikangas, M. Folkersma, M. D. Maso, T. Keskitalo, P. Peltonen, V. Vuorinen // Applied Thermal Engineering. – 2022. – Vol. 200. – P. 1 – 13. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117642> (дата обращения: 25.03.2024).

140. Xu, Z. Modeling the phase change process for a two-phase closed thermosyphon by considering transient mass transfer time relaxation parameter [Электронный ресурс] / Z. Xu, Y. Zhang, B. Li, J. Huang // International Journal of heat and mass transfer. – 2016. – Vol. 101. – P. 614 – 619. – URL : <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.075> (дата обращения: 25.03.2024).

141. Zschaeck, G. CFD modeling and validation of wall condensation in the presence of non-condensable gases [Электронный ресурс] / G. Zschaeck, T. Frank, A. D. Burns // Nuclear engineering and design. – 2014. – Vol. 279. – P. 137 – 146. – URL : <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2014.03.007> (дата обращения: 25.03.2024).

**Приложение А – Расчет теплообменного аппарата по инженерной методике**

Теплообменный аппарат состоит из 118 тепловых труб, расположенных горизонтально. Принято шахматное расположение трубок диаметром  $d = 8$  мм в пучке с постоянной толщиной пластин  $\delta = 0,8$  мм. Размеры пластин теплообменников приведены на рисунке 4.1. Теплообменные аппараты отличаются шагом оребрения. Основные геометрические характеристики приведены в таблице 4.1.

1. Согласно методикам [14, 21] рассмотренным во разделе 2 диссертации в первую очередь определяются геометрические параметры аппарата. Поскольку для рассмотренных нами теплообменных аппаратов известны геометрические параметры (площади теплообмена) необходимо определить число Рейнольдса ( $Re$ ) и Нуссельта ( $Nu$ ) по выражениям (2.38), (2.30) по приточному и вытяжному потокам воздуха.

2. Далее определяют коэффициенты теплообмена ( $\alpha_g, \alpha_n$ ) и теплопередачи ( $k_g, k_n$ ) по сторонам теплообменного аппарата, затем по выражению (2.22) определяют коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата ( $k_{тт}$ ).

3. Затем определяют температурный напор ( $\Delta t$ ) теплообменного аппарата по выражению (2.26).

4. Зная коэффициент теплопередачи, температурный напор и площадь поверхности теплообмена 1 ряда тепловых труб определяют температуру воздуха на выходе из каждого ряда тепловых труб по приточному и вытяжному потокам воздуха.

5. Суммарная тепловая мощность ( $Q$ ) получается суммированием тепловых мощностей по рядам тепловых труб.

6. Затем по полученной тепловой мощности определяют фактическую площадь теплообмена и сравнивают с ориентировочной, если разница между фактической и ориентировочной площадями превышает 10% производят корректировку температурного напора.

7. Далее определяют коэффициент термической эффективности ( $\varepsilon$ ) теплообменного аппарата.

8. Производится расчет аэродинамического сопротивления ( $\Delta p_1, \Delta p_2$ ) по приточному и вытяжному потокам воздуха [21].

Результаты представлены в таблице А.1

Таблица А.1 – Основные теплофизические и аэродинамические параметры

$v_{\phi}$ , м/с	$t''_1$ , °C	$t''_2$ , °C	$G_1$ , кг/с	$G_2$ , кг/с	$Re_1$	$Re_2$	$k_{ггг}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\Delta t$ , °C	$Q$ , кВт	$\varepsilon$	$v_1$ , м/с	$v_2$ , м/с	$\Delta p_1$ , Па	$\Delta p_2$ , Па
Теплообменный аппарат с $s = 10,0$ мм, $s_1 = 27,0$ мм, $s_2 = 13,5$ мм														
0,5	9,6	-10,5	0,0310	0,0354	913,8	1142,4	9,0	34,5	0,50	0,32	0,79	0,79	2,3	2,5
1,0	11,8	-12,5	0,0619	0,0711	1814,5	2300,4	14,4	36,6	0,84	0,27	1,59	1,59	7,9	8,4
1,5	13,0	-13,6	0,0926	0,1069	2711,3	3463,3	18,9	37,8	1,14	0,25	2,38	2,38	16,0	17,2
2,0	14,1	-14,6	0,1233	0,1427	3603,3	4632,1	23,0	38,8	1,38	0,22	3,17	3,17	26,4	28,4
2,5	14,5	-14,9	0,1540	0,1785	4498,7	5796,7	26,8	39,1	1,67	0,22	3,97	3,97	39,0	42,1
3,0	15,1	-15,4	0,1847	0,2144	5388,5	6968,4	30,4	39,7	1,89	0,20	4,76	4,76	53,7	57,9
3,5	15,3	-15,7	0,2154	0,2502	6281,0	8136,6	33,7	40,0	2,14	0,20	5,56	5,56	70,2	75,9
4,0	15,7	-16,0	0,2460	0,2861	7171,2	9307,8	36,9	40,3	2,36	0,19	6,35	6,35	88,7	96,0
4,5	15,9	-16,2	0,2766	0,3220	8060,4	10480,2	40,0	40,5	2,57	0,19	7,14	7,14	108,9	118,0
5,0	16,2	-16,4	0,3073	0,3579	8949,2	11653,2	43,0	40,8	2,78	0,18	7,94	7,94	130,9	141,9
Теплообменный аппарат с $s = 10,0$ мм, $s_1 = 32,0$ мм, $s_2 = 13,5$ мм														
0,5	10,5	-11,4	0,031	0,035	1107,4	1325,9	8,2	35,4	0,46	0,30	0,73	0,74	1,9	2,2
1,0	12,7	-13,3	0,062	0,071	2195,5	2673,6	13,1	37,5	0,78	0,25	1,47	1,47	6,4	7,4
1,5	13,9	-14,4	0,093	0,107	3277,3	4028,7	17,3	38,6	1,06	0,23	2,20	2,21	13,0	15,1
2,0	14,6	-15,1	0,123	0,143	4354,7	5389,2	21,0	39,3	1,31	0,21	2,94	2,95	21,5	25,0
2,5	15,2	-15,6	0,154	0,179	5429,6	6752,7	24,5	39,8	1,55	0,20	3,67	3,68	31,7	37,0
3,0	15,7	-16,0	0,185	0,215	6502,3	8118,8	27,7	40,3	1,77	0,19	4,40	4,42	43,7	51,0
3,5	16,0	-16,3	0,215	0,250	7573,9	9486,3	30,8	40,6	1,98	0,18	5,14	5,16	57,2	66,8
4,0	16,3	-16,6	0,246	0,286	8643,3	10856,4	33,7	40,9	2,18	0,18	5,87	5,89	72,2	84,5
4,5	16,6	-16,8	0,276	0,322	9711,5	12228,0	36,5	41,1	2,38	0,17	6,61	6,63	88,8	103,9
5,0	16,8	-17,0	0,307	0,358	10779,2	13600,2	39,2	41,4	2,57	0,17	7,34	7,36	106,7	125,0

Продолжение таблицы А.1

$v_{\phi}$ , м/с	$t''_1$ , °C	$t''_2$ , °C	$G_1$ , кг/с	$G_2$ , кг/с	$Re_1$	$Re_2$	$k_{\text{ггг}}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\Delta t$ , °C	$Q$ , кВт	$\varepsilon$	$v_1$ , м/с	$v_2$ , м/с	$\Delta p_1$ , Па	$\Delta p_2$ , Па
Теплообменный аппарат с $s = 10,0$ мм, $s_1 = 32,0$ мм, $s_2 = 16,0$ мм														
0,5	10,8	-11,6	0,031	0,035	1078,7	1359,0	7,97	35,7	0,45	0,29	0,73	0,74	1,6	1,8
1,0	12,9	-13,5	0,062	0,071	2143,0	2735,6	12,78	37,7	0,77	0,25	1,47	1,47	5,3	6,2
1,5	14,1	-14,6	0,092	0,107	3202,9	4117,4	16,84	38,8	1,04	0,22	2,20	2,21	10,8	12,6
2,0	14,9	-15,3	0,123	0,143	4260,3	5502,5	20,49	39,5	1,28	0,21	2,94	2,95	17,9	20,8
2,5	15,4	-15,8	0,154	0,179	5315,8	6889,9	23,85	40,0	1,51	0,20	3,67	3,68	26,5	30,9
3,0	15,9	-16,1	0,184	0,215	6370,3	8278,6	27,00	40,5	1,73	0,19	4,41	4,42	36,4	42,5
3,5	16,2	-16,5	0,215	0,251	7423,5	9669,1	29,98	40,8	1,93	0,18	5,14	5,16	47,7	55,7
4,0	16,5	-16,7	0,246	0,286	8476,1	11060,1	32,83	41,1	2,13	0,17	5,87	5,89	60,2	70,4
4,5	16,8	-17,0	0,276	0,322	9527,7	12452,5	35,57	41,3	2,32	0,17	6,61	6,63	74,0	86,6
5,0	17,0	-17,2	0,307	0,358	10579,1	13845,3	38,22	41,5	2,51	0,16	7,34	7,36	88,9	104,2
Теплообменный аппарат с $s = 5,0$ мм, $s_1 = 27,0$ мм, $s_2 = 13,5$ мм														
0,5	5,7	-6,8	0,031	0,035	925,2	1129,1	7,22	30,7	0,63	0,39	0,88	0,89	2,9	3,1
1,0	8,3	-9,3	0,062	0,071	1835,3	2275,7	11,58	33,2	1,08	0,34	1,77	1,78	9,7	10,6
1,5	9,7	-10,6	0,093	0,106	2740,4	3428,4	15,25	34,6	1,47	0,31	2,65	2,66	19,8	21,5
2,0	10,6	-11,4	0,124	0,142	3642,9	4584,2	18,55	35,5	1,84	0,29	3,53	3,55	32,7	35,6
2,5	11,3	-12,1	0,155	0,178	4543,3	5742,6	21,60	36,2	2,18	0,28	4,42	4,44	48,3	52,6
3,0	11,9	-12,6	0,186	0,213	5441,9	6903,2	24,45	36,7	2,50	0,27	5,30	5,32	66,5	72,4
3,5	12,4	-13,0	0,216	0,249	6339,8	8064,7	27,15	37,1	2,81	0,26	6,18	6,21	87,1	94,8
4,0	12,8	-13,4	0,247	0,285	7236,6	9227,6	29,74	37,5	3,11	0,25	7,07	7,10	110,0	119,8
4,5	13,1	-13,7	0,278	0,321	8132,1	10392,0	32,22	37,9	3,40	0,24	7,95	7,98	135,1	147,2
5,0	13,4	-14,0	0,309	0,356	9027,2	11557,0	34,61	38,1	3,68	0,24	8,83	8,87	162,4	177,1

Продолжение таблицы А.1

$v_{\phi}$ , м/с	$t''_1$ , °C	$t''_2$ , °C	$G_1$ , кг/с	$G_2$ , кг/с	$Re_1$	$Re_2$	$k_{ггг}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\Delta t$ , °C	$Q$ , кВт	$\varepsilon$	$v_1$ , м/с	$v_2$ , м/с	$\Delta p_1$ , Па	$\Delta p_2$ , Па
Теплообменный аппарат с $s = 5,0$ мм, $s_1 = 32,0$ мм, $s_2 = 13,5$ мм														
0,5	6,8	-7,8	0,031	0,035	1092,6	1342,7	6,59	31,8	0,59	0,37	0,81	0,82	2,3	2,7
1,0	9,3	-10,2	0,062	0,071	2168,1	2705,4	10,56	34,2	1,01	0,32	1,62	1,63	7,9	9,0
1,5	10,6	-11,4	0,093	0,106	3238,1	4074,9	13,91	35,5	1,38	0,29	2,43	2,45	16,0	18,4
2,0	11,6	-12,3	0,124	0,142	4304,7	5448,4	16,92	36,4	1,72	0,28	3,25	3,26	26,5	30,5
2,5	12,2	-12,9	0,155	0,178	5369,2	6824,6	19,70	37,0	2,03	0,26	4,06	4,08	39,1	45,2
3,0	12,8	-13,4	0,185	0,214	6432,2	8202,7	22,30	37,5	2,33	0,25	4,87	4,89	53,8	62,2
3,5	13,2	-13,8	0,216	0,249	7493,4	9583,0	24,77	38,0	2,62	0,24	5,68	5,70	70,4	81,6
4,0	13,6	-14,1	0,247	0,285	8554,0	10964,0	27,12	38,3	2,89	0,23	6,49	6,52	88,9	103,2
4,5	13,9	-14,4	0,278	0,321	9613,3	12346,7	29,39	38,6	3,16	0,23	7,30	7,33	109,2	126,9
5,0	14,2	-14,7	0,308	0,357	10672,0	13730,1	31,57	38,9	3,42	0,22	8,12	8,15	131,3	152,6
Теплообменный аппарат с $s = 5,0$ мм, $s_1 = 32,0$ мм, $s_2 = 16,0$ мм														
0,5	7,1	-8,1	0,031	0,035	1091,6	1343,9	6,42	32,1	0,58	0,37	0,81	0,82	2,0	2,2
1,0	9,5	-10,5	0,062	0,071	2166,2	2707,8	10,29	34,4	0,99	0,32	1,62	1,63	6,6	7,5
1,5	10,9	-11,7	0,093	0,107	3235,2	4078,3	13,56	35,7	1,35	0,29	2,43	2,45	13,3	15,4
2,0	11,8	-12,5	0,124	0,142	4301,3	5452,5	16,49	36,6	1,68	0,27	3,25	3,26	22,0	25,5
2,5	12,5	-13,1	0,155	0,178	5365,2	6829,5	19,19	37,3	1,99	0,26	4,06	4,08	32,6	37,7
3,0	13,0	-13,6	0,185	0,214	6427,2	8208,8	21,73	37,8	2,28	0,25	4,87	4,89	44,8	51,9
3,5	13,5	-14,0	0,216	0,250	7488,2	9589,3	24,13	38,2	2,56	0,24	5,68	5,70	58,6	68,0
4,0	13,8	-14,3	0,247	0,285	8547,8	10971,6	26,43	38,5	2,83	0,23	6,49	6,52	74,1	86,0
4,5	14,2	-14,6	0,277	0,321	9606,5	12355,0	28,64	38,8	3,09	0,22	7,30	7,33	91,0	105,8
5,0	14,4	-14,9	0,308	0,357	10664,7	13739,1	30,76	39,1	3,35	0,22	8,12	8,15	109,4	127,2

