

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи



РЫДАЛИНА НАТАЛЬЯ ВЛАДИМИРОВНА

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

Специальность 1.3.14. – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Диссертация на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор Степанов О. А.

Тюмень - 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА	11
1.1 Анализ пористых структур применяемых в промышленности	11
1.2 Анализ существующих конструктивных предложений по использованию пористых металлов в теплообменных аппаратах	16
1.3 Исследования теплогидродинамических характеристик пористых структур	25
1.4 Выводы по главе 1	37
ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ ПРИ ТЕЧЕНИИ ФРЕОНА В ПОРИСТЫХ ВСТАВКАХ	38
2.1 Описание экспериментальной установки и планирование экспериментального исследования	38
2.2 Оценка погрешности экспериментальных исследований	42
2.3 Оценка тепловой мощности теплообменных аппаратов при стационарном режиме работы и обработка полученных результатов	48
2.4 Методика обработки полученных результатов экспериментов	54
2.5 Оценка времени выхода теплообменного аппарата на стационарный режим работы	60
2.6 Результаты измерения величины гидравлических сопротивлений	64
2.7 Выводы по главе 2	65
ГЛАВА 3. ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С ПОРИСТЫМИ ВСТАВКАМИ ХАОТИЧНОЙ СТРУКТУРЫ	66
3.1 Расчетно-теоретическое исследование теплоотдачи в пористых вставках из алюминия хаотичной структуры	66
3.2 Расчетно-теоретическое исследование гидродинамики в пористых вставках из алюминия хаотичной структуры	70

3.3 Физико-математическая модель расчета параметров теплообменного аппарата с пористыми вставками	73
3.4 Выводы по главе 3	78
ГЛАВА 4. ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ПОРИСТЫХ ВСТАВОК В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ	79
4.1 Методика проведения теплового расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры	79
4.2. Результаты проектировочного расчета теплообменного аппарат с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры	84
4.3 Техничко-экономическая оценка возможности применения пористых вставок из алюминия хаотичной структуры в конденсаторах	93
4.4 Выводы по главе 4	101
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	103
ЛИТЕРАТУРА	105
ПРИЛОЖЕНИЕ	120

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы.

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 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 [56,57,97,108]. Вместе с тем применение пористых металлов в конструкциях теплообменных аппаратов является одним из перспективных способов интенсификации теплообмена.[19, 41–49, 69-71]

Следовательно, исследование теплообмена, гидродинамики, а также 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, могут

служить основой в проведении инженерных расчетов, является актуальной задачей.

Степень разработанности темы исследования.

Пористые металлы используют при изготовлении вставок в различные конструкции теплообменных аппаратов [13–15,26,47–51]. При такой конструкции претерпевает существенные изменения механизм переноса теплоты в пористых материалах за счет теплопроводности через каркас пористой вставки, а затем развитой поверхностью теплообмена протекающего сквозь пористую среду потоком теплоносителя [40–42,83,86,113,116]. Очень важными свойствами пористой среды являются теплопроводность, плотность теплового потока и механический контакт со стенками канала. Данный метод повышения интенсивности теплообмена позволяет эффективно производить охлаждение стенки, подверженной воздействию большой тепловой нагрузки. Примером процесса, для которого целесообразно применять пористые вставки в качестве способа увеличения интенсивности теплообмена может служить охлаждение стенки двигателя (например ракетного) или лопаток турбины [62,63,69]. Кроме того, установки с использованием пористых металлов могут применяться как в теплообменных аппаратах системы теплоснабжения, так и являться основными элементами холодильных установок, кондиционеров, тепловых насосов, конденсаторов паровых турбин [54,60,65,108]. Однако при таком разнообразии теплообменных аппаратов с пористыми металлами отсутствует стандартная методика их расчета, ввиду отсутствия методики определения площади внутренней поверхности с порами.

Таким образом, исходя из изложенного выше, следует актуальность исследования эффективности применения пористых вставок из алюминия хаотичной структуры в конструкции теплообменного аппарата.

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 результатов исследования.

1. На основе обобщения экспериментальных данных получены критериальное уравнение теплоотдачи и зависимостей 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 полученных критериального уравнения теплоотдачи, зависимостей 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 теплообменные 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.

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 гидравлического сопротивления 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.

Апробация результатов исследования. 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, ЕЕСЕ-2018), г. Санкт Петербург, 21 ноября, 2018.

2. Международная научная конференция «Энергетика, экология и строительство» (ЕЕСЕ-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.

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.

Публикации по теме исследования.

Результаты исследований представлены в 20 научных статьях, две из которых опубликованы в журналах, включенных в перечень рецензируемых научных изданий ВАК РФ, семь статей в изданиях, индексируемых в международных базах Web of Science, Scopus, десять статей в других изданиях, одна коллективная монография.

Соответствие паспорту специальности. Работа соответствует паспорту специальности 1.3.14 «Теплофизика и теоретическая теплотехника» (технические науки), направления исследования: 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.

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.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА

Необходимость создания компактных и эффективных теплообменных аппаратов способствует поиску новых эффективных способов повышения теплообмена [90,94,97,114,124]. Одним из эффективных способов повышения теплообмена является использование в конструкциях теплообменных аппаратов пористых металлов [95,111]. Пористые металлы хорошо зарекомендовали себя при использовании в теплообменных системах газотурбинных и ракетных двигателей, системах лазерных зеркал, ядерных реакторах и других подобных системах [8,10,32,69,70,108,109,112]. Эффективное использование пористых структур стало возможным благодаря значительному увеличению площади теплообмена и коэффициента теплоотдачи [9,15,16,37,66-68,100,106,125,126]. Пористые металлы еще не нашли своего широкого применения в теплообменных аппаратах системы теплоснабжения, холодильных установок, кондиционеров, тепловых насосов, конденсаторах паровых турбин [70,105,107,120].

1.1 Анализ пористых структур применяемых в промышленности

Использование пористых металлов, как средство интенсификации теплообменных процессов является весьма эффективным способом. Теплофизическую основу этого способа составляет весьма высокая интенсивность теплообмена между теплоносителем и проницаемой матрицей пористой структуры вследствие очень развитой поверхности их соприкосновения. В настоящее время порошковая металлургия позволяет производить весьма разнообразные формы пористых структур при использовании различных способов изготовления.

Пористые металлы обладают целым рядом свойств, которые в комплексе характеризуют ту или иную пористую структуру. К параметрам, характеризующим пористую структуру, относят: пористость; проницаемость и ее распределение по объему пористого тела; просвет; форма пор и их извилистость; удельная поверхность пор и ее состояние, а также многие другие параметры.

Пористостью тела P называют отношение объема V_p пустот к полному объему V пористого тела [70].

Выделяют два основных вида пористости материалов: закрытую и открытую.

В закрытых пористых структурах поверхность каркаса пор изолирует их от окружающей среды, поэтому в них не может поступать ни газ, ни жидкость. Такие пористые структуры используют для производства энергосберегающих и теплоизолирующих строительных материалов (пенопласт, пеностекло, пенобетон и т. п.)

В открытых пористых структурах поры хорошо сообщаются друг с другом и внешней средой, при помощи каналов, которые хаотично или упорядоченно пронизывают пористую среду. Такая среда легко пропускает как газ, так и жидкость. С точки зрения тепломассообмена такая среда представляет наибольший интерес. Поэтому в данной работе рассматриваются лишь открытые пористые структуры.

За идеальную открытую пористую среду принято брать сплошную пластину, пронизанную в направлении фильтрации системой каналов одинакового диаметра, а длина каналов равна толщине пластины (рис.1.1)[70].

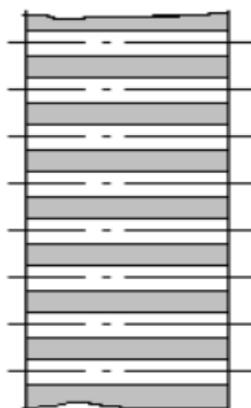


Рисунок 1.1. [70] Идеальная пористая структура

Идеальную пористую структуру часто используют как модель реальной пористой среды. Однако по строению пор, по характеру движения жидкой и

газообразной среды сквозь пористую структуру, идеальная среда далека от реальной пористой среды.

Прохождение жидкой или газообразной среды сквозь пористую структуру имеет ряд особенностей, которые определяются строением пористого пространства: геометрические размеры пор и их формы в реальных пористых структурах переменны; поры сообщаются между собой; в различных порах по форме и величине возникают различные режимы течения при одинаковых градиентах давления по длине пор. Все эти особенности влияют на тепломассообмен пористой структуры и обусловлены формой пористых структур, которые зависят от технологии изготовления материала [28,42].

По форме пористые структуры можно разделить на упорядоченные и неупорядоченные [70].

К упорядоченным структурам относятся вафельные, щелевые, щеточные, перекрестные микроканалы, шаровые засыпки и наборы перфорированных пластин.

Вафельные каналы пористых материалов представляют собой пучки шипов с острыми ребрами в сечении, расположенных в шахматном или коридорном порядке перпендикулярно теплообменной поверхности.

Щелевые каналы образуются системой каналов прямоугольного сечения и плоских ребер, разделяющих их. В таких структурах нет межканального перемешивания.

Щеточные каналы аналогичны вафельным каналам, с той лишь разницей, что в сечении шипы имеют круглую форму.

Шаровые засыпки представляют собой структуру, образованную из сферических частиц. Число контактов с соседними шарами задает пористость такой структуры.

К неупорядоченным структурам относятся пористые порошковые материалы, пористые волокновые материалы, пористые сетчатые материалы, комбинированные пористые материалы, материалы из проволочных спиралей, а также высокопористые ячеистые материалы [4,61].

Пористые порошковые структуры создают в процессе спекания металлического порошка или стружки (рис. 1.2.). При использовании элементов спекания сферической формы получается уже упорядоченная структура. Методы порошковой металлургии позволяют создавать пористые конструкции из меди, бронзы, железа, коррозионной стали, никеля, титана, а также алюминия [26,61].

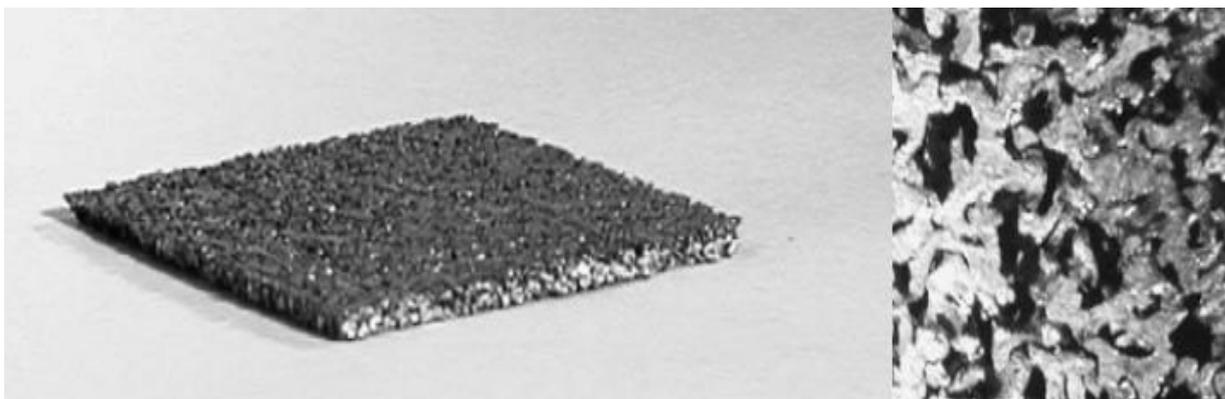


Рисунок 1.2. [70] Пористый порошковый металл и его структура

Пористые волокновые материалы изготавливают из специально подготовленного металлического волокна. Существуют различные технологии изготовления такого волокна, а также формирования такого волокна перед процедурой спекания (рис. 1.3).



Рисунок 1.3. [70] Пористый волокновой металл и его структур

Пористые сетчатые материалы обладают широким диапазоном пористости и являются прочными. Такие материалы изготавливают из спеченных сеток различного переплетения. Плетение создают из проволоки различных диаметров.

Проволока изготавливается из вольфрама, молибдена, нихрома, а также сплавов различных видов сталей.

Комбинированные пористые материалы получают путем напыления порошка из карбонильного никеля, просеянного через сито, на никелевую фильтровую саржевую сетку, после чего происходит спекание. Пористость такого материала и размер пор варьируется за счет насыпной пористости порошка. Число слоев используемой сетки, также влияет на пористость, прочность и толщину материала. Чаще всего такие материалы используют в системах очистки или фильтрах. В теплообменных аппаратах такие материалы используют реже, в целях термостабилизации.

Пористые проницаемые материалы из проволочных спиралей получают прессованием форм-заготовок. Формы-заготовки производят по различным технологиям (прокаткой проволоки, навивкой, протягиванием) в зависимости от необходимой степени пористости. Такие материалы имеют хорошие теплоизоляционные и шумоизоляционные свойства.

Высокопористые ячеистые материалы получают методами порошковой металлургии, обладают высокой пористостью 0,8–0,98 и имеют проницаемую сетчато-ячеистую структуру (рис. 1.4). С помощью структуры используемого материала задаются размеры и форма пор.

Преимуществом таких высокопористых материалов является высокая однородность структуры. Также важной характерной особенностью высокопористого материала является постоянный средний диаметр ячеек. Ячейки таких материалов являются полиэдрами с полостями близкими по форме к вытянутому эллипсоиду вращения (рис. 1.5). Большие оси всех ячеек ориентированы в одну сторону. Укладка ячеек подобна способу упаковки шаров. Максимальное число соприкосновений 12, соответственно это является максимальным числом граней. Варьируя число соприкосновений, можно варьировать степень пористости и проницаемости материала.



Рисунок 1.4. [70] Металлические образцы различной пористости высокопористого ячеистого материала

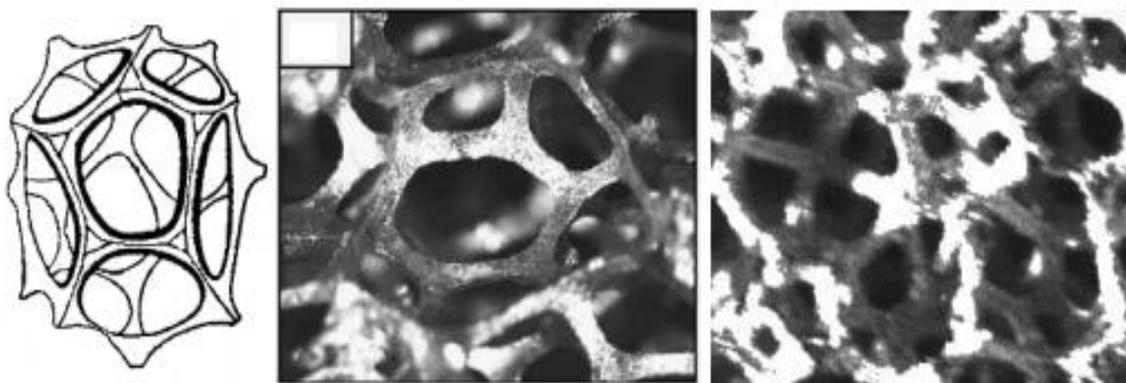


Рисунок 1.5. [70] Структура элементарной ячейки высокопористого материала

Высокопористые ячеистые материалы используют для увеличения интенсивности теплообмена в конструкциях капиллярных теплообменников.

Нужно отметить, что выбор того или иного пористого материала для конструкций теплообменных аппаратов зависит от многих факторов: типа аппарата, назначения аппарата, материала из которого изготовлен теплообменный аппарат.

1.2 Анализ существующих конструктивных предложений по использованию пористых металлов в теплообменных аппаратах

В настоящее время существуют различные конструктивные предложения для использования пористых металлов различной степенью пористости для повышения эффективности теплообменных аппаратов.

Известны конструкции пластинчатых теплообменников, в которых межпластинчатые каналы для движения теплоносителей заполнены пористыми металлическими вставками с высокой удельной площадью внутренней поверхности каркаса и малыми значениями эквивалентных диаметров внутренних каналов, обеспечивающих высокую интенсивность теплообмена рабочих сред (рис.1.6). Предложенная конструкция значительно увеличивает теплопередачу. [31,33].

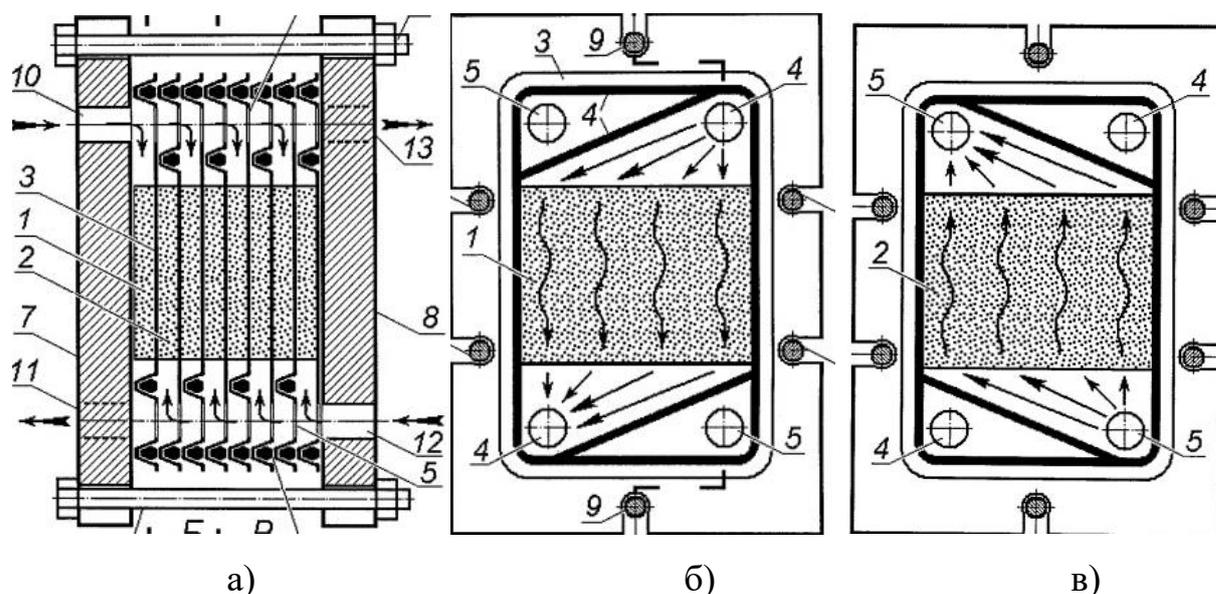


Рисунок 1.6. [33] Продольный разрез теплообменного аппарата (а), поперечный разрез теплообменного аппарата по тракту горячей рабочей среды (б), по тракту холодной рабочей среды (в): 1, 2- пористые вставки горячего и холодного тракта; 3 - пластины; 4, 5 - проход рабочих сред; 6 - отбортовки для уплотнений; 7 - базовая плита; 8- нижняя плита; 9 - нажимные винты; 10, 11,12- штуцеры

Используются пористокомпактные теплообменные аппараты, принцип действия которых основан на интенсификации процессов теплообмена путем введения в каналы трактов пористого наполнителя из материалов с высокой теплопроводностью. В одной из наиболее эффективных конструкций таких теплообменников для заполнения используется высокопористый материал с изменяемой относительной толщиной пористого материала (рис. 1.7). В конструкции теплообменного аппарата корпус, разделительные непроницаемые перегородки (мембраны), дистанционирующие штыри между ними и пористые наполнители выполняются как одно целое, т.е, монолитно. При этом

дистанционирующие штыри в щелевых каналах расположены плотно друг другу, образуя стяжки между мембранами и днищами корпуса теплообменника, которые от крайних пористых наполнителей отделены зазором через штыревые отростки днищ. Пористость наполнителей колеблется в пределах от 0,75 до 0,85, Корпус выполнен цилиндрическим, круглым или овальным в сечении. К соответствующим входным и выходным "горячим" и "холодным" щелевым окнам на корпусе подсоединены подводящие и отводящие коллекторы теплоносителей теплообменника, образующие с его соответствующими каналами "горячий" и "холодный" тракты [14,62,63].

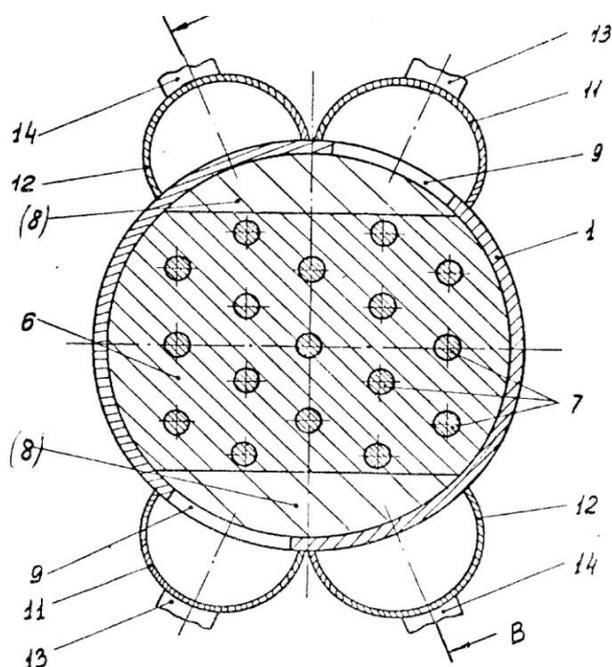


Рисунок 1.7. [14] Поперечное сечение пористокомпактного теплообменника: 1 - монолитный корпус; 2 - днище; 3 - кольца; 4 - мембрана; 5 - проточные щелевые каналы; 6 - пористый наполнитель; 7 - дистанционирующие штыри; 8 - внутренние ресиверные коллекторы; 9 - щелевые окна для протока горячего теплоносителя; 10 - щелевые окна для протока холодного теплоносителя; 11,12 - входные, выходные внешние коллекторы; 13,14 - патрубки для холодного и горячего теплоносителей

Теплообменники из пористого металла на проволочной основе, с пористостью 80-85%, применяются в устройствах кондиционирования воздуха для повышения эффективности работы устройств. Размещают теплообменные аппараты на проволочной основе в месте контакта воздуховода с термобатареей [35].

В системах терморегулирования используются испарительные элементы, выполненные в виде примыкающей к теплопередающей поверхности трехслойной стенки с различной пористостью крайних и среднего слоев. Все слои выполнены из высокотеплопроводной металлокерамики. Крайние слои изготавливаются со средней пористостью порядка 0,5, а средний слой с низкой пористостью порядка 0,2-0,25. Сквозь пористый слой подается хладагент (рис.1.8). Средний слой имеет высокое гидравлическое сопротивление, что приводит к резкому падению давления. При таких условиях хладагент достигает состояния насыщения и обеспечивает бурное парообразование, за счет чего происходит фазовый переход, предотвращающий пролив жидкости за пределы пористого материала [29,83,90]

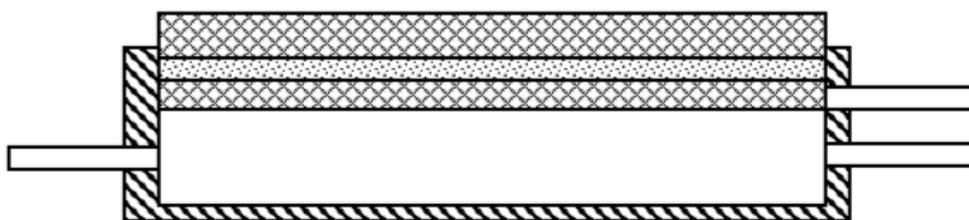


Рисунок 1.8. [83] Продольный разрез испарительного элемента с трехслойной стенкой и каналом для течения теплоносителя

Пористые металлы используют в интенсификаторах теплообмена и сепараторах жидкой фазы, с целью повышения интенсификации теплообмена и уменьшения габаритов теплообменных аппаратов. Такие теплообменные и сепарирующие устройства используются для различных технологических процессов, где необходима газификация жидкого теплоносителя и в криогенных установках. Сепараторы расположены на выходе из труб и представляют собой перфорированную втулку (рис.1.9). На внешней поверхности втулки установлены фильтры, выполненные из пористого материала, пористость которого возрастает по длине втулки в направлении выхода труб. При этом между внутренней поверхностью теплообменных труб и фильтрами, в местах их стыковки, дополнительно установлены шайбы из высоко теплопроводного пористого

металла одинаковой пористости, причем соотношение пористости материала шайб к пористости материала фильтров больше единицы. [22, 94]

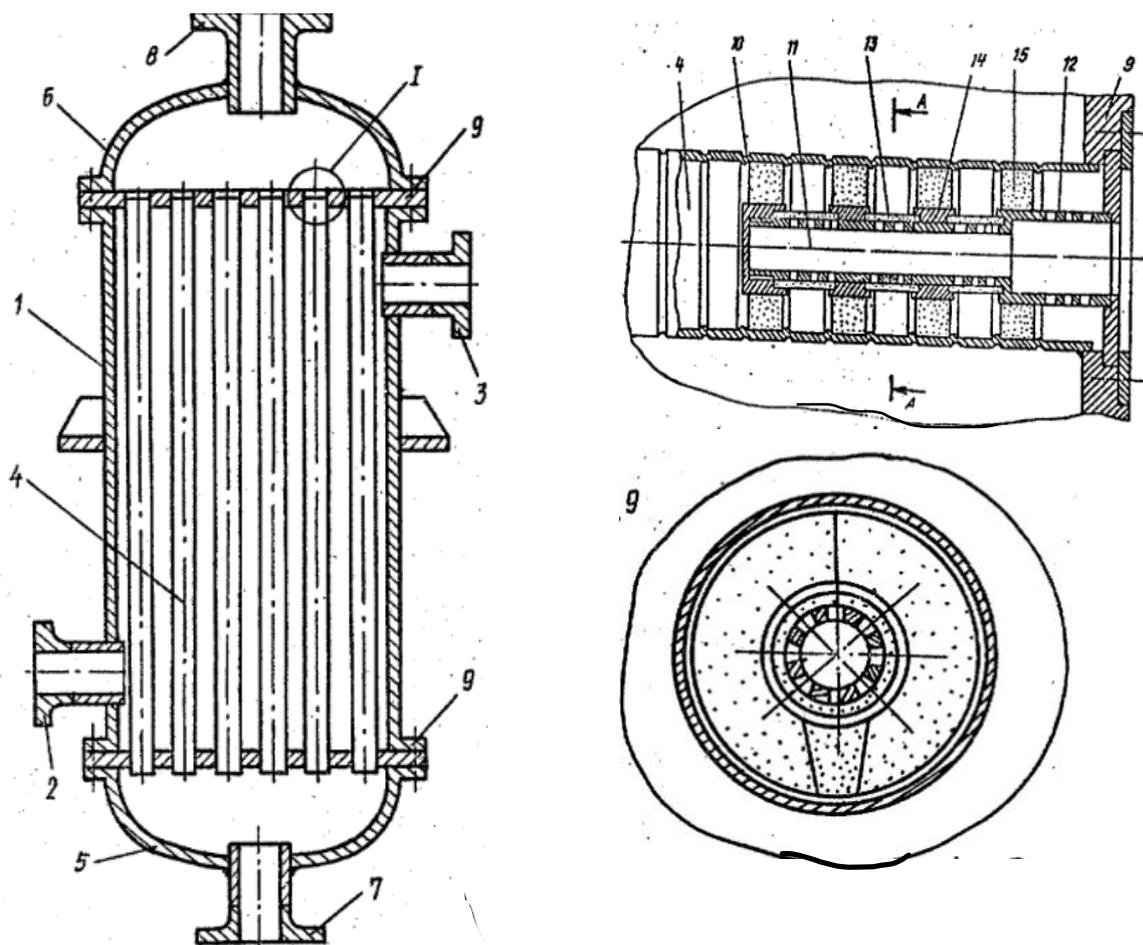


Рисунок 1.9. [94] Кожухотрубный теплообменник: 1- корпус; 2,3 - патрубки для ввода, вывода греющего теплоносителя; 4 - система теплообменных труб; 5, 6 - съемные крышки распределительных камер; 7,8 - патрубки для ввода, вывода испаряемой среды; 9 - трубные доски; 10 - интенсификаторы теплообмена, кольцевая накатка; 11 - сепараторы жидкой фазы; 12 - перфорированная втулка; 13 - фильтры; 14 - проставки; 15 - шайбы из высокопористого материала

Для повышения энергоэффективности рекуперативных теплообменных аппаратов используют пористопроницаемый материал с высокой теплопроводностью и воздушные промежутки. Каждую теплообменную поверхность изготавливают из параллельных пластин с промежутками между ними. При этом каждую теплообменную пластину изготавливают в виде сэндвича из прямоугольных слоев для теплообмена, в которых в направлении движения горячего и холодного теплоносителей располагаются тонкие сплошные

газоводонепроницаемые перегородки (рис.1.10.). В перегородках создаются поры или каналы для прохода теплоносителя, диаметр пор обеспечивает устранение капиллярного эффекта торможения конденсирующегося теплоносителя из пор и каналов. Использование в таких конструкциях высокопористых металлов значительно повышает интенсивность теплообмена, поэтому ими заполняют слои для прохождения как горячего, так и холодного теплоносителя. Кроме того, с помощью высокопористых металлов можно использовать более тонкие конструкции теплообменных аппаратов по сравнению с обычными рекуперативными теплообменными аппаратами. Такие теплообменные аппараты используют в системах кондиционирования воздуха [13,15,60,64].

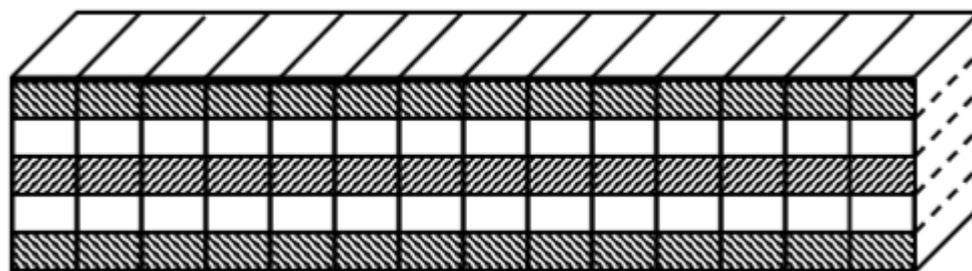


Рисунок 1.10. [13] Продольный разрез теплообменного устройства из высокопористого теплопроводного материала с воздушными промежутками

Пористые низкотеплопроводные и низкопористые металлы (медь, нержавеющая сталь) подходят для создания капиллярно-пористых систем охлаждения и охлаждающих покрытий, работающих по принципу закрытых испарителей. Такие системы используют в системах охлаждения паровых турбин [101,102,104,105].

Капиллярно-пористые материалы используются и для повышения точности термостабилизации температуры в специальных теплообменных поверхностях. Теплообменная поверхность состоит из ребер, изготовленных из термочувствительного материала и установленных с возможностью изменения угла наклона (рис.1.11). Со стороны ребрения лист с капиллярными отверстиями над поверхностью крепления ребер образует полость, которая заполняется

капиллярно-пористым материалом. Эта особенность является отличительной чертой такого конструктивного решения [30].

