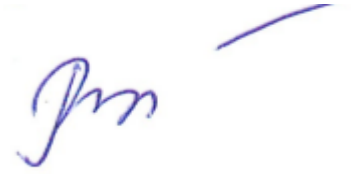


На правах рукописи



РЫДАЛИНА Наталья Владимировна

**ТЕПЛООТДАЧА И ГИДРОДИНАМИКА В
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ С ПОРИСТЫМИ
ВСТАВКАМИ**

Специальность: 1.3.14.

Теплофизика и теоретическая теплотехника

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Тюмень – 2024

Работа выполнена на кафедре промышленной теплоэнергетики Федерального бюджетного государственного образовательного учреждения высшего образования «Тюменский индустриальный университет» (ФБГОУ ВО «ТИУ»)

Научный руководитель: **Степанов Олег Андреевич**
доктор технических наук, профессор

**Официальные
оппоненты:** **Житомирский Борис Леонидович**
доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры термодинамики и
тепловых двигателей, ФГАОУ ВО
«Российский государственный университет
нефти и газа (национальный
исследовательский университет) имени И. М.
Губкина»

Арзамасцев Алексей Геннадьевич
кандидат физико-математических наук, доцент
кафедры промышленной теплоэнергетики,
ФГБОУ ВО «Липецкий государственный
технический университет»,

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования «Казанский национальный
исследовательский технический университет
им. А.Н.Туполева-КАИ», г. Казань

Защита диссертации состоится «3» апреля 2024 г. в 15.00 на заседании диссертационного совета 24.2.418.02 при ФГАОУ ВО «Тюменский государственный университет» по адресу: 625003, г. Тюмень, ул. Перекопская, 15 а, ауд. 410.

Тел.: +7 (922) 261-65-41

E-mail: rydalinanv@tyuiu.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО «Тюменский государственный университет» и на сайте: <https://diss.utmn.ru/sovet/diss-sovet-212-274-10/zashchita/>

Автореферат разослан « ___ » _____ 2024 г.

*Учёный секретарь
диссертационного совета 24.2.418.02
доктор физико-математических наук*



Удовиченко Сергей Юрьевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Необходимость создания компактных и эффективных теплообменных аппаратов способствует поиску новых способов повышения теплообмена. Одним из современных и эффективных способов повышения теплообмена является использование в конструкциях теплообменных аппаратов пористых металлов. Пористые металлы хорошо зарекомендовали себя при использовании в теплообменных системах газотурбинных и ракетных двигателей, системах лазерных зеркал, ядерных реакторах и других подобных системах. Эффективное использование пористых структур стало возможным благодаря значительному увеличению площади теплообмена и коэффициента теплоотдачи, а также исследованиям теплогидравлических характеристик пористых структур, проведенных такими учеными как Белов С. В., Генбач А. А., Горда В. П., Гортышов Ю. Ф., Губкин А. С., Леонтьев А. И., Дударовская О. Г., Зейгарник Ю. А., Ильющенко А. Ф., Данилов В. А., Ишкова З. А., Кирсанов Ю. А., Машуков Х. М., Осипов С. Н., Пелевин Ф. В., Пономарев А. В., Попов И. А., Полежаев Ю. В., Хохлов М. А., Robone A. A., Yang X., Lu X., John L., Soto C. и др.

Использование в теплообменных аппаратах пористых металлов пока не нашло своего широкого распространения. Процессы теплообмена в пористых металлах достаточно сложны, виды пористых структур весьма разнообразны. У каждого автора свой подход к описанию тепловых процессов в пористых вставках, проведению экспериментов и обобщению экспериментальных данных. Вместе с тем применение пористых металлов в конструкциях теплообменных аппаратов является одним из перспективных способов интенсификации теплообмена.

Следовательно, исследование теплообмена, гидродинамики, а также разработка расчетной физико-математической модели и методики проведения теплового расчета теплообменного аппарата с использованием в конструкции пористых металлов из алюминия хаотичной структуры при течении по ним фреона, может служить основой в проведении инженерных расчетов, является актуальной задачей.

Цель работы. Исследование и обобщение параметров теплообмена при течении фреона в поровых каналах и разработка на их основе метода теплогидравлического расчета теплообменных аппаратов с пористыми вставками.

Задачи исследования:

1. Провести анализ существующих пористых структур, изучить возможность, целесообразность их использования в теплообменных аппаратах, провести анализ теплогидродинамических исследований пористых структур.

2. Провести экспериментальное исследование коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в пористых вставках из алюминия хаотичной структуры при течении по ним фреона.

3. Обобщить результаты экспериментальных исследований и разработать рекомендации по расчету коэффициента теплоотдачи, вязкостного и инерционного коэффициентов гидравлического сопротивления.

4. Разработать физико-математическую модель и методику теплогидравлического расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками.

Научная новизна работы состоит в следующем:

1. На основе обобщения экспериментальных данных получено критериальное уравнение теплоотдачи и зависимости для коэффициентов гидравлического сопротивления при течении фреона по пористой вставке из алюминия хаотичной структуры, учитывающие свойства теплоносителя, режимные параметры потока и геометрические параметры вставок.

2. На основе полученного критериального уравнения теплоотдачи и зависимостей для вязкостного и инерционного коэффициентов гидравлического сопротивления, разработана физико-математическая модель расчета параметров теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры и методика теплогидравлического расчета.

3. Определен уровень тепловой эффективности и величина гидравлических потерь при использовании в конструкции кожухотрубного теплообменного аппарата пористых вставок из алюминия хаотичной структуры.

Практическая значимость работы.

Разработанная методика проведения теплового и гидравлического расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры, на основе полученных критериального уравнения теплоотдачи и зависимостей для коэффициентов гидравлического сопротивления, позволяет проводить тепловой расчет в теплообменниках со вставками из пористых металлов, учитывая свойства теплоносителя, режимные параметры потока, пористость и индивидуальные геометрические параметры вставок.

Предложено использовать кожухотрубные теплообменники с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры для установок в системах, где может быть использован замкнутый контур течения чистых теплоносителей при небольших скоростях. Примером такого использования могут служить чиллерные установки для создания комфортного микроклимата в жилых, административных и производственных помещениях. Теплообменные аппараты рассматриваемого типа можно применять также в технологических процессах пищевой и химической промышленности.

Пористые вставки из алюминия хаотичной структуры для интенсификации теплообмена были применены для теплообменников,

охлаждающих воду, в производственном процессе в АО МПБК «Очаково» филиал г. Тюмени (акт внедрения от 23.06.2023). Применение пористых вставок в теплообменном оборудовании позволило уменьшить габариты теплообменников, а также охлаждать воду до необходимой температуры в непрерывном производственном процессе.

Достоверность защищаемых положений обеспечивается использованием в экспериментальных исследованиях лабораторного стенда с современными, высокоточными контрольно-измерительными приборами и поверенными средствами измерений при проведении экспериментальных исследований; использованием при проведении теоретического исследования основных теоретических положений теории тепломассообмена; согласованностью аналитических расчетных данных с результатами проведенных экспериментов.

Личный вклад автора состоит в проведении лабораторных исследований и обработке полученных результатов при его непосредственном участии; в самостоятельном предложении развития модели теплообмена в пористых структурах и адаптации ее к рассматриваемым в ходе лабораторных исследований теплообменникам; проверке соответствия результатов расчетов, проводимых по полученным математическим моделям, результатам экспериментальных данных; разработке методики расчета теплообменных аппаратов с пористыми вставками; проведение технико-экономического обоснования возможности применения пористых металлов в теплообменных аппаратах; автором подготовлены публикации и отчеты по выполненной работе.