Продолжение таблицы А.1

$v_{\phi}$ , м/с	$t''_1$ , °C	$t''_2$ , °C	$G_1$ , кг/с	$G_2$ , кг/с	$Re_1$	$Re_2$	$k_{\text{гтг}}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\Delta t$ , °C	$Q$ , кВт	$\varepsilon$	$v_1$ , м/с	$v_2$ , м/с	$\Delta p_1$ , Па	$\Delta p_2$ , Па
Теплообменный аппарат с $s = 3,0$ мм, $s_1 = 27,0$ мм, $s_2 = 13,5$ мм														
0,5	3,7	-4,9	0,031	0,035	931,2	1122,3	6,15	28,8	0,69	0,44	0,99	0,99	3,6	3,9
1,0	6,4	-7,4	0,062	0,071	1846,2	2263,0	9,86	31,4	1,20	0,38	1,97	1,99	12,2	13,2
1,5	7,8	-8,8	0,093	0,106	2756,5	3409,4	13,00	32,8	1,66	0,35	2,96	2,98	24,8	26,9
2,0	8,9	-9,8	0,124	0,142	3663,2	4560,1	15,81	33,8	2,07	0,33	3,95	3,97	41,0	44,5
2,5	9,6	-10,5	0,155	0,177	4567,9	5713,2	18,40	34,5	2,47	0,31	4,94	4,97	60,6	65,8
3,0	10,3	-11,1	0,186	0,213	5470,6	6868,8	20,84	35,1	2,83	0,30	5,93	5,96	83,3	90,5
3,5	10,8	-11,6	0,217	0,248	6372,2	8025,7	23,14	35,6	3,19	0,29	6,92	6,95	109,1	118,6
4,0	11,2	-12,0	0,248	0,284	7272,6	9184,2	25,34	36,0	3,53	0,28	7,90	7,94	137,8	149,8
4,5	11,6	-12,3	0,279	0,320	8171,9	10343,9	27,46	36,4	3,86	0,28	8,89	8,94	169,3	184,2
5,0	11,9	-12,6	0,309	0,356	9071,4	11503,5	29,50	36,7	4,19	0,27	9,88	9,93	203,5	221,5
Теплообменный аппарат с $s = 3,0$ мм, $s_1 = 32,0$ мм, $s_2 = 13,5$ мм														
0,5	4,9	-6,0	0,031	0,035	1099,5	1334,7	5,61	29,9	0,66	0,41	0,90	0,90	2,9	3,3
1,0	7,4	-8,4	0,062	0,071	2180,8	2690,6	9,00	32,4	1,13	0,36	1,80	1,81	9,7	11,1
1,5	8,9	-9,8	0,093	0,106	3256,2	4053,4	11,86	33,8	1,56	0,33	2,70	2,71	19,7	22,5
2,0	9,9	-10,7	0,124	0,142	4328,0	5420,6	14,42	34,7	1,94	0,31	3,60	3,62	32,5	37,4
2,5	10,6	-11,4	0,155	0,177	5396,9	6791,4	16,79	35,5	2,30	0,29	4,49	4,52	48,0	55,3
3,0	11,2	-12,0	0,186	0,213	6464,5	8163,8	19,00	36,0	2,65	0,28	5,39	5,42	66,1	76,2
3,5	11,7	-12,4	0,217	0,249	7530,6	9538,0	21,11	36,5	2,98	0,27	6,29	6,32	86,5	99,9
4,0	12,1	-12,8	0,247	0,285	8595,2	10914,0	23,11	36,9	3,29	0,26	7,19	7,23	109,3	126,3
4,5	12,4	-13,1	0,278	0,320	9658,3	12291,9	25,04	37,2	3,60	0,26	8,09	8,13	134,2	155,3
5,0	12,7	-13,4	0,309	0,356	10721,4	13669,8	26,90	37,5	3,90	0,25	8,99	9,03	161,4	186,8

Продолжение таблицы А.1

$v_{\phi}$ , м/с	$t''_1$ , °C	$t''_2$ , °C	$G_1$ , кг/с	$G_2$ , кг/с	$Re_1$	$Re_2$	$k_{\text{ггг}}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\Delta t$ , °C	$Q$ , кВт	$\varepsilon$	$v_1$ , м/с	$v_2$ , м/с	$\Delta p_1$ , Па	$\Delta p_2$ , Па
Теплообменный аппарат с $s = 3,0$ мм, $s_1 = 32,0$ мм, $s_2 = 16,0$ мм														
0,5	5,2	-6,3	0,031	0,035	1098,4	1336,0	5,47	30,2	0,64	0,41	0,90	0,90	2,4	2,7
1,0	7,7	-8,8	0,062	0,071	2178,8	2692,9	8,77	32,7	1,11	0,35	1,80	1,81	8,1	9,2
1,5	9,2	-10,1	0,093	0,106	3253,2	4057,0	11,55	34,1	1,53	0,32	2,70	2,71	16,4	18,8
2,0	10,1	-11,0	0,124	0,142	4324,5	5424,8	14,05	35,0	1,91	0,31	3,60	3,62	27,1	31,2
2,5	10,9	-11,7	0,155	0,178	5392,7	6796,4	16,36	35,7	2,26	0,29	4,49	4,52	40,0	46,1
3,0	11,4	-12,2	0,186	0,213	6459,6	8169,6	18,52	36,2	2,60	0,28	5,39	5,42	55,1	63,5
3,5	11,9	-12,6	0,217	0,249	7524,3	9545,6	20,57	36,7	2,92	0,27	6,29	6,32	72,1	83,3
4,0	12,3	-13,0	0,247	0,285	8588,2	10922,4	22,52	37,1	3,23	0,26	7,19	7,23	91,0	105,3
4,5	12,7	-13,3	0,278	0,320	9650,7	12301,1	24,40	37,5	3,52	0,25	8,09	8,13	111,8	129,5
5,0	13,0	-13,6	0,309	0,356	10713,7	13679,2	26,22	37,7	3,82	0,25	8,99	9,03	134,5	155,8
Теплообменный аппарат с $s = 2,0$ мм, $s_1 = 27,0$ мм, $s_2 = 13,5$ мм														
0,5	1,6	-2,8	0,031	0,035	937,7	1114,9	5,42	26,7	0,77	0,48	1,16	1,17	5,0	5,4
1,0	4,3	-5,4	0,063	0,070	1859,0	2248,4	8,69	29,3	1,35	0,42	2,32	2,34	16,9	18,2
1,5	5,8	-6,9	0,094	0,106	2774,8	3388,2	11,45	30,8	1,87	0,39	3,48	3,50	34,3	37,0
2,0	6,9	-7,9	0,125	0,141	3686,7	4532,7	13,93	31,9	2,34	0,37	4,64	4,67	56,7	61,3
2,5	7,7	-8,8	0,156	0,177	4596,1	5680,1	16,21	32,7	2,79	0,35	5,80	5,84	83,7	90,6
3,0	8,4	-9,3	0,187	0,212	5504,0	6829,3	18,35	33,3	3,22	0,34	6,96	7,00	115,1	124,7
3,5	8,9	-9,8	0,218	0,248	6410,6	7980,3	20,38	33,8	3,63	0,33	8,12	8,17	150,7	163,4
4,0	9,4	-10,3	0,248	0,283	7315,1	9133,6	22,32	34,3	4,02	0,32	9,28	9,33	190,3	206,4
4,5	9,8	-10,6	0,279	0,319	8219,2	10287,5	24,18	34,6	4,40	0,31	10,44	10,50	233,7	253,7
5,0	10,1	-11,0	0,310	0,355	9122,3	11442,6	25,98	35,0	4,77	0,31	11,60	11,66	281,0	305,2

Продолжение таблицы А.1

$v_{\phi}$ , м/с	$t''_1$ , °C	$t''_2$ , °C	$G_1$ , кг/с	$G_2$ , кг/с	$Re_1$	$Re_2$	$k_{\text{ггг}}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\Delta t$ , °C	$Q$ , кВт	$\varepsilon$	$v_1$ , м/с	$v_2$ , м/с	$\Delta p_1$ , Па	$\Delta p_2$ , Па
Теплообменный аппарат с $s = 2,0$ мм, $s_1 = 32,0$ мм, $s_2 = 13,5$ мм														
0,5	2,7	-3,9	0,031	0,035	1107,4	1325,9	4,94	27,8	0,73	0,46	1,04	1,05	3,9	4,3
1,0	5,4	-6,5	0,063	0,070	2195,5	2673,6	7,92	30,4	1,28	0,40	2,08	2,09	13,0	14,7
1,5	6,9	-7,9	0,094	0,106	3277,3	4028,7	10,44	31,9	1,76	0,37	3,12	3,14	26,3	30,0
2,0	7,9	-8,9	0,125	0,141	4354,7	5389,2	12,70	32,9	2,20	0,35	4,16	4,18	43,5	49,8
2,5	8,7	-9,6	0,155	0,177	5429,6	6752,7	14,79	33,7	2,62	0,33	5,20	5,23	64,3	73,6
3,0	9,4	-10,3	0,186	0,213	6502,3	8118,8	16,74	34,3	3,01	0,32	6,24	6,27	88,4	101,5
3,5	9,9	-10,7	0,217	0,248	7573,9	9486,3	18,59	34,7	3,40	0,31	7,27	7,32	115,8	133,0
4,0	10,3	-11,2	0,248	0,284	8643,3	10856,4	20,36	35,2	3,76	0,30	8,31	8,36	146,2	168,2
4,5	10,7	-11,5	0,279	0,319	9711,5	12228,0	22,06	35,6	4,11	0,29	9,35	9,40	179,7	206,8
5,0	11,0	-11,8	0,310	0,355	10779,2	13600,2	23,70	35,9	4,46	0,29	10,39	10,45	216,0	248,9
Теплообменный аппарат с $s = 2,0$ мм, $s_1 = 32,0$ мм, $s_2 = 16,0$ мм														
0,5	3,0	-4,3	0,031	0,035	1106,2	1327,2	4,82	28,1	0,72	0,45	1,04	1,05	3,2	3,6
1,0	5,7	-6,8	0,062	0,070	2193,1	2676,3	7,72	30,7	1,25	0,40	2,08	2,09	10,8	12,3
1,5	7,2	-8,3	0,093	0,106	3273,7	4032,9	10,18	32,2	1,73	0,36	3,12	3,14	21,9	25,0
2,0	8,2	-9,1	0,124	0,141	4350,5	5394,1	12,38	33,2	2,16	0,34	4,16	4,18	36,3	41,5
2,5	9,0	-9,9	0,155	0,177	5424,5	6758,7	14,41	33,9	2,57	0,33	5,20	5,23	53,6	61,4
3,0	9,6	-10,5	0,186	0,213	6496,9	8125,2	16,31	34,5	2,96	0,32	6,24	6,27	73,7	84,6
3,5	10,1	-11,0	0,217	0,248	7567,2	9494,2	18,12	35,0	3,33	0,30	7,27	7,31	96,5	110,9
4,0	10,6	-11,4	0,248	0,284	8635,9	10865,2	19,84	35,4	3,69	0,30	8,31	8,36	121,8	140,2
4,5	11,0	-11,8	0,279	0,320	9703,4	12237,6	21,50	35,8	4,03	0,29	9,35	9,40	149,7	172,5
5,0	11,3	-12,1	0,310	0,355	10770,5	13610,7	23,09	36,1	4,37	0,28	10,39	10,45	180,0	207,5

## Приложение Б – Результаты численного моделирования теплообменных аппаратов

В результате численного моделирования и после проведения статистической обработки были получены следующие параметры:  $v_{\text{ф}}$  – скорость во фронтальном сечении до теплообменного аппарата, м/с;  $t''_1$  и  $t''_2$  – температура вытяжного и приточного воздуха после теплообменного аппарата, °С;  $G_1$  и  $G_2$  – массовый расход вытяжного и приточного воздуха, кг/с;  $Q$  – тепловая мощность, кВт;  $\varepsilon$  – термический коэффициент эффективности;  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$  – аэродинамическое сопротивление по потокам вытяжного и приточного воздуха, Па;  $Re_1$  и  $Re_2$  – число Рейнольдса по потокам вытяжного и приточного воздуха. Данные численного моделирования приведены в таблица Б.1 – для *Realizable k- $\varepsilon$*  модели турбулентности, Б.2 – *SST k- $\omega$*  модели турбулентности, Б.3 – *Reynolds Stress* модели турбулентности.

Таблица Б.1 – Основные теплофизические и аэродинамические параметры при использовании *Realizable k- $\varepsilon$*  модели турбулентности

$v_{\text{ф}}$ , м/с	$t''_1$ , °С	$t''_2$ , °С	$G_1$ , кг/с	$G_2$ , кг/с	$Re_1$	$Re_2$	$Q$ , кВт	$\varepsilon$	$\Delta p_1$ , Па	$\Delta p_2$ , Па
Теплообменный аппарат с $s = 10,0$ мм, $s_1 = 27,0$ мм, $s_2 = 13,5$ мм										
0,5	3,9	-4,9	0,031	0,035	928,4	1119,4	0,69	0,43	2,8	3,6
1,0	6,9	-7,9	0,063	0,070	1839,4	2261,6	1,14	0,37	9,5	12,2
1,5	8,0	-8,8	0,094	0,106	2750,4	3403,8	1,61	0,35	19,4	24,9
2,0	9,1	-9,9	0,125	0,141	3654,7	4554,7	2,00	0,33	32,3	40,9
2,5	10,0	-10,8	0,155	0,177	4555,6	5710,3	2,35	0,31	47,7	60,0
3,0	10,8	-11,5	0,186	0,212	5454,0	6869,2	2,67	0,29	65,3	81,5
3,5	11,4	-12,1	0,217	0,248	6350,3	8030,8	2,97	0,28	85,1	105,6
4,0	12,0	-12,7	0,248	0,284	7245,4	9194,2	3,25	0,27	106,9	131,8
4,5	12,5	-13,1	0,279	0,319	8139,3	10359,1	3,52	0,26	130,6	159,8
5,0	12,7	-13,2	0,310	0,355	9038,8	11516,5	3,86	0,25	157,3	187,5

Продолжение таблицы Б.1

$v_{\text{ф}}, \text{ м/с}$	$t''_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$G_1, \text{ кг/с}$	$G_2, \text{ кг/с}$	$Re_1$	$Re_2$	$Q, \text{ кВт}$	$\varepsilon$	$\Delta p_1, \text{ Па}$	$\Delta p_2, \text{ Па}$
Теплообменный аппарат с $s = 10,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 32,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 13,5 \text{ мм}$										
0,5	4,1	-5,1	0,031	0,035	1099,5	1327,8	0,68	0,43	2,4	2,6
1,0	7,2	-8,1	0,063	0,070	2178,5	2682,3	1,16	0,36	8,2	8,7
1,5	8,2	-9,0	0,094	0,106	3257,5	4036,8	1,64	0,34	16,6	17,7
2,0	9,3	-10,2	0,125	0,141	4328,9	5401,5	2,04	0,32	27,4	29,4
2,5	10,2	-11,0	0,155	0,177	5396,1	6771,7	2,39	0,30	40,4	43,5
3,0	11,0	-11,7	0,186	0,212	6460,4	8145,7	2,72	0,29	55,6	59,8
3,5	11,6	-12,3	0,217	0,248	7522,3	9522,9	3,02	0,27	72,8	78,4
4,0	12,2	-12,8	0,248	0,284	8582,8	10902,2	3,31	0,26	91,9	99,1
4,5	12,6	-13,2	0,279	0,320	9641,9	12283,2	3,59	0,25	112,9	121,8
5,0	12,8	-13,4	0,309	0,355	10707,5	13655,6	3,93	0,25	135,7	146,5
Теплообменный аппарат с $s = 10,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 32,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 16,0 \text{ мм}$										
0,5	4,2	-5,3	0,031	0,035	1099,2	1328,1	0,68	0,43	1,8	2,3
1,0	7,2	-8,1	0,062	0,070	2178,1	2682,8	1,15	0,36	6,1	7,6
1,5	8,3	-9,1	0,094	0,106	3257,0	4037,5	1,63	0,34	12,8	15,5
2,0	9,3	-10,2	0,125	0,141	4328,2	5402,3	2,03	0,32	21,2	25,8
2,5	10,3	-11,0	0,155	0,177	5395,3	6772,7	2,38	0,30	31,4	38,1
3,0	11,0	-11,7	0,186	0,212	6459,5	8146,8	2,71	0,29	43,5	52,4
3,5	11,7	-12,3	0,217	0,248	7521,4	9524,2	3,02	0,27	57,1	68,7
4,0	12,2	-12,8	0,248	0,284	8581,7	10903,6	3,30	0,26	72,1	86,5
4,5	12,7	-13,3	0,279	0,320	9640,8	12284,7	3,58	0,25	88,7	105,9
5,0	12,8	-13,4	0,309	0,355	10706,3	13657,2	3,92	0,25	106,5	126,8