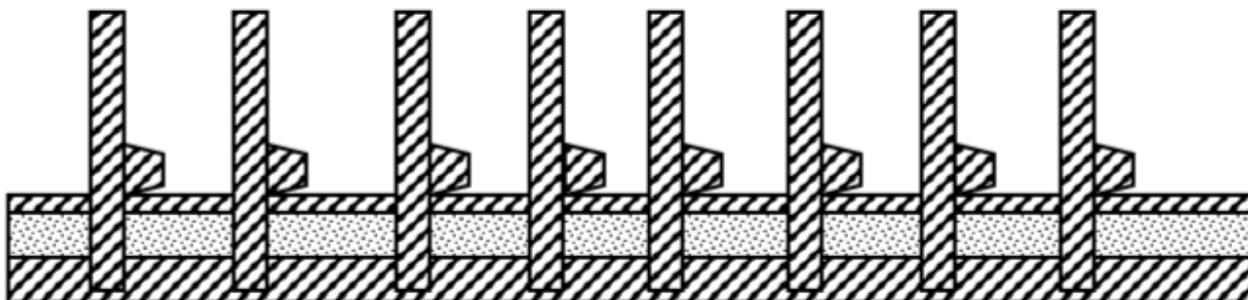


Рисунок 1.11. [30] Теплообменная поверхность с ребрами из термочувствительного материала и капиллярно-пористым наполнителем

Предлагаются и различные способы теплообмена между двумя теплоносителями. С целью стабилизации температуры одного из теплоносителей предлагается использовать третью среду, которая протекает по каналу стабилизируемого теплоносителя герметичной полости, которую заполняют пористой структурой [40].

Разнообразие используемых пористых структур и соответствующих теплообменных аппаратов обусловлено разнообразием сфер их применения. Большая их часть предназначена для теплоносителей типа «газ-газ» или «газ-жидкость». Они нашли применение в ракетных двигателях, для охлаждения лопаток газовых турбин, элементов электронной аппаратуры и других теплонапряженных устройств [60,101].

Наиболее часто встречаются теплообменные аппараты типа «газ-жидкость», которые используют в различных системах охлаждения. В частности, в системах кондиционирования жилых помещений, системах кондиционирования салонов автомобилей и системах охлаждения автомобилей используются теплообменные аппараты с пористыми металлами, обеспечивающие комфортные условия как в летний, так и в зимний период (рис. 1.12).

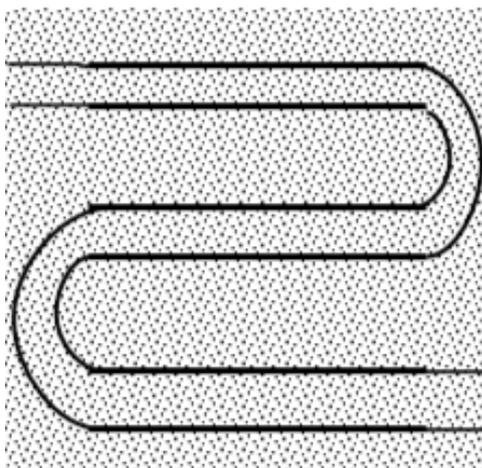


Рисунок 1.12. [54] Внутренняя часть теплообменника для систем кондиционирования воздуха в помещениях и автомобильных салонов с пористым металлом

Теплообменный аппарат представляет собой теплообменник, состоящий из змеевиков, представляющих плоские многоканальные или одноканальные трубки. Витки одного змеевика поочередно огибают витки другого. У каждого змеевика имеется входной и выходной коллекторы. Пористый металл заполняет все пространство между боковыми стенками, передней и задней поверхностями, между змеевиками. По каналам движется жидкий теплоноситель (хладагент, вода и т.п), по пористому пространству между трубками подается охлаждаемый или нагреваемый воздух.

Кроме того, предлагается варьировать пористостью металла по объему, с целью наибольшей теплопередачи от стенок трубок к продуваемому по порам воздуху. Теплообменник такой конструкции обладает небольшим тепловым сопротивлением между пористым металлом и стенками трубок змеевиков. Это достигается за счет технологии изготовления такого теплообменника, при которой трубки и пористый металл образуют единую структуру. Путь, который проделывает воздух по пористой структуре, превышает ее толщину, этот факт также положительно сказывается на эффективности теплообмена. Неоднородная структура пористого материала оказывает дополнительный турбулизующий эффект, что также увеличивает интенсивность теплообмена [53,55,56,59,60].

Теплообменные аппараты с пористыми структурами типа «жидкость-газ» применяются в авиационной технике, в ракетных двигателях. Применение в них

пористых металлов дает возможность более компактного их изготовления и организации более интенсивного теплообмена по сравнению с аналогичными конструкциями без пористых металлов [17,18,34,73,86,118].

Теплообменники типа «жидкость-газ» с пористыми вставками используются в теплообменных конструкциях с регулируемым теплосъемом (рис.1.13).

Работает теплообменное устройство с регулируемым теплосъемом (рис. 1.13.(а)) следующим образом. Теплообменные элементы 1 и 2 обмениваются теплом через стенку 3. При помощи регуляторов давления и запорных элементов 11 и 12 из сосудов 5 и 6 в полость элемента 4 стенки 3 подают один из теплоносителей. Полость 4 каналом 13 соединена с атмосферой. Газ, находящийся в полости 4, при заполнении ее теплоносителем выходит по соответствующему каналу в атмосферу. Регулировка теплосъема обеспечивается регулировкой количества теплоносителя, поставляемого в полость 4. Предлагается заполнить полость 4 пористой проницаемой структурой, что обеспечит большую интенсивность теплообмена и надежность работы устройства [80].

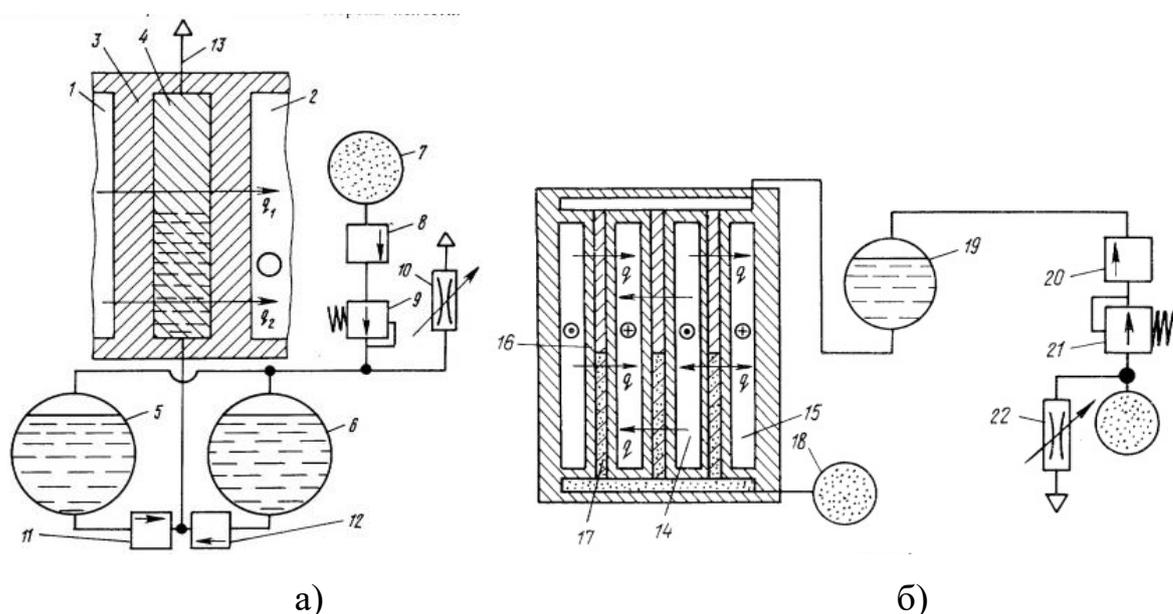


Рисунок 1.13. [80] Теплообменное устройство: с регулируемым теплосъемом (а), с регулируемой тепловой мощностью (б): 1, 2 - теплообменные элементы; 3 - стенка; 4 - полость пористой структурой; 5, 6 - сосуды с теплоносителями; 7 - газовый баллон; 8- вентиль; 9 - газовый редуктор; 10 - дроссель; 11,12 - запорные элементы; 13 - канал для выхода газа в атмосферу; 14, 15 - каналы для движения теплоносителей; 16 - стенка; 17 - канал, заполненный пористой структурой; 18, 19 - емкости газа и жидкости; 20 - вентиль; 21 - редуктор; 22 - дроссель

Устройство с регулируемой мощностью теплообмена (рис.1.13 (б)) представляет собой систему чередующихся каналов 14, 15. По которым протекает теплообменивающая среда. В стенках 16 имеются каналы 17, заполненные пористой структурой и соединенные с газовой емкостью 18 и емкостью жидкости 19, снабженной вентилем 20, редуктором 21 и дросселем 22[80].

Таким образом, проведенный анализ конструктивных предложений с использованием пористых металлов свидетельствует о том, что работа в этом направлении активно ведется и интересует многих авторов. Разнообразие используемых конструктивных предложений обусловлено разнообразием сфер применения теплообменных аппаратов. Рассмотренные конструкции теплообменных аппаратов являются либо сложными по исполнению, либо дорогостоящими. Необходима конструкция простая по исполнению и эффективная с точки зрения теплообмена.

1.3 Исследования теплогидродинамических характеристик пористых структур

Изучение способов интенсификации теплообмена неразрывно связано с изучением теплогидродинамических характеристик пористых структур. Теплообмен в пористых структурах изучал Исаченко В. П. [27]. В настоящее время ряд авторов занимаются изучением теплогидродинамических характеристик пористых материалов и их исследования являются уникальными для каждого из рассматриваемых авторами случаев.

Внутрипоровой теплообмен изучали такие авторы как Щукин В. К., Харченко В. Н. и др. В результате проведенных исследований в различных условиях были получены соответствующие критериальные уравнения[87,88,94,95]:

$$Nu = 0,0092Re^{1,34} \quad (1.1)$$

$$Nu = 0,0042Re^{0,9} \quad (1.2)$$

Каждый их авторов приводит свое уравнение для конкретного теплоносителя, в диапазоне пористости 0,29–0,601.

Попов И. А. изучал гидродинамику и теплообмен в высокопористых ячеистых материалах с пористостью 0,85–0,95 из различных материалов, что позволило получить критериальное уравнение [71]:

$$Nu_D = 4,35 Re_D^{0,35} Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,4} \left(\frac{\lambda_{км}}{\lambda_{ж}} \right)^{0,14} \Pi^{-0,85} \quad (1.3)$$

где Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля; $\lambda_{км}$ – молекулярная теплопроводность материала каркаса, Вт/м К; $\lambda_{ж}$ – молекулярная теплопроводность теплоносителя, Вт/м К; Π – коэффициент пористости.

Кроме того, Попов И. А. в своих работах отмечает, что теплообмен в пористых структурах происходит за счет теплопроводности каркаса, а также за счет внутриворонного теплообмена.

Полежаев Ю. В. построил обобщенную модель гидродинамики и теплообмена в проницаемых пористых средах. Построенная им модель хорошо описывает процессы движения теплоносителя по пористой среде, которая представляет собой пористую зерновую засыпку с определенными геометрическими параметрами зерна. [67] Результаты экспериментов по теплоотдаче пористой среды автор описывает критериальным уравнением локального числа Нуссельта (\overline{Nu}) на участке развивающегося течения до наступления гидродинамической и температурной стабилизации:

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= Nu_\infty \left(1 + 2 \frac{L_T}{L} \right)^{0,4} k_m k_\lambda \\ Nu_\infty &= 4 - 3,5 \exp \left(- \frac{Re}{300} \right) \\ k_m &= 2 \quad k_\lambda = \left(\frac{\lambda_s}{\lambda_f} \right)^{0,07} \end{aligned} \quad (1.4)$$

где L – длина канала, м; L_T – длина участка температурной стабилизации, м; k_λ – коэффициент, учитывающий теплопроводность насадки; k_m – коэффициент перемешивания; Re – число Рейнольдса; λ_s – теплопроводность материала, из

которого изготовлена шаровая засыпка, Вт/м К; λ_f – теплопроводность воды, Вт/м К; Nu_∞ – стабилизированное число Нуссельта.

Полученные автором экспериментальные результаты и результаты расчетов по приведенным формулам хорошо коррелируют.

Вопросы пористого охлаждения рассматривали в своих работах Леонтьев А. И. и Поляков А. Ф. Авторы рассматривают использование при охлаждении пористой проникающей стенки, которая располагается вдоль высокотемпературной камеры [47]. Охлаждающий газ подается вдоль пористой проникающей стенки. Свои результаты расчетных и аналитических исследований по теплообмену в ламинарном пограничном слое при постоянной температуре $T=\text{const}$, обобщили следующим критериальным уравнением безразмерного коэффициента теплоотдачи:

$$St = \frac{0,332}{\sqrt{Re_x \cdot Pr^3}} \left(1 - \frac{b_t}{1,86}\right) \quad (1.5)$$

где St – число Стантона; b_t – числовой параметр проницаемости; Pr – число Прандтля.

Однако авторы подчеркивают, что использование формулы при расчете теплоотдачи к пористой стенке конечной толщины, при задании теплового граничного условия непосредственно на границе ламинарного пограничного слоя с обтекаемой поверхностью, приводит к большим погрешностям.

Пелевин А. Ф., Авраамов Н. И. с соавторами получили обобщающее критериальное уравнение числа Стантона при двумерном течении теплоносителя через пористый сетчатый материал для оценки коэффициента теплоотдачи [61,62]:

$$St = 0,57 \cdot Re^{-0,2} \cdot Pr^{-0,7} \cdot e_1 \cdot e_\lambda \quad (1.6)$$

где e_1 и e_λ – поправочные коэффициенты, учитывающие теплопроводность пористого материала, толщину пористого наполнителя и длину канала.

Представленное критериальное уравнение (1.6) справедливо в диапазоне изменения чисел $Re = (20...2) \cdot 10^4$, чисел $Pr = 0,7...7,0$, пористости пористого

сетчатого материала $\Pi = 0,2...0,61$, а также для относительного пути движения теплоносителя $l/\delta = 1,4...11,3$.

В работах авторов Зейгарника Ю. А. и Иванова Ф. П. представлено критериальное уравнение для оценки объемного коэффициента теплоотдачи пористых структур, изготовленные различными способами [23,24]:

$$Nu_v = 0,004 \cdot Re_{\beta/\alpha} \cdot Pr \quad (1.7)$$

где $Re_{\beta/\alpha}$ – число Рейнольдса, взятое по параметру (β/α) , где α и β – вязкостный и инерционный коэффициенты сопротивления пористого металла. При допущении, что пористая структура эквивалентна системе плоских, поперечно обтекаемых плоских ребер выведена формула для оценки объемного коэффициента теплоотдачи:

$$Nu_v = \frac{\alpha_v \cdot \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^2}{\lambda_{ж}} \quad (1.8)$$

Кроме того, в опытах был представлен только вязкостный режим течения теплоносителя ($Re_{\beta/\alpha} = 3 \cdot 10^{-4} - 0,4$). При рассмотренном режиме течения опытные данные удовлетворительно согласуются с расчетными.

Кирсанов Ю. А. и Назипов Р. А. обобщили опытные данные по изучению высокопористых ячеистых материалов с использованием икосаэдрической модели и получили критериальное уравнение [32]:

$$Nu_{d_3} = 2,32 \cdot 10^{-3} Re_{d_3}^{1,09} d_{cф}^{-1,15} \varepsilon_v^{-2,48} \left(\frac{d_{cф}}{d_{ск}}\right)^{0,19} (f_{ск} d_{cф})^{-0,83} Pr_f^{0,4} C_t \quad (1.9)$$

где $Re_{d_3} = w_f d_3 / \nu_f$ – число Рейнольдса; w_f – скорость фильтрации теплоносителя сквозь поры, м/с; ν_f – кинематическая вязкость теплоносителя, м²/с; d_3 – эквивалентный гидравлический диаметр пористости, м; $d_{cф}$ – диаметр сферической поры, м; $d_{ск}$ – диаметр перемычки, м; ε_v – объемная пористость; $f_{ск}$ – удельная поверхность; $C_t = (\eta_f / \eta_w)^{0,14}$ – для газов; $C_t = (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$ – для жидкостей.

В работах Попова И. А. приводятся критериальные уравнения для оценки теплоотдачи в пористых структурах различного типа, предпочтение отдается изучению высокопористых структур [70]. Автор приводит уравнение переноса теплоты жидкостью, протекающей в каналах с высокопористым материалом, при наличии стока тепла с поверхности тепловоспринимающего слоя:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{ж.эф} \frac{\partial T_{ж}}{\partial y} \right) + \alpha_v (T_k - T_{ж}) = \rho_{ж} c_{p_{ж.эф}} \left(\frac{\partial T_{ж}}{\partial \tau} + w \frac{\partial T_{ж}}{\partial x} \right) \quad (1.10)$$

где $\lambda_{ж.эф}$ – эффективная теплопроводность жидкости, учитывающая перемешивание в порах (пористость), Вт/м К; α_v – коэффициент внутривидового теплообмена; T_k – температура каркаса, К; $T_{ж}$ – температура жидкости в порах, К; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³; $c_{p_{ж.эф}}$ – эффективная теплоемкость, учитывающая пористость материала, Дж/кг К; w – скорость фильтрации теплоносителя, м/с.

Составленное уравнение решено при допущениях о равенстве температуры каркаса и жидкости, а также некоторых других условиях. В результате получено уравнение, позволяющее находить температурное поле каркаса и жидкости, для рассматриваемого случая теплообмена.

Лукиша А. П. предложил решение задачи о нахождении температурного поля при движении теплоносителя в круглом гладкостенном канале через пористую матрицу [52]. При этом допускается равенство температуры жидкости и температуры пористого каркаса. Выражение для средней по сечению температуры жидкости найдено в виде:

$$\bar{\vartheta} = \frac{\bar{t} - t_w}{t_0 - t_w} = 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{2\mu_n^2} \exp(-B'_n \cdot \xi) \quad (1.11)$$

$$\text{при } \gamma^2 = \frac{(h_v d^2)}{\lambda} > 10^3,$$

$$B'_n = \left[\left(\frac{Pe}{2} \right)^2 + 4\mu_n^2 \right]^{1/2} + \frac{Pe}{2} \quad (1.12)$$

С учетом разности температур каркаса и теплоносителя уравнение для нахождения средней по сечению температуры жидкости примет вид.

$$\bar{\vartheta} = 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{2\mu_n^2} \exp(-4\mu_n^2 \cdot \xi / Pe (1 + 4\mu_n^2 / \gamma^2)) \quad (1.13)$$

$$\text{при } \gamma^2 = \frac{(h\nu d^2)}{\lambda} \leq 10^3$$

где \bar{t} – средняя по сечению канала температура жидкости, $^{\circ}\text{C}$; t_w – температура стенки пористого канала, $^{\circ}\text{C}$; t_0 – температура жидкости на входе в пористый канал, $^{\circ}\text{C}$; μ_n – последовательные корни уравнения $I_0(\mu)=0$ – функция Бесселя нулевого порядка; $\xi=x/d$ – безразмерная координата, направленная вдоль оси пористого канала; γ^2 – параметр, характеризующий интенсивность внутрипорового теплообмена; Pe – модифицированный критерий Пекле.

Более точное уравнение переноса тепла было получено Даниловым В. А. [19]. Уравнение составлено для цилиндрического тела, заполненного пористым материалом рисунок 1.14. Сток тепла идет с внешней поверхности рассматриваемой конструкции теплообменника теплоносителю, протекающему через пористое наполнение.

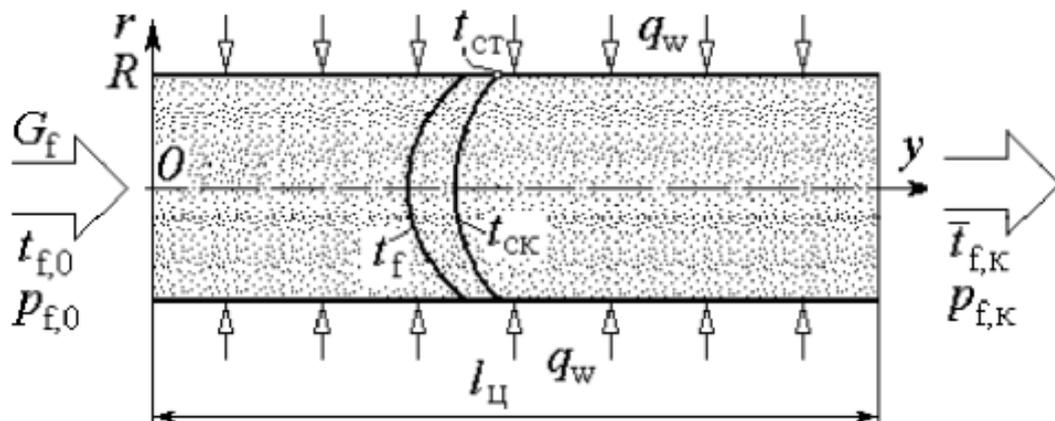


Рисунок 1.14. [19] Нагревание теплоносителя в пористом материале с внешним подводом теплоты

Пористое тело, имеющее форму цилиндра, задано длиной $l_{ц}$ и радиусом R . Температура стенки цилиндра меняется по длине и задана значением $t_{ст}$. Теплоноситель протекает вдоль оси цилиндра с расходом G_f и не меняет своего агрегатного состояния. Начальная температура теплоносителя обозначена $t_{f,0}$. Температура каркаса меняется как в продольном, так и поперечном направлениях. Задан коэффициент теплоотдачи внутренней пористой структуры α_w (индекс 0 соответствует параметрам на входе, а индекс 1 на выходе). Для нахождения

тепловой нагрузки, воспринимаемой теплоносителем и температурного поля в каркасе теплоносителя составлена и решена краевая задача (1.14-1.15):

$$\frac{L^2}{X} \frac{\partial}{\partial X} \left(X \frac{\partial \theta_{\text{СК}}}{\partial X} \right) + \frac{\partial^2 \theta_{\text{СК}}}{\partial Y^2} + \alpha_0 (\theta_f - \theta_{\text{СК}}) = 0, \quad (0 \leq X < 1, 0 \leq Y < 1) \quad (1.14)$$

$$\frac{\partial \theta_{\text{СК}}(0, Y)}{\partial X} = 0; \quad \theta_{\text{СК}}(1, Y) = f(Y) \quad (1.15)$$

$$\frac{\partial \theta_{\text{СК}}(X, 0)}{\partial Y} = \text{Bi}_0 [\theta_{\text{СК}}(X, 0) - \theta_{f,0}]; \quad \frac{\partial \theta_{\text{СК}}(X, 1)}{\partial Y} = \text{Bi}_1 [\theta_f(X, 1) - \theta_{\text{СК}}(X, 1)] \quad (1.16)$$

Введены обозначения:

$$X=r/R; \quad Y=y/l_{\text{Ц}}; \quad \theta = (t - t_{\text{СТ,МАХ}})/t^*; \quad L=l_{\text{Ц}}/R; \quad \text{Bi}_0 = \frac{\alpha_0 l_{\text{Ц}}}{\lambda_{\text{СК}}}; \quad \text{Bi}_1 = \frac{\alpha_1 l_{\text{Ц}}}{\lambda_{\text{СК}}} \quad (1.17)$$

Д. А. Коновалов представил математическую модель плоского пористого теплообменника, используемого в системах тепловой защиты ракетных двигателей [38]. В этом случае рассматривают проточную область как плоский канал, в котором ширина превышает высоту (рис. 1.15)

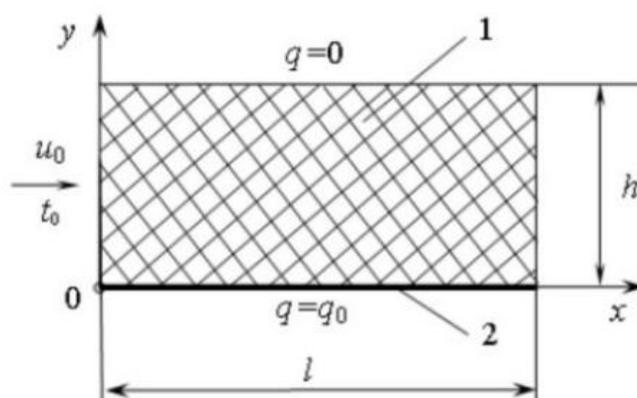


Рисунок 1.15. [38] Поперечное сечение плоского пористого теплообменника: 1 – пористое тело; 2 – тепловыделяющий элемент

Поток теплоносителя однороден и со скоростью u_0 и температурой t_0 поступает на вход теплообменника длиной l и высотой h . На нижней стенке задан тепловой поток q_0 . Верхняя стенка теплоизолирована. Стенки теплообменника непроницаемые для теплоносителя. В этом случае уравнения модели представлены формулами (1.18-1.22):

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1.18)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \theta} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - \left(\frac{1}{\text{Re} \cdot \text{Da}} U + \frac{B}{\sqrt{\text{Da}}} U \sqrt{U^2 + V^2} \right) \quad (1.19)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \theta} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) - \left(\frac{1}{Re \cdot Da} V + \frac{B}{\sqrt{Da}} V \sqrt{U^2 + V^2} \right) \quad (1.20)$$

$$\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial T_f}{\partial \theta} + U \frac{\partial T_f}{\partial X} + V \frac{\partial T_f}{\partial Y} = \frac{1}{Pr \cdot Pe} \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial Y^2} \right) + \frac{Nu_p \cdot Re}{Pr \cdot Re_p^2} (\Delta T_s - T_f) \quad (1.21)$$

$$(1 + \varepsilon) A_{sf} Pr Re \frac{\partial T_s}{\partial \theta} = \frac{\partial^2 T_s}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial Y^2} - Nu_p \left(\frac{Re}{Re_p} \right) (\Delta T_s - T_f) \quad (1.22)$$

В приведенных выше уравнениях (1.18 – 1.22) $\theta = u_0 \tau / (\varepsilon h)$; $X = x/h$; $Y = y/h$; $V = v/u_0$; u, v – компоненты вектора скорости жидкости \bar{V} ; $P = \varepsilon^2 p / (\rho_f u_0^2)$; $B = \varepsilon^2 b$; $T_f = \lambda_e^f (t_f - t_0) / (q_0 h)$; $T_s = \lambda_e^s (t_s - t_0) / (q_0 h)$; $Re = \rho_f u_0 h / (\mu_f \varepsilon^2)$ – число Рейнольдса; $Re_p = \rho_f u_0 d_p / (6(1 - \varepsilon) \mu_f)$ – локальное число Рейнольдса; $Da = K/h^2$; $Pr = \varepsilon (\rho c_p)_f \mu_f / (\lambda_e^f \rho_f)$; $Nu_p = \alpha_{sf} d_p / \lambda_e^f$; $A_{sf} = [\lambda_e^f / (\rho c_p)_f] / [\lambda_e^f / (\rho c_p)_s]$.

Решение данной задачи проводится при некоторых допущениях об однонаправленности и пренебрежении инерционными эффектами при падении давления. В результате задача сводится к начально-краевой задаче параболического уравнения.

Аксенов Б. Г. и другие соавторы [1,117] описали процесс переноса теплоты в пористом теле при наличии объемных источников стока тепла.

Механизм переноса теплоты в пористом теле с наличием внутренних источников стока теплоты – объемных тепловыделяющих элементов (медные трубки, по которым протекает вода), можно представить как процесс отдачи теплоты с поверхности медных трубок к пористой вставке и фреону. Кроме того, учитывается теплообмен между пористым каркасом и движущимся по порам теплоносителем, а также теплопроводность самой вставки (Рис. 1.16).

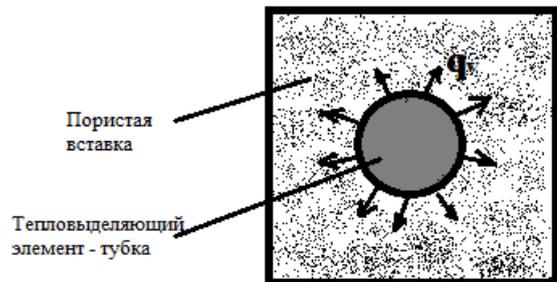


Рисунок 1.16 Тепловыделяющий элемент-трубка в элементарном объеме

Пористая вставка имеет постоянную теплопроводность λ_k . Теплообменник с пористыми вставками хорошо изолирован, поэтому предполагается, что теплообмен с внешней средой через его поверхность отсутствует. Массовый

расход охлаждающего теплоносителя, протекающего по порам известен G_c , тогда массовый расход внутри пористой вставки будет равен G_c/Π . Теплопроводность и теплоемкость охлаждающего теплоносителя – фреона λ_c и c_{pc} считаются постоянными.

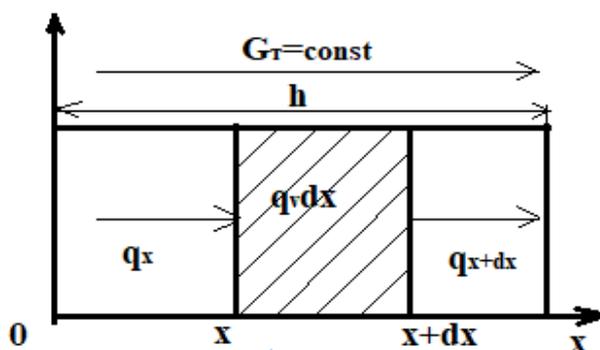


Рисунок 1.17. Пористое охлаждение в элементарном объеме

В условиях стационарного режима изменение теплового потока на участке dx произойдет вследствие теплообмена между твердым телом и протекающей через поры теплоносителем (рис. 1.17), а также в правой части учтено количество теплоты отдаваемое от поверхности трубок к вставке с фреоном q_v , т.е.

$$dq = dq_x - dq_{x+dx} = G_c \cdot c_{pc} dt - q_v dx \quad (1.23)$$

Расписав функции теплового потока уравнения (1.15), получено следующее равенство:

$$\begin{aligned} -\lambda_k \frac{dt}{dx} (1 - \Pi) + \lambda_k \frac{dt}{dx} (1 - \Pi) + \lambda_k \frac{d^2t}{dx^2} (1 - \Pi) dx &= G_c \cdot c_{pc} dt - \frac{Q_v}{V_k} dx \\ \lambda_k \frac{d^2t}{dx^2} (1 - \Pi) &= G_c \cdot c_{pc} \frac{dt}{dx} - \frac{Q_v}{V_k} \\ \frac{d^2t}{dx^2} - \frac{G_c \cdot c_{pc}}{\lambda_k (1 - \Pi)} \frac{dt}{dx} + \frac{Q_v}{\lambda_k (1 - \Pi) V_k} &= 0 \end{aligned} \quad (1.24)$$

где Q_v – теплота, передаваемая от воды фреону, Вт; V_k – объем пористой вставки, m^3 .

Тогда для вычисления теплоты Q_V может быть использовано следующее уравнение:

$$Q_V = k (\bar{t}_w - \bar{t}_c) S \quad (1.25)$$

где k – коэффициент теплопередачи от воды к фреону через поверхность трубки и поверхность пористого каркаса вставки, Вт/м² К; \bar{t}_w – средняя температура воды, °С; \bar{t}_c – средняя температура фреона, S – площадь теплопередающей поверхности, м².

