

На правах рукописи



Ахмитшин Алмаз Анасович

**ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ПЛЕНОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА
И ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В АППАРАТАХ
ПРИ НАГРЕВЕ СРЕД С ПОВЫШЕННОЙ ВЯЗКОСТЬЮ**

2.4.6 Теоретическая и прикладная теплотехника

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Казань - 2026

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет» на кафедре «Инженерная экология и безопасность труда».

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
Лаптев Анатолий Григорьевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
кафедры «Энергоэффективные инженерные системы» ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет “МЭИ”»
Гаряев Андрей Борисович

доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой «Теплотехника и энергетическое машиностроение» ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева КАИ»
Попов Игорь Александрович

Ведущая организация - федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

Защита диссертации состоится 26 ноября 2026 года в 11 часов 00 минут на заседании диссертационного совета 24.2.310.03, созданного на базе ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет» по адресу: 420066, Республика Татарстан, г. Казань, ул. Красносельская, д. 51, ауд. Д-224, тел.: (843)519-42-58.

Отзывы на автореферат в одном экземпляре, заверенные печатью, просьба направлять по адресу: 420066, Республика Татарстан, ул. Красносельская, д. 51, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.310.03, Svetlana-zag@bk.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет» и на сайте <https://kgeu.ru>.

Автореферат разослан «__» _____ 2026 года

Ученый секретарь
диссертационного совета  **Борисова Светлана Дмитриевна**

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования: в промышленной нефтехимии и нефтегазопереработке, а также на тепловых станциях применяются процессы нагревания или охлаждения жидких углеводородных смесей с повышенной вязкостью и большими числами Прандтля. К таким жидкостям относятся: мазут, минеральные и синтетические масла, котельное топливо, тяжелые остатки процессов переработки нефти и др. В связи с повышенной вязкостью, особенно при невысоких температурах, движение углеводородных сред в каналах теплообменного оборудования происходит при ламинарном режиме. Известно, что при ламинарном режиме коэффициент теплоотдачи значительно меньше, чем при турбулентном. Поэтому актуальной задачей является разработка интенсифицированных теплообменных аппаратов, которые при небольших числах Рейнольдса обеспечивают турбулизацию вязких сред, а также экспериментальное исследование и математическое моделирование теплогидравлических характеристик таких процессов.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 18-43-160008), также в рамках проекта «Студенческий стартап» (1338ГССС15-L/88735) и гранта АН РТ.

Степень проработанности проблемы. Известны ряд научных школ, которые занимались и занимаются в настоящее время интенсификацией теплообмена и исследованием теплогидравлических характеристик различных аппаратов. Это в первую очередь ученые А.И. Леонтьев, Г.А. Дрейцер, В.В. Олимпиев, С.А. Исаев, В.А. Кирпиков, Ю.А. Кузма-Кичта, Л.М. Коваленко, Ю.М. Бродов, Ю.Г. Назмеев, Ю.Ф. Гортышов, В.К. Мигай, А.А. Жукаускас, А.В. Щукин, И.А. Попов, А.А. Гухман, К.Х. Гильфанов, Khan J.K., Kim L.R., Park J. и др. Большинство работ в этой области посвящено исследованию интенсификации теплообмена в аппаратах с турбулентным режимом работы и значительно меньше – при ламинарном. Однако, именно ламинарный и переходный режимы течения теплоносителей являются наиболее перспективной областью применения методов интенсификации конвективного теплообмена. Особенно эффективны в этих областях применения дискретно-шероховатых каналов, закрученное движение потока, различные виды накатки на поверхности, выемки, проволочные спирали, а также объемные интенсификаторы в виде мелких хаотичных элементов (упаковок) и др. Конечной целью любого из методов интенсификации является проектирование аппарата с наименьшей поверхностью теплопередачи при допустимых затратах мощности на прокачку теплоносителей. Однако несмотря на значительные достижения и успехи в данной области требуется продолжение исследований с целью выбора и расчета новых высокоэффективных способов интенсификации теплообмена, особенно при течении сред с повышенной вязкостью.