Положения, выносимые на защиту:

1. Результаты экспериментальных исследований параметров теплообмена в пористых металлах из алюминия при фильтрации фреона.
2. Критериальное уравнение теплоотдачи и зависимости для вязкостного и инерционного коэффициента гидравлических сопротивлений при течении фреона по пористой вставке из алюминия хаотичной структуры.
3. Физико-математическая модель расчета параметров теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры на основе полученных критериального уравнения теплоотдачи, вязкостного и инерционного коэффициентов гидравлического сопротивления.
4. Методика теплогидравлического расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры.

Соответствие работы паспорту специальности 1.3.14 «Теплофизика и теоретическая теплотехника» (технические науки), по следующим пунктам: п. 1. Экспериментальные исследования термодинамических и переносных свойств чистых веществ и их смесей в широкой области параметров состояния; п. 9. Разработка научных основ и создание методов интенсификации процессов тепло- и массообмена и тепловой защиты.

Апробация работы. Результаты работы были доложены и обсуждены на следующих конференциях и семинарах:

1. Международная научная конференция «Энергетика, экология и строительство» (International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering, EECE-2018), г. Санкт-Петербург, 21 ноября, 2018;

2. Международная научная конференция «Энергетика, экология и строительство» (EECE-2019), г. Санкт-Петербург, 19–20 ноября, 2019;

3. Национальная с международным участием научно-практическая конференция студентов, аспирантов, ученых и специалистов «Энергосбережение и инновационные технологии в топливно-энергетическом комплексе», г. Тюмень, 19 декабря, 2018;

4. Национальная с международным участием научно-практическая конференция студентов, аспирантов, ученых и специалистов «Энергосбережение и инновационные технологии в топливно-энергетическом комплексе», г. Тюмень, 18-20 декабря, 2019;

5. Научно - практическая Конференция ученых России и Хорватии, г. Москва, 4-5 октября, 2019;

6. Национальная научно-практическая конференция с международным участием «Нефть и газ: технологии и инновации», г. Тюмень, 7-8 ноября, 2019

7. Международная конференция «Инновационное развитие нефтегазовой отрасли, современная энергетика и их актуальные проблемы», г. Ташкент, 26 мая, 2020;

8. V Международная научно-практическая конференция «Производственные технологии будущего: от создания к внедрению», г. Комсомольск-на-Амуре, 6–11 декабря, 2021;

9. VI Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы научного знания. Новые технологии ТЭК-2022», г. Сургут, 22 апреля, 2022;

10. Международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Новые технологии – нефтегазовому региону» г. Тюмень, 17–19 мая, 2022;

11. X Школа-семинар молодых ученых «Трансформация нефтегазового комплекса 2030», г. Тюмень, 23-25 мая, 2023.

Публикации. Результаты исследований представлены в 20 научных статьях, две из которых опубликованы в журналах, включенных в перечень рецензируемых научных изданий ВАК РФ[1,2], семь статей в изданиях, индексируемых в международных базах Web of Science, Scopus [3-9], десять статей в других изданиях[10-20].

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложения. Имеет общий объем 120 стр., включающих 38 рисунков, 16 таблиц, список литературы, включающий 126 источников.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведена общая характеристика работы и обоснована актуальность исследования, определены цель и задачи исследования, показана научная новизна и практическая значимость исследования, приведены основные положения, выносимые на защиту.

Первая глава посвящена анализу состояния изученности вопроса использования пористых металлов в конструкциях теплообменных аппаратов. Проведен анализ исследований, в которых рассмотрены виды и способы получения пористых металлов, конструктивные предложения по использованию в теплообменниках, а также исследований по изучению теплогидродинамических характеристик пористых структур. Разработками в данной области занимались такие ученые как С. В. Белов, А. А. Генбач, Ю. Ф. Гортышов, А. Ф. Ильющенко, З. А. Ишкова, Ю. А. Кирсанов, С. Н. Осипов, Ф. В. Пелевин, А. В. Пономарев, И. А. Попов, М. А. Хохлов, А. А. Robone, X. Yang, C. Soto и др.

В пункте 1.1 проведен обзор способов получения и видов пористых металлов.

В пункте 1.2 проведен анализ существующих конструктивных предложений, в которых используются пористые металлы и рассмотрены принципы их работы.

В пункте 1.3 проведен обзор исследований, посвященных изучению основных принципов теплового и гидравлического расчета теплообменников, в конструкции которых использованы пористые металлы.

Анализ рассмотренных теплогидродинамических моделей свидетельствует о том, что все они предложены при определенных допущениях. Кроме того, каждая из составленных моделей является применимой в строго определённых типах теплообменных аппаратов. Можно отметить отсутствие физико-математической модели параметров теплообменного аппарата с пористыми вставками хаотичной структуры. В результате проведенного обзора сформулированы цели и задачи исследования.

Вторая глава посвящена описанию методики проведения лабораторных исследований и обработке полученных результатов. Сделаны выводы о возможности использования в конструкциях теплообменных аппаратов пористых вставок из алюминия с целью повышения эффективности теплообмена.

В пункте 2.1 описывается объект исследования, принципиальная схема лабораторного стенда и принцип его работы.

Объектом экспериментального исследования является пористые вставки из алюминия хаотичной структуры, по которым движется охлаждающий теплоноситель фреон R404a. Пористые вставки установлены в трактах теплообменных аппаратов. Перед поступлением в теплообменный

аппарат фреон дросселируется и поступает в теплообменники в газообразном состоянии.

Пористые цилиндры из алюминия имеют диаметр 49 мм, высоту 50 мм. Пористость вставок – П, рассматривается как отношение объема пор ко всему объему материала. Пористость рассматриваемых образцов определена методом взвешивания и составила 0,47, 0,49 и 0,62. Средний диаметр пор в образцах составил 0,86 мм, 1,12 мм и 1,89 мм соответственно.

Экспериментальные исследования проводились на стенде, схема которого представлена на рис.1.

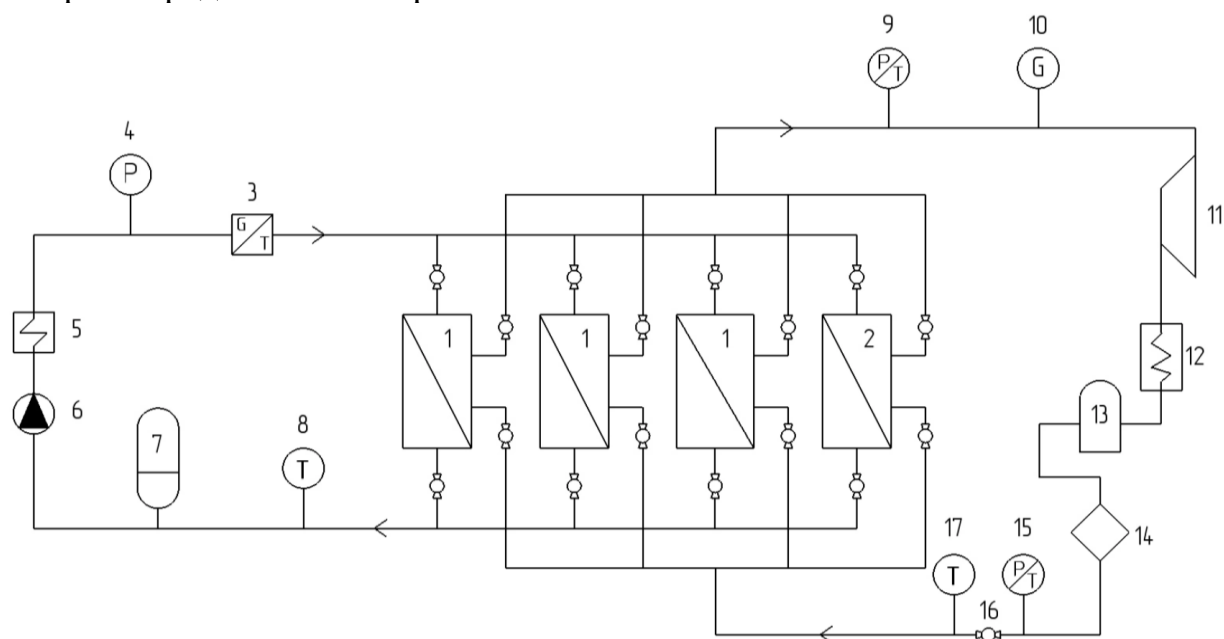


Рисунок 1. Экспериментальный стенд: 1 - теплообменники с пористым металлом; 2 - теплообменник без пористых вставок; 3 – контрольно-измерительное устройство (G - расход воды, t – температура воды); 4 – манометр; 5 - водогрейный котел; 6 – насос; 7 - бак расширительный; 8 - датчик температуры; 9 – манометр (P - давление фреона; t – температура фреона); 10 – расходомер (G - расход фреона); 11 – компрессор; 12 – конденсатор; 13 – ресивер; 14 – фильтр влагоотделитель; 15 – манометр (P – давление фреона; t – температура фреона); 16 – дроссель; 17 – датчик температуры