Авторы приводят решение при граничных условиях, для случая, когда температура стенки считается равной температуре теплоносителя:

$$0 \leq x \leq h, t(0) = t_{c1}, t(h) = t_{c2} \quad (1.26)$$

Получено частное решение:

$$t = t_{c1} + \frac{A}{\xi_c} x + (e^{\xi_c x} - 1) \cdot \frac{t_{c2} - t_{c1} - \frac{A}{\xi_c} h}{e^{\xi_c h} - 1} \quad (1.27)$$

Кроме того, приводится решение для случая, когда температура стенки считается равной температуре теплоносителя. Уравнение (1.24) должно удовлетворять граничным условиям для потока жидкости:

$$\text{при } x \rightarrow -\infty, t_{ж} = t_{ж0} \quad (1.25)$$

$$\text{при } x=0, \lambda_{ж} \frac{dt_{ж}}{dx} = \lambda_{к} (1 - p) \frac{dt}{dx}. \quad (1.26)$$

В результате получена функция изменения температуры:

$$t = t_{ж0} + \frac{A}{\xi_c^2} - (t_{ж0} + \frac{A}{\xi_c^2} - t_{c2} + A \cdot \frac{h}{\xi_c}) \cdot e^{-\xi_c h} + \frac{A}{\xi_c} x + (e^{\xi_c x} - 1) \cdot \frac{t_{c2} - t_{c1} - \frac{A}{\xi_c} h}{e^{\xi_c h} - 1} \quad (1.27)$$

При решении используются обозначения:

$$\xi_c = \frac{G_c \cdot c_{pc}}{\lambda_{к}(1-p)}, A = \frac{k(\bar{t}_w - \bar{t}_c)S}{\lambda_{к}(1-p)V_{к}} \quad (1.28)$$

При такой постановке задачи возникают трудности при определении как площади теплообмена, так и коэффициента теплопередачи.

Вопросы изучения теплообмена в пористых структурах рассматриваются одновременно с гидравлическими исследованиями и расчетами. За основу

изучения гидродинамики потока теплоносителей в пористой среде берется закон фильтрации Дарси [3,19]:

$$\vec{w} = -\frac{k_p}{\mu} \text{grad } p \quad (1.30)$$

где \vec{w} – скорость фильтрации, м/с; k_p – коэффициент проницаемости, м²; μ – динамическая вязкость, Па·с; $\text{grad } p$ – градиент давления, Па/м.

Для изучения нелинейного закона фильтрации Дмитриев Н. М., Кадет В. В., Шабаров А. Б., Басниев А. С., И. Н. Кочина [3,20, 92] предлагают в своих работах использовать уравнение Форхгеймера Ф.:

$$\text{grad } p = -\frac{\mu}{k_p} w - \beta \frac{\rho}{\sqrt{k_p}} |w|w \quad (1.31)$$

где $|w|$ – модуль вектора скорости фильтрации; ρ – плотность, кг/м³; β – материальная константа пористой среды, которая определяется экспериментально.

Еще одной формой записи нелинейного закона фильтрации является формула Краснопольского [3,20]:

$$w = c |\text{grad } p|^{\frac{1-n}{n}} \text{grad } p \quad (1.32)$$

где c и n – материальные константы пористой среды, определяемые по экспериментальным данным.

Стоит отметить, что уравнения (1.31) и (1.32) авторы предлагают использовать в подземной гидродинамике.

Для теоретического изучения процессов в пористых структурах Белов С. В., Горда В. П., Гортышов Ю. Ф., Леонтьев А. И., Зейгарник Ю. А., Данилов В. А., Ишкова З. А., Кирсанов Ю. А., Пономарев А. В., Попов И. А. [4, 15, 16, 24, 48, 69-71,92,94] используют модифицированный закон Дарси, связывающий градиент давления, силу тяжести, вязкостное сопротивление пористой среды и влияние сил инерции на гидродинамику течения в пористой среде:

$$\text{grad } p = \alpha \mu w + \beta \rho_c w^2 \quad (1.33)$$

где α и β – вязкостный и инерционный коэффициенты пористой среды; ρ_c – плотность фреона, кг/м³ [4, 68-70, 92]:

$$\text{grad } p = \alpha \mu w + \beta \rho_c w^2 \quad (3.20)$$

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

В таблице 1.1 представлены результаты обобщения экспериментальных данных по коэффициентам гидравлических сопротивлений некоторых авторов.

Таблица 1.1 – Вязкостный и инерционные коэффициенты, выведенные разными авторами

№ п/п	Автор	α	β	Источник	Пористость, П	Пористый материал
1	Пелевин Ф. В.	$(-5,148\Pi^4 + 7,917\Pi^3 - 4,409 + 1,034\Pi - 0,0824) \cdot 10^{13}$	$(3,345\Pi^4 - 5,232\Pi^3 + 3,022\Pi^2 - 0,7718\Pi + 0,07531) \cdot 10^8$,	[61]	0,2 – 0,61	Спечённая металлическая сетка
2	Белов С. А.	$1,71 \cdot 10^{14} \frac{(1 - \Pi)^2 d^{-2}}{\Pi^{-3}}$	$0,923 \cdot 10^6 \frac{(1 - \Pi) d^{-1}}{\Pi^{-2}}$	[4]	0,3-0,5	Спечённые сферические частицы (нихром, сталь)
3	Поляев В. М., Майоров В. А.	$2,57 \cdot 10^8 \Pi^{-3,91}$	$2,7 \cdot 10^3 \Pi^{-5,6}$	[69]	0,29-0,60	Сферические засыпки и сетчатые металлы
4	Зейгарник Ю.А..	$2,4 \cdot 10^8 \Pi^{-5,6}$	$9,1 \cdot 10^2 \Pi^{-5,33}$	[24]	0,53-0,72	Спеченные металлические сетки

Из приведенных значений вязкостных и инерционных коэффициентов для различных материалов можно отметить разнообразие полученных зависимостей, которые зависят от пористости материала, а также величин поровых каналов и типа пористого материала.

Анализ рассмотренных теплогидродинамических моделей свидетельствует о том, что все они рассмотрены при определенных допущениях. Кроме того, каждая из составленных моделей является применимой в строго определённых типах теплообменных аппаратов, рассматриваемых каждым автором. Отсутствие расчетной теплофизической модели показывает, что необходима модель, позволяющая находить параметры теплообменного аппарата с пористыми вставками и позволяющая проводить инженерные расчеты.

Поэтому, задача составления расчетной теплофизической модели, описывающего процесс переноса теплоты в теплообменном аппарате с пористыми вставками хаотичной структуры является актуальной.

1.4 Выводы по главе 1

Из приведенного анализа существующих пористых структур, а также изучения возможности и целесообразности их использования в теплообменных аппаратах, проведенного анализа теплогидродинамических исследований следует актуальность проблемы получения обобщенных опытных данных о теплообмене и потерях давления в пористых вставках хаотичной структуры. По проведенному литературному обзору, сформулированы следующие конкретные задачи диссертационной работы:

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

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

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

ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ ПРИ ТЕЧЕНИИ ФРЕОНА В ПОРИСТЫХ

2.1 Описание экспериментальной установки и планирование экспериментального исследования

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 вставки расположены в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменных аппаратах для интенсификации теплообмена. Вставки изготовлены литьевым способом путем сплава алюминия с водорастворимыми гранулами соли. При данном способе изготовления получаемый образец может иметь открытые поры размером от 0,01 до 5 мм. Экспериментальные образцы вставок из пористого алюминия представлены на рис. 2.1

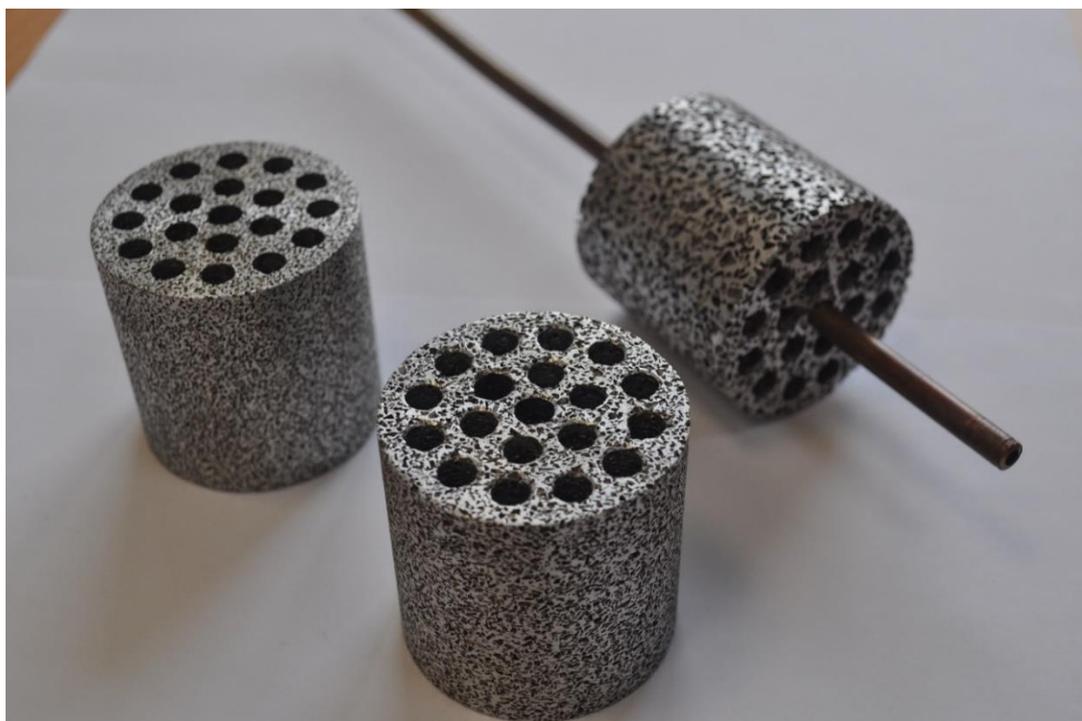


Рисунок 2.1. Цилиндры из пористого алюминия

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.

Для решения поставленных задач первоначально были произведены лабораторные эксперименты, подтверждающие увеличение переноса теплоты при использовании в конструкции теплообменных аппаратов пористых металлов [103,121,122]. На базе кафедры промышленной теплоэнергетики Тюменского индустриального университета разработан и создан универсальный экспериментальный стенд, который позволяет оценить и исследовать металлы различной пористости в конструкции кожухотрубных теплообменных аппаратов с целью повышения интенсивности теплообмена. Принципиальная схема экспериментального стенда представлена на рис.2.2.

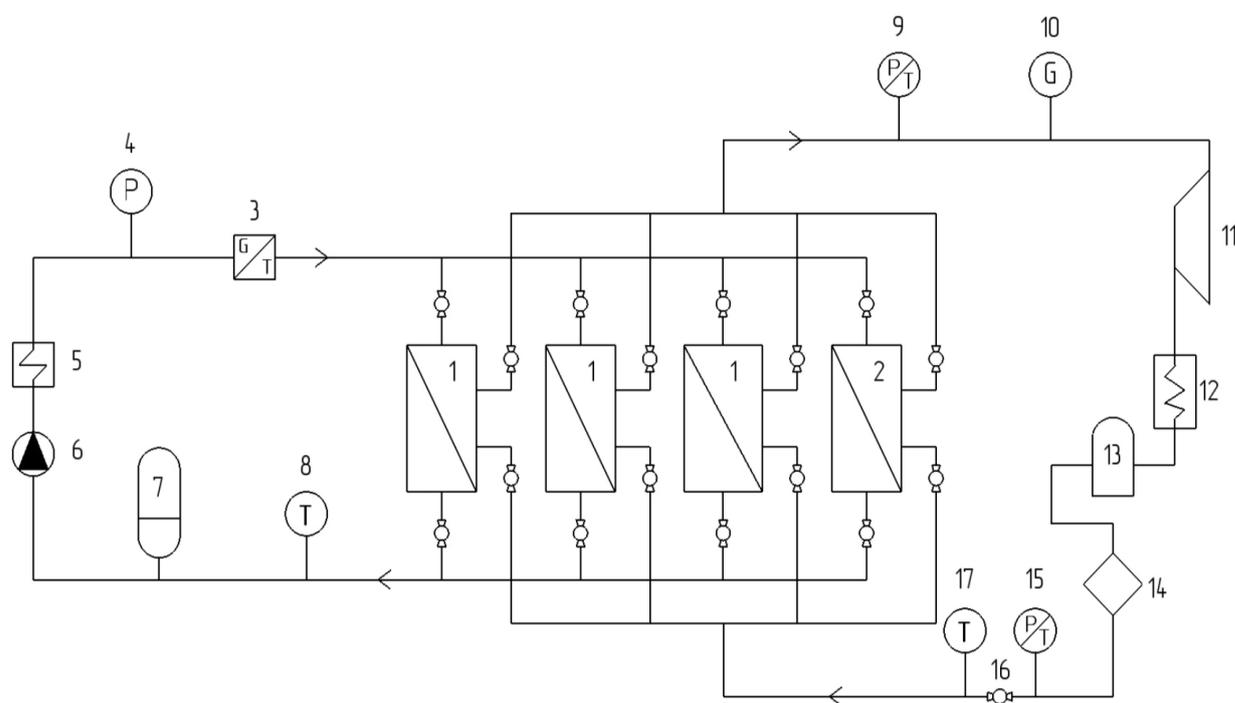


Рисунок 2.2. Экспериментальный стенд: 1 - теплообменники с пористым металлом; 2 - теплообменник без пористых вставок; 3 – контрольно-измерительное устройство; 4 – манометр; 5 - водогрейный котел ; 6 – насос; 7 - бак расширительный; 8 - датчик температуры; 9 – манометр; 10 – расходомер (G - расход теплоносителя); 11 – компрессор; 12 – конденсатор; 13 – ресивер; 14 – фильтр влагоотделитель; 15 – манометр (P - давление; T – температура); 16 – дроссель; 17 – датчик температуры

На экспериментальном стенде закреплены три теплообменника с пористыми вставками и один теплообменник без пористых материалов. Теплообменники являются противоточными: по центральным медным трубкам течет вода, а в обратном направлении через поры вставок движется фреон. Движение воды осуществляется под действием насоса 6, температура воды меняется за счет работы установленного в контуре котла 5. Для движения фреона создан холодильный контур. Таким образом, на установке созданы два контура: один - для циркуляции воды, второй – для циркуляции фреона.

Первый контур с водой, оборудован насосом 6, котлом 5 для подогрева воды, а также измерительно-вычислительным комплексом 3 для измерения расхода и температуры. Датчики температуры, установленные на входе и выходе из теплообменного аппарата, позволяют отслеживать изменение температуры. Водяной контур оборудован вентилями, что позволяет регулировать расход воды и менять рабочие участки. В рабочем контуре можно оставлять каждый теплообменник по отдельности, так и сразу несколько теплообменных аппаратов. Насос, установленный в системе подачи воды, обеспечивает работу системы в двух режимах скоростей воды в соответствии с техническим паспортом насоса. Первый режим позволяет работать с производительностью до 22 л/мин, а второй режим до 48 л/мин.

Фреоновый контур включает в себя: компрессор 11, конденсатор 12, ресивер 13, влагоотделительный фильтр 14, дроссель 16, манометры 9 и 16, датчик температуры 17, расходомер 10. Фреон проходя через дроссель снижает давление, а также температуру и вскипает. В теплообменник фреон попадает в газообразном состоянии. В установке использован фреон марки R404a, так как он является одним из наиболее безопасных для проведения подобного рода работ. Вентили, которыми оборудован фреоновый контур, позволяют менять рабочие участки фреонового контура, оставляя в работе один теплообменный аппарат. На рис. 2.3 показана экспериментальная установка.

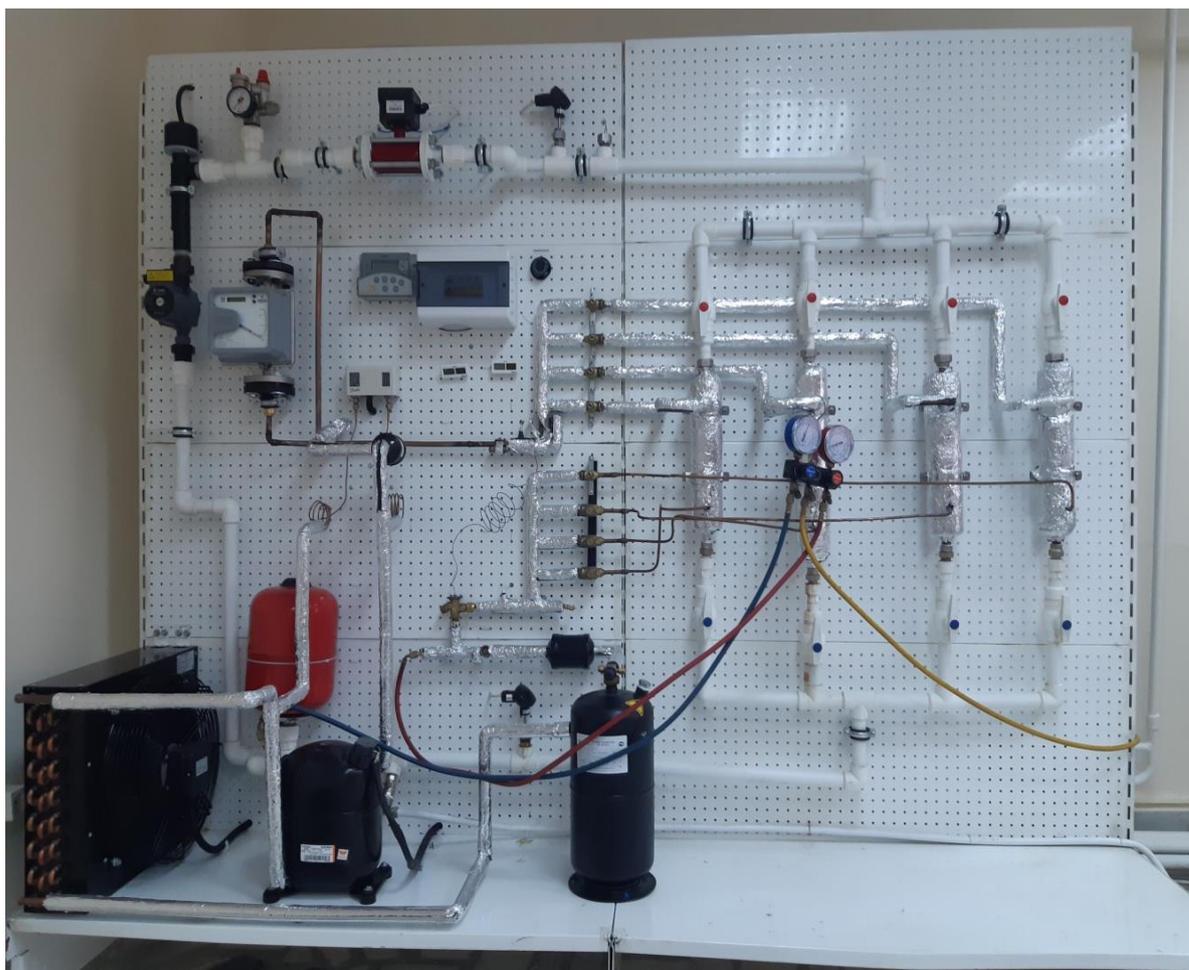


Рисунок 2.3. Экспериментальный стенд

В данной работе исследовались 4 типа теплообменных аппаратов. Три теплообменных аппарата изготовленные с использованием в их конструкции алюминия пористостью 0,47, 0,49 и 0,62 соответственно. В четвертом теплообменнике пористое наполнение отсутствует.

Для вставки трубок, по которым протекает охлаждаемый теплоноситель, в каждом пористом цилиндре имеется 19 отверстий по 6 мм (рис. 2.1 и 2.4). Внутренний диаметр трубок 4 мм. Внутри каждого теплообменного аппарата с пористыми вставками имеется по четыре пористых цилиндра с рассматриваемой пористостью.



Рисунок 2.4. Внутренняя часть теплообменного аппарата из алюминия с пористым наполнением

Каждый из теплообменных аппаратов хорошо изолирован. Основным средством измерения температуры и расхода воды является вычислитель количества теплоты, который позволяет фиксировать температуру с точностью до $0,1^{\circ}\text{C}$, а расход с точностью $0,0001 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Для измерения температуры фреона используется электронный термометр газообразных сред ВС-Т6, который фиксирует температуру с точностью до $0,1^{\circ}\text{C}$. Расход фреона фиксируется при помощи ротаметра с допустимой приведенной погрешностью 1,5%.

В процессе работы с установкой было проведено большое количество экспериментов, все их можно разбить на два типа. Первый тип экспериментов заключался в многократной фиксации измеряемых величин теплоносителей (температура и расход) при различных расходах. Второй тип экспериментов заключался в фиксации изменения температуры и расхода теплоносителей во времени.

2.2 Оценка погрешности экспериментальных исследований

Погрешности приборов оказывают влияние на достоверность полученных в ходе эксперимента данных. Поэтому при проведении экспериментальной работы

необходимо оценить возникающие в ходе эксперимента погрешности и их влияние на результаты косвенных измерений.

Результирующим показателем измерений служит величина тепловой нагрузки, которая определяется по формуле:

$$Q = G_w c_{pw} (t_{w2} - t_{w1}) = G_{Vw} \rho_w c_{pw} (t_{w2} - t_{w1}) \quad (2.1)$$

где G_w – массовый расход воды, кг/с; c_{pw} – теплоемкость воды, Дж/(кг·К); t_{w1} , t_{w2} – температура воды на входе и выходе из теплообменного аппарата, °С, G_{Vw} – объемный расход воды, м³/с; ρ_w – плотность воды, кг/м³.

Возникающие погрешности при проведении экспериментальной работы делятся на три основные группы: систематические (приборные), случайные и грубые ошибки (промахи).

Систематические (приборные) погрешности обусловлены причинами, которые оказывают влияние на измеряемый фактор одинаковым образом при повторении одних и тех же измерений. Причиной таких погрешностей являются погрешности приборов.

Случайные погрешности обусловлены различными причинами, возникающими при проведении каждого отдельного измерения. Такие ошибки носят непредсказуемый характер.

Грубые ошибки или промахи возникают по причине неисправности прибора, при неверном определении цены деления прибора, по невнимательности проводящего эксперимент. Таких ошибок можно избежать при использовании высокоточных измерительных приборов. При проведении эксперимента использовалось поверенное и высокоточное оборудование, поэтому данный тип ошибок исключается.

В случае косвенных измерений искомая величина y является функцией k независимых переменных x_1, x_2, \dots, x_k , т.е. $y=f(x_1, x_2, \dots, x_k)$. Погрешность измерений величин x_1, x_2, \dots, x_k определяет абсолютную погрешность Δy измерения y . В этом случае Δy может быть определена по формуле [5,12,89]:

$$\Delta y = \pm \sum_{i=1}^k \left| \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right| \quad (2.2)$$

где $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ - частная производная функции $y=f(x_1, x_2, \dots, x_k)$ по i -ой переменной, Δx_i - абсолютная погрешность измерения i -ой переменной.

Относительная ошибка находится по формуле (2.3):

$$E = \frac{\Delta y}{\bar{y}} \quad (2.3)$$

где \bar{y} – среднее значение величины.

По представленным формулам (2.2) и (2.3) проводится оценка систематических ошибок при вычислении тепловой нагрузки. Пусть функция тепловой мощности зависит от трех переменных (V, t_1, t_2) каждое значение температуры на входе и выходе принимается за переменную величину, так как измерение каждой из них дает свою систематическую ошибку. Дополнительно нужно учесть ошибку, возникающую при использовании справочных величин теплоемкости и плотности воды. Значение в таблицах свойств веществ приводятся округленные, поэтому в них заложена уже систематическая ошибка. В связи с этим число переменных считается равным четырем - V, t_1, t_2, c_p, ρ .

Тогда используя равенство (2.2), получаем следующее равенство для оценки абсолютных отклонений при измерении тепловой мощности:

$$\Delta Q = \pm \left| \frac{\partial Q}{\partial G_{VW}} \Delta G_{VW} + \frac{\partial Q}{\partial c_{pw}} \Delta c_{pw} + \frac{\partial Q}{\partial \rho} \Delta \rho_w + \frac{\partial Q}{\partial t_{w1}} \Delta t_{w1} + \frac{\partial Q}{\partial t_2} \Delta t_{w2} \right| \quad (2.4)$$

где ΔG_{VW} , Δt_{w1} и Δt_{w2} – абсолютные погрешности измерения G_{VW} , t_{w1} и t_{w2} , соответственно, а Δc_{pw} и $\Delta \rho_w$ характеризует точность, с которой будет взята константа c_{pw} и ρ_w . Вычисляем частные производные:

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q}{\partial G_{VW}} &= \rho_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1}), \quad \frac{\partial Q}{\partial t_{w1}} = -G_{VW} \cdot \rho_w \cdot c_{pw}, \quad \frac{\partial Q}{\partial t_2} = G_{VW} \cdot \rho_w \cdot c_{pw}, \\ \frac{\partial Q}{\partial c_{pw}} &= G_{VW} \cdot \rho_w \cdot (t_{w2} - t_{w1}), \quad \frac{\partial Q}{\partial \rho_w} = G_{VW} \cdot c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1}) \end{aligned} \quad (2.5)$$

Абсолютная ошибка определения тепловой нагрузки Q рассчитывается по формуле:

$$\Delta Q = \pm \left| \rho_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1}) \Delta G_{vw} + G_{vw} \cdot \rho_w \cdot (t_{w2} - t_{w1}) \Delta c_{pw} - G_{vw} \cdot \rho_w \cdot c_{pw} \Delta t_{w1} + G_{vw} \cdot \rho_w \cdot c_{pw} \Delta t_{w1} + G_{vw} \cdot c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1}) \cdot \Delta \rho_w \right| \quad (2.6)$$

Относительная ошибка рассчитывается по формуле:

$$E = \frac{|\Delta Q|}{Q} = \frac{\Delta G_{vw}}{G_{vw}} + \frac{\Delta c_{pw}}{c_{pw}} \cdot \frac{\Delta t_{w1}}{\Delta t_w} + \frac{\Delta t_{w2}}{\Delta t_w} + \frac{\Delta \rho_w}{\rho_w} \quad (2.7)$$

В виду того, что температура фиксируется с погрешностью $\Delta t_1 = \Delta t_2 = 0,1^\circ\text{C}$, а расход $\Delta G_{vw} = 0,1 \text{ м}^3/\text{ч} = 2,78 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$. Для постоянных величин погрешности вычислений равны половине последнего разряда, тогда $\Delta \rho_w = 0,5 \text{ кг}/\text{м}^3$, $\Delta c_{pw} = 0,0005 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}$. Сами значения постоянных величин принимаются $\rho_w = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$, $c_{pw} = 4,200 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}$.

Среднее значение тепловой нагрузки находится исходя из средних значений измеряемых величин:

$$\bar{Q} = \bar{G}_{vw} \rho_w c_{pw} (\bar{t}_{w2} - \bar{t}_{w1}) = \frac{0,91142}{3600} \cdot 1000 \cdot 4,200 \cdot (13,728 - 12,075) = 1,76 \text{ кВт}$$

По формуле (2.7) производится оценка относительных ошибок измерений:

$$E = \frac{2,78 \cdot 10^{-5}}{0,91142/3600} + \frac{0,5}{4200} - \frac{0,1}{1,645} + \frac{0,1}{1,645} + \frac{0,5}{1000} = 0,0495 = 4,95\%$$

Абсолютная ошибка:

$$\Delta Q = E \bar{Q} = 0,0495 \cdot 1,76 = 0,0872 \text{ кВт}$$

Таким образом величина абсолютной систематической ошибки тепловой нагрузки составила $0,0872 \text{ кВт}$ ($4,95\%$).

Случайные ошибки косвенных измерений находятся с учетом количества проводимых замеров величин, влияющих на результирующий показатель. При этом для всех измеряемых величин необходимо задать одну и ту же величину доверительной вероятности α .

Вычисляется средняя квадратическая ошибка функции $y = f(x_1, x_2, \dots, x_k)$ по формуле:

$$s_{\bar{y}} = \sqrt{\sum_{i=1}^k \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \cdot S_{\bar{x}_i} \right)^2} \quad (2.8)$$

где $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ – частная производная функции y по переменной x_i ; $S_{\bar{x}_i}$ – среднеквадратическая ошибка по переменной x_i .