Цель исследования: физическое и математическое моделирование интенсифицированного теплообмена через разделяющую стенку в пластинчатых теплообменниках с мелкими хаотичными насадками и

обобщение результатов в виде расчетных выражений по тепловой эффективности процесса и гидравлическому сопротивлению.

Задачи исследования:

1. Построить математическую модель пленочной конденсации на основе уравнений сохранения массы, импульса и энергии для хладагента в ограниченной области, стекающей пленки конденсата по поверхности стенки и паровой фазы в двухмерной постановке с учетом изменения физических свойств хладагента и пленки конденсата в зависимости от температуры.

2. На экспериментальной установке получить данные по теплогидравлическим характеристикам при нагреве водяным паром воды, а также вязких углеводородных смесей с применением в каналах пластинчатого теплообменника хаотичной насадки.

3. Сравнить полученные данные по теплогидравлическим характеристикам при нагреве минерального гидравлического масла в пластинчатом теплообменнике с насадкой с известными экспериментальными данными и расчетными зависимостями для теплообменников с различными интенсификаторами.

4. Применить ячеечную модель гидродинамической структуры потоков для расчета поверхности и эффективности теплопередачи в канале с насадкой и с учетом обратного перемешивания теплоносителей для жидких сред с повышенной вязкостью.

Научная новизна

1. Построена математическая модель пленочной конденсации на основе уравнений сохранения импульса, массы и энергии в двухмерной постановке для хладагента в ограниченной области, стекающей пленки конденсата по поверхности стенки и паровой фазы с учетом изменения физических свойств в зависимости от температуры теплоносителя.

2. Получены экспериментальные данные по теплогидравлическим характеристикам в пластинчатом теплообменнике (ТП) процесса пленочной конденсации и проведено сравнение с результатами численного моделирования путем решения систем дифференциальных уравнений. Исследована конденсация воды и третбутилового спирта (ТБС) и установлено влияние расхода хладагента (воды) на количество образующегося конденсата. Установлено, что при больших расходах хладагента наступает стабилизация процесса пленочной конденсации. Разработан алгоритм и дан пример расчета ТП при пленочной конденсации.

3. На экспериментальном стенде получены данные по теплогидравлическим характеристикам нагрева масла в пластинчатом теплообменнике, где в каналах в качестве объемного интенсификатора размещалась мелкая хаотичная металлическая насадка. Получены экспериментальные значения средних коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи для гидравлического масла марки Роснефть HLP 46, а также перепада давления. Показано согласование опытных значений коэффициентов теплоотдачи с расчетами по известным выражениям для числа Нуссельта.

4. С применением ячеечной модели гидродинамической структуры потоков теплоносителей в каналах с хаотичными элементами (насадками) получены выражения для расчета коэффициента тепловой эффективности нагрева масел в трубчатых и пластинчатых теплообменниках. Показано влияние структуры потоков на тепловую эффективность аппаратов для вязких сред и согласование с экспериментальными данными.

Объект исследования: радиально-спиральный теплообменник для конденсации паров третбутилового спирта и воды, а также два пластинчатых теплообменных аппарата с объемными интенсификаторами в виде современных мелких металлических хаотичных насадок для нагрева воды и вязких углеводородных сред.

Теоретическая и практическая значимость диссертационной работы.

1. В результате экспериментальных исследований при нагреве гидравлического масла водяным паром (100°C) в пластинчатом теплообменнике установлено, что за счет размещения хаотичной насадки внутри каналов, где теплоносителем является гидравлическое масло, происходит повышение коэффициента теплоотдачи в 1,5-2 раза при числе Рейнольдса от 5 до 20, и в 6-12 раз при числах Re от 40 до 350 при переходе от ламинарного режима в турбулентный за счет хаотичных интенсификаторов. Дано сравнение с другими способами интенсификации, по теплогидравлическим характеристикам теплообменников.

2. Разработан алгоритм расчета с учетом структуры потока по ячеечной модели поверхности и эффективности теплопередачи в теплообменнике с хаотичными насадками. Теплообменник с интенсификаторами внедрен на промышленном предприятии нефтепереработки.