Продолжение таблицы Б.1

$v_{\text{ф}}, \text{ м/с}$	$t''_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$G_1, \text{ кг/с}$	$G_2, \text{ кг/с}$	$Re_1$	$Re_2$	$Q, \text{ кВт}$	$\varepsilon$	$\Delta p_1, \text{ Па}$	$\Delta p_2, \text{ Па}$
Теплообменный аппарат с $s = 5,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 27,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 13,5 \text{ мм}$										
0,5	-1,3	0,1	0,032	0,035	943,0	1100,5	0,84	0,54	3,8	4,0
1,0	2,3	-3,3	0,063	0,070	1865,9	2226,9	1,44	0,46	12,7	13,4
1,5	4,2	-5,3	0,094	0,105	2782,8	3361,3	1,98	0,43	25,7	27,3
2,0	5,5	-6,5	0,125	0,140	3695,0	4501,8	2,46	0,40	42,5	45,2
2,5	6,5	-7,4	0,156	0,176	4604,4	5646,0	2,91	0,38	62,7	66,9
3,0	7,4	-8,3	0,187	0,211	5511,1	6793,7	3,33	0,36	86,3	92,1
3,5	8,1	-8,9	0,218	0,246	6415,8	7944,0	3,73	0,35	112,9	120,8
4,0	8,5	-9,3	0,249	0,282	7322,8	9091,6	4,15	0,34	142,5	152,6
4,5	8,9	-9,8	0,280	0,317	8227,1	10242,5	4,54	0,33	175,1	187,6
5,0	9,3	-10,2	0,311	0,353	9131,3	11393,7	4,93	0,32	210,5	225,7
Теплообменный аппарат с $s = 5,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 32,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 13,5 \text{ мм}$										
0,5	-0,9	-0,3	0,032	0,035	1116,6	1305,7	0,83	0,53	3,0	3,2
1,0	2,6	-3,6	0,063	0,070	2209,6	2641,8	1,43	0,46	10,1	10,7
1,5	4,4	-5,4	0,094	0,105	3295,5	3987,1	1,96	0,42	20,5	21,7
2,0	5,7	-6,8	0,125	0,140	4376,0	5339,6	2,43	0,39	33,8	36,0
2,5	6,8	-7,8	0,156	0,176	5453,3	6696,5	2,88	0,37	49,9	53,2
3,0	7,6	-8,4	0,187	0,211	6527,3	8057,5	3,29	0,36	68,6	73,3
3,5	8,3	-9,1	0,218	0,247	7599,1	9421,5	3,68	0,34	89,8	96,1
4,0	8,7	-9,5	0,249	0,282	8673,4	10782,3	4,10	0,33	113,4	121,4
4,5	9,1	-9,9	0,280	0,318	9744,8	12147,0	4,49	0,32	139,3	149,3
5,0	9,5	-10,3	0,311	0,353	10815,8	13512,1	4,87	0,32	167,4	179,6

Продолжение таблицы Б.1

$v_{\text{ф}}, \text{ м/с}$	$t''_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$G_1, \text{ кг/с}$	$G_2, \text{ кг/с}$	$Re_1$	$Re_2$	$Q, \text{ кВт}$	$\varepsilon$	$\Delta p_1, \text{ Па}$	$\Delta p_2, \text{ Па}$
Теплообменный аппарат с $s = 5,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 32,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 16,0 \text{ мм}$										
0,5	-0,8	-0,3	0,032	0,035	1116,3	1306,1	0,82	0,53	2,5	2,6
1,0	2,6	-3,8	0,063	0,070	2209,1	2642,4	1,42	0,46	8,3	8,7
1,5	4,5	-5,5	0,094	0,105	3294,9	3987,9	1,95	0,42	16,8	17,8
2,0	5,8	-6,8	0,125	0,140	4375,2	5340,7	2,43	0,39	27,7	29,5
2,5	6,8	-7,8	0,156	0,176	5452,3	6697,7	2,87	0,37	40,9	43,6
3,0	7,6	-8,5	0,187	0,211	6526,3	8058,9	3,28	0,36	56,2	60,1
3,5	8,3	-9,1	0,218	0,247	7597,9	9423,1	3,67	0,34	73,5	78,7
4,0	8,8	-9,5	0,249	0,282	8672,1	10784,0	4,09	0,33	92,9	99,5
4,5	9,2	-9,9	0,280	0,318	9743,3	12148,9	4,47	0,32	114,1	122,3
5,0	9,5	-10,4	0,311	0,353	10814,2	13514,2	4,86	0,32	137,1	147,1
Теплообменный аппарат с $s = 3,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 27,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 13,5 \text{ мм}$										
0,5	-3,1	2,0	0,032	0,034	948,6	1093,4	0,90	0,57	4,72	4,93
1,0	0,4	-1,5	0,063	0,069	1876,7	2213,0	1,57	0,50	15,81	16,65
1,5	2,3	-3,4	0,095	0,105	2798,4	3341,0	2,16	0,46	32,08	33,92
2,0	3,7	-4,8	0,126	0,140	3715,5	4475,0	2,70	0,44	53,00	56,20
2,5	4,8	-5,8	0,157	0,175	4628,7	5614,1	3,19	0,41	78,23	83,15
3,0	5,6	-6,6	0,188	0,210	5540,2	6755,6	3,67	0,40	107,54	114,50
3,5	6,4	-7,3	0,219	0,246	6448,8	7900,8	4,11	0,38	140,74	150,07
4,0	6,8	-7,8	0,250	0,281	7360,0	9042,7	4,58	0,37	177,71	189,66
4,5	7,3	-8,3	0,281	0,316	8267,6	10189,3	5,01	0,36	218,29	233,19
5,0	7,7	-8,5	0,312	0,352	9176,4	11334,3	5,45	0,35	262,40	280,50

Продолжение таблицы Б.1

$v_{\text{ф}}, \text{ м/с}$	$t''_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$G_1, \text{ кг/с}$	$G_2, \text{ кг/с}$	$Re_1$	$Re_2$	$Q, \text{ кВт}$	$\varepsilon$	$\Delta p_1, \text{ Па}$	$\Delta p_2, \text{ Па}$
Теплообменный аппарат с $s = 3,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 32,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 13,5 \text{ мм}$										
0,5	-2,8	1,7	0,032	0,035	1123,1	1297,4	0,89	0,57	3,7	3,9
1,0	0,7	-1,8	0,063	0,069	2222,2	2625,5	1,55	0,50	12,3	13,0
1,5	2,6	-3,8	0,094	0,105	3313,8	3963,4	2,13	0,46	25,0	26,5
2,0	4,0	-5,0	0,126	0,140	4400,1	5308,3	2,67	0,43	41,3	43,9
2,5	5,0	-6,0	0,157	0,175	5481,8	6659,2	3,16	0,41	61,0	64,9
3,0	5,9	-6,8	0,188	0,210	6561,4	8012,9	3,62	0,39	83,9	89,4
3,5	6,6	-7,5	0,219	0,246	7637,7	9370,9	4,06	0,38	109,8	117,1
4,0	7,1	-8,0	0,250	0,281	8717,0	10725,1	4,52	0,37	138,6	148,0
4,5	7,5	-8,4	0,281	0,317	9792,1	12084,8	4,95	0,36	170,3	182,0
5,0	7,9	-8,8	0,312	0,352	10868,6	13442,6	5,39	0,35	204,7	218,9
Теплообменный аппарат с $s = 3,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 32,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 16,0 \text{ мм}$										
0,5	-2,8	1,6	0,032	0,035	1122,8	1297,8	0,89	0,57	3,0	3,2
1,0	0,8	-1,9	0,063	0,069	2221,7	2626,1	1,54	0,50	10,2	10,7
1,5	2,7	-3,8	0,094	0,105	3313,1	3964,3	2,13	0,46	20,6	21,8
2,0	4,0	-5,0	0,126	0,140	4399,2	5309,4	2,66	0,43	34,1	36,1
2,5	5,1	-6,1	0,157	0,175	5480,7	6660,6	3,15	0,41	50,3	53,5
3,0	5,9	-6,9	0,188	0,210	6560,2	8014,4	3,61	0,39	69,1	73,6
3,5	6,7	-7,6	0,219	0,246	7636,4	9372,6	4,05	0,38	90,4	96,5
4,0	7,1	-8,0	0,250	0,281	8715,5	10727,0	4,51	0,37	114,2	121,9
4,5	7,6	-8,5	0,281	0,317	9790,5	12086,9	4,93	0,36	140,3	149,9
5,0	7,9	-8,8	0,312	0,352	10866,9	13444,9	5,37	0,35	168,6	180,4

Продолжение таблицы Б.1

$v_{\text{ф}}, \text{ м/с}$	$t''_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$G_1, \text{ кг/с}$	$G_2, \text{ кг/с}$	$Re_1$	$Re_2$	$Q, \text{ кВт}$	$\varepsilon$	$\Delta p_1, \text{ Па}$	$\Delta p_2, \text{ Па}$
Теплообменный аппарат с $s = 2,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 27,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 13,5 \text{ мм}$										
0,5	-5,3	4,2	0,032	0,034	954,8	1085,6	0,97	0,62	6,5	6,8
1,0	-1,8	0,6	0,063	0,069	1888,8	2197,5	1,70	0,55	21,9	22,9
1,5	0,3	-1,4	0,095	0,104	2815,8	3318,6	2,36	0,50	44,3	46,7
2,0	1,7	-2,8	0,126	0,139	3738,0	4445,9	2,96	0,48	73,2	77,4
2,5	2,8	-3,9	0,157	0,174	4656,8	5577,7	3,52	0,45	108,1	114,5
3,0	3,7	-4,8	0,189	0,210	5572,5	6713,6	4,04	0,43	148,6	157,6
3,5	4,5	-5,5	0,220	0,245	6486,7	7851,4	4,54	0,42	194,5	206,6
4,0	5,0	-6,0	0,251	0,280	7402,2	8987,6	5,06	0,41	245,6	261,1
4,5	5,5	-6,4	0,282	0,315	8314,7	10127,6	5,55	0,40	301,6	321,0
5,0	5,9	-6,8	0,313	0,351	9227,2	11267,8	6,04	0,39	362,6	386,2
Теплообменный аппарат с $s = 2,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 32,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 13,5 \text{ мм}$										
0,5	-4,8	3,8	0,032	0,034	1130,3	1288,2	0,96	0,61	4,9	5,2
1,0	-1,3	0,2	0,063	0,069	2236,3	2607,3	1,68	0,54	16,5	17,4
1,5	0,6	-1,8	0,095	0,104	3334,2	3937,1	2,33	0,50	33,5	35,4
2,0	2,0	-3,1	0,126	0,139	4426,4	5274,3	2,92	0,47	55,3	58,6
2,5	3,1	-4,3	0,157	0,174	5514,6	6616,6	3,47	0,45	81,6	86,8
3,0	4,0	-5,0	0,189	0,210	6599,2	7963,7	3,99	0,43	112,2	119,5
3,5	4,7	-5,8	0,220	0,245	7682,0	9313,1	4,49	0,41	146,8	156,6
4,0	5,2	-6,3	0,251	0,280	8766,4	10660,6	5,01	0,40	185,3	197,9
4,5	5,7	-6,8	0,282	0,316	9847,3	12012,5	5,49	0,39	227,6	243,3
5,0	6,1	-7,0	0,313	0,351	10928,1	13364,6	5,97	0,39	273,6	292,7

Продолжение таблицы Б.1

$v_{\text{ф}}, \text{ м/с}$	$t''_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$G_1, \text{ кг/с}$	$G_2, \text{ кг/с}$	$Re_1$	$Re_2$	$Q, \text{ кВт}$	$\varepsilon$	$\Delta p_1, \text{ Па}$	$\Delta p_2, \text{ Па}$
Теплообменный аппарат с $s = 2,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 32,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 16,0 \text{ мм}$										
0,5	-4,8	3,7	0,032	0,034	1130,0	1288,6	0,96	0,61	4,1	4,2
1,0	-1,3	0,2	0,063	0,069	2235,8	2608,0	1,68	0,54	13,6	14,3
1,5	0,6	-1,8	0,095	0,104	3333,4	3938,1	2,32	0,50	27,6	29,2
2,0	2,1	-3,3	0,126	0,139	4425,4	5275,5	2,91	0,47	45,5	48,3
2,5	3,1	-4,3	0,157	0,174	5513,5	6618,0	3,46	0,45	67,2	71,5
3,0	4,0	-5,1	0,189	0,210	6597,9	7965,3	3,98	0,43	92,4	98,4
3,5	4,7	-5,8	0,220	0,245	7680,5	9315,0	4,48	0,41	120,9	129,0
4,0	5,2	-6,3	0,251	0,280	8764,7	10662,7	4,99	0,40	152,7	163,0
4,5	5,7	-6,8	0,282	0,316	9845,5	12014,9	5,47	0,39	187,5	200,4
5,0	6,1	-7,1	0,313	0,351	10926,2	13367,2	5,95	0,39	225,4	241,1

Таблица Б.2 – Основные теплофизические и аэродинамические параметры при использовании SST  $k-\omega$  модели турбулентности

$v_{\text{ф}}, \text{ м/с}$	$t''_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$G_1, \text{ кг/с}$	$G_2, \text{ кг/с}$	$Re_1$	$Re_2$	$Q, \text{ кВт}$	$\varepsilon$	$\Delta p_1, \text{ Па}$	$\Delta p_2, \text{ Па}$
Теплообменный аппарат с $s = 10,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 27,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 13,5 \text{ мм}$										
0,5	7,3	-8,9	0,032	0,036	918,7	1134,9	0,56	0,35	1,6	2,0
1,0	10,1	-11,3	0,064	0,073	1821,6	2287,5	0,95	0,30	5,6	7,3
1,5	11,6	-12,6	0,096	0,110	2720,4	3447,3	1,28	0,27	11,9	15,8
2,0	12,5	-13,4	0,128	0,147	3616,7	4609,7	1,58	0,25	20,7	27,2
2,5	13,2	-14,0	0,159	0,183	4511,6	5773,3	1,87	0,24	31,6	41,4
3,0	13,7	-14,4	0,191	0,220	5406,2	6938,1	2,16	0,23	44,6	57,6
3,5	14,1	-14,8	0,223	0,257	6299,4	8104,7	2,42	0,22	59,1	75,5
4,0	14,4	-15,1	0,255	0,294	7192,1	9271,5	2,69	0,21	74,9	94,9
4,5	14,7	-15,3	0,286	0,331	8084,2	10438,2	2,94	0,21	92,0	115,6
5,0	15,0	-15,5	0,318	0,368	8975,9	11607,8	3,19	0,20	110,1	137,7