На экспериментальном стенде установлены три теплообменника с пористыми вставками 1 и один теплообменник без пористых материалов 2. Теплообменники являются противоточными: по центральным медным трубкам течет вода, а в обратном направлении через поры вставок движется фреон. Движение воды осуществляется под действием насоса. В контуре с водой имеется котел 5, который позволяет при необходимости нагревать воду. Таким образом, на установке созданы два контура: один - для циркуляции воды, второй – для циркуляции фреона. Каждый контур оборудован контрольно-измерительными устройствами, позволяющими измерять температуру, давление на входе и выходе в теплообменник, а также расход теплоносителей. Вентили, которыми оборудован каждый контур,

позволяют менять рабочие участки и следить за работой. На рис. 2. показано как выглядит стенд.

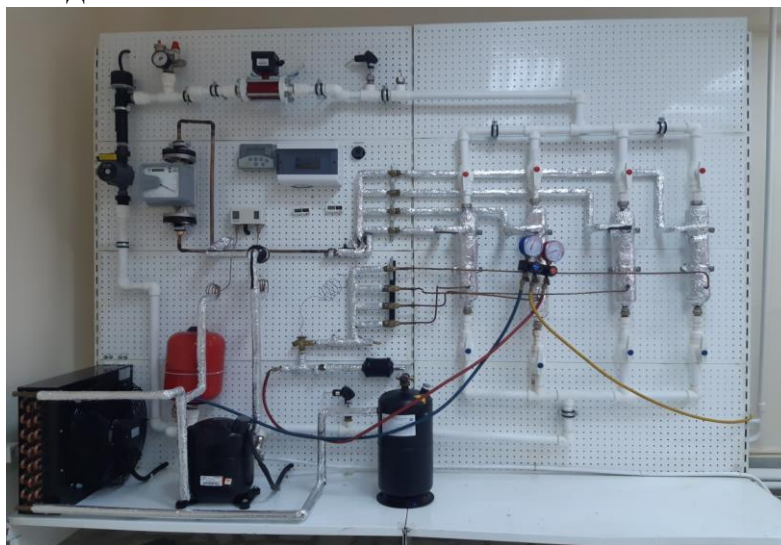


Рисунок 2. Экспериментальный стенд

В работе исследовались 4 типа теплообменных аппарата, три из которых со вставками пористостью 0,47, 0,49 и 0,62 соответственно. В четвертом теплообменнике пористое наполнение отсутствует. Внутри каждого теплообменного аппарата с пористыми вставками имеется по четыре пористых цилиндра с одинаковой пористостью. В каждом цилиндре имеется 19 отверстий по 6 мм для вставки трубок, по которым протекает охлаждаемый теплоноситель (рис. 3)



Рисунок 3. Внутренняя часть теплообменного аппарата из алюминия с пористым наполнением

Каждый из теплообменных аппаратов хорошо изолирован

В пункте 2.2 произведена оценка погрешностей, возникающих в ходе эксперимента и их влияние на вычисление тепловой нагрузки. Величина случайной ошибки составила 4,95%, что является адекватным результатом.

Пункт 2.3 посвящен оценке тепловой мощности теплообменных аппаратов при стационарном режиме работы и обработка полученных результатов. Эксперимент заключался в многократной фиксации измеряемых величин теплоносителей (температура и расход) при различных расходах.

По результатам проведенных экспериментов полученные данные были сгруппированы и обработаны при помощи программы Excel. Для сравнительной оценки тепловой нагрузки каждого теплообменного аппарата в зависимости от величины расхода, использован метод корреляционного анализа.

Результаты проведенных экспериментов и полученные линии тренда, построенные на основе полученных уравнений регрессии, представлены на рис. 4.

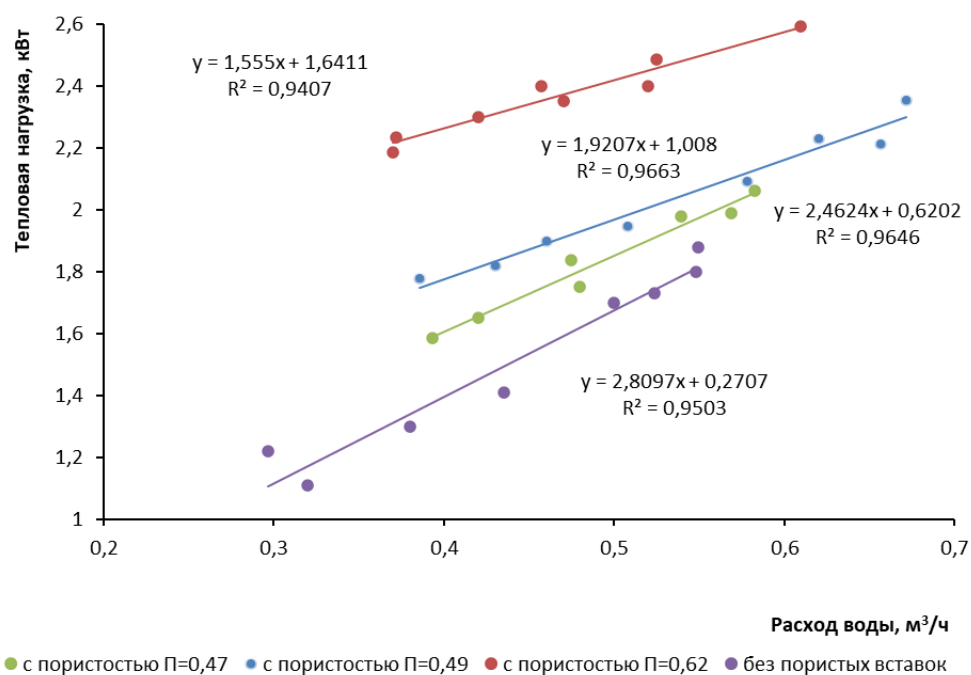


Рисунок 4. Тепловая мощность теплообменников при первом режиме работы системы подачи воды

Аналогичный график построен по результатам экспериментов при втором режиме работы насоса для объемных расходов воды 0,4–1,2 м³/ч.

Проведена проверка адекватности полученных уравнений, осуществленная по среднему коэффициенту аппроксимации. Значения средней ошибки аппроксимации во всех проведенных опытах не превышает порогового значения 10%, что подтверждает качество составленных уравнений регрессии.

По полученным результатам выявлено, что наибольшее количество теплоты соответствует вставке с наибольшей пористостью $\Pi=0,62$. Также очевидно, что обычный кожухотрубный теплообменник (без пористых вставок) характеризуется наименьшим количеством теплоты. Следует отметить, что аппарат с пористостью 0,62 имеет большую тепловую мощность по сравнению с аппаратами, имеющими вставки с пористостью 0,47 и 0,49. Установлено, что уровень тепловой эффективности в теплообменниках с пористыми вставками составил 1,3–2 раза по сравнению с гладкотрубным теплообменником.