3. Получен патент на радиально-спиральный теплообменник, а также представлена конструкция пластинчатого теплообменника с объемными интенсификаторами, которые могут использоваться для нагрева углеводородных и иных смесей на промышленных установках предприятий нефтехимии, нефтегазопереработки и ТЭС.

Методы решения поставленных задач

Численное и экспериментальное исследования процесса пленочной конденсации воды и ТБС в пластинчатом теплообменнике. Экспериментальное исследование процесса нагрева гидравлического масла в пластинчатом теплообменнике; применение моделей структуры потоков для расчета тепловой эффективности теплообменников с насадками и комплексов для сравнительных теплогидравлических характеристик интенсификаторов.

Достоверность и обоснованность полученных результатов обеспечивается применением аттестованных апробированных средств экспериментального исследования. Согласованием полученных результатов по теплоотдаче с известными выражениями. Применением моделей структуры потоков и согласованием результатов расчетов тепловой эффективности аппаратов с экспериментальными данными.

Автор защищает:

1. Математическую модель пленочной конденсации на основе уравнений сохранения импульса, массы и энергии в двухмерной постановке для хладагента в ограниченной области, стекающей пленки конденсата по поверхности стенки и паровой фазы с учетом изменения физических свойств в зависимости от температуры теплоносителя.

2. Данные по теплогидравлическим характеристикам, полученные на экспериментальном стенде при нагреве минерального гидравлического масла водяным паром в пластинчатом теплообменнике с применением в каналах хаотичной насадки.

3. Сравнение полученных данных по теплогидравлическим характеристикам при нагреве минерального гидравлического масла в пластинчатом теплообменнике с насадкой с известными экспериментальными данными и расчетными зависимостями для теплообменников с различными интенсификаторами.

4. Метод расчета поверхности и эффективности теплопередачи в канале с насадкой и с учетом обратного перемешивания теплоносителей для жидких сред с повышенной вязкостью с применением ячеечной модели гидродинамической структуры потоков.

Апробация работы и публикации

По теме диссертационной работы опубликовано 21 работы, 7 – в научных изданиях, входящих в перечень ВАК и приравненных к ним. Отдельные разделы диссертации докладывались и обсуждались на международных научных конференциях «Математические методы в технике и технологиях» г. Санкт-Петербург, 2017 - 2018, 2020 г., международных молодежных конференциях «Тинчуринские чтения – «Энергетика и цифровая трансформация» г. Казань, 2022-2025 г., на международной молодежной научной конференции по проблемам архитектуры и строительства, г. Казань, 2019 г. XXVI- XXVIII Всероссийских аспирантско-магистерских научных семинарах, посвященных дню энергетика, Казань, 2022-2025 г.

Диссертация соответствует паспорту специальности 2.4.6. «Теоретическая и прикладная теплотехника» по пунктам паспорта:

П.4 Процессы переноса массы, импульса и энергии при свободной и вынужденной конвекции в широком диапазоне свойств теплоносителей и характеристик теплопередающих поверхностей, в одно- и многофазных системах и при фазовых превращениях. Радиационный теплообмен в прозрачных и поглощающих средах.

П.5 Научные основы и методы интенсификации процессов тепло- и массообмена и тепловой защиты. Процессы тепло- и массообмена в оборудовании, предназначенном для производства, преобразования, передачи и потребления теплоты.

П.8 Новые конструкции теплопередающих и теплоиспользующих установок и оборудования, обладающих улучшенными эксплуатационными и технико-экономическими характеристиками. Совершенствование методов

расчета и оптимизация параметров, использующих теплоту технологических процессов, оборудования и систем.

Личный вклад соискателя состоит в непосредственном участии во всех этапах получения результатов, представленных в диссертации, в разработке математической модели пленочной конденсации, в самостоятельном проведении экспериментов на экспериментальной установке, обработке результатов эксперимента в виде расчетных эмпирических выражений, в разработке научно-технических решений, направленных на повышение эффективности теплообмена, подготовке докладов, выступлений на конференциях и написании статей.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав приложений и содержит 167 страниц машинописного текста, включает 66 рисунков, 16 таблиц. Список литературы из 118 источников.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** представлена актуальность работы, сформулированы цель и основные задачи исследований и положения, которые выносятся на защиту, ее научная новизна и практическая значимость.