Далее принимается значение доверительной вероятности α , по таблице принимается коэффициент Стьюдента и вычисляется доверительный интервал:

$$\Delta y = t_{\alpha}(n) \cdot s_{\bar{y}} \quad (2.9)$$

После этого записывается результат:

$$y = \bar{y} \pm \Delta y, E = \frac{\Delta y}{\bar{y}} \quad (2.10)$$

Результаты измеряемых величин и необходимые расчеты представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. – Промежуточные вычисления для нахождения случайных ошибок косвенных измерений

№ п/п	$G_{vw},$ $m^3/c \cdot 10^{-3}$	$\Delta G_{vw},$ $m^3/c \cdot 10^{-7}$	$\Delta G_{vw}^2,$ $(m^3/c)^2 \cdot 10^{-13}$	$t_{w1},$ °C	$\Delta t_{w1},$ °C	$\Delta t_{w1}^2,$ °C ²	$t_{w2},$ °C	$\Delta t_{w2},$ °C	$\Delta t_{w2}^2,$ °C ²
1	0,254	3,555	1,264	13,94	0,212	0,044944	12,36	0,285	0,081225
2	0,254	3,555	1,264	13,88	0,152	0,023104	12,32	0,245	0,060025
3	0,254	3,555	1,264	13,84	0,112	0,012544	12,27	0,195	0,038025
4	0,253	5,333	2,844	13,79	0,062	0,003844	12,23	0,155	0,024025
5	0,253	5,333	2,844	13,75	0,022	0,000484	12,19	0,115	0,013225
6	0,253	5,333	2,844	13,7	0,028	0,000784	12,14	0,065	0,004225
7	0,253	5,333	2,844	13,68	0,048	0,002304	12,1	0,025	0,000625
8	0,254	3,555	1,264	13,61	0,118	0,013924	12,06	0,015	0,000225
9	0,254	3,555	1,264	13,56	0,168	0,028224	12,01	0,065	0,004225
10	0,254	3,555	1,264	13,53	0,198	0,039204	11,07	1,005	1,010025

Используя, полученные результаты в таблице найдены средние значения объемного расхода, средние температуры на входе и выходе из теплообменного аппарата:

$$\bar{G}_{vw} = 0,000253 \text{ м}^3/\text{с}, \bar{t}_2 = 13,728^\circ\text{C}, \bar{t}_1 = 12,075^\circ\text{C}$$

$$\sum_{i=1}^{10} \Delta G_{vw}^2 = 1,9 \cdot 10^{-12}; \quad \sum_{i=1}^{10} \Delta t_1^2 = 0,16936; \quad \sum_{i=1}^{10} \Delta t_2^2 = 0,12358.$$

Среднее значение тепловой нагрузки найдено при нахождении абсолютной систематической ошибки вычислений и находится исходя из средних значений измеряемых величин:

$$\bar{Q} = \bar{G}_{vw} \cdot \rho_w \cdot c_{pw} \cdot (\bar{t}_{w2} - \bar{t}_{w1}) = 0,000253 \cdot 1000 \cdot 4,200 \cdot (13,728 - 12,075) = 1,76 \text{ кВт.}$$

Среднеквадратические ошибки среднего арифметического:

$$S_{\bar{G}_{vw}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{10} \Delta G_{vw}^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{1,9 \cdot 10^{-12}}{10 \cdot 9}} = 1,45 \cdot 10^{-7}$$

$$S_{\bar{t}_{w1}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{10} \Delta t_{w1}^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{0,16936}{10 \cdot 9}} = 0,0434$$

$$S_{\bar{t}_{w2}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{10} \Delta t_{w2}^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{0,12358}{10 \cdot 9}} = 0,0371$$

При вычислении среднеквадратических отклонений постоянных величин учитывается, что для постоянных величин погрешности вычислений равны половине последнего разряда, тогда $\Delta \rho_w = 0,5 \text{ кг/м}^3$, $\Delta c_{pw} = 0,0005 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$:

$$S_{\bar{c}_{pw}} = 0,0000055; \quad S_{\bar{\rho}_w} = 0,0056;$$

Далее находится абсолютная случайная ошибка определения Q:

$$s_{\bar{Q}} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial G_{vw}} \cdot S_{\bar{G}_{vw}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial t_{w1}} \cdot S_{\bar{t}_{w1}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial t_{w2}} \cdot S_{\bar{t}_{w2}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial c_{pw}} \cdot S_{\bar{c}_{pw}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \rho_w} \cdot S_{\bar{\rho}_w}\right)^2} \quad (2.11)$$

Частные производные были найдены ранее (2.5). Учитывая найденные частные производные, абсолютная случайная ошибка определения Q примет вид:

$$s_{\bar{Q}} = \bar{Q} \sqrt{\left(\frac{S_{\bar{G}_{vw}}}{\bar{G}_{vw}}\right)^2 + \left(\frac{S_{\bar{t}_{w1}}}{(\bar{t}_{w2} - \bar{t}_{w1})}\right)^2 + \left(\frac{S_{\bar{t}_{w2}}}{(\bar{t}_{w2} - \bar{t}_{w1})}\right)^2 + \left(\frac{S_{\bar{c}_{pw}}}{\bar{c}_{pw}}\right)^2 + \left(\frac{S_{\bar{\rho}_w}}{\bar{\rho}_w}\right)^2} \quad (2.12)$$

$$s_{\bar{Q}} = 1,76 \sqrt{\left(\frac{1,45 \cdot 10^{-7}}{0,000253}\right)^2 + \left(\frac{0,0434}{1,652}\right)^2 + \left(\frac{0,0371}{1,652}\right)^2 + \left(\frac{0,0000055}{4,2}\right)^2 + \left(\frac{0,0056}{1000}\right)^2} = 0,003 \text{ кВт}$$

Доверительную вероятность примем $\alpha=0,9$. По таблице Стьюдента находим при $n=10$, $t_{\alpha}(n)=1,8$

Доверительный интервал примет вид:

$$\Delta Q = t_{\alpha}(n) \cdot s_{\bar{Q}} = 1,8 \cdot 0,003 = 0,0054 \text{ кВт}$$

Таким образом результат примет вид:

$$Q = 1,76 \pm 0,0054,$$

$$E = \frac{\Delta Q}{Q} = \frac{0,0054}{1,76} = 0,0031 = 0,31\%$$

Таким образом, случайная ошибка ($E=0,31\%$) меньше систематической ($E=4,95\%$). Следовательно вычисленная погрешность с учетом влияния систематической ошибки принимается в качестве окончательной.

Таким образом, тепловая нагрузка вычислена с систематической случайной погрешностью измерений $0,0872$ кВт или $4,95\%$. Что является адекватным результатом.

2.3 Оценка тепловой мощности теплообменных аппаратов при стационарном режиме работы и обработка полученных результатов

Насос, установленный в системе подачи воды, обеспечивает работу системы в двух режимах скоростей воды в соответствии с техническим паспортом насоса. Первый режим позволяет работать с производительностью до 22 л/мин, а второй режим до 48 л/мин.

В каждом из двух режимов работы изменялся расход, путем поворота задвижки, при этом фиксировалось изменение температуры воды. Замеры проводились для каждого из четырех теплообменных аппаратов отдельно. Брали пять значений расхода воды. Одновременно составлялся протокол испытаний. Численные данные протокола использовались для проведения расчетов. Показатели расхода фиксировались. Значения изменения температуры для каждого расхода записывались $10-12$ раз. Эксперименты проводились при температуре воды 50°C при первом режиме работы и 35°C при втором режиме

работы. Различные температуры воды при проведении экспериментов были приняты для оценки эффективности работы созданного экспериментального стенда и подтверждения гипотезы об эффективном охлаждении теплоносителя в теплообменных аппаратах, содержащих пористые металлы. Поворотом крана регулировался расход теплоносителя при четырех положениях вентиля, что соответствовало значениям расхода в интервале от 0,28 до 0,70 м³/ч при первом режиме работы насоса, а для второго режима работы в интервале от 0,3 до 1,2 м³/ч.

После получения экспериментальных данных и их обработки, по полученным данным просчитана тепловая нагрузка каждого теплообменного аппарата Q по уравнению:

$$Q = G_{vw} \rho_w c_{pw} (t_{w2} - t_{w1}) \quad (2.13)$$

Обработка результатов проводилась в программе Excel и корреляционного анализа. Корреляционный анализ использовался для более наглядного представления изменения количества теплоты в зависимости от расхода для каждого из теплообменных аппаратов при двух режимах работы.

Статистическая обработка полученных результатов экспериментов проводилась методом наименьших квадратов [5]. В случае изучения зависимости двух величин используется линейное уравнение регрессии:

$$y = ax + b \quad (2.14)$$

где y – тепловая нагрузка Q, кВт, x – расход G_{vw}, м³/ч, a и b – расчетные коэффициенты уравнения линейной регрессии.

Коэффициенты линейной регрессии определяются по формулам:

$$b = \frac{n \sum xy - \sum y \sum x}{n \sum x^2 - (\sum x)^2} \quad (2.15)$$

$$a = \frac{\sum y}{n} - b \frac{\sum x}{n} \quad (2.16)$$

Результаты проведенных экспериментов и полученные линии тренда приведены на рис. 2.5 и 2.6.

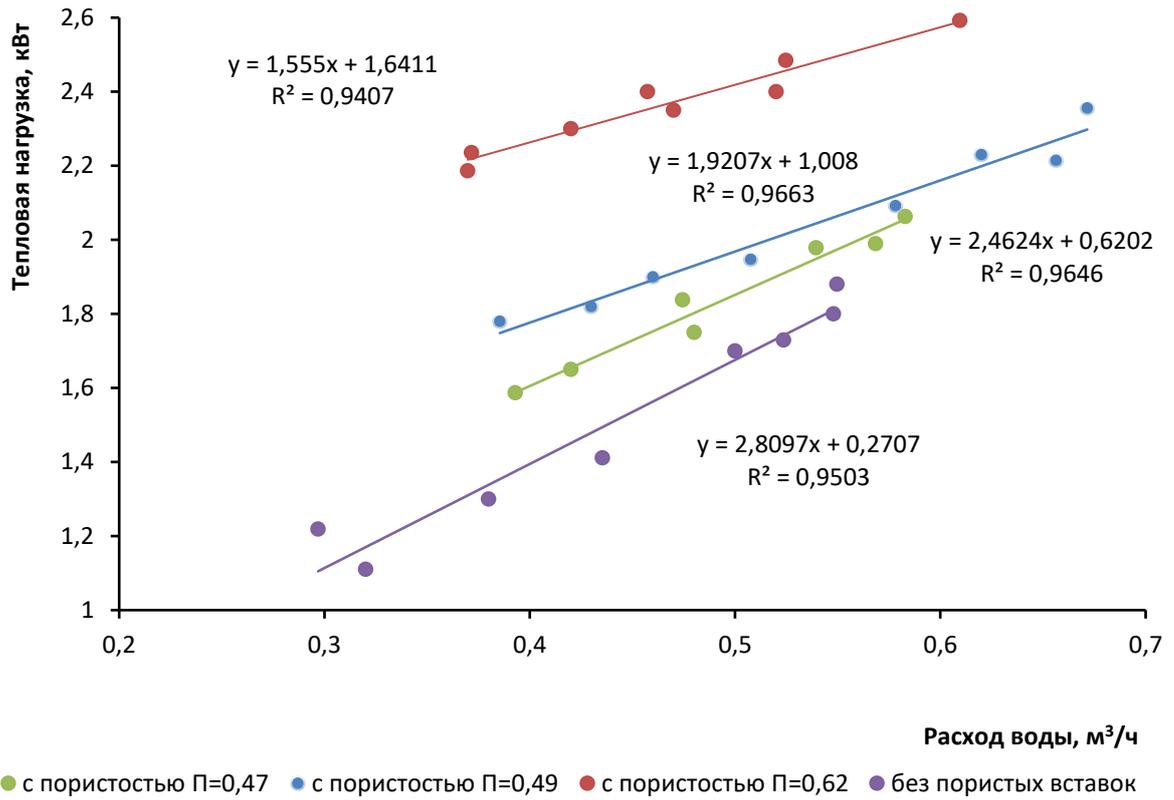


Рисунок 2.5. Тепловая мощность теплообменников при первом режиме работы системы подачи ВОДЫ.

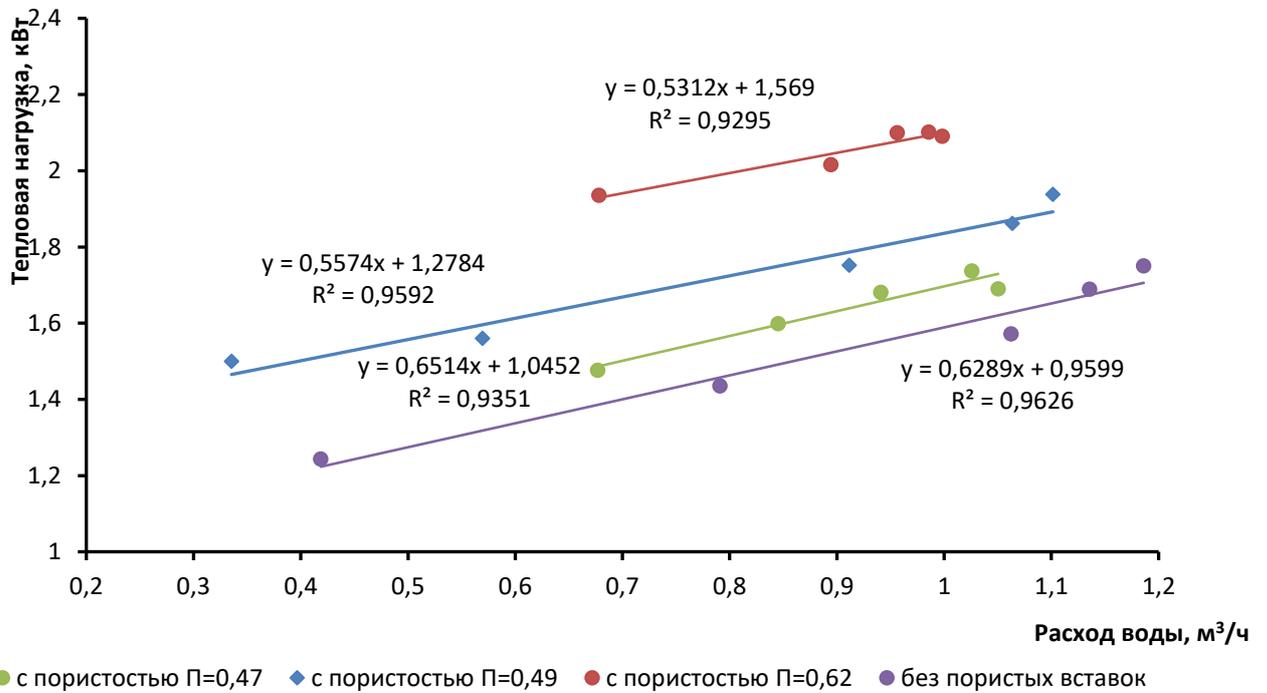


Рисунок 2.6. Тепловая мощность теплообменников при втором режиме работы системы подачи ВОДЫ.

По построенным графикам 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 $\Pi=0,62$ имеет большую тепловую мощность по сравнению с аппаратами, имеющими вставки с пористостью 0,47 и 0,49. Установлено, что уровень повышения тепловой нагрузки в теплообменниках с пористыми вставками составил 1,5–2 раза по сравнению с гладкотрубным теплообменником.

Достоверность полученных выводов подтверждается проверкой адекватности построенных математических моделей. Такая оценка осуществляется при помощи среднего коэффициента аппроксимации, который находится по формуле:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{|y_i - \hat{y}_i|}{y_i}}{n} \cdot 100\% \quad (2.17)$$

где \hat{y}_i – значения результирующего фактора, рассчитанного по уравнению регрессии, y_i – фактические значения результирующего фактора, n – объем выборки.

При значении коэффициента аппроксимации менее 10% модель считается хорошо подобранной.

Значимость построенного уравнения оценивается при помощи критерия Фишера, вычисляемого по формуле:

$$F_{\text{факт}} = \frac{S_{\text{факт}}^2}{S_{\text{ост}}^2} \quad (2.18)$$

где $S_{\text{факт}}^2$ – факторная дисперсия, $S_{\text{ост}}^2$ – остаточная дисперсия.

Факторная дисперсия определяется по формуле:

$$S_{\text{факт}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{m} \quad (2.19)$$

где m – число параметров при переменной x ; \bar{y} – математическое ожидание результирующего фактора, $\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}$.

Остаточная дисперсия вычисляется по формуле:

$$S_{\text{ост}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{n-m-1} \quad (2.20)$$

Фактическое значение критерия $F_{\text{факт}}$ сравнивается с критическим (табличным) $F_{\text{табл}}$ при степенях свободы $k_1=n-m-1$ и $k_2=m$. Если $F_{\text{факт}} > F_{\text{табл}}$, то составленное уравнение считается статистически значимым и надежным.

Далее необходимо осуществить проверку значимости коэффициентов регрессии. Проверка осуществляется при помощи критерия Стьюдента.

Для этого находят дисперсии и средние квадратические отклонения независимой и зависимой переменных:

$$D(x) = \frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n} - \bar{x}^2 \quad (2.21)$$

$$D(y) = \frac{\sum_{i=1}^n y_i^2}{n} - \bar{y}^2 \quad (2.22)$$

$$\sigma(x) = \sqrt{D(x)} \quad (2.23)$$

$$\sigma(y) = \sqrt{D(y)} \quad (2.24)$$

Затем, используя значения, полученные по формулам (2.20), (2.23), (2.24) вычисляются средние квадратические ошибки коэффициентов регрессии:

$$S_b = S_{\text{ост}} \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n x_i^2}}{n \cdot \sigma(x)} \quad (2.25)$$

$$S_a = \frac{S_{\text{ост}}}{\sqrt{n} \cdot \sigma(x)} \quad (2.26)$$

На основе полученных значений по формулам (2.25) и (2.26) вычисляются расчетные значения критерия Стьюдента:

$$t_a = \frac{a}{S_a} \quad (2.27)$$

$$t_b = \frac{b}{S_b} \quad (2.28)$$

где a , b - коэффициенты из уравнения регрессии (2.14).

Оценка значимости коэффициентов производится с помощью сравнения расчетных значений t-критерия Стьюдента с табличным значением критерия $t_{s,\alpha}$, при $s=n-m-1$ и уровне значимости $\alpha=0,05$.

Результаты проверки значимости каждого уравнения регрессии и проверка адекватности уравнения регрессии на основании расчетов по формулам (2.17) - (2.28) приведены в таблице 2.2 и 2.3.

Таблица 2.2. – Статистическая оценка результатов эксперимента при первом режиме работы насоса

Теплообменные аппараты	$\bar{\epsilon}$	$S_{\text{факт}}^2$	$S_{\text{ост}}^2$	$F_{\text{факт}}$	$F_{\text{табл}}$	$\sigma(x)$	$\sigma(y)$	S_a	S_b	t_a	t_b	$t_{s,\alpha}$
Теплообменник П=0,62	4,05	0,02	0,01	12,39	4,06	0,09	0,12	0,01	0,003	101,78	758,76	2,02
Теплообменник П=0,49	4,72	0,08	0,01	42,46	4,06	0,11	0,20	0,01	0,004	113,99	318,71	2,02
Теплообменник П=0,47	5,27	0,13	0,02	7,11	4,06	0,07	0,17	0,12	0,06	15,95	17,07	2,02
Теплообменник без вставок	6,29	0,41	0,02	19,13	4,06	0,10	0,31	0,10	0,05	29,92	5,07	2,02

Таблица 2.3. – Статистическая оценка результатов эксперимента при втором режиме работы насоса

Теплообменные аппараты	$\bar{\epsilon}$	$S_{\text{факт}}^2$	$S_{\text{ост}}^2$	$F_{\text{факт}}$	$F_{\text{табл}}$	$\sigma(x)$	$\sigma(y)$	S_a	S_b	t_a	t_b	$t_{s,\alpha}$
Теплообменник П=0,62	3,23	0,007	0,001	12,63	4,06	0,12	0,06	0,002	0,002	18,12	101,68	2,02
Теплообменник П=0,49	3,25	0,163	0,006	24,68	4,06	0,30	0,19	0,010	0,008	61,01	143,59	2,02
Теплообменник П=0,47	4,14	0,167	0,015	11,21	4,06	0,14	0,12	0,049	0,045	27,25	10,30	2,02
Теплообменник без вставок	6,37	0,19	0,019	10,14	4,06	0,28	0,22	0,030	0,029	23,07	30,65	2,02

Проведенная оценка статистической значимости уравнений регрессии и коэффициентов регрессии, позволяет сделать вывод, что все составленные уравнения регрессии и коэффициенты регрессии являются статистически значимыми. Значения средней ошибки аппроксимации во всех проведенных опытах не превышает порогового значения 10%, что подтверждает качество

составленных уравнений регрессии. Следовательно, можно считать сделанные выводы на основе анализа полученных моделей достоверными.

2.4 Методика обработки полученных результатов экспериментов

При проведении экспериментальной работы были получены следующие данные: t_{f1} , t_{f2} – температура фреона при входе и выходе из теплообменного аппарата, G_{vf} – объемный расход фреона, м³/ч; p_{f1} , p_{f2} – давление при входе и выходе из теплообменного аппарата; t_{w1} , t_{w2} – температура воды при входе и выходе из теплообменного аппарата, G_v – объемный расход воды, м³/ч/.

Полученные результаты экспериментального исследования были обработаны в следующем порядке.

1) Вычислялась тепловая нагрузка Q каждого теплообменного аппарата по уравнению (2.13).

2) Определяются геометрические характеристики элементов теплообмена.

Для получения количественной закономерности теплоотдачи при течении теплоносителя по пористой среде из алюминия хаотичной структуры предлагается разбить объем вставки на одинаковые элементарные объемы - кластеры, на границах которых тепловые потоки равны нулю (рис. 2.7).

Использование кластерной модели течения по пористой структуре предложено и обосновано в работах Шабарова А. Б., Степанова А. В. и др.[75,82,92,93]

Исходя из геометрических параметров вставок необходимо найти площадь поперечного сечения кластера, по которому протекает фреон.

Геометрические параметры вставок, следующие: диаметр $D_{вст}=0,049$ м, длина $l=0,2$ м, количество трубок $n=19$, внешний диаметр трубок $d_T=0,006$ м,

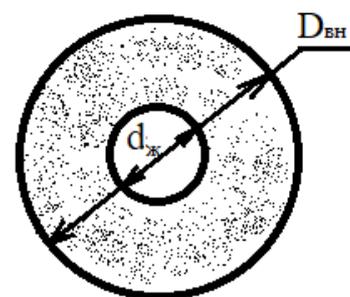


Рис. 2.7 – Поперечное сечение кластера пористой вставки, приходящегося на 1 трубку

внутренний диаметр трубок $d_{т.внутр}=0,004$ м. По данным размерам вставок вычисляется площадь поперечного сечения S , через которую фильтруется теплоноситель по формуле (2.29):

$$S = \frac{\pi D_{вст}^2}{4} - n \frac{\pi d_T^2}{4} \quad (2.29)$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,049^2}{4} - 19 \frac{\pi \cdot 0,006^2}{4} = 0,001886 - 0,000537 = 0,001349 \text{ м}^2$$

Диаметр элементарного кластера находится через площадь сечения вставки, приходящуюся на одну трубку.

$$\frac{S}{n} = \frac{\pi(D_{вн}^2 - d_T^2)}{4} \quad (2.30)$$

$$D_{вн} = \sqrt{\left(\frac{4S}{\pi n} + d_T^2\right)} \quad (2.31)$$

$$D_{вн} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 0,001349}{\pi \cdot 19} + 0,006^2\right)} = 0,011 \text{ м}$$

Течение теплоносителя в пористой среде рассматривается по закону Дарси [19,89]:

$$G_{vf} = \frac{k_p \Delta p_f S}{\mu_f l} \quad (2.32)$$

где k_p – коэффициент проницаемости, м^2 ; μ_f – динамическая вязкость фреона, $\text{Па}\cdot\text{с}$; l – длина пористой вставки, м ; Δp_f – разность давлений фреона при входе и выходе, Па .

Из уравнения Дарси (2.32) определяется коэффициент проницаемости:

$$k_p = \frac{G_{vf} \mu_f l}{\Delta p_f S} \quad (2.33)$$

Далее вычисляется эквивалентный диаметр капилляра, по которому движется фреон, используя коэффициент проницаемости [74,92]:

$$k_p = \frac{\pi d_э^2}{32} \quad (2.34)$$

$$d_э = \sqrt{\frac{32 k_p}{\pi}} \quad (2.35)$$

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

$$S \cdot \pi = N_1 \cdot n \frac{\pi d_э^2}{4} \quad (2.36)$$

$$N_1 = \frac{4 S \cdot \Pi}{\pi n d_3^2} \quad (2.37)$$

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

$$F_{\text{пов.к1}} = N_1 \pi d_3 l \quad (2.38)$$

3) Уравнения для вычисления скоростей теплоносителей.

Скорость воды в трубке находится по формуле:

$$v_w = \frac{4G_{wf}}{\rho_w \pi d_{\text{т.внутр}}^2 n} \quad (2.39)$$

где ρ_w – плотность воды, кг/м³.

Для вычисления коэффициента теплоотдачи от воды к внутренней поверхности трубки вычисляется критерий Рейнольдса для воды:

$$Re_w = \frac{v_w d_{\text{т}}}{\nu_w} \quad (2.40)$$

где v_w – скорость воды, м/с; $d_{\text{т.внутр}}$ – внутренний диаметр трубки, м; ν_w – кинематическая вязкость воды, м²/с.

Для определения режима течения теплоносителя вычисляется скорость фреона в капиллярах:

$$v_f = \frac{G_{vf}}{S \Pi} \quad (2.41)$$

Для вычисления коэффициента теплоотдачи при течении фреона внутри канала, вычисляется критерий Рейнольдса:

$$Re_f = \frac{v_f d_3}{\nu_f} \quad (2.42)$$

где ν_f – кинематическая вязкость фреона, м²/с.

4) Вычислена температура стенки трубки по формуле:

$$\bar{t}_{\text{ст}} = \bar{t}_w - \frac{Q_1}{F_{\text{т.внутр}} \alpha_w} \quad (2.43)$$

где $\bar{t}_w = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}$ – средняя температура воды, °С; $F_{\text{т.внутр}} = \frac{\pi d_{\text{т.внутр}}^2}{4}$ – площадь внутренней поверхности трубок, м²; $Q_1 = \frac{q}{n}$ – количество теплоты отводящейся от одной трубки, Вт; α_w – коэффициент теплоотдачи со стороны воды, Вт/м² К.

В проводимых экспериментах критерий Рейнольдса соответствовал переходному режиму движению воды, $2000 \leq Re_w \leq 10000$. Критериальное уравнение конвективного теплообмена при переходном режиме движения жидкости имеет вид:

$$Nu_w = 0,11 (Re_w^{0,667} - 125) Pr_w^{0,445} \quad (2.44)$$

где Pr_w – критерий Прандтля, критерий теплофизических характеристик воды [72].

При других значениях Re_w критериальное уравнение можно записать по материалам Исаченко В. П. [27].

Коэффициент теплоотдачи от воды к медной стенке трубы вычисляется по формуле:

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \lambda_w}{d_{т.внутр}} \quad (2.45)$$

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

Перенос теплоты в структуре пористого материала из алюминия 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 поверхностный коэффициент теплоотдачи, однако при его определении по экспериментальным данным возникают трудности с отсутствием данных о форме и размерах пор, а также при отсутствии данных о температуре каркаса. Поэтому по результатам представленным в [36,68-70] при средней пористости и высокой теплопроводности материалов каркаса и трубок для обобщения экспериментальных данных можно использовать в качестве среднего температурного напора, разницу между средней температурой теплоносителя-фреона и средней температурой стенки со стороны воды.

5) Коэффициент теплоотдачи, через пористую вставку к фреону, вычисляется из равенства на основе данных, полученных при экспериментальном исследовании:

$$Q_1 = \alpha_{\text{пов}} F_{\text{пов.к1}} (\bar{t}_{\text{ст}} - \bar{t}_f) \quad (2.46)$$

$$\alpha_{\text{пов}} = \frac{Q_1}{F_{\text{пов.к1}} (\bar{t}_{\text{ст}} - \bar{t}_f)} \quad (2.47)$$

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

Результаты проведенных экспериментов были обобщены. По полученным данным произведены вычисления коэффициента проницаемости и эквивалентного диаметра поровых каналов каждой вставки. Вычисления проводились по формулам (2.33) и (2.35), их результаты представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4. – Коэффициент проницаемости и эквивалентный диаметр поровых каналов по результатам обработки экспериментальных данных

Теплообменник с пористостью П=0,62				
$G_{Vf, \text{м}^3/\text{с}}$	0,00111	0,00139	0,00167	0,00194
$\Delta P, \text{кПа}$	447,5	574,0	677,5	785,0
$k, \text{м}^2$	$4,28117 \cdot 10^{-12}$	$4,17 \cdot 10^{-12}$	$4,24 \cdot 10^{-12}$	$4,27 \cdot 10^{-12}$
$dэ, \text{м}$	$1,48648 \cdot 10^{-5}$	$1,47 \cdot 10^{-5}$	$1,48 \cdot 10^{-5}$	$1,48 \cdot 10^{-5}$
Теплообменник с пористостью П=0,49				
$G_{Vf, \text{м}^3/\text{с}}$	0,00111	0,00139	0,00167	0,00194
$\Delta P, \text{кПа}$	578,8	698,7	832,5	927,1
$k, \text{м}^2$	$3,30999 \cdot 10^{-12}$	$3,38 \cdot 10^{-12}$	$3,45 \cdot 10^{-12}$	$3,62 \cdot 10^{-12}$
$dэ, \text{м}$	$1,47025 \cdot 10^{-5}$	$1,49 \cdot 10^{-5}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$	$1,54 \cdot 10^{-5}$
Теплообменник с пористостью П=0,47				
$G_{Vf, \text{м}^3/\text{с}}$	0,00111	0,00139	0,00167	0,00194
$\Delta P, \text{кПа}$	598	724,2	798,7	943
$k, \text{м}^2$	$3,20372 \cdot 10^{-12}$	$3,43906 \cdot 10^{-12}$	$3,59801 \cdot 10^{-12}$	$3,55534 \cdot 10^{-12}$
$dэ, \text{м}$	$1,47691 \cdot 10^{-5}$	$1,53019 \cdot 10^{-5}$	$1,56516 \cdot 10^{-5}$	$1,55585 \cdot 10^{-5}$

Полученные результаты были обработаны для получения коэффициента проницаемости и эквивалентного диаметра пор вставки из пористого алюминия хаотичной структуры.

Таблица 2.5. – Результаты вычисления коэффициента проницаемости и эквивалентного диаметра поровых каналов

Геометрические параметры вставок	Теплообменник с пористостью П=0,62	Теплообменник с пористостью П=0,49	Теплообменник с пористостью П=0,47
$k, \text{ м}^2$	$4,24147 \cdot 10^{-12}$	$3,43943 \cdot 10^{-12}$	$3,44903 \cdot 10^{-12}$
$dэ, \text{ м}$	$1,47956 \cdot 10^{-5}$	$1,49852 \cdot 10^{-5}$	$1,53203 \cdot 10^{-5}$

Для оценки однородности каждой из исследуемых совокупностей значений коэффициента проницаемости и эквивалентного диаметра вычислялся коэффициент вариации. Максимальное его значение составило 4,44%. Полученное значение характеризует полученные совокупности значений коэффициентов проницаемости и эквивалентных диаметров как однородные

Вычисленные коэффициенты проницаемости и эквивалентные диаметры позволяют найти геометрические параметры теплообмена для пористых вставок хаотичной структуры с коэффициентом пористости 0,47, 0,49 и 0,62. Полученные значения могут использоваться при проведении тепловых и гидравлических расчётов теплообменных аппаратов с пористыми вставками.

Для каждого теплообменника с пористыми вставками были проведены расчеты по приведенному алгоритму коэффициента теплоотдачи со стороны фреона, значения критерия Нуссельта и числа Рейнольдса при изменении объемного расхода фреона от 3,8 до 6,2 м³/ч. В результате обобщения полученных данных и проведенных вычислений получена таблица 2.6.

Таблица 2.6. – Основные показатели, характеризующие движение теплоносителя по пористым вставкам из алюминия и его теплоотдачу

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.

2.5 Оценка времени выхода теплообменного аппарата на стационарный режим работы

Следующая серия экспериментов проводилась при стабильном расходе охлаждающегося теплоносителя – воды. Воду с комнатной температурой 20 – 22⁰С охлаждали в контуре при работающем фреоне до температуры порядка 3 – 5⁰С. При этом фиксировали каждые 2 минуты температуру воды и другие показатели по имеющимся приборам. Время необходимое для охлаждения воды до заданных температур составило 6 минут. Далее опыт прекращался во избежание заморозки воды в трубах теплообменного аппарата. Опыты и

измерения повторяли на каждом теплообменнике до 10 раз. Результаты представлены на рис.2.8.