Пункт 2.4. посвящен описанию методики обработки полученных экспериментальных данных для изучения теплоотдачи от поверхности поровых каналов фреону.

Для получения количественной закономерности теплоотдачи при течении теплоносителя по пористой среде из алюминия хаотичной структуры предложено разбить объем вставки на одинаковые элементарные объемы - кластеры, на границах которых тепловые потоки равны нулю.

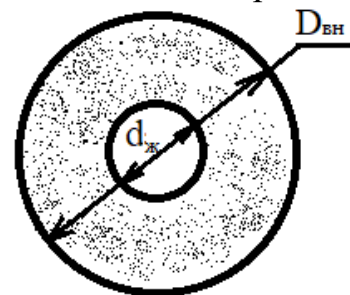


Рисунок 5. Поперечное сечения кластера пористой вставки, приходящегося на 1 трубку

Использование кластерной модели течения по пористой структуре предложено и обосновано в работах Шабарова А. Б., Степанова С. В. и др.

В работе описан порядок проведения обработки результатов экспериментов с приведением используемых формул. По известным размерам вставок вычисляется площадь поперечного сечения S , через которую фильтруется теплоноситель по формуле:

$$S = \frac{\pi D_{\text{вст}}^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{т}}^2}{4} \quad (1)$$

где $D_{\text{вст}}$ – диаметр вставки, м; $d_{\text{т}}$ – внешний диаметр трубки, м; n – количество трубок, шт.

Диаметр элементарного кластера $D_{\text{вн}}$ (рис. 5) находится через площадь сечения вставки, приходящуюся на одну трубку:

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{\left(\frac{4S}{\pi n} + d_{\text{т}}^2\right)} \quad (2)$$

Из уравнения Дарси определяется коэффициент проницаемости:

$$k_p = \frac{G_{\text{vf}} \mu_f l}{\Delta p_f S} \quad (3)$$

где G_{vf} – объемный расход теплоносителя, проходящего через пористую вставку, м³/с; k_p – коэффициент проницаемости, м²; μ_f – динамическая вязкость фреона, Па·с; l – длина пористой вставки, м; Δp_f – разность давлений на входе и на выходе, Па.

Далее вычисляется эквивалентный диаметр капилляра, по которому движется фреон, используя коэффициент проницаемости:

$$d_3 = \sqrt{\frac{32 k_p}{\Pi}} \quad (4)$$

Количество капилляров в элементарном кластере N_1 вычисляется через площадь живого сечения фреона:

$$N_1 = \frac{4 S \cdot \Pi}{\pi n d_3^2} \quad (5)$$

Площадь теплоотдающей поверхности поровых каналов кластера $F_{\text{пов.к1}}$ находится по формуле:

$$F_{\text{пов.к1}} = N_1 \pi d_3 l \quad (6)$$

Для определения режима течения теплоносителя вычисляется скорость фреона в капиллярах:

$$V_f = \frac{G_{vf}}{S \Pi} \quad (7)$$

Определяется режим движения теплоносителя по критерию Рейнольдса:

$$Re_f = \frac{v_f d_э}{\nu_f} \quad (8)$$

где ν_f – кинематическая вязкость фреона, м²/с.

Критерий Нуссельта для экспериментальных данных получен из соотношения:

$$Nu = \frac{\alpha_f d_э}{\lambda_f} \quad (9)$$

где λ_f – теплопроводность фреона при средней температуре, Вт/м К; α_f – коэффициент теплоотдачи от поверхности поровых каналов к фреону, Вт/м² К

Коэффициент теплоотдачи от поверхности поровых каналов к фреону, вычисляется из равенства на основе данных, полученных при экспериментальном исследовании:

$$\alpha_f = \frac{Q_1}{F_{пов.к1}(\bar{t}_{ст} - \bar{t}_f)} \quad (10)$$

где $\bar{t}_f = \frac{t_{f1} + t_{f2}}{2}$ – средняя температура фреона, °С.

Температура стенки определяется по известной температуре воды в трубке и вычисленному по классической методике коэффициенту теплоотдачи.

Расчеты были проведены для каждого теплообменника при изменении объемного расхода фреона от 3,8 до 6,2 м³/ч. В результате обобщения полученных данных и проведенных вычислений получена таблица 1.

Таблица 1.

Основные показатели, характеризующие теплоотдачу от поверхности поровых каналов к фреону

Теплообменник	Скорость фреона в капилляре, v_f , м/с	Коэффициент теплоотдачи, $\alpha_{пов}$, Вт/м ² К	Nu_f , 10 ⁻³	Re_f
Вставка с пористостью $\Pi=0,62$	1,32	1,27	1,03	131
	1,59	1,32	1,29	169
	1,66	1,39	1,34	185
	1,89	1,40	1,41	224
	1,99	1,48	1,46	247
Вставка с пористостью $\Pi=0,49$	1,66	1,21	1,28	180
	2,02	1,24	1,31	230
	2,10	1,29	1,35	253
	2,44	1,32	1,46	316
	2,61	1,34	1,52	358
Вставка с пористостью $\Pi=0,47$	1,75	1,23	1,13	182
	1,78	1,25	1,18	187
	2,10	1,26	1,28	242
	2,19	1,27	1,25	264
	2,63	1,29	1,37	350

Полученные в результате экспериментальной работы значения коэффициента теплоотдачи со стороны фреона, критерия Нуссельта и числа Рейнольдса позволяют найти критериальное уравнение теплоотдачи и коэффициенты гидравлических сопротивлений для пористой вставки из алюминия.

В пункте 2.5 приводятся результаты второй серии экспериментов, в которой фиксировалось изменение температуры воды при выходе установки на стационарный режим работы. Эксперименты проводились при стабильном расходе охлаждающегося теплоносителя – воды. Воду охлаждали с температур 20 – 22⁰С, 40-45⁰С и 80-85⁰С. При этом фиксировали каждые 2 минуты температуру воды и другие показатели по установленным приборам. Опыты повторяли на каждом теплообменнике, измерения повторялись до 10 раз. По результатам сгруппированных данных, построены графики изменения температуры, представленные на рис.6.

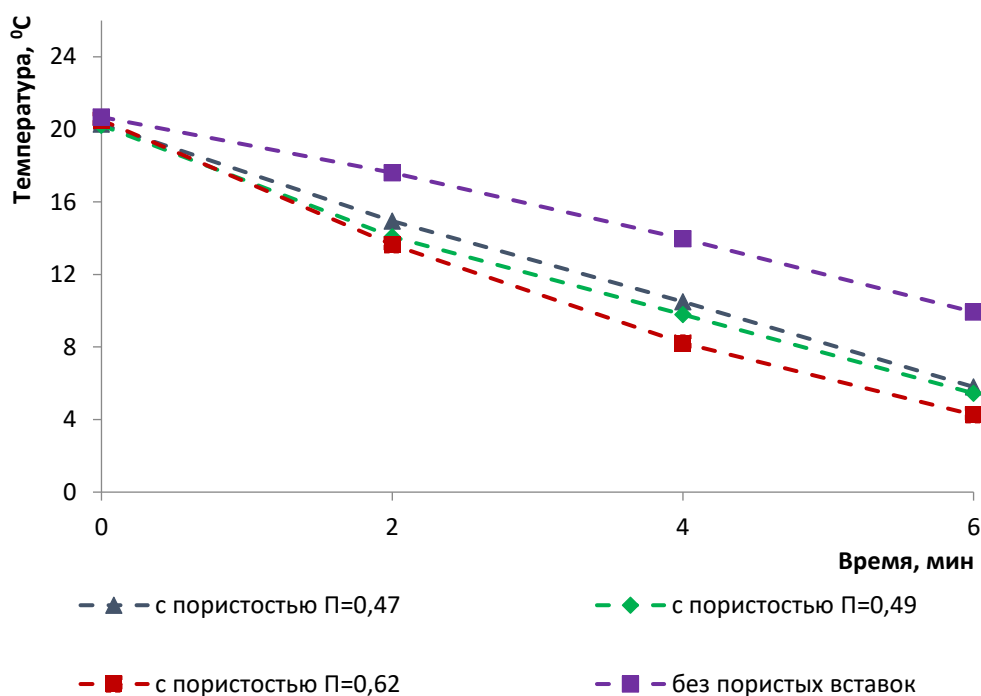


Рисунок 6. Изменение температуры воды при выходе установки на стационарный режим работы

В работе приводятся и другие графики, характеризующие изменение температуры воды. Проведенные измерения показали, что охлаждение в теплообменниках с пористыми вставками происходит быстрее. Наиболее эффективным оказался теплообменник с пористыми вставками пористостью 0,62.