В **первой главе** представлен обзор работ и сделан анализ способов повышения эффективности теплообмена путем интенсификации, классификация способов интенсификации. Рассмотрены различные варианты дискретно-шероховатых поверхностей теплообмена: винтовые выступы, трубы со спиральной-винтовой проволочной вставкой, поперечные плавные выступы, вставки квадратного сечения и т.д, приведены достоинства и недостатки, а также теплогидравлические характеристики. Представлены общие принципы расчета теплообменных аппаратов и показатели работы теплообменников. Особое внимание уделено объемным интенсификаторам в теплообменных каналах и существующим подходам к моделированию теплообмена в каналах с объемными интенсификаторами. Отмечены перспективные направления модернизации оборудования, включая применение хаотичных элементов, заполняющих весь рабочий объем аппарата. Выявлены актуальные задачи, требующие дальнейших исследований, особенно для сред с повышенной вязкостью и совершенствования методов численного моделирования.

Во **второй главе** описана конструкция разработанного теплообменника конденсатора радиально-спирального типа с увеличенной удельной теплообменной поверхностью (рис. 1).

Радиально-спиральный теплообменник содержит корпус 1 с патрубками подвода 2 и отвода 3 первого теплоносителя, патрубками подвода 4 и отвода 5 для перемещения в аксиальном направлении второго теплоносителя. Теплообменник снабжен распределительным коллектором 6 и выходным коллектором 7 для подачи и отвода первого теплоносителя. В корпусе 1 вдоль вертикальной оси установлены один над другим два блока 8 теплообменных элементов 9. Блоки 8 теплообменных элементов выполнены в форме прямой призмы. Каждый блок сформирован из вертикально

установленных теплообменных элементов 9. Каждый теплообменный элемент 9 выполнен полым с образованием внутреннего радиально-спирального щелевого канала 10 для первого теплоносителя. Теплообменные элементы расположены друг к другу с образованием наружных вертикальных щелевых каналов 11 для перемещения в аксиальном направлении второго теплоносителя. Радиально-спиральные щелевые каналы теплообменных элементов каждого блока выполнены из металлических профилированных листов. Радиально-спиральные щелевые каналы 10 смежных установленных один над другим блоков для потока первого теплоносителя соединены между собой таким образом, что движение теплоносителя в одном из блоков направлено от оси теплообменного блока к периферии, а в смежном блоке - от периферии к оси (рис 2).