Продолжение таблицы Б.2

$v_{\text{ф}}, \text{ м/с}$	$t''_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$G_1, \text{ кг/с}$	$G_2, \text{ кг/с}$	$Re_1$	$Re_2$	$Q, \text{ кВт}$	$\varepsilon$	$\Delta p_1, \text{ Па}$	$\Delta p_2, \text{ Па}$
Теплообменный аппарат с $s = 5,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 27,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 13,5 \text{ мм}$										
0,5	3,5	-4,6	0,031	0,035	929,4	1118,1	0,68	0,44	4,0	5,1
1,0	5,9	-6,9	0,063	0,070	1845,1	2254,0	1,20	0,39	13,0	16,4
1,5	8,3	-9,1	0,094	0,106	2747,8	3407,0	1,58	0,34	25,4	31,8
2,0	9,5	-10,3	0,125	0,141	3650,6	4559,9	1,95	0,32	40,4	50,3
2,5	10,2	-11,0	0,155	0,177	4553,3	5713,1	2,32	0,30	57,4	71,1
3,0	10,7	-11,5	0,186	0,212	5455,5	6867,0	2,69	0,29	77,7	96,0
3,5	11,1	-11,8	0,217	0,248	6356,4	8022,5	3,04	0,28	104,6	131,0
4,0	11,3	-12,0	0,248	0,283	7260,2	9174,2	3,42	0,28	131,5	165,9
4,5	11,5	-12,2	0,279	0,319	8162,6	10327,8	3,79	0,28	164,4	204,3
5,0	12,0	-12,6	0,310	0,355	9057,2	11491,6	4,07	0,27	198,2	245,3

Таблица Б.3 – Основные теплофизические и аэродинамические параметры при использовании *Reynolds Stress* модели турбулентности

$v_{\text{ф}}, \text{ м/с}$	$t''_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$G_1, \text{ кг/с}$	$G_2, \text{ кг/с}$	$Re_1$	$Re_2$	$Q, \text{ кВт}$	$\varepsilon$	$\Delta p_1, \text{ Па}$	$\Delta p_2, \text{ Па}$
Теплообменный аппарат с $s = 10,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 27,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 13,5 \text{ мм}$										
0,5	6,9	-8,6	0,032	0,036	919,7	1133,6	0,57	0,35	1,5	1,8
1,0	10,0	-10,6	0,064	0,073	1822,4	2282,2	0,98	0,31	5,2	6,7
1,5	11,2	-12,2	0,096	0,110	2723,4	3441,8	1,32	0,28	11,2	14,7
2,0	12,2	-13,1	0,128	0,146	3620,8	4603,6	1,64	0,26	19,5	25,7
2,5	12,8	-13,7	0,160	0,183	4516,7	5767,5	1,93	0,24	30,0	39,3
3,0	13,4	-14,2	0,191	0,220	5410,9	6932,8	2,21	0,23	42,6	55,2
3,5	13,8	-14,6	0,223	0,257	6304,4	8098,9	2,48	0,22	56,9	72,8
4,0	14,3	-14,9	0,255	0,294	7196,0	9266,2	2,73	0,22	72,7	91,9
4,5	14,6	-15,2	0,286	0,331	8087,0	10435,1	2,98	0,21	89,8	112,3
5,0	14,9	-15,5	0,318	0,368	8977,8	11605,2	3,21	0,20	108,2	134,0

Продолжение таблицы Б.3

$v_{\text{ф}}, \text{ м/с}$	$t''_1, \text{ }^\circ\text{C}$	$t''_2, \text{ }^\circ\text{C}$	$G_1, \text{ кг/с}$	$G_2, \text{ кг/с}$	$Re_1$	$Re_2$	$Q, \text{ кВт}$	$\varepsilon$	$\Delta p_1, \text{ Па}$	$\Delta p_2, \text{ Па}$
Теплообменный аппарат с $s = 10,0 \text{ мм}$ , $s_1 = 27,0 \text{ мм}$ , $s_2 = 13,5 \text{ мм}$										
0,5	3,1	-4,1	0,031	0,035	930,7	1116,4	0,70	0,45	3,9	5,1
1,0	5,4	-6,3	0,063	0,070	1848,3	2249,8	1,24	0,40	12,7	16,1
1,5	7,7	-8,6	0,094	0,106	2752,4	3401,0	1,63	0,35	24,9	31,1
2,0	9,0	-9,8	0,125	0,141	3656,2	4552,6	2,01	0,33	40,0	49,8
2,5	9,7	-10,6	0,156	0,177	4559,4	5705,1	2,39	0,31	57,4	71,5
3,0	10,4	-11,1	0,186	0,212	5461,1	6859,5	2,75	0,30	77,2	95,9
3,5	10,8	-11,6	0,217	0,248	6362,5	8014,4	3,11	0,29	99,3	123,2
4,0	11,1	-11,8	0,248	0,283	7265,3	9167,5	3,48	0,28	124,5	154,8
4,5	11,4	-12,1	0,279	0,319	8166,0	10323,3	3,83	0,28	157,2	194,1
5,0	11,9	-12,5	0,310	0,355	9059,8	11488,3	4,10	0,27	189,9	233,4

### Приложение В – Результаты лабораторного эксперимента

В результате лабораторного эксперимента и после проведения статистической обработки были получены следующие параметры:  $v_{\phi}$  – скорость во фронтальном сечении до теплообменного аппарата, м/с;  $t''_1$  и  $t''_2$  – температура вытяжного и приточного воздуха после теплообменного аппарата, °С;  $G_1$  и  $G_2$  – массовый расход вытяжного и приточного воздуха, кг/с;  $Q$  – тепловая мощность, кВт;  $\varepsilon$  – термический коэффициент эффективности;  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$  – аэродинамическое сопротивление по потокам вытяжного и приточного воздуха, Па;  $Re_1$  и  $Re_2$  – число Рейнольдса по потокам вытяжного и приточного воздуха. Данные лабораторного эксперимента приведены в таблица В.1.

Таблица В.1 – Основные теплофизические и аэродинамические параметры

$v_{\phi}$ , м/с	$t''_1$ , °С	$t''_2$ , °С	$G_1$ , кг/с	$G_2$ , кг/с	$Re_1$	$Re_2$	$Q$ , кВт	$\varepsilon$	$\Delta p_1$ , Па	$\Delta p_2$ , Па
Теплообменный аппарат с $s = 10$ мм, $s_1 = 27$ мм, $s_2 = 13,5$ мм										
0,5	4,8	-5,8	0,032	0,036	925,8	1122,7	0,66	0,41	2,4	3,1
1,0	7,3	-8,3	0,064	0,073	1837,3	2264,1	1,15	0,36	8,5	11,0
1,5	8,9	-9,6	0,096	0,109	2743,0	3413,3	1,57	0,33	17,9	22,9
2,0	9,6	-10,4	0,128	0,146	3649,5	4561,3	2,00	0,32	30,2	38,5
2,5	9,9	-10,7	0,160	0,182	4556,9	5708,3	2,44	0,31	45,2	57,4
3,0	10,6	-11,3	0,192	0,219	5457,6	6864,1	2,80	0,30	62,3	78,7
3,5	11,1	-11,8	0,224	0,256	6357,4	8021,1	3,15	0,29	81,6	102,3
4,0	11,6	-12,3	0,256	0,292	7253,1	9183,5	3,45	0,27	103,1	127,8
4,5	12,0	-12,6	0,288	0,329	8151,3	10342,7	3,78	0,27	126,4	154,6
5,0	12,1	-12,8	0,320	0,366	9052,8	11497,4	4,15	0,26	151,8	183,3

Продолжение таблицы В.1

$v_f$ , м/с	$t''_1$ , °С	$t''_2$ , °С	$G_1$ , кг/с	$G_2$ , кг/с	$Re_1$	$Re_2$	$Q$ , кВт	$\varepsilon$	$\Delta p_1$ , Па	$\Delta p_2$ , Па
Теплообменный аппарат с $s = 5$ мм, $s_1 = 27$ мм, $s_2 = 13,5$ мм										
0,5	1,9	-1,4	0,033	0,036	934,1	1106,3	0,78	0,46	4,47	4,71
1,0	2,8	-4,0	0,065	0,072	1862,9	2231,9	1,45	0,41	13,21	14,13
1,5	3,7	-5,5	0,097	0,108	2786,4	3365,0	2,05	0,38	25,56	27,32
2,0	4,7	-6,5	0,129	0,145	3704,4	4502,8	2,59	0,36	41,42	44,20
2,5	5,6	-7,4	0,162	0,181	4617,2	5644,2	3,09	0,34	60,52	64,61
3,0	6,6	-8,0	0,194	0,217	5524,8	6788,4	3,54	0,33	82,84	88,55
3,5	7,5	-8,6	0,225	0,254	6427,0	7935,1	3,95	0,31	108,40	115,87
4,0	8,4	-9,1	0,257	0,291	7323,9	9083,7	4,32	0,30	137,18	146,72
4,5	9,4	-9,5	0,289	0,327	8215,6	10234,2	4,65	0,30	169,01	180,94
5,0	10,4	-9,9	0,321	0,364	9102,0	11386,2	4,94	0,29	204,44	216,97

**Приложение Г – Распределение скоростей и температур потока вытяжного воздуха по ширине и высоте канала на расстоянии  $6 \cdot d_3$ ,  $d_3$  от теплообменного аппарата**

На рисунках Г.1 – Г.8 представлено распределение скорости во фронтальном сечении после теплообменного аппарата при начальной скорости во фронтальном сечении перед теплообменным аппаратом 3 м/с. Данные графики представлены для теплообменного аппарата с шагом оребрения  $s = 10$  мм, поперечным шагом  $s_1 = 27$  мм и продольным шагом  $s_2 = 13,5$  мм.

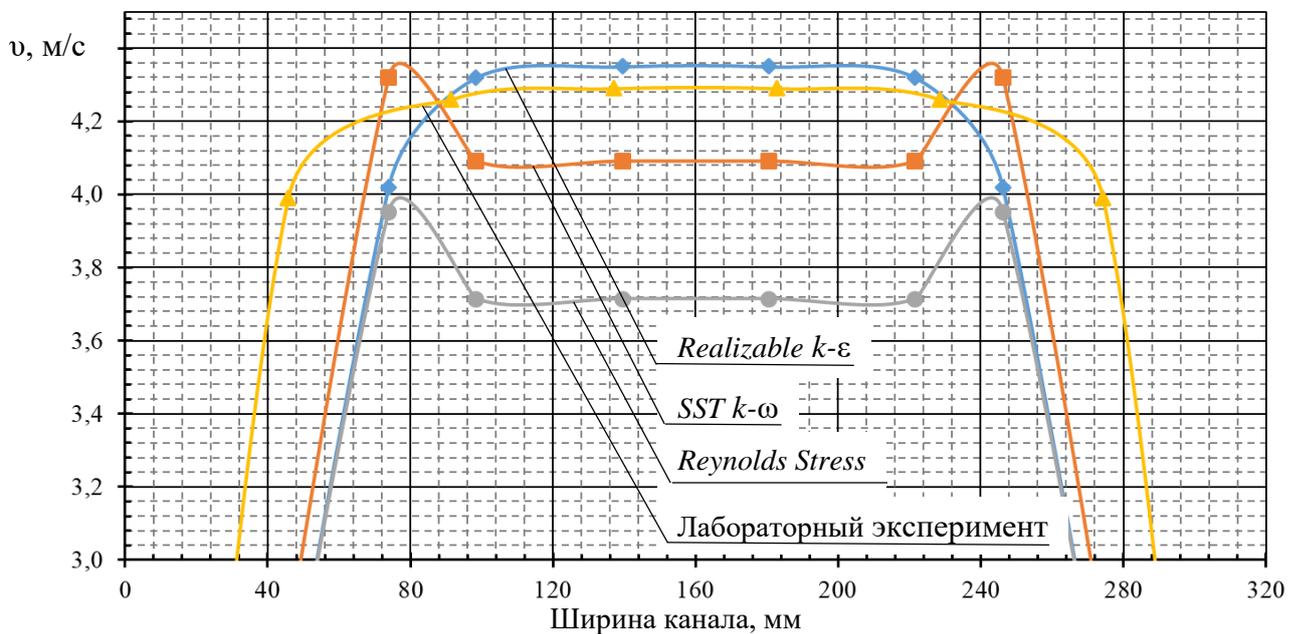


Рисунок Г.1 – Распределение скоростей потока вытяжного воздуха по ширине канала на расстоянии  $6 \cdot d_3$  от теплообменного аппарата

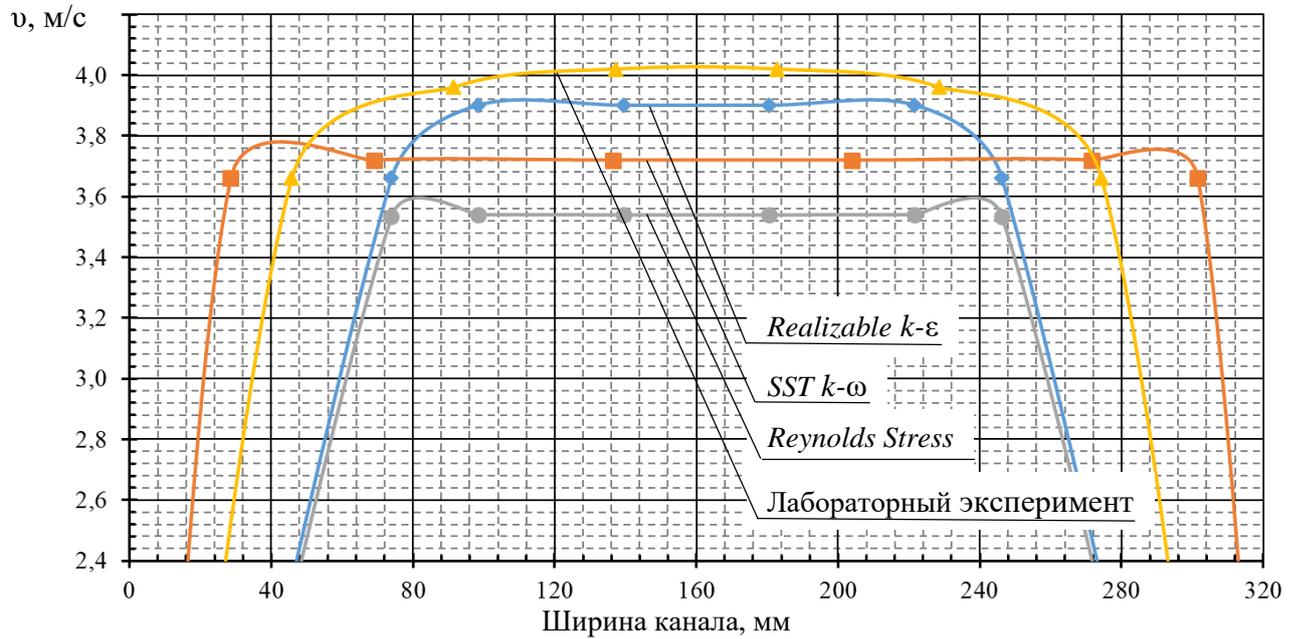


Рисунок Г.2 – Распределение скоростей потока вытяжного воздуха по ширине канала на расстоянии  $d_3$  от теплообменного аппарата