В пункте 2.6 представлены результаты измерения величины гидравлических потерь, возникающих при движении фреона по пористым вставкам теплообменных аппаратов.

Установлено, что гидравлические потери фреона по пористым вставкам возрастают, по сравнению с теплообменником в котором отсутствуют

пористые вставки в 1,7–2,2 раза. Наибольшие потери давления наблюдаются в пористых вставках с наименьшей пористостью 0,47.

По результатам проведенных опытов выявлено, что теплообменный аппарат с пористостью 0,62 имеет высокий уровень теплопередачи и меньшие гидравлические потери по сравнению с теплообменниками, в которых пористость вставок меньше $\Pi=0,49$ и $\Pi=0,47$.

Третья глава посвящена исследованию теплообмена и гидродинамики в пористых вставках хаотичной структуры. Представлен вывод параметров критериального уравнения теплоотдачи, а также зависимостей для вязкостного и инерционного коэффициентов гидравлического сопротивления. В главе представлена физико-математическая модель параметров теплообменного аппарата с пористыми вставками.

В пункте 3.1 представлен вывод критериального уравнения теплоотдачи в пористых вставках из алюминия хаотичной структуры на основе обработанных экспериментальных данных.

Расчеты были проведены для каждого теплообменника с пористыми вставками при изменении расхода фреона от 3,8 до 6,2 м³/ч. Анализ полученных экспериментальных результатов показал, что существует логарифмическая зависимость между критерием Нуссельта и числом Рейнольдса (рис.7).

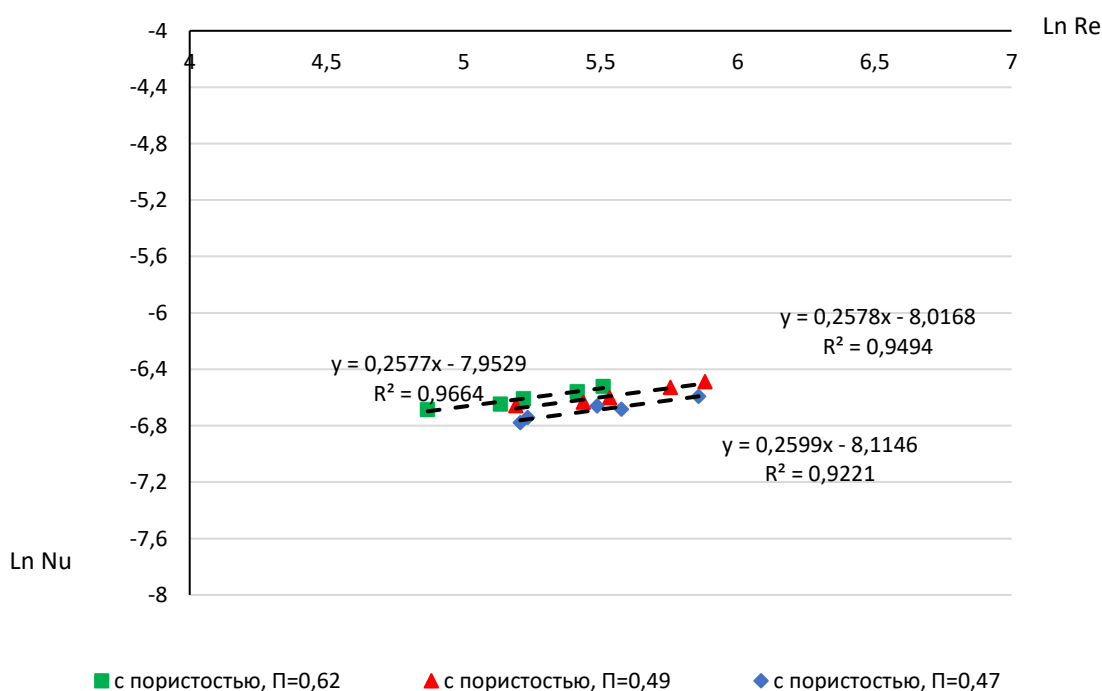


Рисунок 7. Зависимость критерия Нуссельта от числа Рейнольдса в логарифмических координатах

Все эксперименты проводились при фильтрации только одного теплоносителя – фреона, поэтому влияние критерия Pr было принято аналогичным влиянию отмеченному в исследованиях Беловым С. В., Поляевым В. М., Поповым И. А. – $Pr^{0,4}$.

Обобщая результаты обработки экспериментальных данных, получено следующее критериальное уравнение:

$$Nu = 0,00036 Re^{0,26} Pr^{0,4} \quad (11)$$

На рис. 7 представлены экспериментальные данные и теоретическая кривая, построенная по уравнению (12).

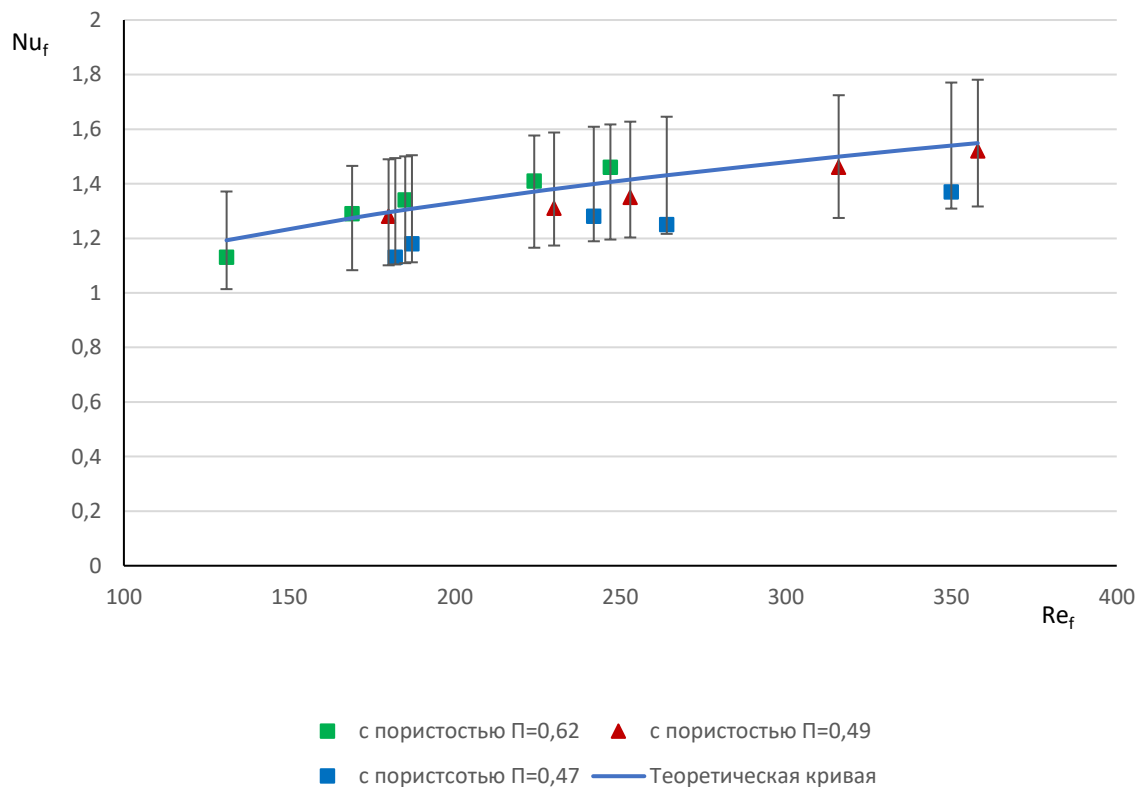


Рисунок 8. Сравнение экспериментальных и расчётных значений критерия Нуссельта в зависимости от числа Рейнольдса с указанием полосы отклонения $\pm 15\%$

Оценка качества составленного уравнения произведена по критерию Фишера. Получено, что критериальное уравнение для числа Нуссельта описывает процесс с точностью 15% при доверительной вероятности 95%.