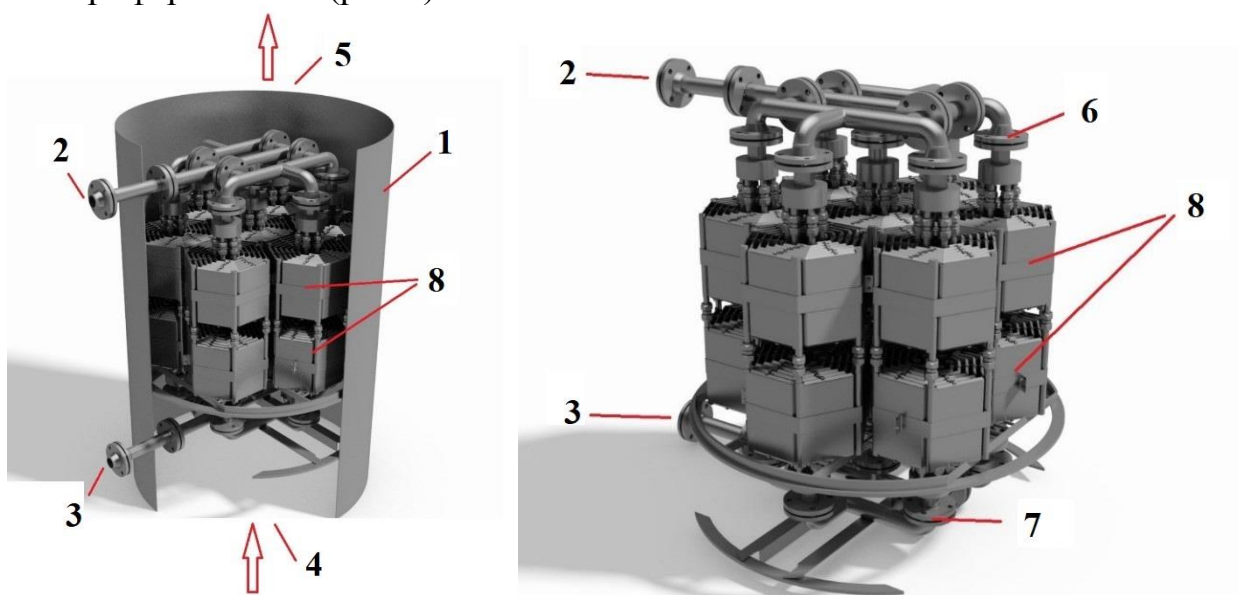


Рис. 1. Конструкция радиально-спирального теплообменника.

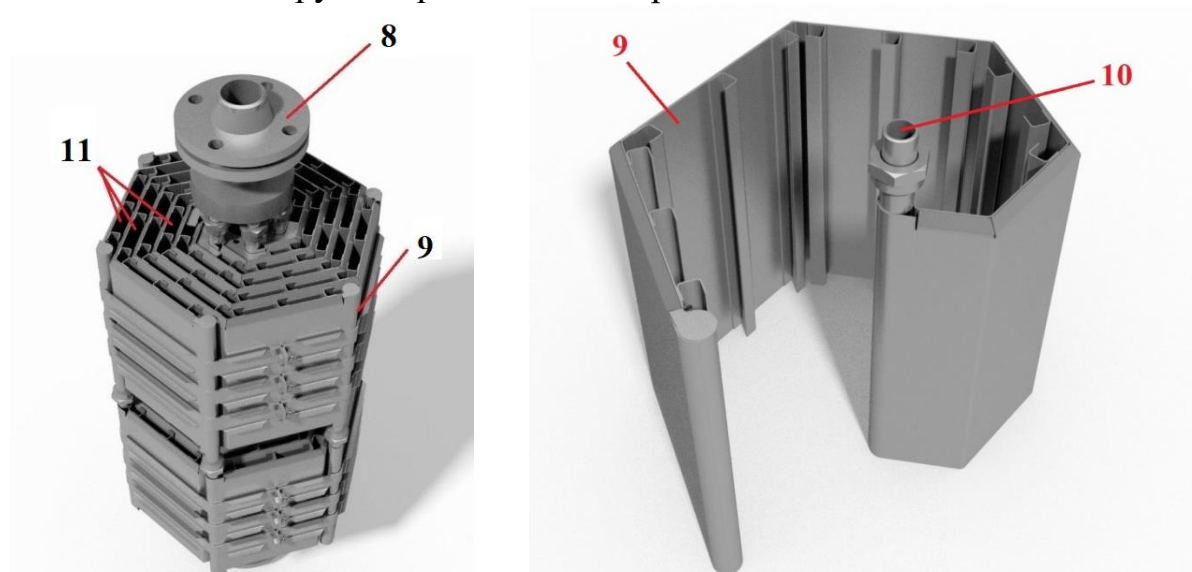


Рис. 2. Общий вид двух собранных блоков пластин и одной пластины (теплообменный элемент)

На данную конструкцию теплообменника получен патент.

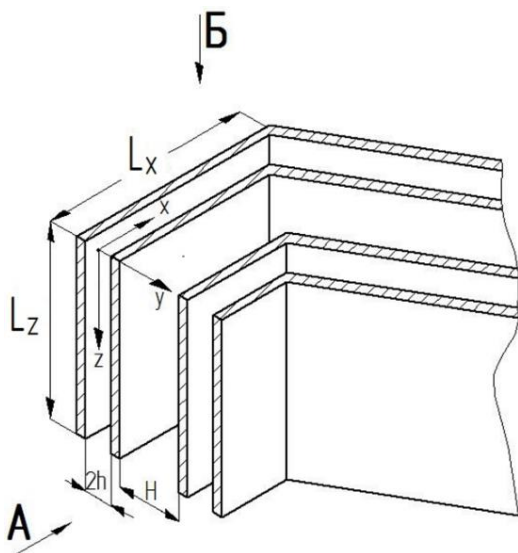


Рис. 3. Физическая модель теплообменника конденсатора, где x , y , z – координаты направления, L_x и L_z размеры пластин в направлениях осей x и z , $2h$ – ширина канала для первого теплоносителя, H – ширина канала для второго теплоносителя.