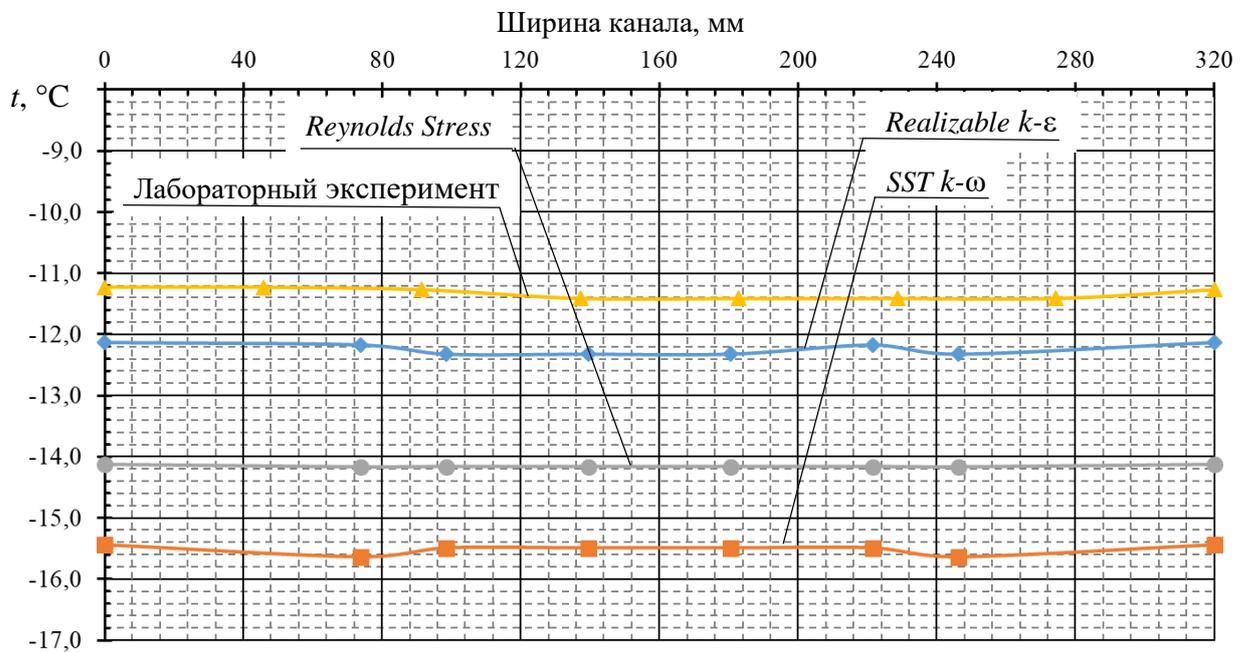


Рисунок Г.3 – Распределение температуры вытяжного воздуха по ширине канала на расстоянии  $6 \cdot d_3$  от теплообменного аппарата

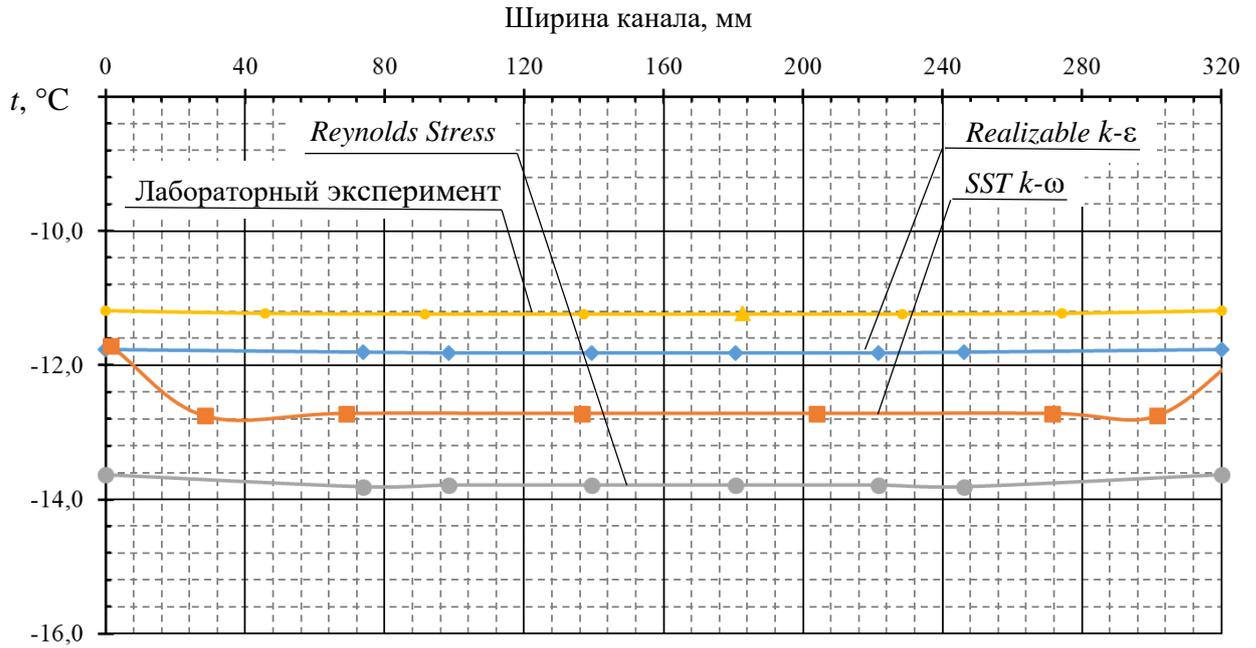


Рисунок Г.4 – Распределение температуры вытяжного воздуха по ширине канала на расстоянии  $d_3$  от теплообменного аппарата

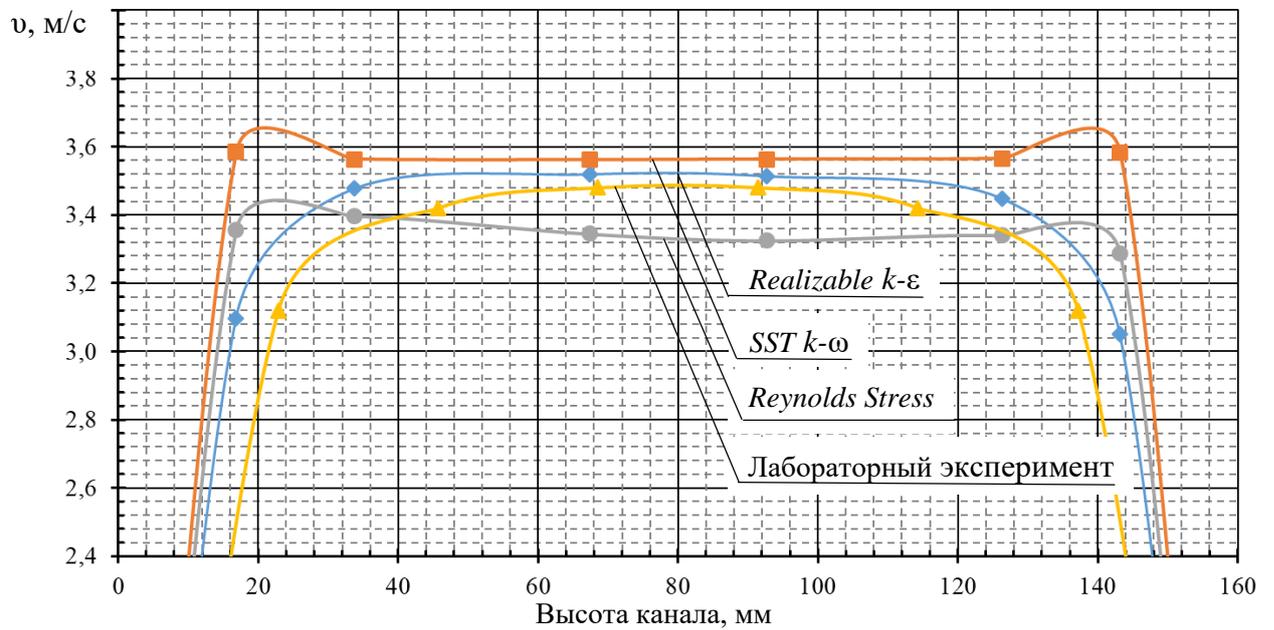


Рисунок Г.5 – Распределение скоростей потока вытяжного воздуха по высоте канала на расстоянии  $6 \cdot d_3$  от теплообменного аппарата

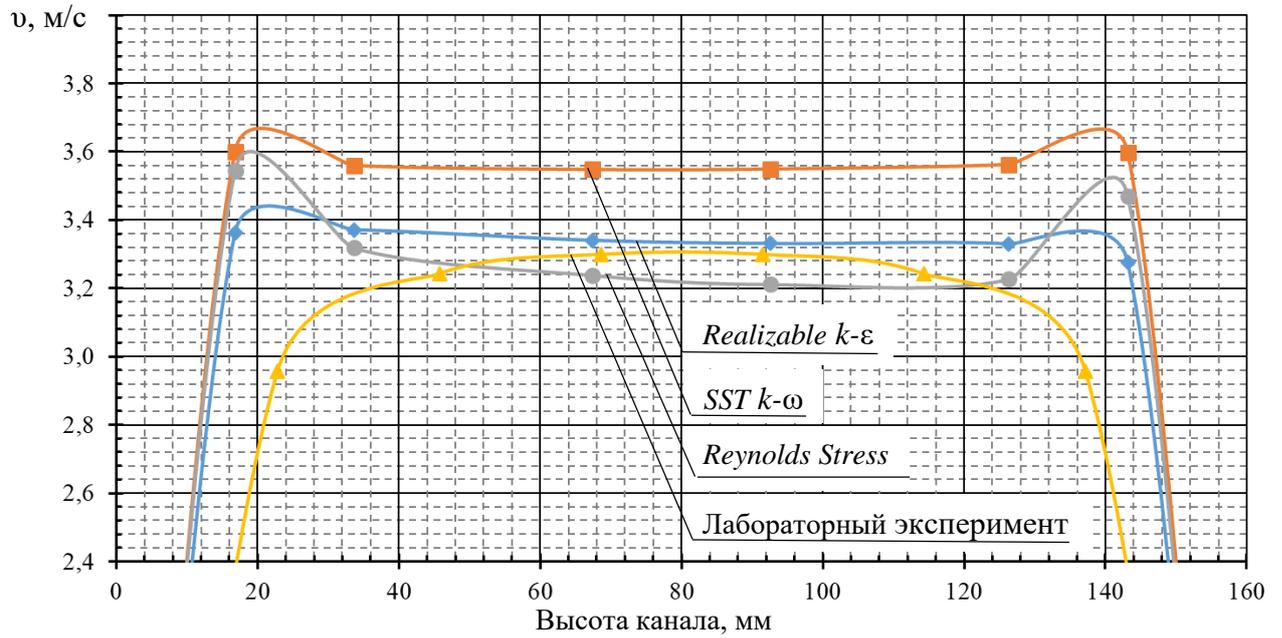


Рисунок Г.6 – Распределение скоростей потока вытяжного воздуха по высоте канала на расстоянии  $d_3$  от теплообменного аппарата

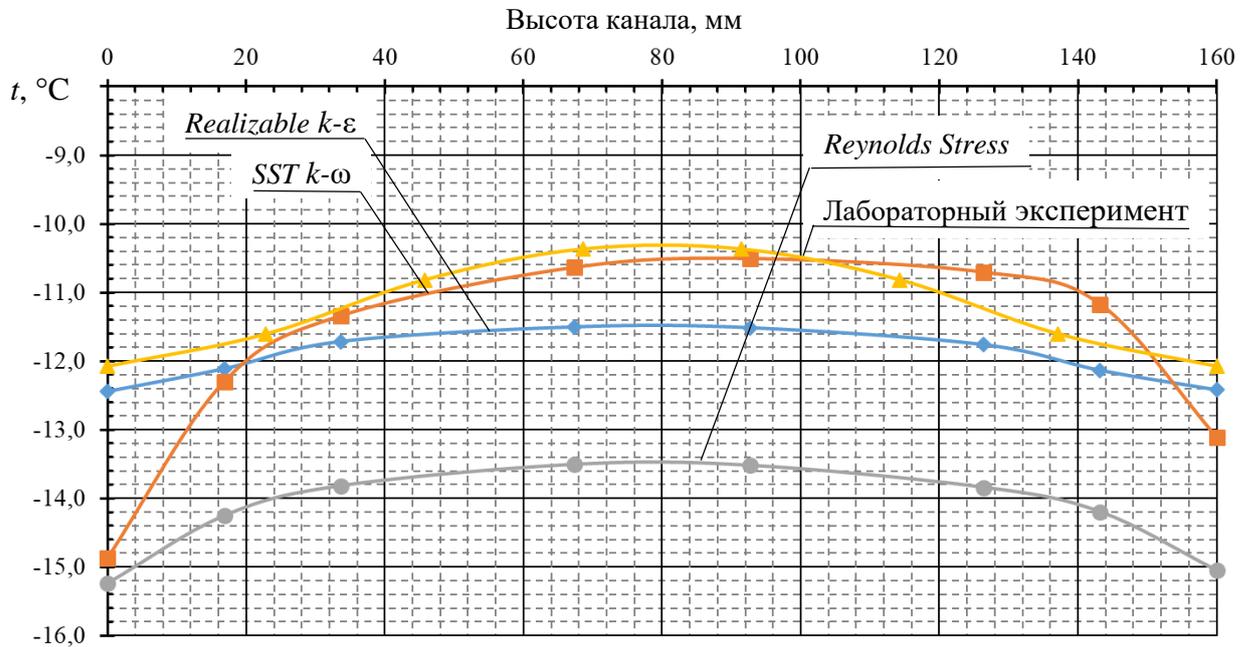


Рисунок Г.7 – Распределение температуры вытяжного воздуха по высоте канала на расстоянии  $6 \cdot d_3$  от теплообменного аппарата