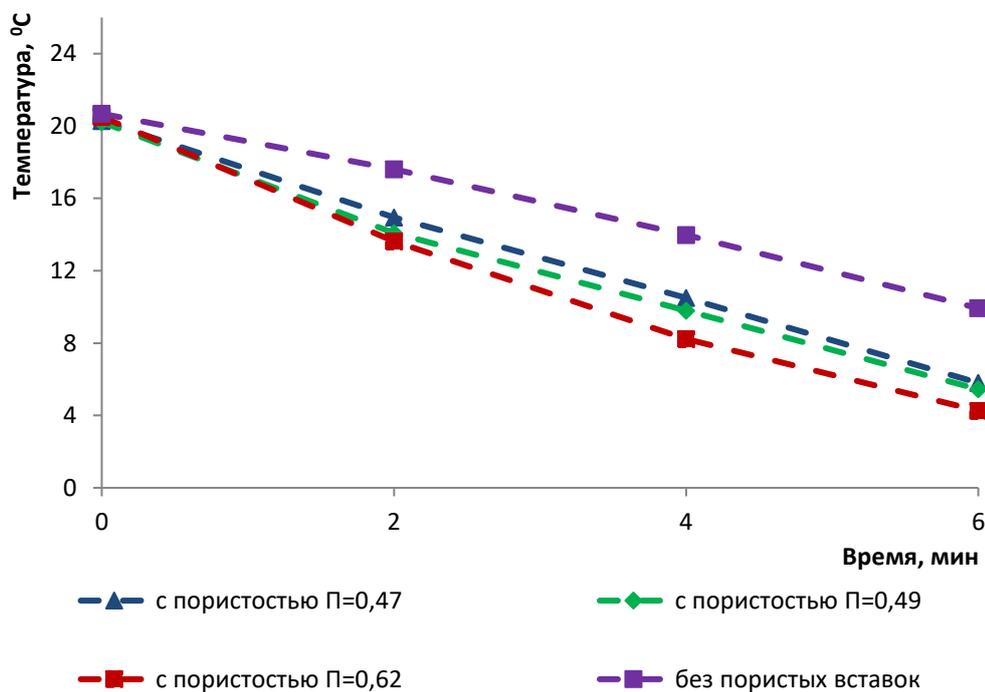


Рисунок 2.8. Изменение температуры воды при выходе установки на стационарный режим работы

Далее были произведены лабораторные эксперименты, позволяющие оценить интенсивность теплообмена каждого теплообменного аппарата при охлаждении воды после нагрева ее до 40-45⁰С. Предварительно экспериментально было установлено, что в течение 10 минут происходит значительное охлаждение воды вплоть до замерзания в трубках. Показания приборов при этом фиксировались каждые 2 мин. Интервал для фиксации параметров выбран исходя из пробных экспериментов, в соответствии с которыми именно через установленный промежуток времени наиболее показательное изменение температуры. Эксперименты повторялись многократно. По полученным данным построены графики изменения температуры во времени при одновременной работе двух контуров (рис.2.9).

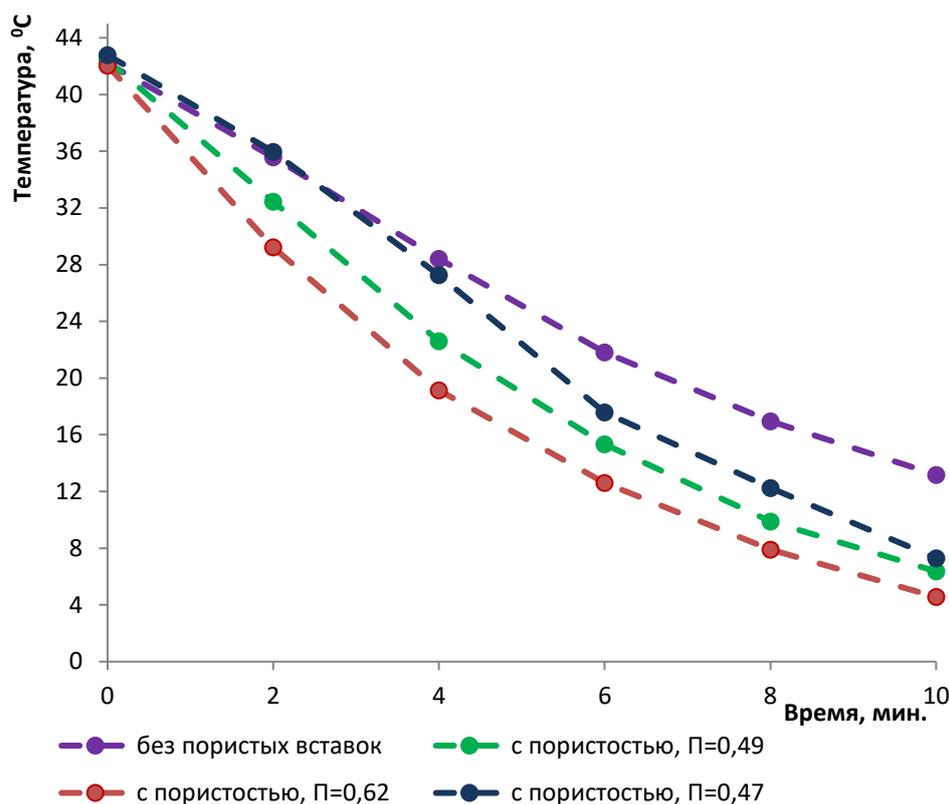


Рисунок 2.9. Изменение температуры воды при выходе установки на стационарный режим работы

Следующая серия экспериментов проводилась также при фиксированных расходах воды и фреона. Воду охлаждали от температуры 80-85°C. При проведении пробных экспериментов было подобран интервал времени, в течение которого можно зафиксировать различия в охлаждении теплообменных аппаратов и установлен интервал фиксации параметров (температуры, расхода, давления). Таким образом, вода нагревалась до 80-85°C, далее ее охлаждали при помощи фреонового контура в течение 35 минут, показатели температуры, давления и расхода фиксировались каждые 5 минут. Опыты повторялись многократно. Результаты эксперимента приведены на рис. 2.10.

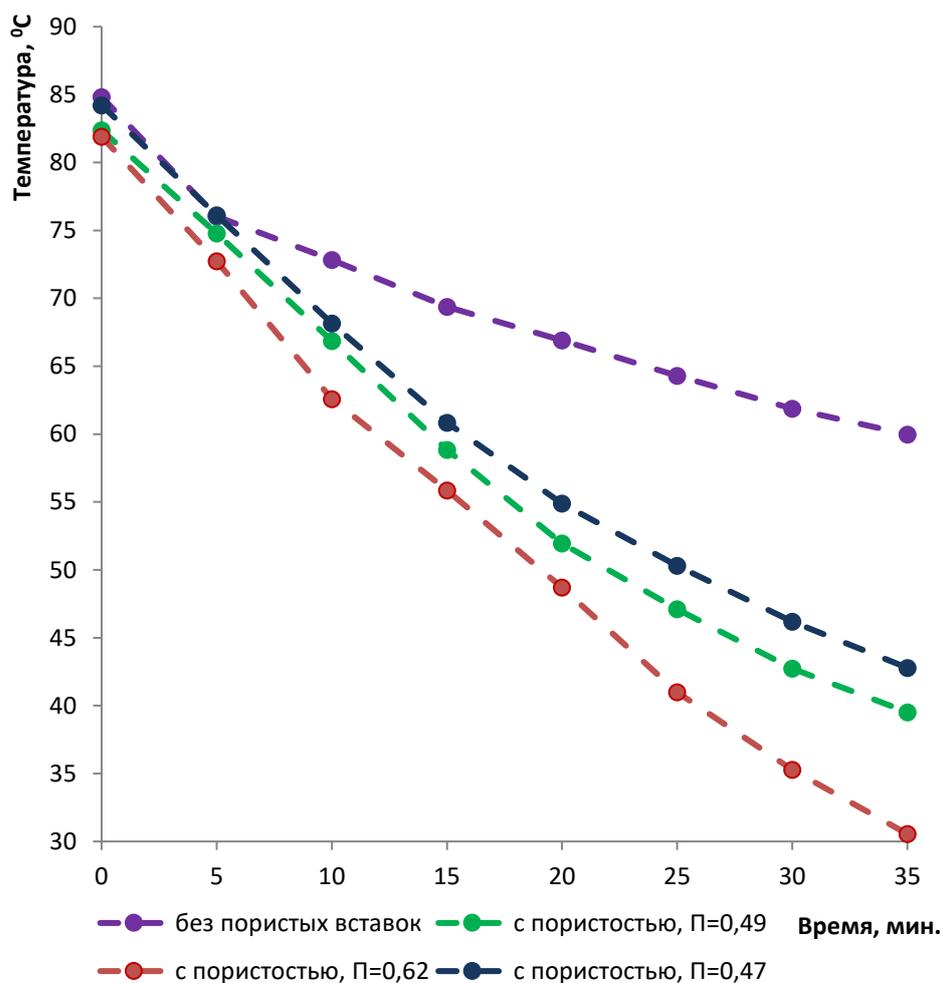


Рисунок 2.10. Изменение температуры воды при выходе установки на стационарный режим работы

Проведенные лабораторные исследования показали, что тепловая мощность теплообменных аппаратов с пористым наполнением больше по сравнению с теплообменным аппаратом без пористого наполнения. Соответственно, темп охлаждения воды выше в теплообменных аппаратах с пористым наполнением. Интервал изменения температуры воды от исходной, зависит от коэффициента пористости вставок. Это подтверждают все серии проведенных опытов. При этом линия изменения температуры воды теплообменника 4 (без пористого материала) проходит выше во всех трех сериях. Так же можно отметить, что линия изменения температуры теплообменника, имеющего меньшую пористость из рассматриваемых, $\Pi=0,47$ проходит ниже, чем у теплообменников, имеющих большую пористость.[76-78]

2.6 Результаты измерения величины гидравлических сопротивлений

При проведении экспериментальных исследований осуществлялись измерения температур, расходов, рабочих тел и измерения давлений на входе и выходе из экспериментальной установки фреона и воды. Измерение давления осуществлялось манометром марки ВСЖН-Н (класс точности 1,6).

Результаты гидравлических испытаний представлены в табл. 2.7.

Таблица 2.7. – Потери давления при прохождении фреона по пористым вставкам, кПа

Тип теплообменника	Расход фреона, м ³ /ч			
	4	5	6	7
Теплообменник с пористостью П=0,47	615	653,3	722,8	799,2
Теплообменник с пористостью П=0,49	578,8	620	692,5	762
Теплообменник с пористостью П=0,62	517,5	603	637,5	705
Теплообменник без пористых вставок	317,5	401	413,54	512,5

Установлено, что гидравлические сопротивления фреона по пористым вставкам возрастают, по сравнению с теплообменником в котором отсутствуют пористые вставки в 1,5–2 раза. Наибольшие потери давления наблюдаются в пористых вставках с наименьшей пористостью 0,47. Измерения показали, что теплообменный аппарат с пористостью 0,62 имеет большую тепловую нагрузку и более низкий уровень сопротивления по сравнению с теплообменниками, в которых пористость вставок меньше П=0,49 и П=0,47.

2.7 Выводы главе 2

1. Разработан стенд и описана методика проведения экспериментов и получения данных для проведения исследования теплоотдачи и коэффициентов гидравлических сопротивлений при течении фреона марки R404a пористого металла из алюминия хаотичной структуры в диапазоне пористости $\Pi=0,47-0,62$, среднем диаметре пор $d_p=0,8-1,9$ мм.

2. Экспериментально показано, что теплообменные аппараты, в конструкции которых использовались пористые вставки, имеют большую тепловую мощность по сравнению с теплообменным аппаратом без использования пористых вставок.

3. Произведена оценка погрешности экспериментальных исследований, которая составила 4,95%.

5. Проведена оценка тепловой нагрузки теплообменных аппаратов с пористыми вставками и без вставок по результатам проведенных экспериментов. Для обобщения выводов составлены уравнения регрессии. Все составленные уравнения регрессии и коэффициенты регрессии являются статистически значимыми. Следовательно, можно считать сделанные выводы на основе анализа полученных моделей достоверными.

6. Определена тепловая эффективность теплообмена при использовании в конструкции теплообменника вставок из пористого алюминия, который составляет 1,3–2 раза по сравнению с теплообменником, имеющим гладкие трубы. При этом рост гидравлических сопротивлений происходит в 1,7–2,2 раза.

6. Произведена обработка полученных экспериментальных значений, в результате определены коэффициенты проницаемости для пористых вставок, которые могут быть использованы при проведении теоретических расчетов теплообменных аппаратов с пористыми вставками.

ГЛАВА 3. ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С ПОРИСТЫМИ ВСТАВКАМИ ХАОТИЧНОЙ СТРУКТУРЫ

3.1 Расчетно-теоретическое исследование теплоотдачи в пористых вставках из алюминия хаотичной структуры

Механизм теплообмена при использовании в конструкциях пористых структур достаточно сложен. Теплота передается пористому каркасу, который имеет развитую поверхность теплообмена. Кроме того, пористые вставки создают эффект перемешивания в сообщающихся порах, что также оказывает влияние на интенсивность теплоотдачи.

По полученным данным проведенных экспериментальных исследований и результатам их обработки, представленным в главе 2 п. 2.4. можно провести оценку и установить закономерности для теплоотдачи от поверхности поровых каналов к фреону. Для вычисления коэффициент теплоотдачи от поверхности поровых каналов к фреону, определяемым является критерий Nu , который зависит от скорости и теплофизических свойств теплоносителей [57]. Общее вид уравнение подобия при вынужденном движении теплоносителя представлен формулой (3.1):

$$Nu_f = f(Re_f, Pr_f) \quad (3.1)$$

Критерий Прандтля для фреона вычисляется по формуле:

$$Pr_f = \frac{\mu_f \cdot c_f}{\lambda_f} \quad (3.2)$$

где c_f – теплоемкость фреона, Дж/кг К; μ_f - динамическая вязкость для средней температуры фреона, Па·с; λ_f – теплопроводность фреона при средней температуре, Вт/(м К).

При проведении лабораторных исследований все эксперименты проводились при фильтрации по порам только одного теплоносителя – фреона,

поэтому влияние критерия Pr было принято аналогичным влиянию отмеченному в [4, 68-70] – $Pr^{0,4}$.

Анализ полученных экспериментальных результатов показал, что существует логарифмическая зависимость между критерием Нуссельта от числа Рейнольдса (рис.3.1).

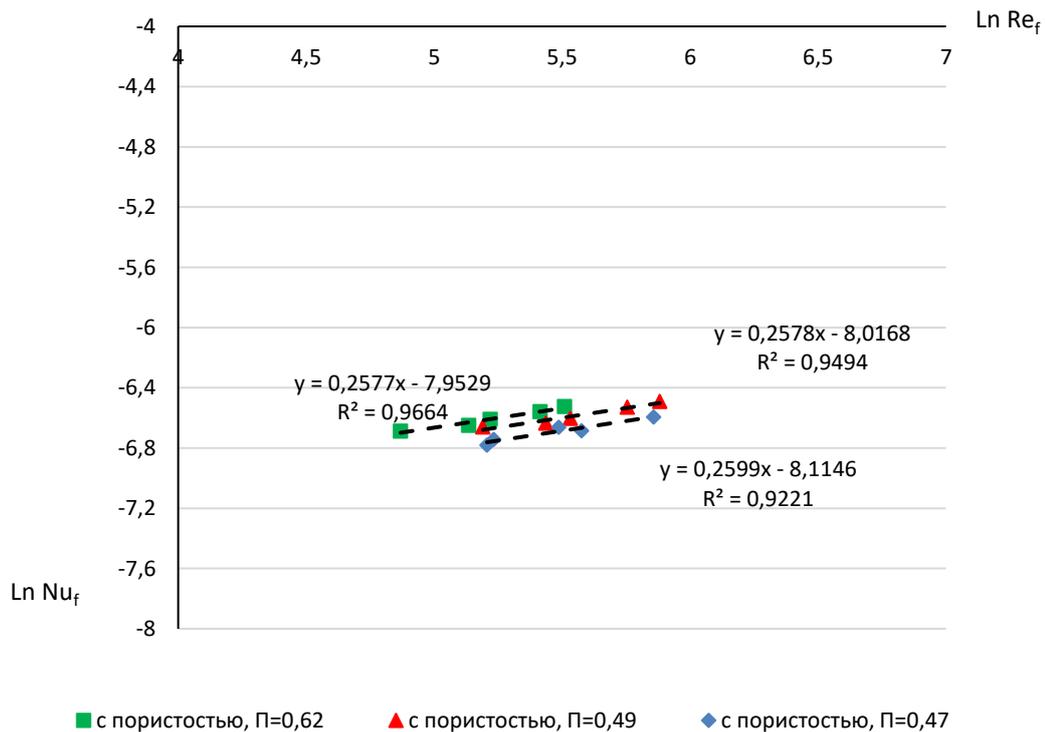


Рисунок 3.1. Зависимость критерия Нуссельта от числа Рейнольдса в логарифмических координатах

Из полученных графиков можно получить следующие параметры зависимости критерия Нуссельта от числа Рейнольдса: $\ln Nu = 0,2577 \ln Re - 7,959$, $\ln Nu = 0,2578 \ln Re - 8,0168$, $\ln Nu = 0,2599 \ln Re - 8,1146$.

Обобщая полученные результаты, получается следующее критериальное уравнение:

$$Nu_f = 0,00036 Re_f^{0,26} Pr_f^{0,4} \quad (3.3)$$

График полученного уравнения в логарифмической системе координат был нанесен на поле полученных экспериментальных данных (рис.3.2).

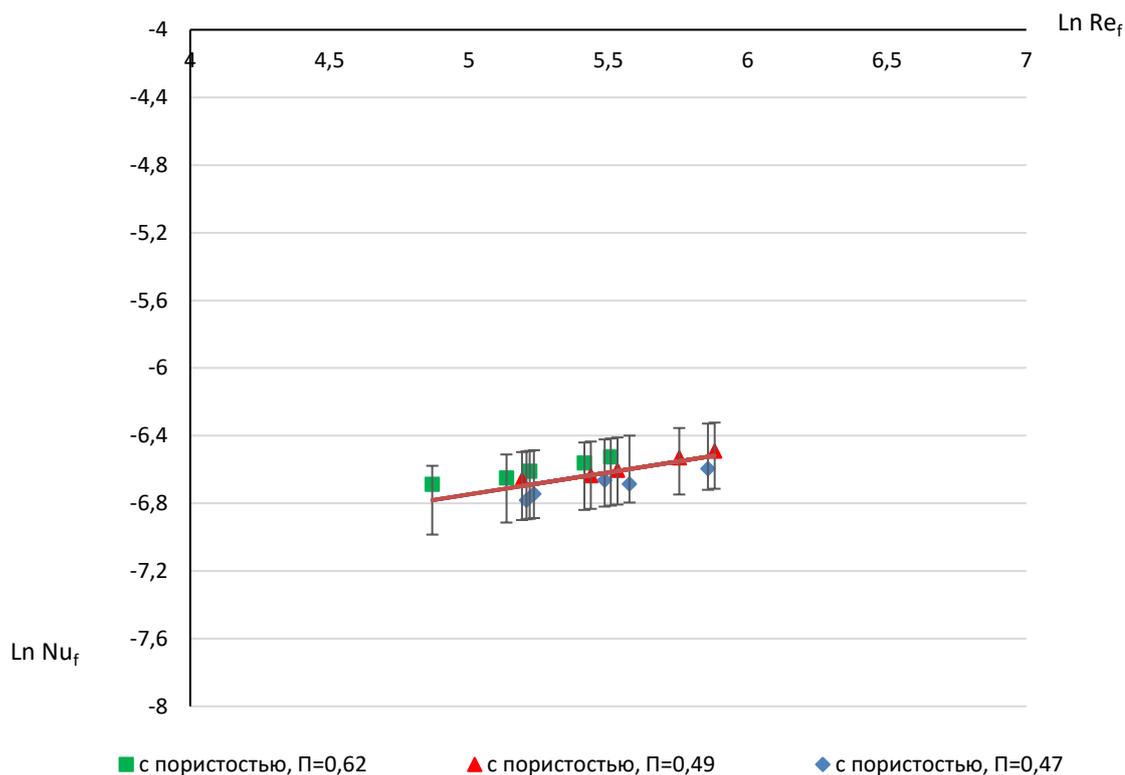


Рисунок 3.2. Сравнение экспериментальных и расчётных значений критерия Нуссельта в зависимости от числа Рейнольдса в логарифмической системе координат с указанием полосы отклонения $\pm 3\%$

Все полученные в ходе экспериментальной работы значения укладываются в полосу $\pm 3\%$. Полученный результат является удовлетворительным при проведении тепловых расчетов.

На рис. 3.3 представлены экспериментальные данные и теоретическая кривая, построенная по уравнению (3.3).

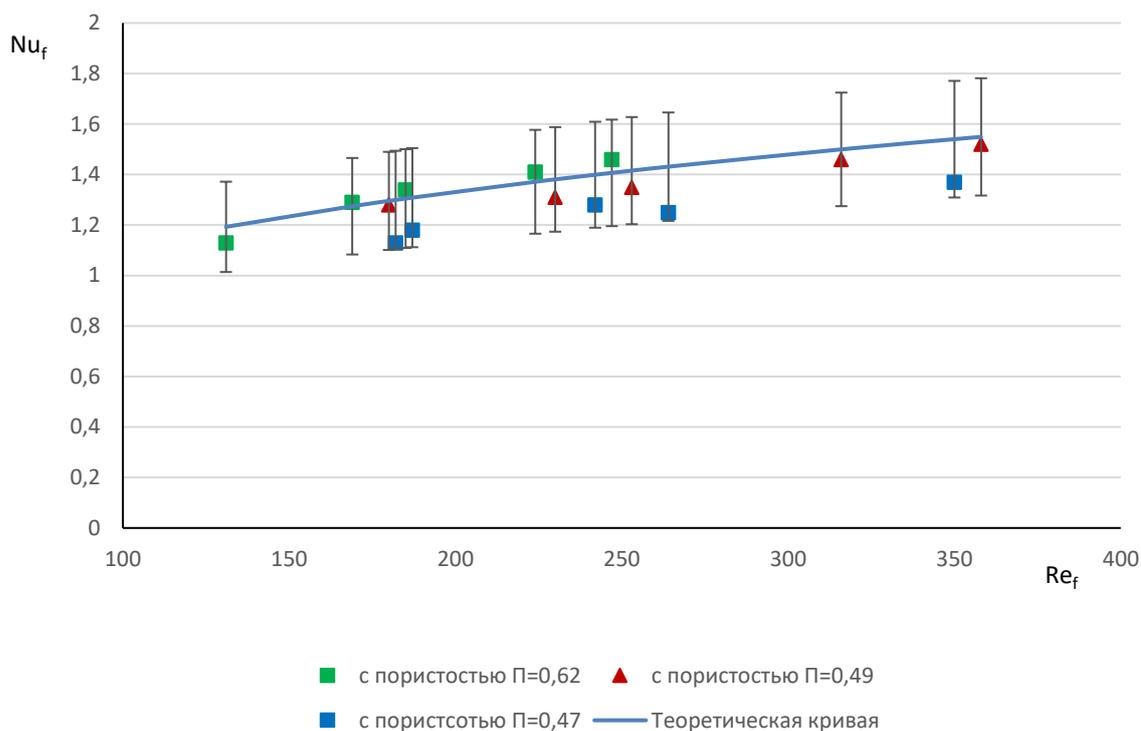


Рисунок 3.3. Сравнение экспериментальных и расчётных значений критерия Нуссельта в зависимости от числа Рейнольдса с указанием полосы отклонения $\pm 15\%$

Оценка качества составленного уравнения производится по F-критерию Фишера, который состоит в проверке гипотезы H_0 о статистической незначимости уравнения регрессии и показателя тесноты связи. Для этого выполняется сравнение фактического $F_{\text{факт}}$ и критического (табличного) $F_{\text{табл}}$ значений F-критерий Фишера. Значение фактического критерия Фишера определяются по формуле:

$$F_{\text{факт}} = \frac{\sum(\hat{y}-\bar{y})^2/m}{\sum(y-\hat{y})^2/(n-m-1)} \quad (3.4)$$

где y – эмпирические значения зависимой переменной; \bar{y} – среднее значение зависимой переменной по экспериментальным данным; \hat{y} – теоретические значения зависимой переменной; n – число единиц совокупности; m – число параметров при переменной x .

Полученное критериальное уравнение было линеаризовано: $x=\ln Re$, $y=\ln Nu$. В результате проведенных вычислений было получено:

$$F_{\text{факт}} = \frac{\sum(\hat{y}-\bar{y})^2/m}{\sum(y-\hat{y})^2/(n-m-1)} = \frac{0,077868/1}{0,092088/(15-1-1)} = 10,99$$

При уровне значимости по таблице значений $F_{\text{табл}}=4,67$ при уровне значимости 5%.

Так как $F_{\text{табл}}=4,67 < F_{\text{факт}}=10,99$, следовательно гипотеза H_0 о статистической незначимости уравнения регрессии и показателя тесноты связи отвергается.

Получено, что критериальное уравнение для числа Нуссельта описывает процесс с точностью 15% при доверительной вероятности 95%.

3.2 Исследование гидродинамики в пористых вставках из алюминия хаотичной структуры

Рассматривая движение жидкостей или газов в пористой среде, различают три основных вида течения: молекулярное, ламинарное и турбулентное. Поскольку переход от одного типа течения к другому не имеет выраженных границ, то в пористой среде рассматривают два переходных режима течения: от молекулярного к ламинарному и от ламинарного к турбулентному. Каждый режим течения в пористой среде обладает характерными особенностями взаимодействия частиц жидкости одна с другой и с поверхностями пор. [70]

Основной зависимостью, определяющей режим течения жидкости в порах, принято считать связь между скоростью движения жидкости в порах и градиентом давления в пористой среде. Иногда вместо скорости движения жидкости в порах рассматривают скорость фильтрации жидкости. Скорость фильтрации рассчитывается по полному сечению образца, а скорость движения в порах по площади пустот в поперечном сечении образца.

Большинство работ по пористым структурам 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[4, 68-71, 92]:

$$\text{grad } p = \alpha \mu_c w + \beta \rho_c w^2 \quad (3.5)$$

где α и β – вязкостный и инерционный коэффициенты пористой среды; ρ_c – плотность фреона, кг/м³; w - скорость фильтрации фреона, м/с.

Вязкостный коэффициент α и коэффициент проницаемости k_p пористой среды связаны соотношением:

$$\alpha = \frac{1}{k_p} \quad (3.6)$$

Уравнение (3.5) описывает ламинарный, турбулентный и переходный режимы течения жидкости в пористой среде при пренебрежении влияния сил тяжести.

Определение вязкостного и инерционного коэффициентов производилось по методике Ильина Ю. В. [4], для чего была построена зависимость $A=A(j)$. Вязкостный коэффициент определяется как $\alpha = A_0/\mu$, где A_0 – отрезок отсекаемый на оси A , горизонтальной частью зависимости. Инерционный коэффициент определяется по тангенсу угла наклона зависимости $A=A(j)$ (рис.3.4).

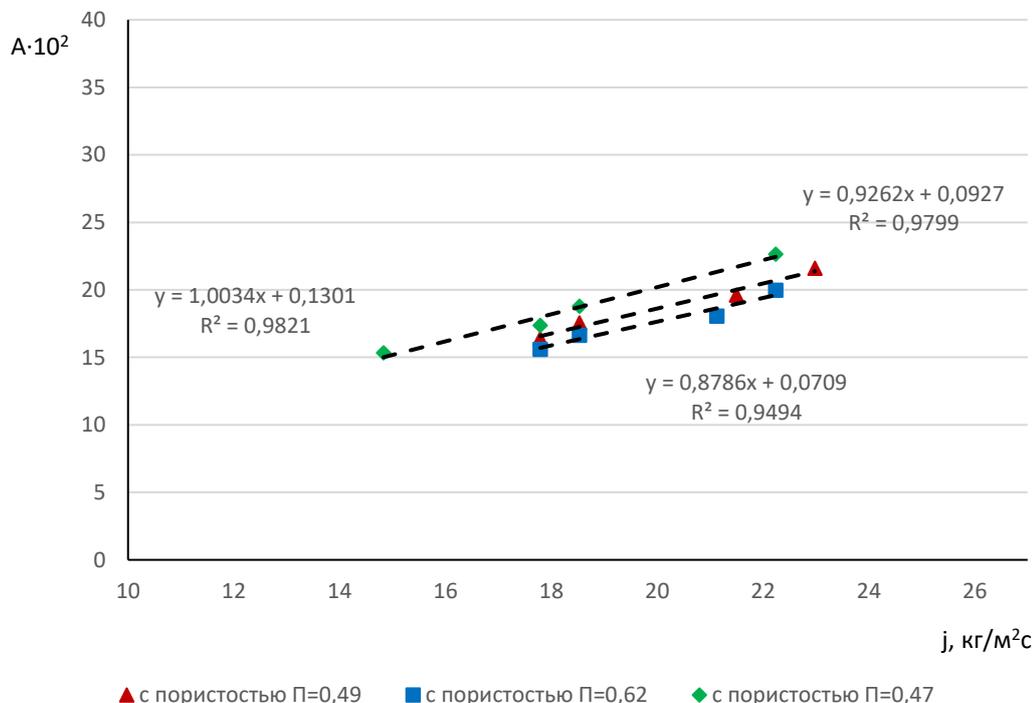


Рисунок 3.4. Зависимость комплекса $A = \frac{\Delta p}{g\rho_c l}$ от массовой скорости $j = \rho_c \omega$ для пористых алюминиевых вставок хаотичной структуры

Далее было проведено обобщение коэффициентов гидравлического сопротивления α и β по модели:

$$\begin{aligned}\alpha &= C_1 \Pi^{n_1} \\ \beta &= C_2 \Pi^{n_2}\end{aligned}\quad (3.7)$$

где C_1 и C_2 , n_1 и n_2 – эмпирические коэффициенты.

Полученные обобщающие зависимости для коэффициентов α и β имеют вид:

$$\begin{aligned}\alpha &= 1,252 \cdot 10^{10} \Pi^{-1,83}, \text{ м}^{-2} \\ \beta &= 37 \Pi^{-0,4}, \text{ м}^{-1}\end{aligned}\quad (3.8)$$

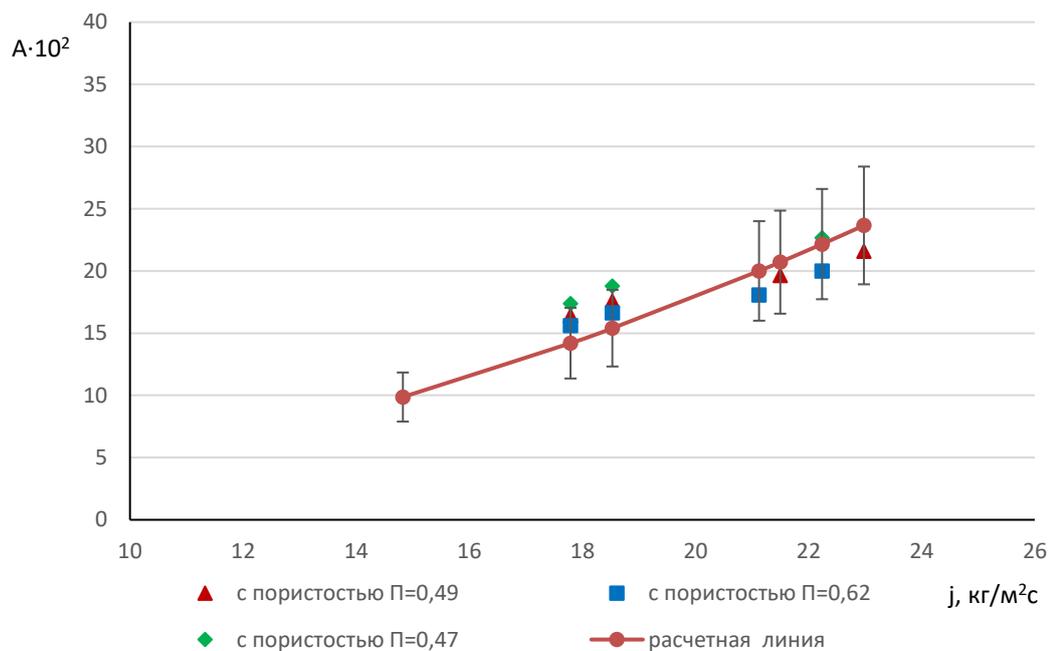


Рисунок 3.5. Сравнение экспериментальных данных с полученной зависимостью $A=A(j)$ для расчета потерь давления. Полоса отклонения $\pm 15\%$

На рисунке 3.5 представлены потери давления, вычисленные по уравнению (3.5) с использованием найденных вязкостного и инерционного коэффициентов по полученным формулам (3.8).