В третьей главе построена математическая модель пленочной конденсации на основе уравнений сохранения массы, импульса и энергии для хладагента в ограниченной области, стекающей пленки конденсата по

поверхности стенки и паровой фазы в двухмерной постановке. Учитывается изменение физических свойств хладагента и пленки конденсата в зависимости от температуры в уравнениях сохранения импульса. Граничные условия сопряжения записаны на внутренней стенке области течения хладагента, на внешней стенке, по которой течет пленка конденсата, а также на границе раздела пленка – газ.

Полученная краевая задача решается приближенными и численными методами совместно с условием для определения неизвестной толщины пленки для различных постановок гидродинамической задачи. Проведены вычислительный и физический эксперименты с целью изучения основных параметров и закономерностей процесса.

Конденсатор (теплообменник) состоит из блоков, теплообменные элементы которых выполнены в форме прямой полый призмы из тонких металлических листов, с образованием внутреннего щелевого канала для теплоносителя (хладагента) (рис. 3). Теплообменные элементы расположены друг к другу с образованием наружных вертикальных щелевых каналов для перемещения в аксиальном направлении теплоносителя - газа (пара).

При работе конденсатора хладагент течет внутри щелевого канала полый призмы. За счет охлаждения стенок канала и теплообмена через стенки канала с вертикально движущейся паровой фазой образуется пленка конденсата, которая стекает по поверхности канала.

В области течения хладагента и пара (рис. 3) выполняются соотношения $L_z \approx L_x \gg 2h(H > 2h)$. Тогда исходная система уравнений, описывающая установившееся плоское ламинарное течение хладагента внутри призмы, пленки конденсата и паровой фазы в декартовой системе координат x , y , z записывается в виде:

$$\frac{\partial V_{1x}}{\partial x} + \frac{\partial V_{1y}}{\partial y} = 0, \quad (1)$$

$$\rho_1 \left(V_{1x} \frac{\partial V_{1x}}{\partial x} + V_{1y} \frac{\partial V_{1x}}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p_1}{\partial x} + F_{1x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_1 \frac{\partial V_{1x}}{\partial y} \right), \quad (2)$$

$$-\frac{\partial p_1}{\partial y} + F_{1y} = 0, \quad (3)$$

$$-\frac{\partial p_1}{\partial z} + F_{1z} = 0, \quad (4)$$

$$\rho_1 c_{1p_1} (V_{1x} \frac{\partial T_1}{\partial x} + V_{1y} \frac{\partial T_1}{\partial y}) = \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y}), \quad (5)$$

$$\frac{\partial V_{2y}}{\partial y} + \frac{\partial V_{2z}}{\partial z} = 0, \quad (6)$$

$$\rho_2 \left(V_{2y} \frac{\partial V_{2z}}{\partial y} + V_{2z} \frac{\partial V_{2z}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p_2}{\partial z} + F_{2z} + \frac{\partial}{\partial y} (\mu_2 \frac{\partial V_{2z}}{\partial y}), \quad (7)$$

$$-\frac{\partial p_2}{\partial x} + F_{2x} = 0, \quad (8)$$

$$-\frac{\partial p_2}{\partial y} + F_{2y} = 0, \quad (9)$$

$$\rho_2 c_{2p_2} (V_{2y} \frac{\partial T_2}{\partial y} + V_{2z} \frac{\partial T_2}{\partial z}) = \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y}), \quad (10)$$

$$\frac{\partial V_{3y}}{\partial y} + \frac{\partial V_{3z}}{\partial z} = 0, \quad (11)$$