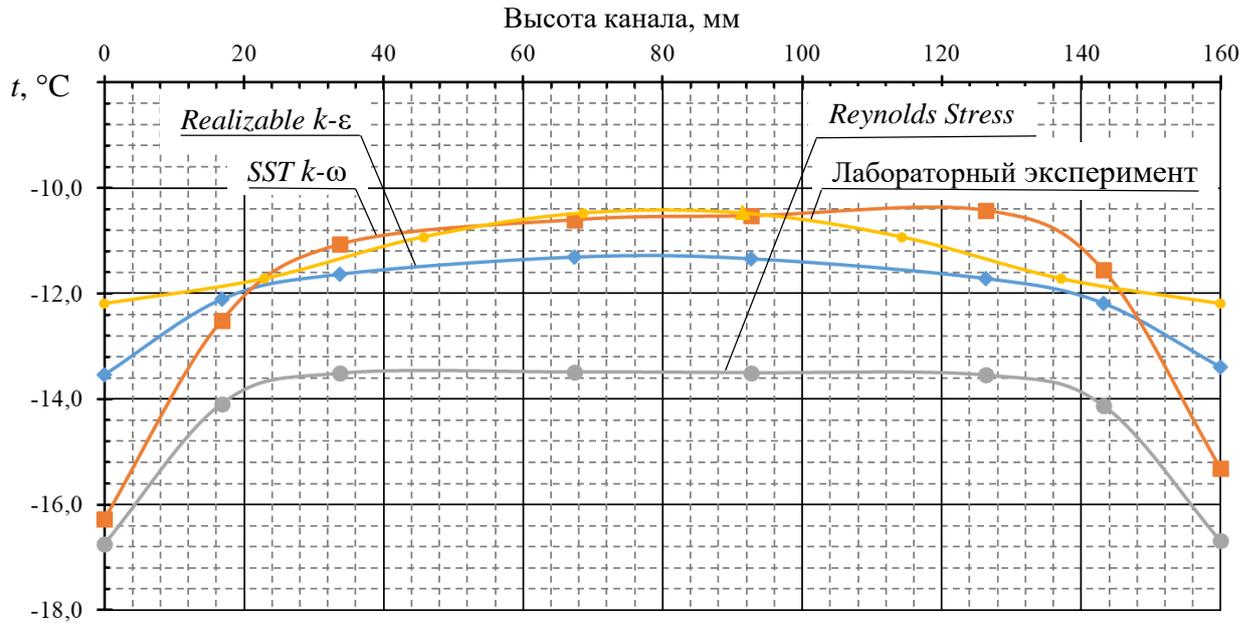


Рисунок Г.8 – Распределение температуры вытяжного воздуха по высоте канала на расстоянии  $d_3$  от теплообменного аппарата

## Приложение Д – Расчет постоянной $B$ для критериального уравнения Нуссельта

Используя выражение из раздела 4 (4.16) определим постоянную  $B$ .

$$B = \frac{k_{\text{ТТТ}} d \left( \lambda_{\text{Г}} \text{Re}_{\text{Г}}^m \text{Pr}_{\text{Г}}^{0,33} + \lambda_{\text{Н}} \text{Re}_{\text{Н}}^m \text{Pr}_{\text{Н}}^{0,33} \right)}{\lambda_{\text{Г}} \text{Re}_{\text{Г}}^m \text{Pr}_{\text{Г}}^{0,33} \lambda_{\text{Н}} \text{Re}_{\text{Н}}^m \text{Pr}_{\text{Н}}^{0,33} (s/l)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134}} \quad (\text{Д.1})$$

где  $k_{\text{ТТТ}}$  – коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$d$  – наружный диаметр оребренной трубы, м;

$\lambda_{\text{Г}}$ ,  $\lambda_{\text{Н}}$  – теплопроводность теплого (вытяжного) и холодного (приточного) потоков воздуха, Вт/(м·°С);

$\text{Re}_{\text{Г}}$ ,  $\text{Re}_{\text{Н}}$  – число Рейнольдса по температуре потока теплого (вытяжного) и холодного (приточного) воздуха;

$\text{Pr}_{\text{Г}}$ ,  $\text{Pr}_{\text{Н}}$  – число Прандтля по температуре потока теплого (вытяжного) и холодного (приточного) воздуха;

$s/l$  – относительный шаг оребрения;

$s/\delta$  – относительная высота оребрения.

В качестве граничных условий для потоков приточного и вытяжного воздуха были приняты следующие параметры:

вытяжной воздух:

- температура  $t_1' = + 25$  °С; скорость потока  $v_1 =$  от 0,5 до 5 м/с;

приточный воздух:

- температура  $t_2' = - 24$  °С; скорость потока  $v_1 =$  от 0,5 до 5 м/с.

Основные геометрические характеристики исследуемых теплообменных аппаратов представлены в таблице Д.1. Основные теплофизические характеристики полученные в результате моделирования представлены в Приложении Б. Результаты расчета постоянной  $B$  для каждой модели теплообменного аппарата представлены в таблицах Д.2 – Д. 13.

Таблица Д.1 – Геометрические характеристики исследуемых вариантов теплообменных аппаратов

Номер модели теплообменника, №	Номер исполнения модели, №	Площадь теплообмена, $F$ , м <sup>2</sup>	Наружный диаметр оребренной трубы, $d$ , м	Относительный шаг оребрения, $s/l$	Относительная толщина оребрения, $s/\delta$
Модель 1	1	1,725	0,027	1,28	12,50
	2	1,725	0,032	1,06	12,50
	3	1,725	0,032	0,93	12,50
Модель 2	1	2,900	0,027	0,64	6,25
	2	2,900	0,032	0,53	6,25
	3	2,900	0,032	0,47	6,25
Модель 3	1	3,940	0,027	0,39	3,75
	2	3,940	0,032	0,32	3,75
	3	3,940	0,032	0,28	3,75
Модель 4	1	5,285	0,027	0,26	2,50
	2	5,285	0,032	0,21	2,50
	3	5,285	0,032	0,19	2,50

Примечание. Пример обозначения номера теплообменного аппарата: «Теплообменный аппарат №1.2» (1 – номер модели, 2 – номер исполнения).

Таблица Д.2 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 1.1

$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$k_{\text{ггг}}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$\lambda_{\text{г}}$ , Вт/(м·°C)	$\text{Re}_{\text{г}}$	$\text{Pr}_{\text{г}}$	$\lambda_{\text{н}}$ , Вт/(м·°C)	$\text{Re}_{\text{н}}$	$\text{Pr}_{\text{н}}$	$B$
3,84	-4,96	13,85	0,0249	954,8	0,712	0,0235	1085,6	0,716	0,245
6,90	-7,91	21,31	0,0250	1888,8	0,712	0,0233	2197,5	0,716	0,228
7,93	-8,89	29,17	0,0251	2815,8	0,712	0,0232	3318,6	0,716	0,221
9,05	-9,93	35,13	0,0252	3738,0	0,712	0,0232	4445,9	0,716	0,215
9,97	-10,79	40,25	0,0252	4656,8	0,712	0,0232	5577,7	0,716	0,211
10,74	-11,50	44,82	0,0252	5572,5	0,712	0,0231	6713,6	0,716	0,208
11,39	-12,10	48,96	0,0253	6486,7	0,712	0,0231	7851,4	0,716	0,205
11,95	-12,60	52,86	0,0253	7402,2	0,712	0,0231	8987,6	0,716	0,206
12,42	-13,04	56,55	0,0253	8314,7	0,712	0,0231	10127,6	0,716	0,205
12,60	-13,20	61,65	0,0253	9227,2	0,712	0,0230	11267,8	0,716	0,204

Таблица Д.3 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 1.2

$t_1', \text{°C}$	$t_2', \text{°C}$	$k_{\text{ГТТ}},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$	$\lambda_{\text{Г}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$	$\text{Re}_{\text{Г}}$	$\text{Pr}_{\text{Г}}$	$\lambda_{\text{Н}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$	$\text{Re}_{\text{Н}}$	$\text{Pr}_{\text{Н}}$	$B$
4,08	-5,20	13,57	0,0249	1130,3	0,712	0,0234	1288,2	0,716	0,251
7,13	-8,11	20,92	0,0250	2236,3	0,712	0,0233	2607,3	0,716	0,235
8,15	-9,07	28,65	0,0251	3334,2	0,712	0,0232	3937,1	0,716	0,227
9,25	-10,10	34,53	0,0252	4426,4	0,712	0,0232	5274,3	0,716	0,222
10,16	-10,95	39,57	0,0252	5514,6	0,712	0,0231	6616,6	0,716	0,218
10,92	-11,65	44,08	0,0252	6599,2	0,712	0,0231	7963,7	0,716	0,215
11,57	-12,25	48,17	0,0253	7682,0	0,712	0,0231	9313,1	0,716	0,212
12,11	-12,75	52,02	0,0253	8766,4	0,712	0,0231	10660,6	0,716	0,213
12,58	-5,20	13,57	0,0253	9847,3	0,712	0,0231	12012,5	0,716	0,212
12,76	-8,11	20,92	0,0253	10928,1	0,712	0,0230	13364,6	0,717	0,212

Таблица Д.4 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 1.3

$t_1', \text{°C}$	$t_2', \text{°C}$	$k_{\text{ГТТ}},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$	$\lambda_{\text{Г}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$	$\text{Re}_{\text{Г}}$	$\text{Pr}_{\text{Г}}$	$\lambda_{\text{Н}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$	$\text{Re}_{\text{Н}}$	$\text{Pr}_{\text{Н}}$	$B$
4,14	-5,26	13,50	0,0249	1130,0	0,712	0,0234	1288,6	0,716	0,249
7,18	-8,17	20,82	0,0250	2235,8	0,712	0,0233	2608,0	0,716	0,233
8,20	-9,12	28,52	0,0251	3333,4	0,712	0,0232	3938,1	0,716	0,226
9,30	-10,15	34,37	0,0252	4425,4	0,712	0,0232	5275,5	0,716	0,221
10,21	-10,99	39,40	0,0252	5513,5	0,712	0,0231	6618,0	0,716	0,217
10,96	-11,69	43,89	0,0252	6597,9	0,712	0,0231	7965,3	0,716	0,214
11,61	-12,29	47,97	0,0253	7680,5	0,712	0,0231	9315,0	0,716	0,211
12,15	-12,78	51,80	0,0253	8764,7	0,712	0,0231	10662,7	0,716	0,212
12,62	-13,21	55,43	0,0253	9845,5	0,712	0,0230	12014,9	0,716	0,211
12,80	-13,37	60,44	0,0253	10926,2	0,712	0,0230	13367,2	0,717	0,211

Таблица Д.5 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 2.1

$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$k_{\text{ГТТ}},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_{\text{Г}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Г}}$	$\text{Pr}_{\text{Г}}$	$\lambda_{\text{Н}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Н}}$	$\text{Pr}_{\text{Н}}$	$B$
-1,25	0,06	12,11	0,0250	943,0	0,712	0,0233	1100,5	0,716	0,240
2,23	-3,40	18,23	0,0252	1865,9	0,712	0,0232	2226,9	0,716	0,226
4,10	-5,22	23,42	0,0252	2782,8	0,712	0,0231	3361,3	0,716	0,220
5,46	-6,53	27,85	0,0253	3695,0	0,712	0,0231	4501,8	0,716	0,215
6,48	-7,49	31,91	0,0253	4604,4	0,712	0,0230	5646,0	0,717	0,212
7,32	-8,29	35,57	0,0254	5511,1	0,711	0,0230	6793,7	0,717	0,209
8,02	-8,95	38,98	0,0254	6415,8	0,711	0,0230	7944,0	0,717	0,206
8,45	-9,36	42,84	0,0254	7322,8	0,711	0,0230	9091,6	0,717	0,206
8,89	-9,77	46,29	0,0254	8227,1	0,711	0,0229	10242,5	0,717	0,206
9,25	-10,10	49,75	0,0254	9131,3	0,711	0,0229	11393,7	0,717	0,206

Таблица Д.6 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 2.2

$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$k_{\text{ГТТ}},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_{\text{Г}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Г}}$	$\text{Pr}_{\text{Г}}$	$\lambda_{\text{Н}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Н}}$	$\text{Pr}_{\text{Н}}$	$B$
-0,94	-0,26	11,81	0,0251	1116,6	0,712	0,0233	1305,7	0,716	0,248
2,50	-3,67	17,83	0,0252	2209,6	0,712	0,0232	2641,8	0,716	0,233
4,36	-5,47	22,94	0,0253	3295,5	0,712	0,0231	3987,1	0,716	0,228
5,70	-6,75	27,32	0,0253	4376,0	0,712	0,0230	5339,6	0,716	0,223
6,70	-7,71	31,31	0,0253	5453,3	0,712	0,0230	6696,5	0,717	0,219
7,53	-8,50	34,92	0,0254	6527,3	0,711	0,0230	8057,5	0,717	0,216
8,23	-9,15	38,29	0,0254	7599,1	0,711	0,0230	9421,5	0,717	0,213
8,65	-9,55	42,09	0,0254	8673,4	0,711	0,0229	10782,3	0,717	0,214
9,09	-9,95	45,49	0,0254	9744,8	0,711	0,0229	12147,0	0,717	0,214
9,44	-10,28	48,90	0,0254	10815,8	0,711	0,0229	13512,1	0,717	0,214

Таблица Д.7 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 2.3

$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$k_{\text{ГТТ}},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_{\text{Г}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Г}}$	$\text{Pr}_{\text{Г}}$	$\lambda_{\text{Н}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Н}}$	$\text{Pr}_{\text{Н}}$	$B$
-0,86	-0,34	11,73	0,0251	1116,3	0,712	0,0233	1306,1	0,716	0,246
2,57	-3,73	17,73	0,0252	2209,1	0,712	0,0232	2642,4	0,716	0,232
4,42	-5,53	22,82	0,0253	3294,9	0,712	0,0231	3987,9	0,716	0,226
5,76	-6,81	27,18	0,0253	4375,2	0,712	0,0230	5340,7	0,716	0,222
6,76	-7,76	31,16	0,0253	5452,3	0,712	0,0230	6697,7	0,717	0,218
7,59	-8,55	34,76	0,0254	6526,3	0,711	0,0230	8058,9	0,717	0,215
8,28	-9,20	38,11	0,0254	7597,9	0,711	0,0230	9423,1	0,717	0,212
8,70	-9,59	41,90	0,0254	8672,1	0,711	0,0229	10784,0	0,717	0,213
9,14	-10,00	45,28	0,0254	9743,3	0,711	0,0229	12148,9	0,717	0,213
9,49	-10,33	48,68	0,0254	10814,2	0,711	0,0229	13514,2	0,717	0,213

Таблица Д.8 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 3.1

$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$k_{\text{ГТТ}},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_{\text{Г}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Г}}$	$\text{Pr}_{\text{Г}}$	$\lambda_{\text{Н}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Н}}$	$\text{Pr}_{\text{Н}}$	$B$
-3,14	1,96	10,41	0,0250	948,6	0,712	0,0234	1093,4	0,716	0,243
0,36	-1,55	15,63	0,0251	1876,7	0,712	0,0232	2213,0	0,716	0,227
2,28	-3,45	20,03	0,0252	2798,4	0,712	0,0232	3341,0	0,716	0,221
3,65	-4,78	23,86	0,0252	3715,5	0,712	0,0231	4475,0	0,716	0,216
4,75	-5,85	27,20	0,0253	4628,7	0,712	0,0231	5614,1	0,716	0,212
5,59	-6,65	30,41	0,0253	5540,2	0,712	0,0231	6755,6	0,716	0,209
6,34	-7,36	33,27	0,0253	6448,8	0,712	0,0230	7900,8	0,717	0,206
6,79	-7,79	36,57	0,0253	7360,0	0,712	0,0230	9042,7	0,717	0,207
7,28	-8,26	39,40	0,0254	8267,6	0,712	0,0230	10189,3	0,717	0,206
7,63	-8,59	42,44	0,0254	9176,4	0,711	0,0230	11334,3	0,717	0,206