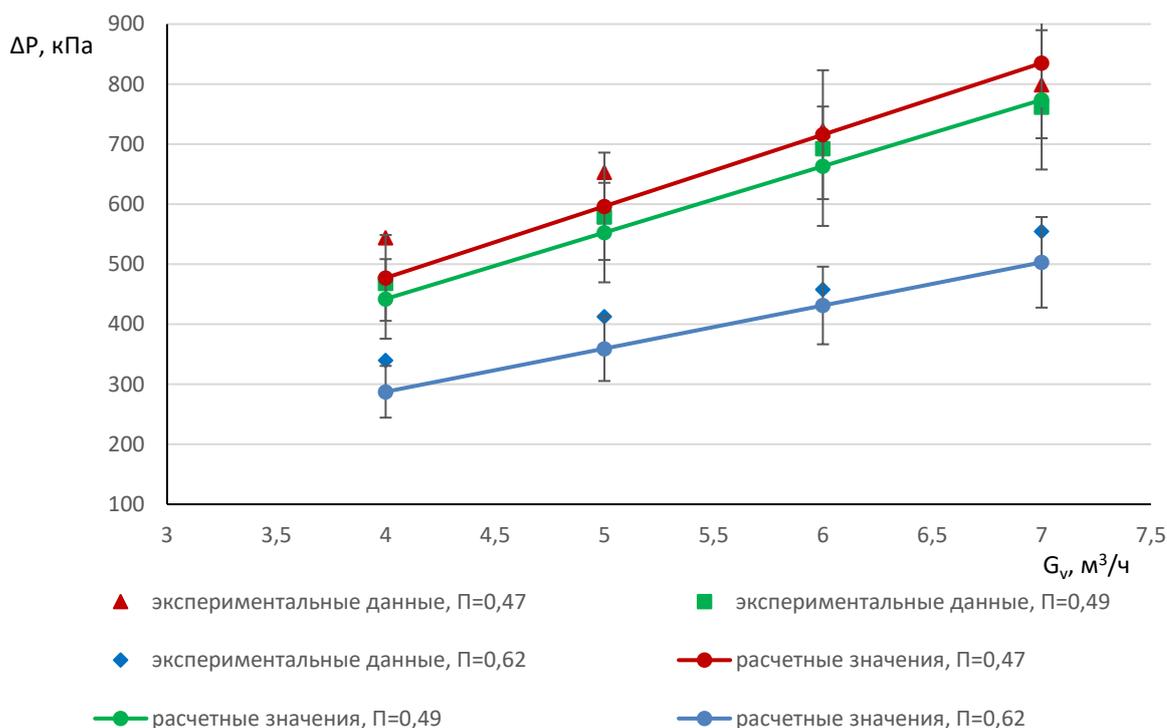


Рисунок 3.6. Сравнение экспериментальных данных ΔP с полученной зависимостью для расчета потерь давления. Полоса отклонения $\pm 15\%$

На рисунке (3.6) показано отклонение экспериментальных данных от найденной зависимости. С доверительной вероятностью 95% экспериментальные данные укладываются в полосу $\pm 15\%$.

3.3 Физико-математическая модель 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 в главе 3. п.3.1. Весь объем пористой вставки

предлагается разбить на одинаковые элементарные объемы – кластеры, приходящиеся на одну трубку теплообменного аппарата. Использование кластерной модели течения по пористой структуре предложено в главе 2 п. 2.4. и обосновано в работах Шабарова А. Б., Степанова А. В. и др.[82,75,92,93]

Физико-математическая модель параметров теплообмена включает в себя следующую систему уравнений.

1. Уравнение теплового баланса:

$$Q = c_{pw}G_w(t_{w1} - t_{w2}) = c_{pf}G_f(t_{f2} - t_{f1}) \quad (3.9)$$

где t_{f1} и t_{f2} - температура фреона при входе и выходе из теплообменного аппарата, $^{\circ}\text{C}$; t_{w1} и t_{w2} - температура воды при входе и выходе из теплообменного аппарата, $^{\circ}\text{C}$; 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, вычисленный по методике Н.И.Белокопя [27,57]:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\ln \frac{\Theta_1}{\Theta_2}} \quad (3.10)$$

где Θ_1 - наибольшая разность температур, Θ_2 – наименьшая разность температур.

Наибольшая и наименьшая разность температур находятся по формулам:

$$\Theta_1 = \Theta_{cp}^{ap} + 0,5\Delta T \quad (3.11)$$

$$\Theta_2 = \Theta_{cp}^{ap} - 0,5\Delta T$$

где ΔT – характеристическая разность температур; Θ_{cp}^{ap} – среднеарифметическая разность температур.

Среднеарифметическая разность температур определяется по формуле:

$$\Theta_{cp}^{ap} = t_{w1} - t_{f1} - 0,5\Delta t_w \Delta t_f \quad (3.12)$$

Характеристическая разность температур определяется по формуле:

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t_w + \Delta t_f)^2 - 4P\Delta t_w \Delta t_f} \quad (3.13)$$

где P - индекс противоточности схемы теплообменного аппарата принимается равным единице для одноходовых противоточных схем движения теплоносителей [27].

3. Расчет геометрических параметров теплообменника.

Площадь сечения пористой вставки, по которой движется фреон:

$$S = \frac{\pi D_{\text{вст}}^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{т}}^2}{4} \quad (3.14)$$

где $D_{\text{вст}}$ – диаметр пористой вставки, м; $d_{\text{т}}$ – внешний диаметр трубок, м.

Число поровых каналов в одном кластере:

$$N_1 = \frac{4 S \cdot \Pi}{\pi n d_3^2} \quad (3.15)$$

где d_3 – эквивалентный диаметр капилляра, м.

Для вставок пористостью 0,47, 0,49 и 0,62 значения эквивалентных диаметров вычислены в главе 2. п.2.4.

Для вставок другой пористости необходимо повторить расчет по формулам (2.33) и (2.35).

4. Вычисление скорости теплоносителей.

Скорость воды в трубке:

$$v_w = \frac{4G_w}{\pi d_{\text{т.внутр}}^2 n \rho_w} \quad (3.16)$$

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

$$Re_w = \frac{v_w d_{\text{т.внутр}}}{\nu_w} \quad (3.17)$$

где ν_w – кинематическая вязкость воды, м²/с.

Скорость фреона в капиллярах:

$$v_f = \frac{G_f}{S \Pi \rho_f} \quad (3.18)$$

где S – площадь сечения пористой вставки, по которой движется фреон, м²; Π – коэффициент пористости вставки; ρ_f – плотность фреона, кг/м³.

$$Re = \frac{v_f d_3}{\nu_f} \quad (3.19)$$

5. Коэффициенты теплоотдачи и коэффициент теплопередачи.

Теплоотдача со стороны воды вычисляется по следующим уравнениям:

$$Nu_w = 0,11 (Re_w^{0,667} - 125) Pr_w^{0,445}, \text{ (при } 2000 \leq Re_w \leq 10000) \quad (3.20)$$

где Pr – критерий Прандтля для воды.

В случае получения числа Рейнолдса в других диапазонах значений, необходимо воспользоваться уравнениями, предложенными Исаченко В. П. [27].

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \lambda_w}{d_{т.внутр}} \quad (3.21)$$

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

Теплоотдача со стороны фреона вычисляется по уравнениям:

$$Nu_f = 0,00036 Re_f^{0,26} Pr_f^{0,4} \quad (3.22)$$

$$Pr_f = \frac{\mu_f \cdot c_{pf}}{\lambda_f} \quad (3.23)$$

где μ_f – динамическая вязкость фреона, Па с; λ_f – коэффициент теплопроводности фреона, Вт/м К.

$$\alpha_f = \frac{Nu_f \lambda_f}{d_3} \quad (3.24)$$

Уравнение коэффициента теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{d_{т.внутр}}{d_{т.}} \frac{\delta}{\lambda_{т.}} + \frac{d_{т.внутр}}{\alpha_f N_1 d_3}} \quad (3.25)$$

где δ – толщина стенки трубки, м.

$$\delta = \frac{d_{т.} - d_{т.внутр}}{2} \quad (3.26)$$

6. Уравнение теплопередачи.

$$Q_1 = k F_{т.внутр} \Delta t_{ср} \quad (3.27)$$

где Q_1 – тепловой поток от одной трубки, Q/n, Вт.

Вычисляется длина трубки:

$$l = \frac{F_{т.внутр}}{\pi d_{т.внутр}} \quad (3.28)$$

7. Уравнения для проведения гидравлического расчета:

Мощность для прокачки теплоносителей вычисляется по формуле:

$$N = \frac{G_v \Delta p}{\eta} \quad (3.29)$$

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

Гидравлические потери при движении воды по трубкам можно найти как сумму гидравлических потерь на трение и потерь напора в местных сопротивлениях [27]:

$$\Delta P = \left(\lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_{\text{т.внутр}}} + \xi \right) \frac{v_w^2 \rho_w}{2} \quad (3.30)$$

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

Коэффициенты трения и местных сопротивлений находятся по формулам представленным Исаченко В. П. [27]

Гидравлические потери для фреона можно найти по формуле:

$$\text{grad } p = \alpha \mu_c w + \beta \rho_c w^2 \quad (3.31)$$

где α и β – вязкостный и инерционный коэффициенты пористой среды; ρ_c – плотность фреона, кг/м³; w – скорость фильтрации фреона, м/с.

Коэффициенты α и β вычисляются на основе выведенных зависимостей:

$$\begin{aligned} \alpha &= 1,252 \cdot 10^{10} \Pi^{-1,83}, \text{ м}^{-2} \\ \beta &= 37 \Pi^{-0,4}, \text{ м}^{-1} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Предложенная физико-математическую модель параметров теплообмена в теплообменном аппарате, позволяет создать методику теплового расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками хаотичной структуры.

3.4 Выводы по главе 3

1. Разработано критериальное уравнение для оценки теплоотдачи в пористых металлах из алюминия хаотичной структуры, справедливое в диапазоне $Re=100-400$, $\Pi=0,47-0,62$, $Pr=0,84-0,86$ и среднем диаметре пор $d_p=0,8-1,9$ мм. Полученное уравнение описывает экспериментальные данные с максимальным отклонением $\pm 15\%$ при доверительной вероятности 95%.

2. Найдены обобщающие зависимости для вязкостного и инерционного коэффициентов гидравлических сопротивлений, справедливые справедливое в диапазоне $Re=100-400$, $\Pi=0,47-0,62$ и среднем диаметре пор $d_{п}=0,8-1,9$ мм. Полученное уравнение описывает экспериментальные данные с максимальным отклонением $\pm 15\%$ при доверительной вероятности 95%.

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

ГЛАВА 4. ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ПОРИСТЫХ ВСТАВОК В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

4.1 Методика теплового расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры

По обобщенным результатам проведенного экспериментального исследования, теплогидродинамическим расчетам и предложенной физико-математической модели параметров теплообменного аппарата сформулированы основные этапы проведения теплового расчета теплообменника с пористыми вставками из алюминия. В зависимости от исходных данных порядок проведения расчета можно менять. Составленная физико-математическая модель позволяет составлять алгоритмы проведения расчетов параметров теплообменного аппарата в зависимости от имеющихся исходных данных. Алгоритм проведения теплового расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками представлен ниже

1. Задаются исходные данные:

- 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;
- $d_{\text{т}}$ – внешний диаметр трубок, м;
- $d_{\text{т.внутр}}$ – внутренний диаметр трубок, м.
- n - количество трубок, шт.

Ограничения на температуру теплоносителей: $t_{f1} < t_{w2} < t_{w1}$

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

2. Вычисляется температура фреона при выходе из теплообменного аппарата из уравнения теплового баланса (3.9).

3. Вычисляется среднелогарифмическая разность температур по формулам (3.10. – 3.13):

4. Вычисляются геометрические характеристики элементов теплообмена.

Площадь сечения пористой вставки, по которой движется фреон по уравнению (3.18). Число поровых каналов по уравнению (3.19).

5. Вычисляются скорости теплоносителей по формулам (3.20), (3.22).

6. Определяются числа подобия Рейнольдса и Прандтля по формулам (3.21), (3.23) и (3.26).

7. Определяются коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителей.

Для нахождения коэффициента теплоотдачи со стороны воды используются формулы (3.24) и (3.25). При других режимах течения воды для вычисления теплоотдачи необходимо воспользоваться одним из критериальных уравнений, представленных Исаченко В. П. [27].

Для вычисления коэффициента теплоотдачи со стороны фреона используются формулы (3.27), (3.28).

8. Вычисляется коэффициент теплопередачи по уравнению (3.29).

9. Вычисляется площадь поверхности теплообмена и длина трубок из уравнения (3.31).

10. При проведении теплового расчета теплообменного аппарата необходимо провести гидравлический расчет для определения мощности для прокачки теплоносителей. (3.33)-(3.36)

При проведении теплового расчета можно изменять параметры на входе, в результате можно получать различные методики расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками, в зависимости от исходных данных.

На рисунках 4.1–4.3 представлено сравнение тепловой нагрузки теплообменного аппарата с пористыми вставками, полученное по

экспериментальным данным и по результатам вычислений по изложенной выше методике с использованием полученного критериального уравнения для коэффициента теплоотдачи и коэффициентов гидравлического сопротивления. В проведенном расчете были однозначно определены температуры теплоносителей на входе, расходы теплоносителей, геометрические параметры теплообменников. Необходимо было определить температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата. По уравнению теплового баланса, используя полученные температуры была определена тепловая нагрузка теплообменного аппарата.

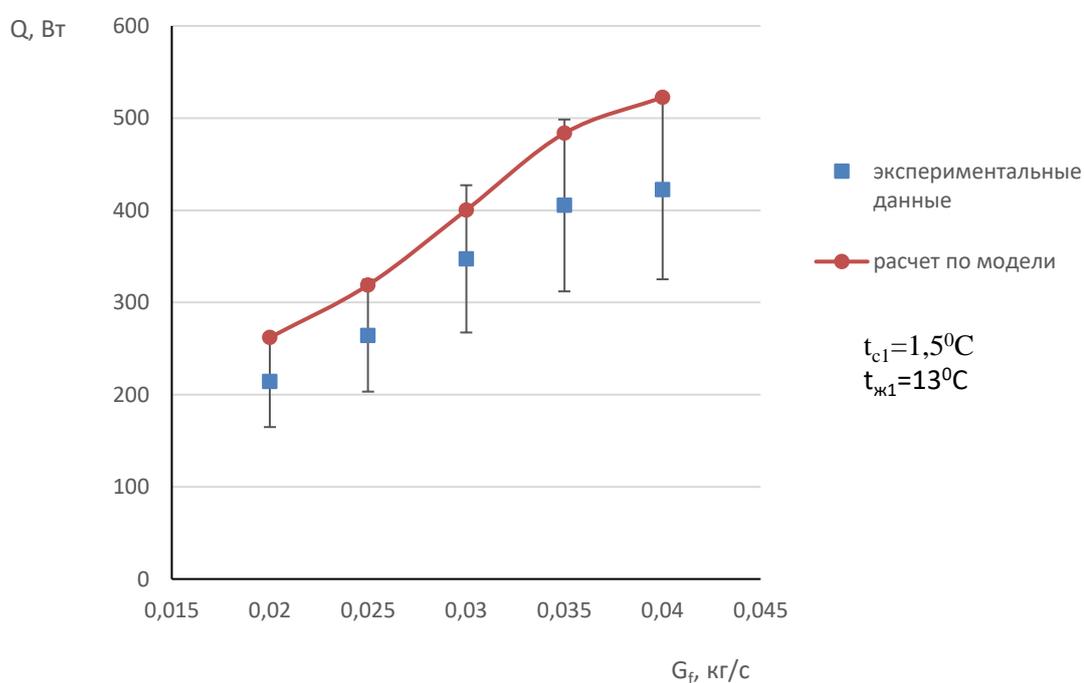


Рисунок 4.1 Тепловая нагрузка теплообменного аппарата с пористыми вставками $\Pi=0,62$ по экспериментальным и расчетным данным

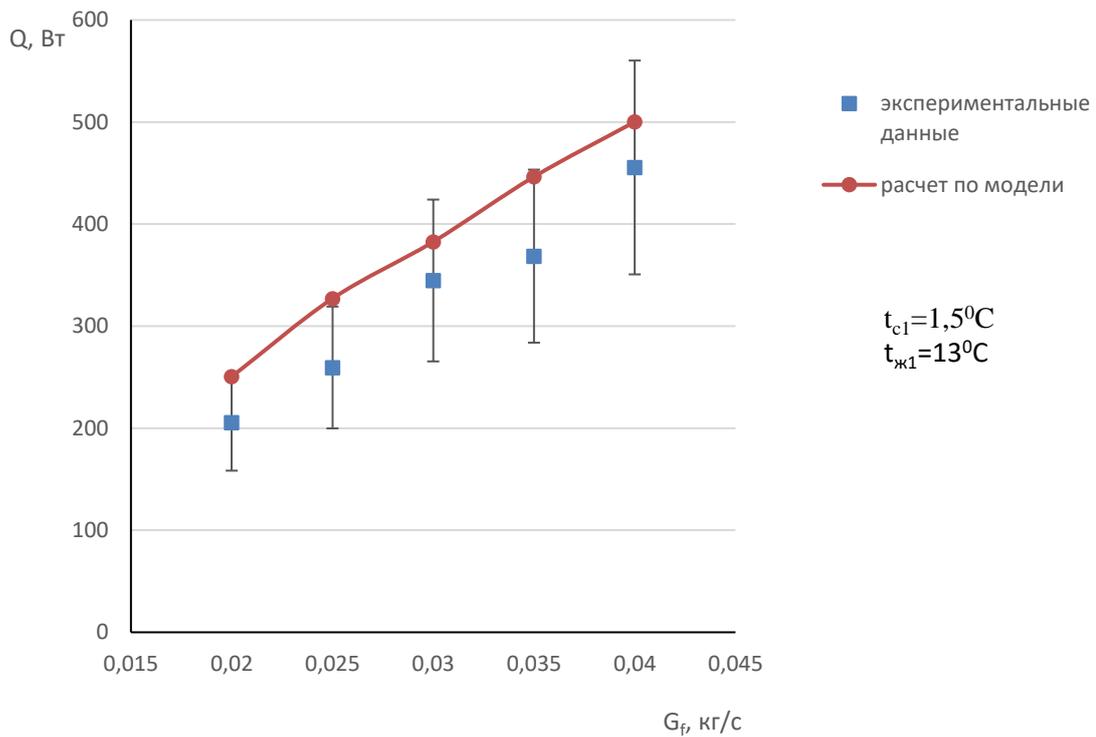


Рисунок 4.2 Тепловая нагрузка теплообменного аппарата с пористыми вставками $\Pi=0,49$ по экспериментальным и расчетным данным

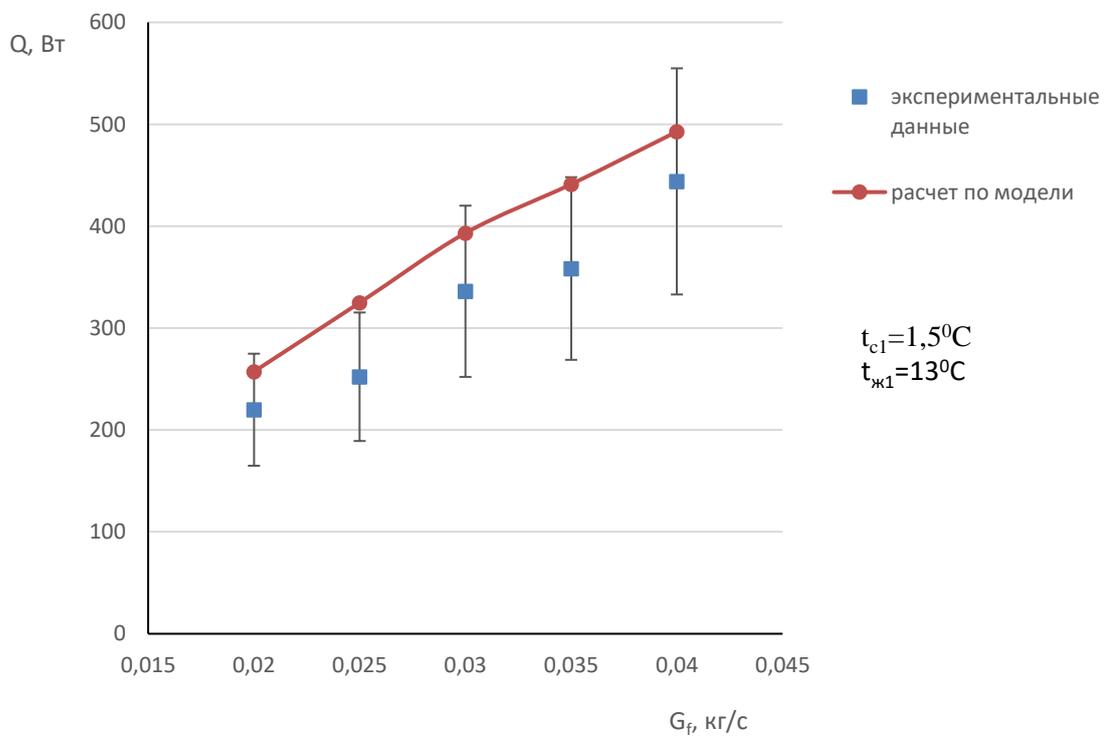


Рисунок 4.3 Тепловая нагрузка теплообменного аппарата с пористыми вставками $\Pi=0,47$ по экспериментальным и расчетным данным

Максимальная разница между экспериментальными данными и результатами вычислений составила $\pm 15\%$.

Проведено сравнение тепловой эффективности и гидравлических потерь давления в теплообменном аппарате с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры по сравнению с теплообменным аппаратом без вставок (табл. 4.1) при мощностях от 0,2 до 0,5 кВт. При этом гидросопротивление составило от 400 – 1300 кПа.

Таблица 4.1 – Результаты сравнения теплообменных аппаратов в пористыми вставками

Пористость вставки	$Q/Q_{\text{гл}}$	$\Delta P/\Delta P_{\text{гл}}$
0,47	1,68	2,21
0,49	1,73	1,93
0,62	1,97	1,61

По результатам проведенных расчетов установлено, что в теплообменном аппарате со вставками $\Pi=0,62$ из пористого алюминия хаотичной структуры происходит увеличение тепловой мощности в 1,97 раза по сравнению с теплообменным аппаратом без пористых вставок, что превосходит аналогичный показатель для теплообменных аппаратов со вставками пористостью 0,49 и 0,47. При этом гидравлические потери при прохождении холодного теплоносителя по пористым вставкам пористостью 0,62 в 1,61 раза выше, чем в теплообменнике без пористых вставок, что меньше, чем у теплообменных аппаратов со вставками 0,49 и 0,47. Поэтому в рассматриваемых конструкциях кожухотрубных теплообменных аппаратов предлагается использовать пористые вставки из алюминия хаотичной структуры пористостью $\Pi=0,62$ и среднем диаметре пор $d_{\text{п}}=1,7-1,9$ мм

4.2 Результаты проектировочного расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры

Использование в конструкциях теплообменных аппаратов пористых металлов из алюминия хаотичной структуры приводит к увеличению тепловой эффективности теплообменных аппаратов. Вместе с тем высокий уровень гидросопротивления сужает диапазон применения теплообменных аппаратов в различных технических областях. Несмотря на это можно рекомендовать применение кожухотрубных теплообменных 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. Кроме того, теплообменные аппараты рассматриваемого типа можно применять в технологических процессах в пищевой и химической промышленности.[39]

Для непрерывных технологических процессов важно понимать какую температуру на выходе из теплообменного аппарата будет иметь теплоноситель. Поэтому при использовании в технологическом процессе кожухотрубного теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия в методику проведения теплового и гидравлического расчета вводятся полученные зависимости при исследовании теплогидравлических характеристик пористого алюминия хаотичной структуры.

Тепловой расчет теплообменного аппарата сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи.

$$Q = c_{pw}G_w(t_{w2} - t_{w1}) = c_{pf}G_f(t_{f2} - t_{f1}) = k F \Delta t_{cp} \quad (4.1)$$

где c_{pw} , c_{pf} – теплоемкость воды и фреона соответственно, Дж/кг К; G_w , G_f – расход воды и фреона соответственно, кг/с; t_{w1} , t_{w2} – температуры воды на входе и выходе из теплообменника соответственно, °С; t_{f1} , t_{f2} – температуры фреона на входе и выходе из теплообменника соответственно, °С; k – коэффициент

теплопередачи, Вт/м² К; F – площадь поверхности теплообмена, м²; Δt_{cp} – среднелогарифмический температурный напор, °С.

Для рассматриваемого теплообменного аппарата тепловую нагрузку можно определить со стороны горячего теплоносителя – воды и со стороны холодного теплоносителя – фреона R404a.

Пример расчета приводится для теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия, имеющими пористость $p=0,62$.

Исходные данные, полученные при проведении экспериментальной работе:

- расход воды по экспериментальным данным $G_w=0,337$ кг/с;
- теплоемкость воды по таблицам $c_{pw}=4187$ Дж/кг °С;
- температура воды на входе в теплообменный аппарат по экспериментальным данным $t_{w1}=13,47$ °С;
- температура воды на выходе из теплообменного аппарата по экспериментальным данным $t_{w2}=13,18$ °С.

Тепловая нагрузка аппарата со вставками, имеющими пористость по экспериментальным данным $p=0,62$:

$$Q = 4187 \cdot 0,337(13,47 - 13,18) = 465,6 \text{ Вт}$$

Остальные расчеты приводятся в таблице 4.2

Таблица 4.2. – Расчет тепловой нагрузки теплообменных аппаратов по горячему теплоносителю

Пористость вставки теплообменника	П=0,62	П=0,49	П=0,47	П=1
Расход воды, G_w , кг/с	0,337	0,335	0,311	0,328
Теплоемкость воды, c_{pw} , Дж/кг°С	4187	4187	4187	4187
Температура воды на входе в теплообменный аппарат, t_{w1} , °С	13,47	13,56	14,01	13,6
Температура воды на выходе из теплообменного аппарата, t_{w2} , °С	13,14	13,25	13,7	13,47
Тепловая мощность, Q, Вт	465,6	434,8	403,7	179,0

По фреону проводится расчет, при условии, что он находится в газообразном состоянии внутри теплообменника. Перед теплообменником в рассматриваемом контуре установлен дроссель, после прохождения через который фреон при создаваемом давлении моментально вскипает и далее по контуру движется в газообразном состоянии. Расчет приводится для

теплообменного аппарата с пористыми вставками из алюминия, имеющими пористость $\Pi=0,62$.

Исходные данные, полученные при проведении экспериментальной работе:

- расход фреона по экспериментальным данным $G_f=0,037$ кг/с;
- теплоемкость фреона из таблицы теплофизических свойств $c_{pf}=1030,4$ Дж/кг К;

- температура фреона на входе в теплообменный аппарат по экспериментальным данным $t_{f1}=1,04^{\circ}\text{C}$;

- температура воды на выходе из теплообменного аппарата по экспериментальным данным $t_{f2}= 12,96^{\circ}\text{C}$.

Тепловая нагрузка аппарата со вставками, имеющими пористость $\Pi=0,62$:

$$Q = 1030,4 \cdot 0,037(12,96 - 1,04) = 454,9 \text{ Вт}$$

Остальные расчеты приводятся в таблице 4.3

Таблица 4.3. – Расчет тепловой нагрузки теплообменных аппаратов по холодному теплоносителю

Пористость вставки теплообменника	$\Pi=0,62$	$\Pi=0,49$	$\Pi=0,47$	$\Pi=1$
Расход фреона, G_f , кг/с	0,037	0,037	0,037	0,037
Теплоемкость фреона, c_{pf} , Дж/кгК	1030,4	1036,2	1047,0	1043,8
Температура фреона на входе в теплообменный аппарат, t_{f1} , $^{\circ}\text{C}$	1,04	1,06	1,31	3,38
Температура фреона на выходе из теплообменного аппарата, t_{f2} , $^{\circ}\text{C}$	12,96	12,49	12,1	8,08
Тепловая мощность, Q , Вт	454,9	438,7	418,0	181,7

Проведенный расчет показывает, что большую тепловую мощность имеют теплообменники со вставками из пористого алюминия. Теплообменный аппарат со вставками из пористого алюминия с пористостью $\Pi=0,62$ имеет большую тепловую мощность. Отклонения тепловой мощности для каждого из теплообменников, посчитанной по холодному и горячему теплоносителю: 2,3%; 0,9%; 3,7% и 1,8% соответственно рассматриваемым теплообменникам.

Уравнение теплопередачи, лежащее в основе расчета теплообменного аппарата можно представить в виде:

$$Q = k F \Delta t_{cp} = k F (\bar{t}_ж - \bar{t}_c) \quad (4.2)$$

где $\bar{t}_ж$ – средняя температура по воде; °C; \bar{t}_c – средняя температура по фреону, °C; F – расчетная площадь теплопередающей поверхности, м².

За расчетную площадь теплопередающей поверхности принимается внутренняя поверхность трубок.

Для вычисления площади теплообмена по фреону необходимо найти количество эквивалентных диаметров, приходящееся на элементарный кластер. Для этого исходя из геометрических параметров вставок необходимо найти площадь сечения, по которому протекает фреон.

Геометрические параметры вставок, следующие: диаметр $D_{вст}=0,049$ м, длина $l=0,2$ м, количество трубок $n=19$, внешний диаметр трубок $d_w=0,006$ м, внутренний диаметр трубок $d_{т.внутр}=0,004$ м. По данным размерам вставок вычисляется площадь поперечного сечения S , через которую фильтруется теплоноситель по формуле (3.18):

$$S = \frac{\pi 0,049^2}{4} - 19 \frac{\pi 0,006^2}{4} = 0,001886 - 0,000537 = 0,001349 \text{ м}^2$$

Диаметр элементарного кластера находится через площадь сечения вставки, приходящуюся на одну трубку.

$$D_{вн} = \sqrt{\left(\frac{4S}{\pi n} + d_t^2\right)} \quad (4.3)$$

$$D_{вн} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 0,001349}{\pi 19} + 0,006^2\right)} = 0,011 \text{ м}$$

Для нахождения коэффициента теплопередачи составляются четыре уравнения. Уравнение количества теплоты, передаваемое стенке трубки от горячего теплоносителя [26]:

$$Q_1 = \alpha_w F_T (\bar{t}_w - t_{cw}) \quad (4.4)$$

где α_w – коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней стенке трубки, Вт/м² К; F_T – площадь поверхности теплообмена, внутренняя поверхность трубки, м²; t_{cw} – температура внутренней стенки трубки, °C.