$$\rho_3 \left(V_{3y} \frac{\partial V_{3z}}{\partial y} + V_{3z} \frac{\partial V_{3z}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p_3}{\partial z} + F_{3z} + \frac{\partial}{\partial y} (\mu_3 \frac{\partial V_{3z}}{\partial y}), \quad (12)$$

$$-\frac{\partial p_3}{\partial x} + F_{3x} = 0, \quad (13)$$

$$-\frac{\partial p_3}{\partial y} + F_{3y} = 0, \quad (14)$$

$$\rho_3 c_{3p_3} (V_{3y} \frac{\partial T_3}{\partial y} + V_{3z} \frac{\partial T_3}{\partial z}) = \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial y}), \quad (15)$$

$$\lambda_4 \frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2} = 0. \quad (16)$$

Решение краевой задачи полученных уравнений представляет собой сложную математическую задачу, поэтому рассмотрены частный случай конденсации при медленных режимах течения ($Re \ll 1$). В этом случае задача существенно упрощается и в уравнениях сохранения импульса можно пренебречь левыми частями (инерционными членами). Приводится алгоритм решения уравнений (1) – (5), (6) – (10), (11) – (16). В результате получается система из четырех нелинейных дифференциальных уравнений, которая решается численными методами Рунге-Кутты (Гира) четвертого порядка с проверкой устойчивости и сходимости решения.

Далее показана численная реализация алгоритма и структура программы для проведения вычислительного эксперимента. После подстановки, полученных выражений для по алгоритму решения задачи (1) – (5), (6) – (10), (11) – (16) при граничных условиях:

$$\frac{\partial V_{1x}}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial T_1}{\partial y} = 0, \quad V_{1y} = 0 \quad \text{при } y = 0; \quad (17)$$

$$V_{1x} = V_{1y} = 0, \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial y} \quad \text{при } y = \pm h; \quad (18)$$

$$T_4 = T_2, \quad \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial y} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y}, \quad V_{2y} = V_{2z} = 0, \\ -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = \alpha(T_{10} - T_{\text{ст}}) \approx \alpha(T_{1\text{ср}} - T_{4\text{ср}}) \quad \text{при } y = h + \delta_0; \quad (19)$$

$$\mu_2 \frac{\partial V_{2z}}{\partial y} = \mu_3 \frac{\partial V_{3z}}{\partial y} + \frac{d\sigma_2}{dz}, \quad V_{2z} = V_{3z}, \quad T_2 = T_3 = T_{2S}, \quad p_2 = p_3 + \sigma_2 \frac{d^2\delta}{dz^2} \\ \text{при } y = h + \delta_0 + \delta; \quad (20)$$

$$\frac{\partial T_3}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial V_{3z}}{\partial y} = 0, \quad V_{3y} = 0 \quad \text{при } y = \delta_1 = h + \delta_0 + \frac{H}{2}; \quad (21)$$

$$V_{1x} = V_{1vx}, \quad T_1 = T_{1vx}, \quad p_1 = p_{1vx} \quad \text{при } x = x_{vx}; \quad (22)$$

$$V_{2z} = V_{2vx}, \quad T_2 = T_{2vx} \quad \text{при } z = z_{vx} = z_0; \quad (23)$$

$$V_{3z} = V_{3vx}, \quad T_3 = T_{3vx}, \quad V_{3y} = 0, \quad p_3 = p_{3vx} \quad \text{при } z = L_z, \quad (24)$$

для нахождения значений четырех пока неизвестных величин $B_1(x, z)$, $B_2(x, z)$, $B_3(x, z)$ и $\delta(x, z)$ получаем следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\delta(x, z) \frac{dB_1(x, z)}{dx} = f_1(x, z, p'_1(x), p''_2(x), \delta(x, z), B_2(x, z), B'_2(x, z)), \quad (25)$$

$$\frac{dB_2(x, z)}{dz} = f_2\left(x, z, B_1(x, z), \frac{dB_1(x, z)}{dx}, B_2(x, z), p'_2(z), p''_2(z), p'_3(z), p''_3(z), \delta(x, z)\right), \quad (26)$$

$$\frac{dB_3(x, z)}{dz} = f_3(x, z, B_3(x, z), p'_2(z), p''_2(z), p'_3(z), p''_3(z), \delta(x, z)), \quad (27)$$

$$\frac{d\delta(x, z)}{dz} = f_4(x, z, p'_2(z), p''_2(z), p'_3(z), p''_3(z), \delta(x, z)), \quad (28)$$

В диссертации представлен алгоритм и результаты численного решения системы уравнений (25)-(28).