Таблица Д.9 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 3.2

$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$k_{\text{ГТТ}},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_{\text{Г}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Г}}$	$\text{Pr}_{\text{Г}}$	$\lambda_{\text{Н}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Н}}$	$\text{Pr}_{\text{Н}}$	$B$
-2,80	1,62	10,13	0,0250	1123,1	0,712	0,0234	1297,4	0,716	0,249
0,66	-1,85	15,26	0,0251	2222,2	0,712	0,0232	2625,5	0,716	0,234
2,56	-3,72	19,60	0,0252	3313,8	0,712	0,0232	3963,4	0,716	0,228
3,91	-5,04	23,37	0,0252	4400,1	0,712	0,0231	5308,3	0,716	0,224
5,00	-6,08	26,67	0,0253	5481,8	0,712	0,0231	6659,2	0,716	0,219
5,83	-6,88	29,82	0,0253	6561,4	0,712	0,0230	8012,9	0,716	0,217
6,57	-7,58	32,65	0,0253	7637,7	0,712	0,0230	9370,9	0,717	0,213
7,01	-8,00	35,89	0,0253	8717,0	0,712	0,0230	10725,1	0,717	0,214
7,50	-8,46	38,69	0,0254	9792,1	0,711	0,0230	12084,8	0,717	0,213
7,84	-8,79	41,68	0,0254	10868,6	0,711	0,0230	13442,6	0,717	0,214

Таблица Д.10 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 3.3

$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$k_{\text{ГТТ}},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_{\text{Г}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Г}}$	$\text{Pr}_{\text{Г}}$	$\lambda_{\text{Н}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Н}}$	$\text{Pr}_{\text{Н}}$	$B$
-2,71	1,53	10,06	0,0250	1122,8	0,712	0,0234	1297,8	0,716	0,248
0,73	-1,92	15,17	0,0251	2221,7	0,712	0,0232	2626,1	0,716	0,233
2,63	-3,79	19,49	0,0252	3313,1	0,712	0,0232	3964,3	0,716	0,227
3,98	-5,10	23,24	0,0252	4399,2	0,712	0,0231	5309,4	0,716	0,222
5,06	-6,14	26,53	0,0253	5480,7	0,712	0,0231	6660,6	0,716	0,218
5,89	-6,93	29,67	0,0253	6560,2	0,712	0,0230	8014,4	0,717	0,215
6,62	-7,63	32,49	0,0253	7636,4	0,712	0,0230	9372,6	0,717	0,212
7,07	-8,06	35,72	0,0254	8715,5	0,712	0,0230	10727,0	0,717	0,213
7,55	-8,51	38,50	0,0254	9790,5	0,711	0,0230	12086,9	0,717	0,212
7,90	-8,84	41,48	0,0254	10866,9	0,711	0,0230	13444,9	0,717	0,213

Таблица Д.11 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 4.1

$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$k_{\text{ГТТ}},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_{\text{Г}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Г}}$	$\text{Pr}_{\text{Г}}$	$\lambda_{\text{Н}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Н}}$	$\text{Pr}_{\text{Н}}$	$B$
-5,23	4,11	9,27	0,0249	954,8	0,712	0,0235	1085,6	0,716	0,245
-1,72	0,52	13,80	0,0250	1888,8	0,712	0,0233	2197,5	0,716	0,228
0,27	-1,46	17,60	0,0251	2815,8	0,712	0,0232	3318,6	0,716	0,221
1,69	-2,87	20,89	0,0252	3738,0	0,712	0,0232	4445,9	0,716	0,215
2,78	-3,94	23,88	0,0252	4656,8	0,712	0,0232	5577,7	0,716	0,211
3,70	-4,83	26,58	0,0252	5572,5	0,712	0,0231	6713,6	0,716	0,208
4,43	-5,54	29,17	0,0253	6486,7	0,712	0,0231	7851,4	0,716	0,205
4,92	-6,01	31,99	0,0253	7402,2	0,712	0,0231	8987,6	0,716	0,206
5,42	-6,49	34,51	0,0253	8314,7	0,712	0,0231	10127,6	0,716	0,205
5,82	-6,87	37,05	0,0253	9227,2	0,712	0,0230	11267,8	0,716	0,204

Таблица Д.12 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 4.2

$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$k_{\text{ГТТ}},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_{\text{Г}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Г}}$	$\text{Pr}_{\text{Г}}$	$\lambda_{\text{Н}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\text{Re}_{\text{Н}}$	$\text{Pr}_{\text{Н}}$	$B$
-4,87	3,74	8,99	0,0249	1130,3	0,712	0,0234	1288,2	0,716	0,251
-1,39	0,20	13,45	0,0250	2236,3	0,712	0,0233	2607,3	0,716	0,235
0,57	-1,76	17,19	0,0251	3334,2	0,712	0,0232	3937,1	0,716	0,227
1,98	-3,15	20,44	0,0252	4426,4	0,712	0,0232	5274,3	0,716	0,222
3,05	-4,20	23,38	0,0252	5514,6	0,712	0,0231	6616,6	0,716	0,218
3,96	-5,08	26,03	0,0252	6599,2	0,712	0,0231	7963,7	0,716	0,215
4,68	-5,78	28,59	0,0253	7682,0	0,712	0,0231	9313,1	0,716	0,212
5,17	-6,24	31,37	0,0253	8766,4	0,712	0,0231	10660,6	0,716	0,213
5,66	-6,72	33,84	0,0253	9847,3	0,712	0,0231	12012,5	0,716	0,212
6,06	-7,09	36,34	0,0253	10928,1	0,712	0,0230	13364,6	0,717	0,212

Таблица Д.13 – Результаты вычислений постоянной  $B$  для модели № 4.3

$t_1', \text{°C}$	$t_2', \text{°C}$	$k_{\text{ГТТ}},$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$	$\lambda_{\text{Г}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$	$\text{Re}_{\text{Г}}$	$\text{Pr}_{\text{Г}}$	$\lambda_{\text{Н}},$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$	$\text{Re}_{\text{Н}}$	$\text{Pr}_{\text{Н}}$	$B$
-4,78	3,64	8,92	0,0249	1130,0	0,712	0,0234	1288,6	0,716	0,249
-1,31	0,12	13,37	0,0250	2235,8	0,712	0,0233	2608,0	0,716	0,233
0,64	-1,84	17,09	0,0251	3333,4	0,712	0,0232	3938,1	0,716	0,226
2,05	-3,22	20,32	0,0252	4425,4	0,712	0,0232	5275,5	0,716	0,221
3,12	-4,27	23,25	0,0252	5513,5	0,712	0,0231	6618,0	0,716	0,217
4,02	-5,14	25,90	0,0252	6597,9	0,712	0,0231	7965,3	0,716	0,214
4,74	-5,84	28,44	0,0253	7680,5	0,712	0,0231	9315,0	0,716	0,211
5,23	-6,30	31,21	0,0253	8764,7	0,712	0,0231	10662,7	0,716	0,212
5,72	-6,77	33,67	0,0253	9845,5	0,712	0,0230	12014,9	0,716	0,211
6,11	-7,15	36,16	0,0253	10926,2	0,712	0,0230	13367,2	0,717	0,211

## Приложение Е – Расчет постоянной $C$ для уравнения Эйлера

Используя выражение из раздела 4 (4.16) определим постоянную  $B$ .

$$C = \frac{\Delta p}{(Z + 1) \text{Re}^{-0,25} \rho v^2}; \quad (\text{E.1})$$

где  $\text{Re}$  – критерий Рейнольдса;

$\rho$  – плотность потока воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  – средняя скорость потока в узком сечении пучка, м/с;

$Z$  – число рядов труб в пучке;

Основные геометрические характеристики исследуемых теплообменных аппаратов представлены в таблице Е.1. Основные аэродинамические характеристики полученные в результате моделирования представлены в Приложении Б. Результаты расчета постоянной  $C$  для каждого потока воздуха всех модели теплообменного аппарата представлены в таблицах Е.2 – Е. 13.

Таблица Е.1 – Геометрические характеристики исследуемых вариантов теплообменных аппаратов

Номер модели теплообменника, №	Номер исполнения модели, №	$a$	$b$	$s_2'$ , мм	$s$ , мм	$Z$	$f$ , м <sup>2</sup>
Модель 1	1	3,375	3,375	19,09	10	11	0,0322
	2	4,000	3,375	20,93	10	11	0,0348
	3	4,000	4,000	22,63	10	9	0,0348
Модель 2	1	3,375	3,375	19,09	5	11	0,0289
	2	4,000	3,375	20,93	5	11	0,0315
	3	4,000	4,000	22,63	5	9	0,0315
Модель 3	1	3,375	3,375	19,09	3	11	0,0258
	2	4,000	3,375	20,93	3	11	0,0284
	3	4,000	4,000	22,63	3	9	0,0284
Модель 4	1	3,375	3,375	19,09	2	11	0,0220
	2	4,000	3,375	20,93	2	11	0,0245
	3	4,000	4,000	22,63	2	9	0,0245

Примечание. Пример обозначения номера теплообменного аппарата: «Теплообменный аппарат №1.2» (1 – номер модели, 2 – номер исполнения).

Таблица Е.2 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 1.1

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
2,81	0,031	1,23	0,79	928,4	3,63	1,7
9,53	0,063	1,22	1,59	1839,4	3,10	1,7
19,43	0,094	1,22	2,38	2750,4	2,81	1,7
32,28	0,125	1,22	3,17	3654,7	2,63	1,7
47,68	0,155	1,21	3,97	4555,6	2,49	1,7
65,29	0,186	1,21	4,76	5454,0	2,37	1,7
85,09	0,217	1,21	5,56	6350,3	2,28	1,7
106,89	0,248	1,21	6,35	7245,4	2,19	1,7
130,57	0,279	1,21	7,14	8139,3	2,12	1,7
157,28	0,310	1,21	7,94	9038,8	2,06	1,7
Приточный поток воздуха						
3,60	0,035	1,36	0,79	1119,4	4,19	2,0
12,22	0,070	1,37	1,59	2261,6	3,53	2,0
24,85	0,106	1,38	2,38	3403,8	3,19	2,0
40,93	0,141	1,38	3,17	4554,7	2,95	2,0
59,96	0,177	1,38	3,97	5710,3	2,76	2,0
81,54	0,212	1,38	4,76	6869,2	2,60	2,0
105,57	0,248	1,38	5,56	8030,8	2,47	1,9
131,75	0,284	1,39	6,35	9194,2	2,36	1,9
159,77	0,319	1,39	7,14	10359,1	2,26	1,9
187,52	0,355	1,39	7,94	11516,5	2,15	1,9

Таблица Е.3 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 1.2

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
2,43	0,031	1,23	0,74	1099,5	3,67	1,8
8,16	0,063	1,22	1,47	2178,5	3,09	1,8
16,58	0,094	1,22	2,21	3257,5	2,80	1,8
27,39	0,125	1,22	2,94	4328,9	2,60	1,8
40,45	0,155	1,21	3,68	5396,1	2,46	1,8
55,61	0,186	1,21	4,41	6460,4	2,36	1,8
72,78	0,217	1,21	5,15	7522,3	2,27	1,8
91,89	0,248	1,21	5,88	8582,8	2,19	1,8
112,88	0,279	1,21	6,62	9641,9	2,13	1,8
135,71	0,309	1,21	7,35	10707,5	2,08	1,8
Приточный поток воздуха						
2,58	0,035	1,37	0,74	1327,8	3,50	1,8
8,72	0,070	1,37	1,47	2682,3	2,93	1,8
17,74	0,106	1,38	2,21	4036,8	2,65	1,8
29,38	0,141	1,38	2,94	5401,5	2,46	1,8
43,45	0,177	1,38	3,68	6771,7	2,33	1,8
59,83	0,212	1,38	4,41	8145,7	2,22	1,8
78,41	0,248	1,38	5,15	9522,9	2,14	1,8
99,10	0,284	1,39	5,88	10902,2	2,07	1,8
121,85	0,320	1,39	6,62	12283,2	2,01	1,8
146,54	0,355	1,39	7,35	13655,6	1,95	1,8

Таблица Е.4 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 1.3

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
1,83	0,031	1,23	0,74	1099,2	2,76	1,6
6,14	0,062	1,22	1,47	2178,1	2,33	1,6
12,79	0,094	1,22	2,21	3257,0	2,16	1,6
21,17	0,125	1,22	2,94	4328,2	2,01	1,6
31,43	0,155	1,21	3,68	5395,3	1,92	1,6
43,54	0,186	1,21	4,41	6459,5	1,84	1,7
57,10	0,217	1,21	5,15	7521,4	1,78	1,7
72,13	0,248	1,21	5,88	8581,7	1,72	1,7
88,66	0,279	1,21	6,62	9640,8	1,67	1,7
106,46	0,309	1,21	7,35	10706,3	1,63	1,7
Приточный поток воздуха						
2,28	0,035	1,37	0,74	1328,1	3,09	1,9
7,60	0,070	1,37	1,47	2682,8	2,56	1,8
15,50	0,106	1,38	2,21	4037,5	2,31	1,8
25,76	0,141	1,38	2,94	5402,3	2,16	1,9
38,13	0,177	1,38	3,68	6772,7	2,04	1,9
52,42	0,212	1,38	4,41	8146,8	1,95	1,9
68,70	0,248	1,38	5,15	9524,2	1,87	1,9
86,53	0,284	1,39	5,88	10903,6	1,80	1,8
105,93	0,320	1,39	6,62	12284,7	1,74	1,8
126,83	0,355	1,39	7,35	13657,2	1,69	1,8

Таблица Е.5 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 2.1

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
3,78	0,032	1,24	0,88	943,0	3,90	1,8
12,67	0,063	1,23	1,77	1865,9	3,29	1,8
25,72	0,094	1,23	2,65	2782,8	2,97	1,8
42,50	0,125	1,22	3,54	3695,0	2,77	1,8
62,74	0,156	1,22	4,42	4604,4	2,62	1,8
86,25	0,187	1,22	5,31	5511,1	2,51	1,8
112,88	0,218	1,22	6,19	6415,8	2,41	1,8
142,54	0,249	1,22	7,08	7322,8	2,33	1,8
175,09	0,280	1,22	7,96	8227,1	2,27	1,8
210,47	0,311	1,22	8,85	9131,3	2,21	1,8
Приточный поток воздуха						
3,97	0,035	1,35	0,88	1100,5	3,75	1,8
13,40	0,070	1,36	1,77	2226,9	3,14	1,8
27,30	0,105	1,37	2,65	3361,3	2,84	1,8
45,24	0,140	1,37	3,54	4501,8	2,64	1,8
66,92	0,176	1,37	4,42	5646,0	2,49	1,8
92,14	0,211	1,37	5,31	6793,7	2,38	1,8
120,76	0,246	1,38	6,19	7944,0	2,29	1,8
152,62	0,282	1,38	7,08	9091,6	2,21	1,8
187,64	0,317	1,38	7,96	10242,5	2,15	1,8
225,71	0,353	1,38	8,85	11393,7	2,09	1,8