В пункте 3.2 произведено исследование гидродинамики в пористых вставках из алюминия хаотичной структуры.

Большинство работ по пористым структурам используемым для интенсификации теплообмена основано на применении модифицированного закона Дарси, связывающего градиент давления, силу тяжести, вязкостное сопротивление пористой среды и влияние сил инерции на гидродинамику течения в пористой среде (Белов С., М. Гортышов Ю. Ф., Попов И. А., Поляев В. М.):

$$\text{grad } p = \alpha \mu w + \beta \rho_c w^2 \quad (12)$$

где α и β – вязкостный и инерционный коэффициенты пористой среды; ρ_c – плотность фреона, кг/м³.

Для получения эмпирических коэффициентов использовалась методика Ильина Ю. В. В результате обработки полученных экспериментальных

данных получены следующие зависимости для вязкостного и инерционного коэффициентов:

$$\alpha = 1,252 \cdot 10^5 \Pi^{-1,83}, \text{ м}^{-2} \quad (13)$$

$$\beta = 0,3688 \cdot 10^2 \Pi^{-0,4}, \text{ м}^{-1} \quad (14)$$

На рисунке 9 представлены потери давления по экспериментальным данным и вычисленные по уравнению (12) с использованием найденных вязкостного и инерционного коэффициентов по полученным формулам (13) и (14).

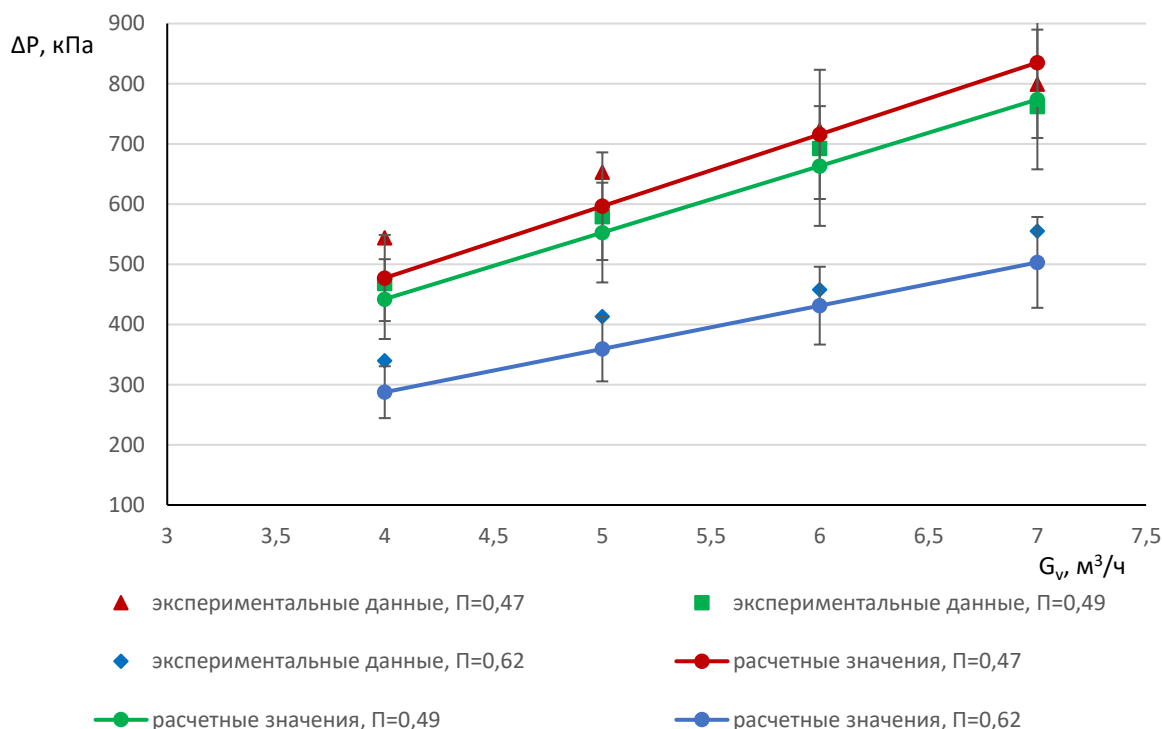


Рисунок 9. Сравнение экспериментальных данных ΔP с полученной зависимостью для расчета потерь давления. Полоса отклонения $\pm 15\%$

На рис. 9 показано отклонение экспериментальных данных от найденной зависимости. С доверительной вероятностью 95% экспериментальные данные укладываются в полосу $\pm 15\%$.

Пункт 3.3. посвящен описанию физико-математической модели параметров теплообменного аппарата с пористыми вставками. Построение физико-математической модели параметров теплообмена в пористой вставке хаотичной структуры рассматривается при следующих допущениях. Твердый каркас пористой вставки имеет тепловой и механический контакт с медными трубками толщиной 1 мм, по которым протекает горячий теплоноситель – вода. Фреону передается теплота как от поверхности пор, так и от поверхности трубок. Процесс передачи теплоты от поверхности пор к охлаждающей среде характеризует коэффициент теплоотдачи, критериальное уравнение которого получено ранее (11). Для решения задачи весь объем пористой вставки предлагается разбить на одинаковые элементарные объемы – кластеры, приходящиеся на одну трубку теплообменного аппарата.

Физико-математическая модель параметров теплообмена:

1. Уравнение теплового баланса:

$$Q = c_{pw}G_w(t_{w1} - t_{w2}) = c_{pf}G_f(t_{f2} - t_{f1}) \quad (15)$$

где t_{f1} и t_{f2} - температура фреона при входе и выходе из теплообменного аппарата, °С; t_{w1} и t_{w2} - температура воды при входе и выходе из теплообменного аппарата, °С; G_f , G_w – расход фреона и воды, кг/с; c_{pf} , c_{pw} – теплоемкость фреона и воды, Дж/кг К.

2. Среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad (16)$$

где θ_1 - наибольшая разность температур, θ_2 – наименьшая разность температур. При этом наибольшая и наименьшая разности температур определяются по стандартной методике Н.И.Белокопя.

3. Геометрические параметры теплообменника.

Площадь сечения пористой вставки, по которой движется фреон, а также число поровых каналов в одном кластере определяются по формулам (1), (5).

При использовании в теплообменнике пористых вставок с пористостью 0,47, 0,49 и 0,62 можно принять значение эквивалентного диаметра поровых каналов d_s по результатам обработки экспериментальных данных, приведенных в главе 2. Если пористость вставки отличается от представленных в работе значений, то необходимо вычислить коэффициент проницаемости, а затем эквивалентный диаметр по формулам (3) и (4)

4. Скорости теплоносителей.

Скорость фреона в капиллярах и число Рейнольдса вычисляются по уравнениям (7) и (8) соответственно.

Скорость воды в трубке:

$$v_w = \frac{4G_w}{\pi d_{т.внутр}^2 n \rho_w} \quad (17)$$

где $d_{т.внутр}$ – внутренний диаметр трубки, м; n – число трубок; ρ_w - плотность воды, кг/м³.

$$Re_w = \frac{v_w d_{т.внутр}}{\nu_w} \quad (18)$$

где ν_w – кинематическая вязкость воды, м²/с.

5. Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи.

Теплоотдача со стороны фреона:

$$\alpha_f = \frac{Nu_f \lambda_f}{d_s} \quad (19)$$

Критерий Нуссельта со стороны фреона вычисляется по уравнению (9).

Число Прандтля для фреона вычисляется по уравнению:

$$Pr_f = \frac{\mu_f c_{pf}}{\lambda_f} \quad (20)$$

где λ_f – коэффициент теплопроводности фреона, Вт/м К.

Теплоотдача со стороны воды вычисляется по следующему уравнению при $2000 \leq Re_w \leq 10000$:

$$Nu_w = 0,11 (Re_w^{0,667} - 125) Pr_w^{0,445} \quad (21)$$

где Pr_w – критерий Прандтля для воды.

В случае получения числа Рейнолдса в других диапазонах значений, необходимо воспользоваться уравнениями, предложенными Исаченко В. П.

Теплоотдача со стороны воды:

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \lambda_w}{d_{т.внутр}} \quad (22)$$

где λ_w – коэффициент теплопроводности воды, Вт/м К.

Уравнение коэффициента теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{d_{т.внутр}}{d_{т.}} \frac{\delta}{\lambda_{т.}} + \frac{d_{т.внутр}}{\alpha_f N_1 d_3}} \quad (23)$$

где $\delta = \frac{d_{т.} - d_{т.внутр}}{2}$ – толщина стенки трубки, м.

7. Уравнение теплопередачи для одного кластера:

$$Q_1 = k F_{т.внутр} \Delta t_{ср} \quad (24)$$

где Q_1 – тепловой поток от одной трубки, $Q = n Q_1$, Вт; $F_{т.внутр}$ – внутренняя поверхность трубки, м².

8. Мощность для прокачки теплоносителей:

$$N = \frac{G_v \Delta p}{\eta} \quad (25)$$

где η – кпд насоса или компрессора; G_v – объемный расход теплоносителя; Δp – суммарные потери давления

Потери давления по фреону вычисляются по уравнению (12) с использованием выведенных вязкостного и инерционного коэффициентов гидравлического сопротивления (13) и (14).

Потери давления по воде вычисляются по классической методике :

$$\Delta P = \left(\lambda_{тр} \frac{l}{d_{т.внутр}} + \xi \right) \frac{v_w^2 \rho_w}{2} \quad (26)$$

где $\lambda_{тр}$ – коэффициент сопротивления трения; ξ – коэффициент местного сопротивления; l – длина трубки, м; $d_{т.внутр}$ – внутренний диаметр трубки, м; v_w – скорость воды, м/с; ρ_w – плотность воды, кг/м³.

Коэффициенты сопротивления трения $\lambda_{тр}$ и местных сопротивлений ξ находятся по методике Исаченко В. П.

Таким образом, предложенная физико-математическая модель параметров теплообмена включает в себя уравнения для определения параметров кластерной модели, полученную критериальную зависимость для коэффициента теплоотдачи, выведенные зависимости для вязкостного и инерционного коэффициентов гидравлического сопротивления, а также известные уравнения тепломассообмена. Предложенная модель параметров теплообмена, позволяет создавать различные методики

теплогидравлического расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками хаотичной структуры.

Четвертая глава посвящена практическому применению полученных результатов теплогидравлических расчетов. На основе уравнений, входящих в физико-математическую модель, разработана методика проведения теплогидравлического расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками. Приведен пример теплогидравлического расчета теплообменного аппарата по предложенной методике. Выполнен предварительный технико-экономический расчет возможности применения пористых металлов в конструкции конденсатора с фреоном в качестве охлаждающего теплоносителя.

В пункте 4.1 представлена одна из методик теплового расчета полученная на основе использования построенной физико-математической модели параметров теплообменного аппарата с пористыми вставками.

1) Задаются исходные данные для проведения расчета: t_{f1} - температура фреона на входе в теплообменный аппарат, $^{\circ}\text{C}$; t_{w1} - температура воды на входе в теплообменный аппарат, $^{\circ}\text{C}$; t_{w2} - температура воды на выходе из теплообменного аппарата, $^{\circ}\text{C}$; G_{Vf} - расход фреона, $\text{м}^3/\text{ч}$; G_{Vw} - расход воды, $\text{м}^3/\text{ч}$; Π - пористость вставок; $D_{\text{вст}}$ - диаметр вставки, м; d_T - внешний диаметр трубок, м; $d_{T,\text{внутр}}$ - внутренний диаметр трубок, м; n - количество трубок, шт.

Необходимо найти длину трубок теплообменного аппарата, обеспечивающую необходимую температуру при выходе охлаждаемого теплоносителя.

2) Тепловая нагрузка теплообменного аппарата и температура фреона t_{f2} на выходе из теплообменного аппарата вычисляется из уравнения теплового баланса (15).

3) Вычисляется среднелогарифмическая разность температур по формуле (16).

4) Определяется площадь сечения пористой вставки, по которой движется фреон и число поровых каналов по уравнениям (1) и (5).

5) Вычисляются скорости теплоносителей по формулам (7), (17).

6) Вычисляется критерий Рейнольдса для фреона и воды по формулам (8) и (18).

7) Коэффициенты теплоотдачи со стороны фреона и воды вычисляется по формулам (11), (19), (21), (22).

8) Вычисляется коэффициент теплопередачи по формуле (23).

9) Вычисляется длина трубок горячего теплоносителя из уравнения (24).

10) Потери давления и мощность для прокачки теплоносителей вычисляется по формулам (12)-(14), (25), (26).

На основе изложенной методики проведено исследование изменения длины трубок теплообменного аппарата с пористыми вставками при изменении расхода и температуры на выходе охлаждаемого теплоносителя.

В пункте 4.2 приводится применение методики расчета по составленной физико-математической модели для данных, полученных в результате эксперимента.

Таблица 4

Результаты теплогидравлического расчета теплообменников с пористыми вставками

Пористость вставки теплообменника	Π=0,62	Π=0,49	Π=0,47
Расход фреона, G_f , кг/с	0,037	0,037	0,037
Расход воды, G_w , кг/с	0,338	0,335	0,311
Тепловая мощность, Q , Вт	465,6	434,8	403,7
Критерий Рейнольдса для воды, Re_w	4709	4558	4222
Критерий Нуссельта для воды, Nu_w	45,14	43,39	39,44
Коэффициент теплоотдачи от воды к медной стенке трубы, α_w , Вт/м ² К	6571,6	6317,0	5741,1
Коэффициент проницаемости, k_p , 10 ⁻¹² м ²	2,69	2,53	2,43
Эквивалентный диаметр капилляра, d_3 , 10 ⁻⁵ м	1,18	1,28	1,29
Скорость фреона в капилляре, v_f , м/с	1,32	1,66	1,73
Критерий Рейнольдса для фреона, Re_f	130,8	164,6	171,5
Критерий Нуссельта для фреона, Nu_f , 10 ⁻³	1,19	1,27	1,28
Коэффициент теплоотдачи от фреона к поверхности капилляра, α_f , Вт/м ² К	1,27	1,35	1,37
Коэффициент теплопередачи, k , Вт/м ² К	1226,4	1133,6	1007,8
Площадь поверхности теплообмена, F , м ²	0,00240	0,00244	0,00259
Длина трубок, l , м	0,191	0,194	0,199
Потери давления ΔP , кПа	768,9	846,0	860,4

По результатам проведенных вычислений установлено, что использование в межтрубном пространстве пористых вставок увеличивает коэффициент теплопередачи от горячего теплоносителя к холодному. Кроме того подтверждено, что теплообменник с пористыми вставками наибольшей пористости из рассматриваемых $\Pi=0,62$ имеет наибольший коэффициент теплопередачи, а как следствие и наибольшую тепловую мощность.