Уравнение количества теплоты, передаваемое от стенки трубки к пористому материалу от горячего теплоносителя [46]:

$$Q_1 = \alpha_f F_{пов.к} (t_{cf} - \bar{t}_f) \quad (4.5)$$

где $F_{\text{пов.к}}$ - площадь теплообмена по поверхности капилляров вставки, м^2 ; t_{cf} - температура поверхности трубки со стороны фреона, $^{\circ}\text{C}$.

Это же количество теплоты представляется выражением теплопроводности через стенку трубки [46]:

$$Q_1 = \frac{\lambda}{\delta} F_{\text{T}}(t_{\text{cw}} - t_{\text{cf}}) \quad (4.6)$$

где λ - теплопроводность материала стенки трубки, Вт/м К ; δ - толщина трубки, м ; F_{T} - площадь поверхности трубки рассчитанная по внешнему диаметру, м^2 .

При совместном решении системы составленных четырех уравнений (4.2), (4.4)-(4.6) получается уравнение, для нахождения коэффициента теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{F_{\text{T.внутр}} \delta}{F_{\text{T}} \lambda} + \frac{F_{\text{T.внутр}}}{\alpha_f F_{\text{пов.к}}}} \quad (4.7)$$

Следовательно, для расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками, полученными при спекании алюминия, необходимо вычислить коэффициенты теплоотдачи и площади поверхностей, а также посчитать среднелогарифмическую разность температур.

Определение среднелогарифмической разности температур

Пример расчета среднелогарифмической разности температур приводится для теплообменного аппарата со вставками из пористого алюминия с пористостью $\Pi=0,62$. Для воды температура при входе в теплообменник $t_{\text{w1}}=13,47^{\circ}\text{C}$, при выходе $t_{\text{w2}}=13,14^{\circ}\text{C}$. Для фреона температура при входе $t_{\text{f1}}=1,04^{\circ}\text{C}$ и при выходе $t_{\text{f2}}=12,96^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta t_w = 13,47 - 13,14 = 0,33^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_f = 12,96 - 1,04 = 11,92^{\circ}\text{C}$$

Характеристическая разность температур:

$$\Delta T = \sqrt{(0,33 + 11,92)^2 - 4 \cdot 1 \cdot 0,33 \cdot 11,92} = 11,59^{\circ}\text{C}$$

Среднеарифметическая разность температур определяется по формуле:

$$\Theta_{\text{cp}}^{\text{ap}} = 13,47 - 1,04 - 0,5 \cdot 0,33 \cdot 11,92 = 10,46^{\circ}\text{C}$$

$$\Theta_1 = 10,46 + 0,5 \cdot 11,59 = 16,26^{\circ}\text{C}$$

$$\Theta_2 = 10,46 - 0,5 \cdot 11,59 = 4,67^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{16,26 - 4,67}{\ln \frac{16,26}{4,67}} = 9,29^\circ\text{C}$$

Аналогично вычисляется средне логарифмическая разность температур для теплообменников с пористостью 0,49 и 0,47.

Таблица 4.4.– Среднелогарифмическая разность температур

Пористость вставки теплообменника	П=0,62	П=0,49	П=0,47
Среднелогарифмическая разность температур, Δt_{cp} , $^\circ\text{C}$	9,4	9,7	10,2

Вычисление коэффициента теплоотдачи со стороны горячего теплоносителя

Для вычисления коэффициента теплоотдачи от воды к внутренней поверхности трубки вычисляется критерий Рейнольдса для воды:

$$Re_w = \frac{v_w d_{\text{т.внутр}}}{\nu_w} \quad (4.8)$$

где v_w – скорость воды, м/с; $d_{\text{т.внутр}}$ – внутренний диаметр трубки, м; ν_w – кинематическая вязкость $\text{м}^2/\text{с}$.

Внутренний диаметр трубок $d_{\text{т.внутр}} = 0,004$ м. Кинематическая вязкость для теплообменника с пористыми вставками пористостью П=0,62 определяется по таблицам при средней температуре воды $t_{\text{cp}w} = 13,3^\circ\text{C}$, $\nu_w = 1,105 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [69].

Расчет числа Рейнольдса приводится для теплообменника с пористостью вставки П=0,62. Скорость воды:

$$v_w = \frac{4 \cdot 1,12}{\pi \cdot 0,004^2 \cdot 19 \cdot 3600} = 1,3 \text{ м/с}$$

$$\text{Критерий Рейнольдса для воды: } Re_w = \frac{1,3 \cdot 0,004}{1,105 \cdot 10^{-6}} = 4709$$

Критерий Рейнольдса соответствует переходному режиму движению воды, $2000 \leq Re_w \leq 10000$. Критериальное уравнение конвективного теплообмена при переходном режиме движения жидкости имеет вид [27]:

$$Nu_w = 0,11 (Re_w^{0,667} - 125) Pr_w^{0,445} Co \quad (4.9)$$

где Pr – критерий Прандтля, критерий теплофизических характеристик жидкости, определяется из таблицы по средней температуре жидкости и стенки [72].

Критерий Прандтля для температуры жидкости находится при $t_{cp\ w}=13,3^{\circ}C$ - $Pr_w=8,695$.

Критерий Нуссельта:

$$Nu_{ж} = 0,11 \cdot (4709^{0,667} - 125) \cdot 8,695^{0,445} = 45,14$$

Коэффициент теплопроводности воды находится по таблицам при средней температуре теплоносителя $t_{cp\ w}=13,3^{\circ}C$, $\lambda_w=0,5823$ Вт/м К. Тогда коэффициент теплоотдачи от воды к стенке трубы:

$$\alpha_w = \frac{45,14 \cdot 0,5823}{0,004} = 6571,6 \text{ Вт/м}^2 \text{ К.}$$

Аналогичные рассуждения проведены для двух других типов теплообменников. Результаты проведенных расчетов представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5.– Расчет коэффициента теплоотдачи от воды к стенке трубок

Пористость вставки теплообменника	$\Pi=0,62$	$\Pi=0,49$	$\Pi=0,47$
Скорость воды, V_w , м/с	1,30	1,26	1,17
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

Вычисление коэффициента теплопередачи для теплообменника с пористыми вставками

Для вычисления коэффициента теплопередачи необходимо найти поверхностный коэффициент теплоотдачи. Для вычисления поверхностного коэффициента теплоотдачи необходимо знать потери давления фреона при фильтрации через пористую вставку из алюминия. Потери давления вычисляются по модифицированному закону Дарси с использованием выведенных зависимостей для коэффициентов гидравлического сопротивления:

$$\text{grad } p = \alpha \mu_c w + \beta \rho_c w^2 \quad (4.10)$$

Полученные обобщающие зависимости для коэффициентов α и β имеют вид:

$$\begin{aligned}\alpha &= 1,252 \cdot 10^{10} \Pi^{-1,83}, \text{ м}^{-2} \\ \beta &= 37 \Pi^{-0,4}, \text{ м}^{-1}\end{aligned}\quad (4.11)$$

По таблицам теплофизических свойств фреона при средней температуре $\bar{t}_c=7^{\circ}\text{C}$, $\mu=1,162 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\rho_c = 18,1 \text{ кг/м}^3$.

$$\text{Скорость фильтрации: } \omega = \frac{0,0015}{0,001349} = 1,11 \text{ м/с}$$

Для пористой вставки с пористостью $\Pi=0,62$:

$$\alpha = 1,252 \cdot 10^5 \cdot 0,62^{-1,83} = 300,3 \cdot 10^3 \text{ м}^{-2}$$

$$\beta = 0,3,688 \cdot 10^2 \cdot 0,62^{-0,4} = 0,045 \cdot 10^3 \text{ м}^{-1}$$

$$\Delta p = (300,3 \cdot 10^3 \cdot 1,162 \cdot 10^{-5} + 18,1 \cdot 1,11 + 0,045 \cdot 10^3 \cdot (18,1 \cdot 1,11)^2) \cdot 9,8 \cdot 18,1 \cdot 0,2 = 768,8 \text{ кПа.}$$

Вычисляется коэффициент проницаемости для вставки пористостью $\Pi=0,62$ по формуле(2.33):

$$k_p = \frac{0,0015 \cdot 1,162 \cdot 10^{-5} \cdot 0,2}{705 \cdot 10^3 \cdot 0,001349} = 2,69 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2.$$

Далее вычисляется эквивалентный диаметр капилляра, по которому движется фреон по формуле (2.35):

$$d_э = \sqrt{\frac{32 \cdot 2,69 \cdot 10^{-12}}{0,62}} = 1,18 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

Для определения режима течения теплоносителя вычисляется скорость в капиллярах по формуле (3.20):

$$v_f = \frac{0,0015}{0,001349 \cdot 0,62} = 1,32 \text{ м/с}$$

По формуле (3.21) вычисляется число Re_f :

$$Re_f = \frac{1,32 \cdot 1,18 \cdot 10^{-5}}{1,19 \cdot 10^{-7}} = 130,8$$

Число Nu вычисляется по полученному уравнению (3.27):

$$Nu_f = 0,00036 \cdot 130,8^{0,26} \cdot 0,84^{0,4} = 0,0012$$

Поверхностный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_f = \frac{Nu_f \lambda_f}{d_э} \quad (4.12)$$

$$\alpha_f = \frac{0,00119 \cdot 0,0126}{1,18 \cdot 10^{-5}} = 1,27 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Вычисляется площадь теплоотдающей поверхности со стороны фреона. Количество капилляров в элементарном кластере N_1 вычисляется через площадь живого сечения фреона (3.19):

$$N_1 = \frac{4 \cdot 0,001349 \cdot 0,62}{\pi \cdot 19 \cdot (1,18 \cdot 10^{-5})^2} = 404372$$

Для вычисления коэффициента теплоотдачи, от стенки трубки через пористую вставку к фреону, необходимо найти площадь теплоотдающей поверхности:

$$F_{п.м} = 404372 \cdot \pi \cdot 1,18 \cdot 10^{-5} \cdot 0,2 = 2,990 \text{ м}^2$$

Аналогичные вычисления были проведены для вставок с пористостью $\Pi=0,49$ и $\Pi=0,47$. Коэффициент теплопередачи вычислен по формуле (3.29). Результаты вычислений приведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6. – Коэффициент теплоотдачи и теплопередачи

Пористость вставки теплообменника	$\Pi=0,62$	$\Pi=0,49$	$\Pi=0,47$
Потери давления ΔP , кПа	768,9	846,0	860,4
Коэффициент проницаемости, k , 10^{-12} м^2	2,69	2,53	2,43
Эквивалентный диаметр капилляра, $d_э$, 10^{-5} , м	1,18	1,28	1,29
Скорость в капилляре, v_f , м/с	1,32	1,66	1,73
Re_f	130,8	164,6	171,5
Nu_f , 10^{-3}	1,19	1,27	1,28
Коэффициент теплоотдачи, α_f , Вт/м ² К	1,27	1,35	1,37
Коэффициент теплопередачи, 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

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

4.3 Технико-экономическая оценка возможности применения пористых вставок из алюминия хаотичной структуры в конденсаторах

Конденсаторы применяются на теплоэлектростанциях (ТЭЦ) для конденсации отработавшего пара турбин. В основном для целей охлаждения используется вода. Так для охлаждения одной тонны пара потребуется в среднем около 50 тонн воды. Расход воды на ТЭЦ с целью охлаждения крайне большой, кроме того, необходимо такую воду специально готовить для того, чтобы как можно меньше засорялись конденсаторы.[2,25,79,86]

В некоторых случаях, например в районах, где вода является труднодоступным ресурсом, в целях охлаждения используется воздух. Однако при этом падает КПД турбин, по причине повышения температуры конденсации. В таком случае предлагается использовать конструкцию рассмотренного кожухотрубного теплообменного аппарата с пористыми вставками для конденсации водяного пара и замкнутым контуром охлаждающего теплоносителя-фреона.

На рисунке 4.5 представлена принципиальная схема конденсатора. В корпусе поверхностного конденсатора 2 установлены трубные доски 3,6 и 10 (рис. 4.4) В отверстия трубных досок завальцованы тонкостенные трубки 9, толщина которых 1–2 мм. Охлаждающей поверхностью конденсатора являются внутренние поверхности трубок конденсатора, конденсируясь пар на них оседает в виде капель росы и стекает вниз по стенкам трубок

Пространство между трубными досками 9 заполняется горячим паром, который конденсируется на стенках трубок. Конденсат начинает стекать вниз по тонкостенным трубкам. Пространство между трубными досками 8 заполняется водой, которая откачивается конденсационным насосом.

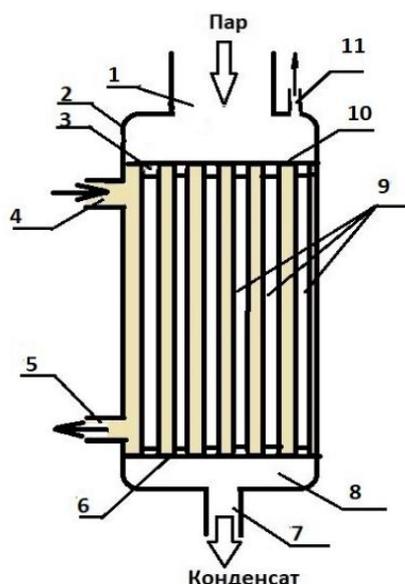


Рисунок 4.4. Принципиальная схема конденсатора: 1 - патрубок для подвода пара; 2- корпус конденсатора; 3,6, 10- трубная доска; 4,5 – патрубки для подвода и отвода холодного теплоносителя соответственно; 7 – патрубок для отвода конденсата; 8 – выходная камера конденсата; 9 – трубки для движения горячего теплоносителя; 11 – патрубок для отвода воздуха

Пар входит в конденсатор через патрубок 1, который соединен с горловиной турбины низкого давления. Пар конденсируется на внутренних стенках трубок 9 и скатывается в пространство 8, откуда откачивается конденсационным насосом. При конденсации в паровой части образуется разрежение. Кроме того, в этом пространстве из-за неплотности корпуса, мест вальцовки, а также воздуха имеющегося в водяном паре происходит накопление воздуха в верхней части теплообменника. Воздух снижает коэффициент теплоотдачи, а также является причиной коррозии материала трубок. Поэтому при помощи эжектора (пароструйного или водоструйного) через патрубок 11 скопившийся воздух удаляется из системы. Охлаждающий теплоноситель -фреон под напором подводится в теплообменник по патрубку 4 и пройдя по межтрубному пространству выходит по патрубку 5 из теплообменника.

Результаты проведенных экспериментов и теоретических исследований представленных в главе 3 можно распространить и на другие явления подобные рассматриваемому. Теоретической основой для этого является теория подобия

теплообмена, которая позволяет объединить методы экспериментальных и теоретических исследований [91].

Согласно теории подобия существуют три основные правила, дающие общие условия подобия физических процессов [91, с. 157–162]:

1. Подобные процессы должны быть качественно одинаковыми, т. е. они должны иметь одинаковую физическую природу и описываться одинаковыми по форме записи дифференциальными уравнениями.
2. Условия однозначности подобных процессов должны быть одинаковыми во всем, кроме числовых значений размерных постоянных, содержащихся в этих условиях.
3. Одноименные определяющие безразмерные переменные подобных процессов должны иметь одинаковое числовое значение.

Сформулированные условия подобия позволяют устанавливать аналогию двух физических разнородных процессов. Для этого в первом условии подобия необходимо потребовать только формальной тождественности дифференциальных уравнений. Следовательно понятие подобия можно распространить на физически аналогичные (неоднородные) процессы.

Произведен расчет плотности теплового потока для конденсаторов, в предположении того, что в их конструкции имеются вставки из пористого алюминия. Расчет произведен с использованием уравнений представленных в физико-математической модели параметров теплообменного аппарата с использованием выведенных критериальных уравнений для теплоотдачи и гидравлических коэффициентов.

Геометрические размеры конденсатора и физические характеристики теплоносителя при проведении расчетов были приняты по данным Тюменской теплоэлектростанции для конденсатора типа 180 КЭС-1. Основные технические характеристики конденсатора представлены в таблице 4.7.

Таблица 4.7. – Технические характеристики конденсатора 180 КЦС-1

1. Максимальный расход пара на конденсационном режиме, т/ч	460
2. Тепловая нагрузка на конденсационном режиме, МВт	298
3. Тепловая нагрузка встроенного подогревателя, МВт	33
4. Расход охлаждающей воды при совместной работе всех пучков конденсатора, м ³ /ч	10000-22000
5. Расход сетевой или подпиточной воды через встроенный пучок, м ³ /ч	1500-7300
6. Температура насыщенного пара в конденсаторе (расч), °С	70
7. Активная длина трубок, м	8,93
8. Диаметр трубок, м	28/26
9. Шаг трубок, м	21/28
10. Поверхность теплопередачи основных пучков, м ²	6000
11. Поверхность теплопередачи встроенного пучка, м ²	3000
12. Сечение для прохода воды в основных пучках, м ²	2,026
13. Сечение для прохода воды во встроенных пучках, м ²	1,013
14. Число ходов воды	2
15. Число отсеков по давлению пара	2
16. Количество трубок в основных пучках, шт	7640
17. Количество трубок во встроенном пучке, шт	3820
18. Коэффициент чистоты трубок	0,85

Конденсатор изготовлен из медно-никелевого сплава МНЖ-5-1 с коэффициентом теплопроводности $\lambda=129,9$ Вт/м·К.

В качестве охлаждающего теплоносителя был рассмотрен фреон R404a. Температура на входе была принята 2⁰С исходя из анализа данных, полученных в ходе экспериментальной работы. Температура на выходе уточнялась в каждом расчете отдельно методом простых итерационных вычислений.

Расход фреона был пересчитан исходя из формул соотношения размеров геометрически подобных теплообменников, при условии неизменности физических свойств теплоносителей:

$$V_2 = V_1 \frac{D_2^3}{D_1^3} \quad (4.13)$$

где V_1, V_2 – объемные расходы теплоносителей в геометрически подобных каналах, м³/с; D_1, D_2 - диаметры каналов геометрически подобной формы, м [6,7,21,25,46].

По данным Тюменской ТЭЦ за 2021 год была рассчитана плотность теплового потока с единицы площади теплообмена в каждом месяце. В расчетах применялась формула для вычисления тепловой нагрузки:

$$Q_{\Gamma} = D r = q F \quad (4.14)$$

где D – расход греющего пара кг/с; r – теплота парообразования (конденсации) пара Дж/кг $^{\circ}$ С; q – плотность теплового потока, Вт/м 2 ; F – площадь теплопередающей поверхности, м 2 .

Далее по формуле (3.41) был произведен теоретический расчет плотности теплового потока для конденсатора, в конструкции которого используются пористые металлы. Результаты расчетов приводятся на рисунке 4.5.

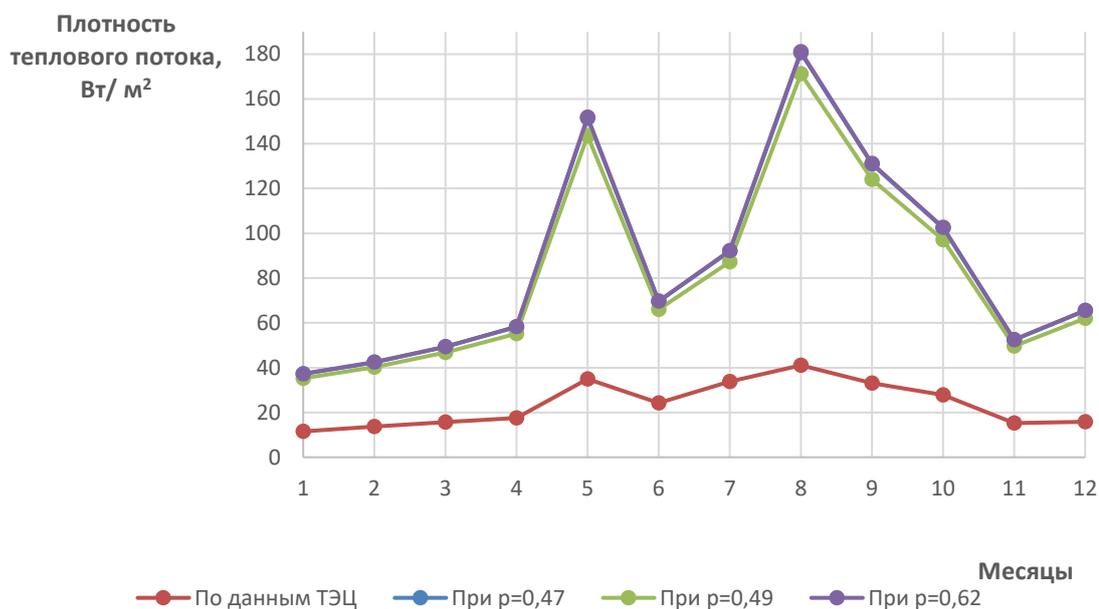


Рисунок 4. 5. Изменение плотности теплового потока, по месяцам, проходящая через теплопередающую стенку конденсатора для экспериментальных и теоретических данных

Из анализа графика следует, что плотность теплового потока выше у конденсаторов, в конструкции которых использовались пористые металлы со вставкой, имеющей пористость $\Pi=0,62$. Сравнивая между собой плотности теплового потока у конденсаторов с разной пористостью используемого материала 0,47, 0,49, 0,62 можно отметить незначительные изменения в сторону увеличения у конденсаторов со вставкой, пористость у которой $\Pi=0,62$.

Технико-экономическое обоснование капитальных вложений в инженерное решение может быть выполнено через расчёт системы показателей (критериев), сопоставляющих полученный эффект с затратами на осуществление планируемых мероприятий.

Оценка эффективности модернизации конструкции конденсатора может быть основана на традиционных подходах к экономическому обоснованию эффективности капитальных вложений через определение показателя сравнительного срока окупаемости.

Для оценки эффективности модернизации конструкции конденсатора проводится сравнение стоимости осуществления проекта модернизации по отношению к стоимости установленного оборудования.

При оценке проекта полагается, что имеется традиционный конденсатор с системой водяного охлаждения. Габариты такого конденсатора соответствуют параметрам, приведенным в таблице 4.7.

Модернизация оборудования заключается в изготовлении и установке конденсатора, имеющего в три раза меньшую площадь теплообмена чем в первом проекте. Для упрощения проведения расчетов примем длину трубок теплоносителя не 8,93 м, а 6 метров. Соответственно длина самого конденсатора уменьшится пропорционально. Остальные параметры будут сохранены. Кроме того, предполагается, что конденсатор будет иметь пористые вставки, изготовленные из стружки алюминия, а в качестве охлаждающего теплоносителя будет использован фреон.

Исходные данные для сравнительной оценки возможности изменения конструкции конденсатора приводятся в таблице 4.8.

Таблица 4.8. – Исходные данные для сравнительной оценки проекта модернизации конденсаторной установки

Показатели	Исходные данные	Проект модернизации
Общая стоимость объекта с учетом изготовления, руб	65 500 000	42 541 300
Прочие расходы для работы объекта, руб	7 722 000	5 058 000
Затраты на ремонт и обслуживание оборудования, руб	6 220 000	3 018 170

В стоимость объекта включается и стоимость изготовления оборудования на заказ, а также изготовление пористых вставок для конденсатора во втором проекте. Прочие расходы в проектах представляют собой затраты на установку оборудования для прокачки холодного теплоносителя, стоимость строительно-монтажных работ. Кроме того, в прочие расходы заложена стоимость оборудования необходимого для организации фреонового контура и на покупку фреона. [7,81,96]

Для оценки эффективности предлагаемой модернизации необходимо определить сравнительный срок окупаемости дополнительных капиталовложений. По сроку окупаемости капиталовложений в модернизацию оценка эффективности производится на основе зависимости: [4]:

$$T_{ок} = \frac{\Delta KB}{\Delta D_{\Sigma}} \quad (4.15)$$

где ΔKB – прирост капиталовложений в энергосберегающие мероприятия, ΔD_{Σ} – экономический эффект (прирост дохода) от осуществления мероприятия,

$$\Delta D_{\Sigma} = \Delta D_{\text{Э}} + \Delta D_{\text{соп}} + \Delta I_{\text{к}} + \Delta I_{\text{экс}} + \Delta H_{\text{Э}} \quad (4.16)$$

$\Delta D_{\text{Э}}$ - экономия (перерасход) затрат по расходуемому энергоресурсу;

$\Delta D_{\text{соп}}$ – экономия (перерасход), сопутствующая снижению расхода энергоресурса (в транспортные системы, склады, снижение влияния на окружающую среду);

$\Delta I_{\text{к}}$ - экономия (перерасход), издержек производства, обусловленная, новыми капитальными вложениями (амортизационных издержек);

$\Delta I_{\text{экс}}$ – экономия (прирост) затрат в эксплуатации в связи с внедрением энергосберегающего мероприятия;

$\Delta H_{\text{Э}}$ - прибыль (потери), связанные с налогообложением, банковским процентам по ссудам и др. в зависимости от уровня энергосбережения.

$$\Delta D_{\text{Э}} = \text{Э}_{\text{д}} \text{Ц}_{\text{эд}} - \text{Э}_{\text{к}} \text{Ц}_{\text{эн}} \quad (4.17)$$

где $\mathcal{E}_д$, $\mathcal{E}_к$ - расход энергоресурсов до и после внедрения энергосберегающих мероприятий; $\mathcal{C}_{эд}$, $\mathcal{C}_{эн}$ - цена единицы энергоресурса до и после внедрения энергосберегающих мероприятий.

Если мероприятие связано с заменой (вытеснением) одного и того же ресурса, то $\mathcal{C}_{эд} = \mathcal{C}_{эн}$.

Если мероприятие приводит к замене вида используемого ресурса, то $\mathcal{C}_{эд} \neq \mathcal{C}_{эн}$.

$$\Delta D_{\text{соп}} = \sum \beta_i (\mathcal{E}_д - \mathcal{E}_н) \quad (4.18)$$

где β_i - цена i -го фактора на единицу расходуемого ресурса.

В рассматриваемых сравниваемых вариантах принято примерно одинаковое потребление энергоресурсов, поскольку мощностные параметры остаются на прежнем уровне, в связи с чем экономии не возникает ($\Delta D_{\mathcal{E}} = 0, \Delta D_{\text{соп}} = 0$).

$$\Delta I_K = \alpha_K \Delta KB \quad (4.19)$$

где β_i - цена i -го фактора на единицу расходуемого ресурса; α_k - коэффициент, учитывающий годовую норму амортизации.

$$\Delta I_{\text{экс}} = V_{\text{экс}} \Delta KB \quad (4.20)$$

где $V_{\text{экс}}$ - относительные расходы на эксплуатацию, включая оплату труда, ремонт и управление по дополнительным вложениям в энергосбережение.

$$\Delta H_{\mathcal{E}} = \sum h_{ij} \Delta \mathcal{E}_i \mathcal{C}_{\mathcal{E}i} \quad (4.21)$$

где h_{ij} - налоговые, таможенные, акцизные и другие i -е ставки на единицу стоимости потребляемой энергии j -го вида. Инвестиционный вариант считается выгодным, если срок его окупаемости не превышает некоторого норматива, установленного фирмой в качестве критерия эффективности.

Для рассматриваемого случая $\Delta D_{\Sigma} = 5\,704\,100$ руб. посчитана по формуле (4.16).

Экономия амортизационных издержек составит при $\alpha_K = 0,1$ (нормативный срок использования оборудования принят на уровне 10 лет) составит:

$$\Delta И_{к} = (65500000 + 7722000) * 0,1 - (42541300 + 5058000) * 0,1 = 2562270 \text{ руб.}$$

Дополнительные затраты (перерасход) на переобучение работников для работы с новым оборудованием учитываются как стоимость курсов по переподготовке кадров для работы с конденсационным оборудованием:

Экономия затрат по устанавливаемому оборудованию и его обслуживанию не учитывается в рассматриваемом случае, так как речь идет о модернизации оборудования, которое уже работает.

Затраты на переобучение работников для работы с новым оборудованием учитываются как стоимость курсов по переподготовке кадров для работы с конденсационным оборудованием:

$$\Delta И_{экс1} = 2 \cdot 30\,000 = 60\,000 \text{ руб.}$$

Экономия амортизационных затрат по сравнению с базовым вариантом:

$$\Delta И_{экс2} = (65500000 + 7722000) / 10 - (42541300 + 5058000) / 10 = 2562270 \text{ руб.}$$

Экономия затрат на текущий ремонт и обслуживание оборудования:

$$\Delta И_{экс3} = 6220000 - 3018170 = 3201830 \text{ руб.}$$

Затраты, связанные с налогообложением, остаются на прежнем уровне, в связи с одинаковыми ставками по налогам и сборам.

Тогда срок окупаемости дополнительных капитальных вложений составит:

$$T_{ок} = (42541300 + 5058000) / 5\,704\,100 = 8,3 \text{ года}$$

Расчет экономической эффективности показал, что при модернизации дополнительные капитальные затраты окупятся за 8,3 года.

4.4 Выводы по главе 4

1. Разработана методика расчета теплообменных аппаратов с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры.

2. Проведено сравнение результатов расчета тепловой нагрузки теплообменного аппарата с пористыми вставками, полученное по

экспериментальным данным и по результатам вычислений по предложенной методике с использованием полученного критериального уравнения для поверхностного коэффициента теплоотдачи. Максимальная разница между экспериментальными данными и результатами вычислений составила $\pm 15\%$.

3. Проведено сравнение тепловой нагрузки и гидравлических потерь давления в теплообменном аппарате с пористыми вставками из алюминия хаотичной структуры по сравнению с теплообменным аппаратом без вставок при мощностях от 0,2 до 0,5 кВт. При этом гидросопротивление составило от 400 – 1300 кПа.

4. По результатам проведенных расчетов установлено, что в теплообменном аппарате со вставками $\Pi=0,62$ из пористого алюминия хаотичной структуры происходит увеличение тепловой мощности в 1,97 раза по сравнению с теплообменным аппаратом без пористых вставок, что превосходит аналогичный показатель для теплообменных аппаратов со вставками пористостью $\Pi=0,49$ и $\Pi=0,47$. При этом гидравлические потери при прохождении холодного теплоносителя по пористым вставкам пористостью $\Pi=0,62$ в 1,61 раза выше, чем в теплообменнике без пористых вставок, что меньше, чем у теплообменных аппаратов со вставками $\Pi=0,49$ и $\Pi=0,47$.

5. Произведен расчет конденсатора с фреоном в качестве охлаждающего теплоносителя по предложенной в главе методике. Расчет произведен для случая с использованием пористого материала. Оценка тепловой эффективности работы конденсатора без пористых вставок осуществлялась по данным Тюменской ТЭЦ. По проведенным расчетам отмечено увеличение тепловой эффективности при использовании пористых вставок в конструкции.

6. Проведена экономическая оценка возможности использования пористых металлов в конструкции конденсатора. Расчет экономической эффективности показал, что годовой экономии, получаемой в результате модернизации достаточно, чтобы окупить дополнительные капитальные вложения. При этом срок окупаемости составит 8,3 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе произведено исследование теплоотдачи и гидродинамики в пористых вставках хаотичной структуры при фильтрации по ним фреона. 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. Разработаны критериальные уравнения для оценки теплоотдачи и обобщающие зависимости для коэффициентов гидравлического сопротивления в пористых металлах из алюминия хаотичной структуры, справедливые в диапазоне $Re=100-400$, $Pr=0,47-0,62$, $Pr=0,84-0,86$ и среднем диаметре пор $d_{п}=0,8-1,9$ мм.