Таблица Е.6 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 2.2

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
3,01	0,032	1,24	0,81	1116,6	3,68	1,8
10,08	0,063	1,23	1,63	2209,6	3,10	1,8
20,46	0,094	1,23	2,44	3295,5	2,80	1,8
33,80	0,125	1,22	3,25	4376,0	2,61	1,8
49,89	0,156	1,22	4,07	5453,3	2,47	1,8
68,59	0,187	1,22	4,88	6527,3	2,36	1,8
89,77	0,218	1,22	5,69	7599,1	2,27	1,8
113,36	0,249	1,22	6,50	8673,4	2,20	1,8
139,25	0,280	1,22	7,32	9744,8	2,14	1,8
167,38	0,311	1,22	8,13	10815,8	2,08	1,8
Приточный поток воздуха						
3,16	0,035	1,35	0,81	1305,7	3,53	1,8
10,66	0,070	1,36	1,63	2641,8	2,96	1,8
21,72	0,105	1,37	2,44	3987,1	2,67	1,8
35,99	0,140	1,37	3,25	5339,6	2,48	1,8
53,24	0,176	1,37	4,07	6696,5	2,35	1,8
73,31	0,211	1,37	4,88	8057,5	2,24	1,8
96,08	0,247	1,38	5,69	9421,5	2,16	1,8
121,42	0,282	1,38	6,50	10782,3	2,08	1,8
149,28	0,318	1,38	7,32	12147,0	2,02	1,8
179,57	0,353	1,38	8,13	13512,1	1,97	1,8

Таблица Е.7 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 2.3

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
2,46	0,032	1,24	0,81	1116,3	3,01	1,7
8,26	0,063	1,23	1,63	2209,1	2,54	1,7
16,76	0,094	1,23	2,44	3294,9	2,30	1,7
27,69	0,125	1,22	3,25	4375,2	2,14	1,7
40,87	0,156	1,22	4,07	5452,3	2,02	1,7
56,19	0,187	1,22	4,88	6526,3	1,94	1,7
73,54	0,218	1,22	5,69	7597,9	1,86	1,7
92,86	0,249	1,22	6,50	8672,1	1,80	1,7
114,07	0,280	1,22	7,32	9743,3	1,75	1,7
137,12	0,311	1,22	8,13	10814,2	1,71	1,7
Приточный поток воздуха						
2,46	0,035	1,35	0,81	1306,1	2,89	1,7
8,26	0,070	1,36	1,63	2642,4	2,43	1,7
16,76	0,105	1,37	2,44	3987,9	2,19	1,7
27,69	0,140	1,37	3,25	5340,7	2,04	1,7
40,87	0,176	1,37	4,07	6697,7	1,92	1,7
56,19	0,211	1,37	4,88	8058,9	1,84	1,7
73,54	0,247	1,38	5,69	9423,1	1,77	1,7
92,86	0,282	1,38	6,50	10784,0	1,71	1,7
114,07	0,318	1,38	7,32	12148,9	1,66	1,7
137,12	0,353	1,38	8,13	13514,2	1,61	1,7

Таблица Е.8 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 3.1

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
4,72	0,032	1,24	0,99	948,6	3,87	1,8
15,81	0,063	1,24	1,98	1876,7	3,26	1,8
32,08	0,095	1,23	2,97	2798,4	2,95	1,8
53,00	0,126	1,23	3,96	3715,5	2,75	1,8
78,23	0,157	1,23	4,95	4628,7	2,60	1,8
107,54	0,188	1,22	5,94	5540,2	2,49	1,8
140,74	0,219	1,22	6,93	6448,8	2,40	1,8
177,71	0,250	1,22	7,92	7360,0	2,32	1,8
218,29	0,281	1,22	8,91	8267,6	2,25	1,8
262,40	0,312	1,22	9,90	9176,4	2,19	1,8
Приточный поток воздуха						
4,93	0,034	1,35	0,99	1093,4	3,73	1,8
16,65	0,069	1,36	1,98	2213,0	3,13	1,8
33,92	0,105	1,36	2,97	3341,0	2,83	1,8
56,20	0,140	1,36	3,96	4475,0	2,63	1,8
83,15	0,175	1,37	4,95	5614,1	2,48	1,8
114,50	0,210	1,37	5,94	6755,6	2,37	1,8
150,07	0,246	1,37	6,93	7900,8	2,28	1,8
189,66	0,281	1,37	7,92	9042,7	2,20	1,8
233,19	0,316	1,37	8,91	10189,3	2,14	1,8
280,50	0,352	1,37	9,90	11334,3	2,08	1,8

Таблица Е.9 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 3.2

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
3,68	0,032	1,24	0,90	1123,1	3,65	1,8
12,33	0,063	1,23	1,80	2222,2	3,08	1,8
25,02	0,094	1,23	2,70	3313,8	2,78	1,8
41,34	0,126	1,23	3,60	4400,1	2,59	1,8
61,02	0,157	1,23	4,50	5481,8	2,45	1,8
83,89	0,188	1,22	5,41	6561,4	2,35	1,8
109,78	0,219	1,22	6,31	7637,7	2,26	1,8
138,62	0,250	1,22	7,21	8717,0	2,19	1,8
170,28	0,281	1,22	8,11	9792,1	2,12	1,8
204,68	0,312	1,22	9,01	10868,6	2,07	1,8
Приточный поток воздуха						
3,85	0,035	1,35	0,90	1297,4	3,52	1,8
13,00	0,069	1,36	1,80	2625,5	2,95	1,8
26,47	0,105	1,36	2,70	3963,4	2,66	1,8
43,86	0,140	1,37	3,60	5308,3	2,47	1,8
64,89	0,175	1,37	4,50	6659,2	2,34	1,8
89,35	0,210	1,37	5,41	8012,9	2,23	1,8
117,11	0,246	1,37	6,31	9370,9	2,15	1,8
148,01	0,281	1,37	7,21	10725,1	2,08	1,8
181,97	0,317	1,37	8,11	12084,8	2,01	1,8
218,90	0,352	1,38	9,01	13442,6	1,96	1,8

Таблица Е.10 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 3.3

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
3,03	0,032	1,24	0,90	1122,8	3,01	1,7
10,16	0,063	1,23	1,80	2221,7	2,54	1,7
20,61	0,094	1,23	2,70	3313,1	2,29	1,7
34,05	0,126	1,23	3,60	4399,2	2,14	1,7
50,27	0,157	1,23	4,50	5480,7	2,02	1,7
69,11	0,188	1,22	5,41	6560,2	1,93	1,7
90,44	0,219	1,22	6,31	7636,4	1,86	1,7
114,20	0,250	1,22	7,21	8715,5	1,80	1,7
140,28	0,281	1,22	8,11	9790,5	1,75	1,7
168,62	0,312	1,22	9,01	10866,9	1,70	1,7
Приточный поток воздуха						
3,17	0,035	1,35	0,90	1297,8	2,90	1,7
10,71	0,069	1,36	1,80	2626,1	2,43	1,7
21,81	0,105	1,36	2,70	3964,3	2,19	1,7
36,14	0,140	1,37	3,60	5309,4	2,04	1,7
53,46	0,175	1,37	4,50	6660,6	1,93	1,7
73,62	0,210	1,37	5,41	8014,4	1,84	1,7
96,49	0,246	1,37	6,31	9372,6	1,77	1,7
121,94	0,281	1,37	7,21	10727,0	1,71	1,7
149,93	0,317	1,37	8,11	12086,9	1,66	1,7
180,35	0,352	1,38	9,01	13444,9	1,62	1,7

Таблица Е.11 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 4.1

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
6,52	0,032	1,25	1,16	954,8	3,87	1,8
21,85	0,063	1,24	2,33	1888,8	3,26	1,8
44,33	0,095	1,24	3,49	2815,8	2,95	1,8
73,23	0,126	1,23	4,65	3738,0	2,75	1,8
108,10	0,157	1,23	5,81	4656,8	2,60	1,8
148,60	0,189	1,23	6,98	5572,5	2,49	1,8
194,48	0,220	1,23	8,14	6486,7	2,39	1,8
245,56	0,251	1,23	9,30	7402,2	2,32	1,8
301,62	0,282	1,22	10,47	8314,7	2,25	1,8
362,55	0,313	1,22	11,63	9227,2	2,19	1,8
Приточный поток воздуха						
6,79	0,034	1,34	1,16	1085,6	3,74	1,8
22,92	0,069	1,35	2,33	2197,5	3,14	1,8
46,69	0,104	1,36	3,49	3318,6	2,83	1,8
77,36	0,139	1,36	4,65	4445,9	2,63	1,8
114,45	0,174	1,36	5,81	5577,7	2,49	1,8
157,61	0,210	1,36	6,98	6713,6	2,37	1,8
206,57	0,245	1,37	8,14	7851,4	2,28	1,8
261,08	0,280	1,37	9,30	8987,6	2,21	1,8
321,01	0,315	1,37	10,47	10127,6	2,14	1,8
386,17	0,351	1,37	11,63	11267,8	2,08	1,8

Таблица Е.12 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 4.2

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
4,92	0,032	1,24	1,04	1123,1	3,65	1,8
16,48	0,063	1,23	2,08	2222,2	3,08	1,8
33,45	0,094	1,23	3,13	3313,8	2,78	1,8
55,26	0,126	1,23	4,17	4400,1	2,59	1,8
81,58	0,157	1,23	5,21	5481,8	2,45	1,8
112,15	0,188	1,22	6,25	6561,4	2,35	1,8
146,77	0,219	1,22	7,29	7637,7	2,26	1,8
185,33	0,250	1,22	8,33	8717,0	2,19	1,8
227,64	0,281	1,22	9,38	9792,1	2,12	1,8
273,64	0,312	1,22	10,42	10868,6	2,07	1,8
Приточный поток воздуха						
5,15	0,035	1,35	1,04	1297,4	3,52	1,8
17,37	0,069	1,36	2,08	2625,5	2,95	1,8
35,39	0,105	1,36	3,13	3963,4	2,66	1,8
58,64	0,140	1,37	4,17	5308,3	2,47	1,8
86,75	0,175	1,37	5,21	6659,2	2,34	1,8
119,46	0,210	1,37	6,25	8012,9	2,23	1,8
156,57	0,246	1,37	7,29	9370,9	2,15	1,8
197,87	0,281	1,37	8,33	10725,1	2,08	1,8
243,28	0,317	1,37	9,38	12084,8	2,01	1,8
292,65	0,352	1,38	10,42	13442,6	1,96	1,8

Таблица Е.13 – Результаты вычислений постоянной  $C$  для модели № 4.3

$\Delta p$ , Па	$G$ , кг/с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$v$ , м/с	Re	Eu	$C$
Вытяжной поток воздуха						
4,05	0,032	1,24	1,04	1122,8	3,01	1,7
13,58	0,063	1,23	2,08	2221,7	2,53	1,7
27,55	0,094	1,23	3,13	3313,1	2,29	1,7
45,53	0,126	1,23	4,17	4399,2	2,14	1,7
67,21	0,157	1,23	5,21	5480,7	2,02	1,7
92,39	0,188	1,22	6,25	6560,2	1,93	1,7
120,91	0,219	1,22	7,29	7636,4	1,86	1,7
152,68	0,250	1,22	8,33	8715,5	1,80	1,7
187,54	0,281	1,22	9,38	9790,5	1,75	1,7
225,43	0,312	1,22	10,42	10866,9	1,70	1,7
Приточный поток воздуха						
4,24	0,035	1,35	1,04	1297,8	2,90	1,7
14,31	0,069	1,36	2,08	2626,1	2,43	1,7
29,16	0,105	1,36	3,13	3964,3	2,19	1,7
48,31	0,140	1,37	4,17	5309,4	2,04	1,7
71,47	0,175	1,37	5,21	6660,6	1,93	1,7
98,42	0,210	1,37	6,25	8014,4	1,84	1,7
129,00	0,246	1,37	7,29	9372,6	1,77	1,7
163,03	0,281	1,37	8,33	10727,0	1,71	1,7
200,44	0,317	1,37	9,38	12086,9	1,66	1,7
241,11	0,352	1,38	10,42	13444,9	1,62	1,7

## Приложение Ж – Патент на изобретение

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2799743

**Способ крепления тепловых труб в трубной доске**Патентообладатель: *Акционерное общество "ОКБ-Планета" (RU)*Авторы: *Тимофеев Александр Васильевич (RU), Романов Игорь Владимирович (RU), Михайлов Александр Иванович (RU), Игнатьев Роман Николаевич (RU)*

Заявка № 2022128982

Приоритет изобретения 08 ноября 2022 г.

Дата государственной регистрации  
в Государственном реестре изобретений  
Российской Федерации 11 июля 2023 г.Срок действия исключительного права  
на изобретение истекает 08 ноября 2042 г.Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



**Приложение И – Акты внедрения результатов диссертационной работы**

Большая Московская ул., д.13а, пом. 1н,  
г. Великий Новгород, 173004  
тел./факс (8162) 693-092  
www.okbplaneta.ru,  
e-mail: secretary@okbplaneta.ru  
ОКПО11810446, ОГРН 1025300800579  
ИНН 5321031176, КПП 532101001

**АКТ****о внедрении результатов диссертационной работы**

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационной работы аспиранта Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета Тимофеева Александра Васильевича, **«Повышение эффективности теплообменников с тепловыми трубами для систем вентиляции и кондиционирования воздуха»** представленные на соискание ученой степени кандидата технических наук, использованы в **Акционерном обществе «ОКБ-Планета»** в практике проектирования теплообменных аппаратов с тепловыми трубами – методы, алгоритмы и программы расчета используются техническими специалистами при моделирования процессов теплообмена в системах вентиляции и кондиционирования воздуха с использованием рекуперативных теплообменных аппаратов с тепловыми трубами.

Заместитель генерального директора  
по научно-техническому развитию –  
Главный конструктор



А.Н. Стукалов

**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**  
Простор по образовательной деятельности  
ФГБОУ ВО СПбГАСУ,

С.В. Михайлов

18 марта 2024 г.

**АКТ**

о практическом использовании научных результатов  
кандидатской диссертации Тимофеева Александра Васильевича в учебном процессе СПбГАСУ

Мы, нижеподписавшиеся, заведующий кафедрой Теплогазоснабжения и вентиляции (ТГВ), канд. физ.-мат. наук, доцент Пономарев Н.С., д-р техн. наук, профессор Уляшева В.М. и канд. техн. наук, доцент Пухкал В.А. составили настоящий акт о том, что научные результаты кандидатской диссертационной работы Тимофеева Александра Васильевича на тему: Повышение эффективности теплообменников с тепловыми трубами для систем вентиляции и кондиционирования воздуха:

- рекомендации по применению теплообменников с тепловыми трубами в приточно-вытяжных системах вентиляции и кондиционирования воздуха;
- данные экспериментальных исследований и численного анализа теплообменников с тепловыми трубами;
- зависимости тепловой мощности, эффективности и аэродинамического сопротивления рекуператоров с тепловыми трубами для приточно-вытяжных систем вентиляции от шага ребрения и высоты ребра, применяемые в инженерных расчётах устройств рекуперации теплоты для систем вентиляции и кондиционирования воздуха,

используются, начиная с 2023/2024 учебного года, в учебном процессе на кафедре Теплогазоснабжения и вентиляции в лекционном курсе дисциплин:

1. «Проектирование систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 08.03.01 Строительство, профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция» (уровень бакалавриата);
2. «Вентиляция» и «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника (уровень бакалавриата);
3. «Специальные разделы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 08.04.01 Строительство, профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция» (уровень магистратуры);
4. «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника, профиль «Энергообеспечение предприятий» (уровень магистратуры).

Зав. кафедрой, канд. физ.-мат. наук, доцент:

Н.С. Пономарев

18.03.2024 г.