В пункте 4.3 проведено технико-экономическое обоснование модернизации конструкции конденсатора паровой турбины с применением пористых металлов, геометрические размеры конденсатора и физические характеристики теплоносителя при проведении расчетов были приняты по данным Тюменской теплоэлектроцентрали для конденсатора типа 180 КЭС-1. Проведен сравнительный анализ тепловой эффективности конденсатора по экспериментальным данным и теоретическим расчетам. Сравнение тепловой эффективности показывает, что тепловой поток при использовании в конструкции теплообменного аппарата пористых вставок, больше по сравнению с тепловым потоком обычного конденсатора. Проведена укрупненная экономическая оценка модернизации оборудования при использовании пористых вставок из алюминия в конструкции. Расчет экономической эффективности по укрупненным показателям показал, что

при модернизации дополнительные капитальные затраты могут быть окуплены за 8,3 года.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Основные выводы в диссертационной работе состоят в следующем:

1. В результате проведенных экспериментальных исследований установлено влияние пористости алюминия и геометрических размеров вставок на теплоотдачу и коэффициенты гидравлического сопротивления. Получено критериальное уравнение для оценки теплоотдачи и обобщающие зависимости для коэффициентов гидравлического сопротивления в пористых металлах из алюминия хаотичной структуры, справедливые в диапазоне $Re=100-400$, $P=0,47-0,62$, $Pr=0,84-0,86$ и среднем диаметре пор $d_p=0,8-1,9$ мм.

2. Разработана физико-математическая модель расчета параметров теплообменных аппаратов с пористыми вставками хаотичной структуры на основе полученного критериального уравнения теплоотдачи, вязкостного и инерционного коэффициентов гидравлического сопротивления.

3. Разработана методика теплогидравлического расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками на основе предложенной кластерной модели и разработанной физико-математической модели расчета параметров теплообменного аппарата.

4. Экспериментально показано, что теплообменные аппараты, в трактах которых использовались пористые вставки, имеют большую тепловую мощность по сравнению с теплообменными аппаратами без использования пористых вставок. Определена тепловая эффективность при использовании в конструкции теплообменника вставок из пористого алюминия, который составляет 1,3–2 раза по сравнению с теплообменником, имеющим гладкие трубы. При этом гидравлические потери увеличиваются в 1,7–2,2 раза.

5. Разработано техническое предложение по применению пористых металлов в конструкции конденсатора паровой турбины и фреоном в качестве охлаждающего теплоносителя. Проведена укрупненная экономическая оценка модернизации оборудования, если использовать пористые вставки из алюминия в конструкции. Расчет экономической эффективности по укрупненным показателям показал, что при модернизации дополнительные капитальные затраты могут быть окуплены за 8,3 года.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в рецензируемых журналах, рекомендованных ВАК РФ:

1. Рыдалина Н.В., Степанов О.А., Шабаров А.Б., Александров М.А. Методика расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками на основе полученного критериального уравнения // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2023. Т.9. № 3(35). С. 28-45.

2. Аксенов Б.Г., Степанов О.А., Рыдалина Н.В. Экспериментальное исследование и математическая модель теплообменного аппарата со вставками из пористого металла // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2020. Т.6. № 2 (22). С. 22-40.

Публикации в изданиях, входящих в международные базы данных и системы цитирования Web of Science, Scopus:

3. Rydalina N., Antonova E., Akhmetova I., Ilyashenko S., Afanaseva O., Bianco V., Feduykhin F. Analysis of the Efficiency of Using Heat Exchangers with Porous Inserts in Heat and Gas Supply Systems // Energies. 2020.V.13. Art. № 5854.

4. Stepanov O., Rydalina N., Antonova E. Experimental Study of Porous Metals in Heat Exchangers // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2020. V.459. Art. №062081.

5. Aksenov B., Rydalina N., Antonova E. Porous Materials in Heat Exchangers Used in Heating // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2020. V.459. Art. №062079.

6. Rydalina N., Stepanov O., Antonova E. The use of porous metals in the design of heat exchangers to increase the intensity of heat exchange // E3S Web of Conferences. 2020. V.178. Art. №01026.

7. Stepanov O., Rydalina N., Antonova E. The use of porous metals in heat exchangers // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. V.890. Art. №012150.

8. Stepanov O., Aksenov B., Rydalina N., Antonova E. Heat-exchange units with porous inserts // E3S Web of Conferences. 2019. V.140(2). Art. №05006.

9. Davletbaev V., Rydalina N., Antonova E. Experimental investigation of the heat exchange intensity // MATEC Web of Conferences. 2018. V.245 (3). Art. №0072.

Публикации в других изданиях:

10. Рыдалина Н.В., Антонова Е.О., Степанов О.А. Применение теплообменников с пористыми металлами в теплоэнергетике // Итоги науки. Выпуск 46. Избранные труды Всероссийской конференции по проблемам науки и технологии. Москва: РАН. 2020. С 96-114.

11. Рыдалина Н.В., Степанов О.А. Анализ эффективности применения теплообменных аппаратов с пористыми вставками в системах теплогазоснабжения // Вестник евразийской науки. 2021. Т.13. №6. С.1-15.

12. Рыдалина Н.В., Аксенов Б.Г., Степанов О.А., Антонова Е.О. Применение пористых материалов в теплообменных аппаратах системы теплоснабжения // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2020. Т. 22. № 3. С. 3-13.

13. Рыдалина Н.В. Теплопередача в теплообменных аппаратах с пористыми вставками // Энергосбережение и Водоподготовка. 2020. №6 (128). С. 32- 39.

14. Рыдалина Н.В. Метод расчета теплообменных аппаратов с пористыми вставками // Трансформация нефтегазового комплекса 2030. Сборник материалов X школы-семинара молодых учёных по теплофизике и механике многофазных систем. Тюмень: ТГУ. 2023. С. 60-61.

15. Рыдалина Н.В., Степанов О.А. Использование пористых металлов для повышения эффективности теплообменных аппаратов в теплоэнергетике // Материалы IV международной научно-практической конференции. Комсомольск-на-Амуре. 2021. С.147-151.

16. Степанов О.А., Рыдалина Н.В. Экспериментальное исследование повышения энергоэффективности работы теплообменных аппаратов, используемых в нефтегазовой отрасли // Инновационное развитие нефтегазовой отрасли, современная энергетика и их актуальные проблемы: материалы международной конференции. Тюмень: ТИУ. 2020. С.812- 814.

17. Рыдалина Н.В., Степанов О.А. Повышение энергоэффективности теплообменного оборудования с использованием пористых материалов // Тезисы докладов Научно-практической конференции учёных России и Хорватии: Сборник. Москва: НИТУ «МИСиС». 2019. С. 158-159.

18. Рыдалина Н.В., Степанов О.А., Антонова Е.О. Современные материалы для нефтегазовой отрасли // Нефть и газ: технологии и инновации. Материалы Национальной научно-практической конференции. Тюмень: ТИУ. 2019. С. 96-99.

19. Рыдалина Н.В., Степанов О.А. Использование пористых металлов для повышения эффективности теплообменных аппаратов // Энергосбережение и инновационные технологии в топливно- энергетическом комплексе. Материалы Национальной с международным участием научно-практической конференции студентов, аспирантов, ученых и специалистов, посвященной 20-летию создания кафедры электроэнергетики: в 2-х томах. Тюмень: ТИУ. 2019. С. 34-36.

20. Рыдалина Н.В. Экспериментальное исследование возможности увеличения плотности теплового потока // Энергосбережение и инновационные технологии в топливно-энергетическом комплексе. Материалы Национальной с международным участием научно-практической конференции студентов, аспирантов, молодых учёных и специалистов, посвященной 10-летию создания Института промышленных технологий и инжиниринга. Тюмень:ТИУ. 2018. С. 125- 128.