3. Разработана физико-математическая модель расчета параметров теплообменных аппаратов с пористыми вставками хаотичной структуры, на основе полученных 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 рост гидравлических сопротивлений происходит 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.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксенов Б. Г., Степанов О. А., Рыдалина Н. В. Экспериментальное исследование и математическая модель теплообменного аппарата со вставками из пористого металла / Б. Г. Аксенов, О. А. Степанов, Н. В. Рыдалина // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. – 2020. – Т.6. № 2 (22). – С. 22-40.
2. Аронсон К. Э. Теплообменники энергетических установок / К. Э. Аронсон, С. Н. Блинников, В. И. Брезгин, М. Ю Бродов. – Екатеринбург: «Сократ».– 2003.– 968 с.
3. Басниев К. С., Кочина И. Н., Максимов В. М. Подземная гидромеханика / К. С. Басниев, И. Н. Кочина, В. М. Максимов. – М.: Недра — 1993. – 416 с.
4. Белов С. В. Пористые проницаемые материалы / П. А. Витязь, В. К. Шелег, В. М. Капцгвич. – М.: Металлургия. – 1987. – 335 с.
5. Бояршинова А. К. Теория инженерного эксперимента: текст лекций /А. К. Бояршинова, А. С. Фишер. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ.– 2006. – 85 с.
6. Бродов Ю. М. Теплообменники теплоэнергетических установок: учебник для вузов / Бродов Ю. М., Аронсон К. Э., Блинков С. Н. и др.; Под ред. Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: Сократ.– 2002. – 968 с.
7. Васюхин О. В. Экономическая оценка инвестиций. Учебное пособие/ О. В. Васюхин, Е. А. Павлова.– СПб: СПб НИУ ИТМО.– 2013. – 98 с.
8. Генбач А. А. Моделирование термических напряжений, разрушающих пористые покрытие теплообменных поверхностей энергоустановок / А. А. Генбач, Д. Ю. Бондарцев // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. –2019.–21(3).– с. 117-125.
9. Генбач А. А. Научная методика создания капиллярно-пористых систем охлаждения для элементов теплоэнергооборудования электростанций / А. А. Генбач, Д. Ю. Бондарцев // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. –Сер. Машиностроение.– 2019.– № 3.– с. 89–106.

10. Генбач А. А. Исследование сопловых канавок в энергоустановках / А. А. Генбач, Ф. А. Исламов // Вестник КазНТУ. – 2013.–№ 3 – с. 245–248.
11. Генбач А. А. Визуализация термического воздействия на пористый материал в ТЭУ ЭС / А. А. Генбач, К. С. Олжабаева // Вестник Национальной инженерной академии РК.– 2012.– № 3– с. 63–67.
12. Голицина О. М. Математическая обработка результатов измерений в лабораторном практикуме по курсу общей физики: учебно-методическое пособие / О. М. Голицына, А. В. Меремьянин, В. Е. Рисин. –Воронеж: Издательский дом ВГУ.– 2015.– 20 с.
13. Горда В. П. Способ интенсификации теплообмена и теплопередачи в рекуперативных теплопередающих устройствах за счет механизации каналов их трактов. Патент РФ на изобретение №93025782. 27.10.1996. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://rusneb.ru/catalog/000224_000128_0093025782_19961027_A_RU/. (дата обращения: 06.07.2021)
14. Горда В. П., Кострубов С. В. Пористо-компактный теплообменник. Патент РФ на изобретение №2001374. 15.10.1993. Бюл. №37-38. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://patentdb.ru/patent/2001374.html>. (дата обращения: 20.03.2020).
15. Гортышов Ю. Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования./ Ю. Ф. Гортышов, И. А. Попов, В. В. Олимпиев, А. В. Щелчков, С. И. Каськов // Казань: Центр инновационных технологий.– 2009. – 531 с.
16. Гортышов Ю. Ф. Теплогидравлический расчет и проектирование оборудования с интенсифицированным теплообменом / Ю. Ф. Гортышов, В. В. Олимпиев, Б. Е. Байгалиев.– Казань: Изд-во Казан, гос. техн. университета.– 2004. – 432 с.
17. Готовский М. А. Некоторые особенности теплоотдачи и сопротивления потока высоковязкой жидкости в трубах с искусственной

шероховатостью при переходных режимах течения // Труды Пятой Российской национальной конференции по теплообмену. Т.6.– М.: Издательский дом МЭИ. – 2010. – с. 54-57.

18. Губкин А. С. Численный расчет проницаемости в двумерной пористой среде со скелетом из случайно расположенных пересекающихся дисков / А. С. Губкин, Д. Е. Игошин, Д. В. Трапезников // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика.– 2016.– Том 2. № 4 – С. 54-68.

19. Данилов В. А. Математическая модель тепловых процессов и методика исследования теплоотдачи в пористом цилиндре / Ю. А. Кирсанов, Р. А. Назипов, В. А. Данилов, Г. В. Башкирцев // Известия Самарского научного центра РАН. –2010. –Т. 12, № 4. –С. 90-96.

20. Дмитриев Н. М. Введение в подземную гидромеханику / Н. М. Дмитриев, В. В. Кадет.– М.: «Интерконтракт Наука». – 2003. – 250 с.

21. Доегялло А. И. Исследование и оценка энергетической эффективности производственного оборудования: учеб. пособие / А. И. Доегялло, Д. А. Угланов. Самара: Издательство Самарского гос. аэрокосмического университета.– 2008.– 56 с.

22. Дударовская О. Г. Интенсификация теплоотдачи в каналах с различными интенсификаторами / О. Г. Дударовская, А. Н. Долгова // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2018. – № 11-1. – С. 44-47. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://applied-research.ru/ru/article/view?id=12448> (дата обращения: 06.07.2021)

23. Зейгарник Ю. А. К определению характерного линейного размера для теплогидравлических расчетов пористых структур / Ю. А. Зейгарник, Ф. П. Иванов // ТВТ. – 2013.– том 51, выпуск 1.– С. 144–147.

24. Зейгарник Ю. А. Обобщение опытных данных по внутреннему теплообмену в пористых структурах / Ю. А. Зейгарник, Ф. П. Иванов// ТВТ.– 2010.– том 48, выпуск 3.– С. 402–408.

25. Иванов, И.Е. Методы подобия физических процессов: учеб. пособие /

И. Е. Иванов, В. Е. Ерещенко. – М.: МАДИ.– 2015. – 144 с.

26. Ильющенко А. Ф. Процесс получения пористых проницаемых материалов спеканием электрическим током металлических порошков, волокон и сеток / А. Ф. Ильющенко, И. Н. Черняк, Р. А. Кусин // Динамика систем, механизмов и машин.– 2018. –Т.6 №2. –С. 191-196.

27. Исаченко В. П. Теплопередача. / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел.– М.: Энергия.– 1975.– 488 с.

28. Ишкова З. А. Влияние типа и толщины пористых материалов на результаты измерения максимального размера сквозных пор / З. А. Ишкова, В. С. Колунин // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика.– 2019. –Том 5. № 1. –С. 87-96.

29. Калинин Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах. / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо.– М.: Машиностроение.– 1990.– 208 с.

30. Кирпач Н. С. Теплообменная поверхность. Авторское свидетельство СССР. №1469288. 30.03.1989. Бюл. №12. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://patents.su/2-1469288-teploobmennaya-poverkhnost.html> html. (дата обращения: 20.03.2020).

31. Кирсанов Ю. А. Пластинчатый теплообменник. Патент РФ. №2478891. 10.04.2013. Бюл. №10. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://patentdb.ru/patent/2478891>. (дата обращения: 20.03.2020).

32. Кирсанов Ю. А. Теплоотдача и сопротивление высокопористого материала / Ю. А. Кирсанов, Р. А. Назипов, Е. И. Иванова, С. Ю. Жукова // Известия Самарского научного центра РАН.– 2012. –Т. 14, № 4. –С. 163-171.

33. Кирсанов Ю. А. Теплообмен пористого тела с однофазным потоком теплоносителя / Ю. А. Кирсанов, Р. А. Назипов, В. А. Данилов // Теплофизика высоких температур. –2011. –Том 49, №2.– С.235-242.

34. Ковалев С. А. Испарение и конденсация в тепловых трубах. / С. А. Ковалев, С. Л. Соловьев. – М.: Наука.– 1989. – 112 с.

35. Кожемякин Г. Н., Карташова Л. И., Беляева Т. В., Лесничая М. Н.,

Ефименко Л. А. и Сало В. И. Устройство для кондиционирования воздуха. Авторское свидетельство СССР №1801795. 20.02.1990. Бюл. №10. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://patentdb.ru/patent/1801795>. (дата обращения: 05.07.2021).

36. Кокорев Л. С. О взаимосвязи гидравлического сопротивления и теплоотдачи в пористых средах / Л. С. Кокорев, В. И. Субботин, В. И. Федосеев и др. //ТВТ. 1987. Т.25 №1. – С. 92-97.

37. Комиссаров Ю. А. Основы конструирования и проектирования промышленных аппаратов / Ю. А. Комиссаров, Л. С. Гордеев, Д. П.Вент.– М.: Издательство Юрайт.– 2017. –368 с.

38. Коновалов Д.А. Разработка и анализ модели теплопереноса в компактных пористых теплообменниках систем управления авиационной и космической техники // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. –2017. –Т. 16, № 2. –С. 36-46. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-2-36-46

39. Кунтыш В. Б. Кожухотрубные теплообменные аппараты (расчет и конструирование): справочное пособие// В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. Ш. Мтнгелеев. – Санкт-петербург: Недра.–2014. – 264 с

40. Курпатенков А.В., Поляев В.И., Синцов А.Л. Способ теплообмена между двумя теплоносителями. Авторское свидетельство СССР. №1423905. 15.09.1988. Бюл. №34. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://patentdb.ru/patent/1423905.html>. (дата обращения: 20.03.2020).

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

42. Лаптев А. Г. Эффективность теплообмена в каналах с хаотичными насадочными и зернистыми слоями / А. Г. Лаптев, Т. М. Фарахов, О. Г. Дударовская // Вестник Казанского государственного энергетического университета».– 2015. –№.1. –С.79-92.

43. Лаптев А. Г. Модели явлений переноса в неупорядоченных

насадочных и зернистых слоях / А. Г. Лаптев, Т. М. Фарахов, Е. А. Лаптева // Теоретические основы химической технологии. – 2015. – Т.49, №4. – С.407-414.

44. Лаптев А. Г. Эффективность явлений переноса в каналах с хаотичными насадочными слоями: монография. / А. Г. Лаптев., Т. М. Фарахов, О. Г. Дударовская – Спб.: Страта. – 2016. – 214 с.

45. Лаптева Е. А. Математические модели и расчет тепломассообменных характеристик аппаратов / Е. А. Лаптева, Т. М. Фарахов // Казань: Отечество. – 2013. – 183 с.

46. Лариков Н. Н. Теплотехника / Н. Н. Лариков. – М.: Стройиздат. – 1985. – 432 с.

47. Леонтьев А. И. Теплоперенос в системе пористого проникающего охлаждения / А. И. Леонтьев, А. Ф. Поляков // Труды 4-й РНКТ. – 2006. – Том 2. – С. 175

48. Леонтьев А. И. Потенциал энергосбережения различных способов закрутки потока и дискретно шероховатых каналов / А. И. Леонтьев, В. В. Олимпиев // Известия РАН. Энергетика. – 2010. – №1. – С.13-49

49. Лобанов И. Е. Теория интенсифицированного теплообмена и эффективности его применения для перспективных компактных теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве / И. Е. Лобанов, Л. М. Штейн // Альманах современной науки и образования. – 2010. – № 3 (34). – С. 24–42.

50. Лобанов И. Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в трубах с турбулизаторами для теплообменников современного металлургического производства с применением четырехслойной модели турбулентного пограничного слоя / И. Е. Лобанов // Альманах современной науки и образования. — Тамбов: Грамота. – 2011. — № 9(52). — С. 29—35.

51. Лобанов И.Е., Низовитин А.А. Общая теория интенсифицированного теплообмена и эффективности его применения для перспективных компактных теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом

производстве / И. Е. Лобанов, А. А. Низовитин // Электронный научный журнал "Технология материалов". – 2013. – Выпуск 1(2). — Январь–Апрель. — С. 3—42.

52. Лукиша А. П. Сравнительный анализ двух методик расчета мощностного коэффициента эффективности пористых теплообменных каналов / А. П. Лукиша // Вестник двигателестроения. – 2011. – №1. – С 26-33.

53. Майоров В. А. Гидродинамика и теплообмен парожидкостного потока в пористых матрицах / В. А. Майоров // Процессы тепло- и массообмена при фазовых превращениях в двухфазных потоках. – Минск. – 1985. – С. 82-97.

54. Машуков Х. М. Афанасенко В. В. Камбиев М. М. Способ изготовления теплообменного аппарата. Патент РФ на изобретение №2219016. 20.12.2003. Доступно по: <http://allpatents.ru/patent/2219016.html>. Ссылка активна на 08 июля 2021.

55. Машуков Х. М., Афанасенко В. В. Теплообменник. Патент РФ на изобретение №2141613. 20.11.1999. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://findpatent.ru/patent/214/2141613.html>. (дата обращения: 08.08.2021).

56. Мигай В. К. Повышение эффективности современных теплообменников / Мигай В. К. – Л.: Энергия. – 1980. – 144 с.

57. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. А. Михеева. – Москва: Энергия – 1977. – 344 с.

58. Молочников В. М. Ламинарнотурбулентный переход в дискретно шероховатых каналах / В. М. Молочников, А. А. Паерелий, О. А. Душина, А. К. Кирилин // Тепловые процессы в технике. – 2011. – №5. – С.194-198.

59. Надир С. М. Теплогидравлическая эффективность промышленных турболизаторов в переходных режимах течения теплоносителя / С. М. Надир, Л. Жаргалхуу, А. Ф. Рыжков // Промышленная энергетика. – 2006. – № 4. – С.44- 50.

60. Осипов С. Н. Энергоэффективные малогабаритные теплообменники из пористых теплопроводных материалов / С. Н. Осипов, А. В. Захаренко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 4. С. 346–358. DOI:10.21122/1029-7448-2018-61-4-346-358

61. Пелевин Ф. В. Технология изготовления пористых материалов / Ф. В. Пелевин // Вестник ассоциации вузов туризма и сервиса.– 2007.– № 3.– С. 46–51.

62. Пелевин Ф. В. Эффективность теплообмена в пористых элементах конструкций жидкостных ракетных двигателей / Ф. В. Пелевин, Н. И. Аврамов, С. А. Орлин, А. Л. Синцов // Теория и практика современного ракетного двигателестроения. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана.– 2013. –№ 607. – С. 87-102.

63. Пелевин Ф. В. Рекуперативный теплообменный аппарат с пористым металлом для жидкостного ракетного двигателя / Ф. В. Пелевин, А. В. Пономарев, П. Ю. Семенов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение.– 2015. –№6.– С. 74-81.

64. Пилипенко В. М., Осипов С. Н. Способ интенсификации теплообмена. Патент Евразийского союза № 18264. 28.06.2013.[Электронный ресурс].– Режим доступа:<https://easpatents.com/5-18264-sposob-intensifikacii-terploobmena.html>. (дата обращения: 06.07.2021)

65. Полежаев Ю. В. Достижения и тенденции в современной теплофизике (Обзор по материалам статей, опубликованных в разделе “Тепломассообмен и физическая газодинамика” журнала “Теплофизика высоких температур”) / Ю. В. Полежаев // Теплофизика высоких температур.– 1999.– Т. 37. № 4. –С. 663-675.

66. Полежаев Ю. В. Модель канала как средство описания гидродинамики и теплообмена в пористых средах / Ю. В. Полежаев, М. В. Протасов, Е. М. Селиверстов // ТВТ. –2001. –Т.39. №1.– С.146-153.

67. Полежаев Ю. В. Универсальная модель теплообмена в системах с проникающим охлаждением / Ю. В. Полежаев, Е. М. Селиверстов // Теплофизика высоких температур.– 2002. –Т. 40. № 6. –С. 922-930.

68. Поляев В. М. Предельные состояния поверхности при термическом воздействии/ В. М. Поляев, А. Н. Генбач, А. А. Генбач // Теплофизика высоких температур.–1991.– т. 29, № 5.–С. 923–934.

69. Поляев В. М. Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратах / В. М. Поляев, В. А. Майоров, Л. Л. Васильев. М.: Машиностроение.– 1998. – 168 с.
70. Попов И. А. Гидродинамика и теплообмен в пористых теплообменных элементах и аппаратах. Интенсификация теплообмена: монография. / И. А. Попов. Казань: Центр инновационных технологий.– 2007.– 240 с.
71. Попов И. А. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена / И. А. Попов, Х. М. Махьянов, В. М. Гуреев.; Под общ. ред. Ю.Ф. Гортышова.– Казань: Изд. дом «Логос». –2012. –559 с.
72. Ривкин С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара// С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – Москва: Энергия.– 1980. – 424 с.
73. Родионов С. П. Моделирование процесса двухфазной фильтрации с учетом воздействия периодической нагрузки / С. П. Родионов, А. Ю. Боталов, Д. Ю. Легостаев // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. –2016. –Т. 2. № 2.– С. 73–83.
74. Розенберг Г. Д. Сборник задач по гидравлике и газодинамике для нефтяных вузов // Г. Д. Розенберг, И. М. Астрахан, А. Е. Евгеньев, И. Н. Кочина.–Москва: Недра.– 1990. – 238 с.
75. Рыдалина Н. В. Методика расчета теплообменного аппарата с пористыми вставками на основе полученного критериального уравнения / Н. В. Рыдалина, О. А. Степанов, А. Б. Шабаров, М. А. Александров // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. – 2023. – Т.9. № 3(35). – С.28-45.
76. Рыдалина Н. В. Применение пористых материалов в теплообменных аппаратах системы теплоснабжения / Рыдалина Н. В., Аксенов Б. Г., Степанов О. А., Антонова Е. О. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетика. 2020. Т. 22. № 3. С. 3-13.
77. Рыдалина Н. В. Теплопередача в теплообменных аппаратах с

пористыми вставками / Н. В. Рыдалина // Энергосбережение и Водоподготовка. 2020. №6 (128). С. 32-39.

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

79. Сарилов М. Ю. Расчет конденсаторов: методические указания к практическим работам по дисциплине «Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли» / М. Ю. Сарилов, А. А. Молотков. – Комсомольск-на Амуре.: ФГБОУ ВПО «КнаГТУ». – 2015. – 20 с.

80. Синцов А. Л., Поляев В. М., Курпатенков А. В. Теплообменное устройство с регулируемым теплосъёмом. Авторское свидетельство СССР. №1223009. 07.04.1986. Бюл. №13. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://patentdb.ru/patent/1223009>. (дата обращения: 20.03.2020).

81. Сироткин С. А. Стратегическое планирование: учебник / С. А. Сироткин, Н. Р. Кельчевская. – Екатеринбург: УрФУ. – 2011. – 298 с.

82. Степанов С. В. Вычислительная технология для определения функции межфазного взаимодействия на основе моделирования течения в капиллярном кластере / С. В. Степанов, А. Б. Шабаров, Г. С. Бембель // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2016. Том 2. № 1. С. 63-71.

83. Сургучев О. В., Несынов В. И., Куликов Ю. Б., Прохоров Ю. М., Васильев Л. Л., Расин О. Г. Испарительный элемент. Авторское свидетельство СССР. №494585. 05.12.1975. Бюл. №45. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://patents.su/2-494585-isparitelnyjj-ehlement.html>. (дата обращения: 05.07.2021).

84. Термодинамические диаграммы i -lgP для хладагентов. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://patents.su/2-494585-isparitelnyjj-ehlement.html>. (дата обращения: 05.04.2022).

85. Трушляков В. И. Экспериментальные исследования процессов тепло- и массообмена при испарении жидкостей / В. И. Трушляков, В. Ю. Куденцов, И. Ю. Лесняк и др. // Динамика систем, механизмов и машин. – 2016. – Том 1. №2. –

С. 10-17.

86. Фарахов Т. М. Моделирование температурных профилей и эффективности теплообменных аппаратов с интенсификаторами / Т. М. Фарахов, А. Г. Лаптев // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. –2020.– Т. 22. № 2.– С. 12-18.

87. Федосеев В. Н. Универсальная взаимосвязь теплоотдачи и градиента давления в пористых средах / В. Н. Федосеев, В. И. Субботин, В. В. Харитонов // Теплоэнергетика. –1987. –№ 6. – С. 61-64.

88. Харченко В. Н. Течение и теплообмен на поверхности конуса при интенсивном вдуве газов / В. Н. Харченко. – Москва : Изд-во отд. ЦАГИ– 1967. – 10 с.

89. Хоник В. А. Оценки погрешностей измерений: Методические указания/ В. А. Хоник. –Воронеж: ВГПУ– 2007.– 10 с.

90. Хохлов М. А., Ищенко Д.А. Конструкционные сверхлегкие пористые металлы / М. А.Хохлов, Д. А. Ищенко // Автоматическая сварка.– 2015.– №3-4.– С. 60-65.

91. Черкасский В. М. Нагнетатели и тепловые двигатели / В. М. Черкасский, Н. В. Калинин, Ю. В. Кузнецов, В. И. Субботин. - М. : Энергоатомиздат.– 1997. - 382 с.

92. Шабаров А. Б. Гидрогазодинамика: учеб. пос. 2-е изд., перераб./ А. Б. Шабаров.–Тюмень: Изд-во ТюмГУ.– 2013.– 460 с.

93. Шабаров А. Б. Цифровая кластерная модель порового пространства при течении трехфазного потока в пористой среде / А. Б. Шабаров, Д. Е. Игошин, П. М. Ростенко, А. П. Садыкова // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2022. Том 8. № 1 (29). С. 88-108.

94. Щукин В. К., Гортышов Ю. Ф., Дресвянников Ф. Н., Кузьмин А. П., Муравьев Б. Г., Шабернев А. П. Теплообменник. Авторское свидетельство СССР. №444046. 23.02.1989. Бюл. №7. [Электронный ресурс].– Режим доступа: <https://findpatent.ru/patent/146/1460575.html>. (дата обращения: 06.07.2021).

95. Щукин В. К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил / В. К. Щукин. – Москва: Машиностроение.– 1970. – 331 с.
96. Экономические основы модернизации и технологического развития промышленных предприятий. Стратегическое управление и бизнес-планирование. Москва: Центр международного промышленного сотрудничества ЮНИДО в Российской Федерации [Электронный ресурс].– Режим доступа: <https://unido.ru/resources/publikacii/>. (дата обращения: 21.09.2022).
97. Akinshilo, A. Mixed convective heat transfer analysis of MHD fluid flowing through an electrically conducting and non-conducting walls of a vertical micro-channel considering radiation effect. / A. Akinshilo // Applied Thermal Engineering. – 2019. – Vol. 156. – Pp. 506-513. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.04.100
98. Alekseik O. S. Physical Model of Boiling on Porous Structure in the Limited Space / O. S. Alekseik, V. Yu. Kravets // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.– 2013.– 64(4).– pp. 26-31.
99. Anirudh K. Performance improvement of a flat-plate solar collector by inserting intermittent porous blocks / K. Anirudh, S. Dhinakaran // Renewable Energy.– 2020. –Vol. 145.– Pp. 428-441. DOI: 10.1016/j.renene.2019.06.015.
100. Bartis A. Resistance type fluid heating apparatus. Patent US. №3833791. 09.03.1974. [electronic resource]. – Access mode: <http://www.freepatentsonline.com/3833791.html>. (Date of application: 20.03.2020).
101. Buonomo B. Numerical investigation on a Heat Exchanger in Aluminum Foam. / B. Buonomo, A. Pasqua, D. Ercole, O. Manca // Energy Procedia. – 2018. – Vol. 148. – Pp. 782-789. DOI: 10.1016/j.egypro.2018.08.132.
102. Buonomo B. Numerical investigation on a Heat Exchanger in Aluminum Foam / B. Buonomo, A. Di Pasqua, D. Ercole et al.// Energy Procedia.– 2018–148 –pp. 782-789.
103. Davletbaev V. Experimental investigation of the heat exchange intensity / V. Davletbaev, N. Rydalina, E. Antonova // MATEC Web of Conferences. 2018. V.245 (3). Art. №0072.

104. Genbach A. A. Modelling of capillary coatings and heat exchange surfaces of elements of thermal power plants / A. A. Genbach, D. U. Bondartsev, I. K. Iliev // Bulgarian Chemical Communications. – 2018.–Vol. 50, Special Issue G.– pp. 133 – 139.
105. Genbach A. A. Heat transfer crisis in the capillary-porous cooling system of elements of heat and power installations / A. A. Genbach, D. Yu. Bondartsev, I. K. Iliev // Thermal Science.– 2019.– Vol. 23. Pt 2 A– pp. 849-860.
106. Genbach A. A. Investigation of a high-forced cooling system for the elements of heat power installations / A. A. Genbach, D. Yu. Bondartsev, I. K. Iliev // Journal of machine Engineering.– 2018.–Vol. 18, №2.– pp. 106- 117.
107. Hamadouche A. Experimental investigation of convective heat transfer in an open-cell aluminum foams. / A. Hamadouche, R. Nebbali, H. Benahmed, A. Kouidri, A. Bousri // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2016. – Vol. 71. – Pp. 86-94. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2015.10.009.
108. Hao P. Thermo-hydraulic performances of internally finned tube with a new type wave fin arrays / P. Hao, L. Lin, L. Xiang, L. Yang // Applied Thermal Engineering.– 2016. –vol. 98. –pp. 1174–1188.
109. John L., James F., Richard P. Porous plate condenser. Patent US. №3394756. 05.01.1976. [electronic resource]. – Access mode: <http://www.freepatentsonline.com/3394756.pdf> html. (Date of application: 20.03.2020).
110. Lemouedda A. Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers / A. Lemouedda, A. Schmid, E. Franz, M. Breuer, A. Delgado // Applied Thermal Engineering. –2011. –vol. 31. no. 8–9.– pp. 1393–1401.
111. Lu X. Effect of flow regime on convective heat transfer in porous copper manufactured by lost carbonate sintering / X. Lu, Y. Zhao // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 2019. – Vol. 80. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2019.108482.
112. Pavlenko A. N. Heat transfer and dynamics of transient processes at liquid film flowing on smooth and modified surfaces / A. N Pavlenko. // IWHT2019. 25th

International Workshop on Heat/Mass Transfer Advances for Energy Conservation and Pollution Control. –2019.– pp. 12-52.

113. Polyayev V. M. Heat transfer in a porous system in the presence of both capillary and gravity forces / V. M. Polyayev, A. A. Genbach // *Thermal Engineering*.– 1993– vol. 40, no. 7– pp. 551–554.

114. Polyayev V. M. Methods of monitoring energy processes / V. M. Polyayev, A. N. Genbach, A. A. Genbach // *Exp. Therm. Fluid Sci.*– 1995– vol. 10, no. 3.– pp. 273–286. DOI: 10.1016/0894-1777(94)00061-C

115. Rashidi S. Potentials of porous materials for energy management in heat exchangers. A comprehensive review. / S. Rashidi, M. Kashefi, K. Kim, O. Samimi-Abianeh // *Applied Energy*. – 2019. – Vol. 243.– Pp. 206-232. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.03.200.

116. Robone A. A macroscopic particle modelling approach for non-isothermal solid-gas and solid-liquid flows through porous media. / A. Robone, A. Kuruneru, M Islam, S Saha, S // *Applied Thermal Engineering*. – 2019. – Vol. 162. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114232.

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

118. Sarkar M. Analysis of flow and heat transfer through a partially blocked fuel subassembly of fast breeder reactor / M. Sarkar, K. Velusamy, P. Munshi, O. Singh // *Progress in Nuclear Energy*. – 2020. – Vol. 118. DOI: 10.1134/S0040601519040049.

119. Soleimanikutanaei S. Modeling and simulation of cross-flow transport membrane condenser heat exchangers / S. Soleimanikutanaei, C.-X. Lin, D. Wang // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2018.– Vol.95– pp. 92-97.

120. Soto C. Characterization and thermomechanical assessment of a SiC-sandwich material for Flow Channel Inserts in DCLL blankets. / C. Soto, C. García-

Rosales, J. Echeberria, E. Platacis, A. Shisko, F. Muktepavela, M. Malo // *Fusion Engineering and Design*. – 2019. – Vol.146. – Pp. 1983-1987. DOI: 10.1016/j.fusengdes.2019.03.082.

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

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

123. Swastik A., Sukanta K.D. Natural convection heat transfer from a horizontal hollow cylinder with internal longitudinal fins / A. Swastik, K. D. Sukanta // *International Journal of Thermal Sciences*. –2018. –vol. 134. –P. 40–53.

124. Tan W. Overview of porous media/metal foam application in fuel cells and solar power systems / W. Tan, L. Saw, H. Thiam, J. Xuan, Z. Cai, M. Yew // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.– 2018.– Vol. 96. – Pp. 181-197. DOI: 10.1016/j.rser.2018.07.032.

125. Vikulin A. Investigation into Transpiration Cooling of Blades in High-Temperature Gas Turbines. / A. Vikulin, N. Yaroslavtsev, V. Zemlyanaya // *Thermal Engineering*. – 2019. – Vol. 66. – Pp. 397-401. DOI: 10.1134/S0040601519060090

126. Yang X. Role of porous metal foam on the heat transfer enhancement for a thermal energy storage tube. / X. Yang, J. Yu, Z. Guo, L. Jin, Y.-L. L.,He, // *Applied Energy*. – 2019. – Vol. 239. – Pp. 142-156. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.01.075.

ПРИЛОЖЕНИЕ



ОЧАКОВО
НАТУРАЛЬНЫЕ
НАПИТКИ

АО МПБК «ОЧАКОВО»
Филиал АО МПБК «ОЧАКОВО» в г. Тюмени
ул. Пермякова, д. 1Г
Тюмень, Россия, 625013
Т./Ф: +7 3452 38 33 00
tyumen@ochakovo.ru
www.ochakovo.ru

Акт о внедрении
результатов диссертационной работы
«Теплоотдача и гидродинамика в теплообменных аппаратах с пористыми
вставками»
Рыдалиной Натальи Владимировны
на предприятии АО МПБК «ОЧАКОВО» филиал в г. Тюмени

«23» июня 2023г.

Настоящий акт составлен о том, что результаты научно-исследовательской работы Рыдалиной Натальи Владимировны на тему «Теплоотдача и гидродинамика в теплообменных аппаратах с пористыми вставками» представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, внедрены и применяются в качестве интенсификаторов (пористые вставки из алюминия) в кожухотрубных теплообменных аппаратах.

Пористость испытуемого образца составляет 0,62, длина пористой вставки 1м., диаметр 0,49м. Испытания проводились с 01.06.2023г. по 20.06.2023г.

Получены следующие результаты:

1. Темп охлаждения воды при использовании пористых вставок в теплообменниках быстрее, чем без применения пористых вставок.
2. Габариты теплообменников с пористыми вставками меньше, чем теплообменники без вставок. Эксплуатационные затраты на этот период были снижены на 3,47%.

Директор филиала



Федоров Е.А.