Экспериментальное исследование процесса пленочной конденсации в пластинчатых теплообменниках (ПТ) проведено с целью определения

качественных и количественных характеристик, оценки влияние расхода и входной температуры хладагента, их конструктивных особенностей на процесс конденсации паров на основе экспериментальных данных и сравнения результатов математического и физического моделирования.

Эксперименты проведены при различных значениях входной температуры хладагента и парообразного ТБС, расходах хладагента. Результаты даны на рис. 4,5.

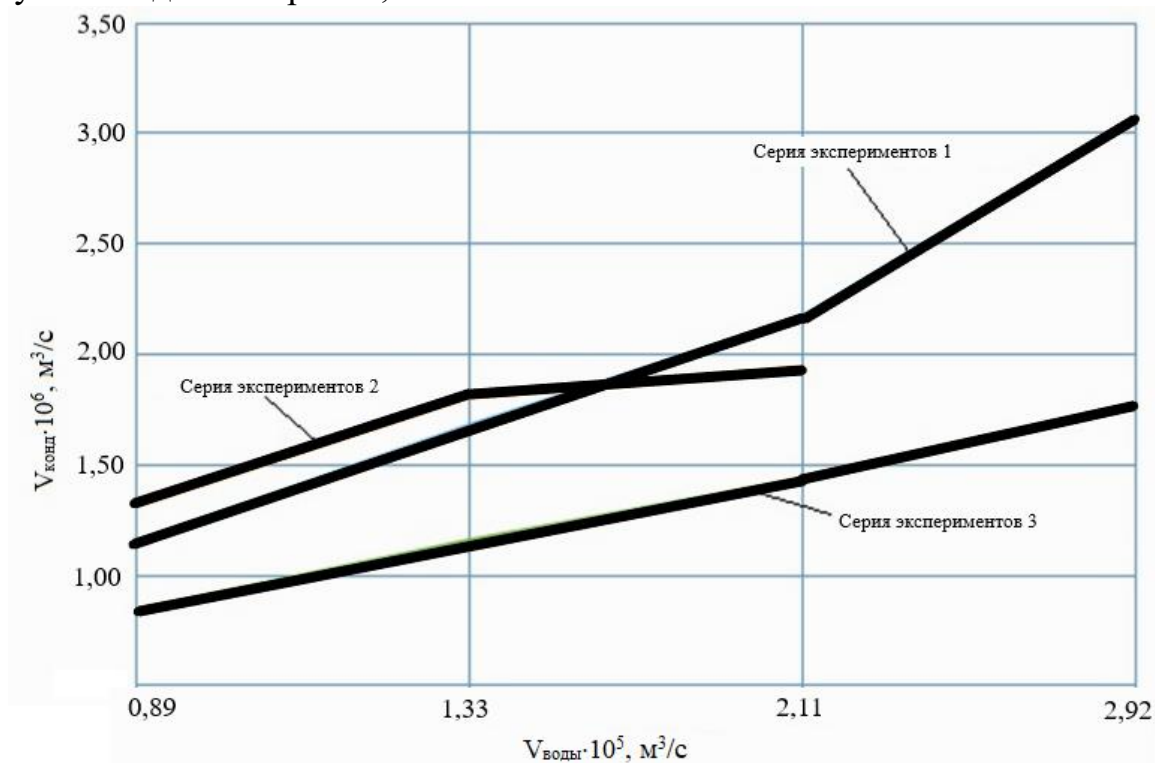


Рис. 4. Влияние расхода хладагента (воды) на количество образующегося конденсата паров ТБС. Серия экспериментов 1 – мощность ТЭН = 4 кВт, серия экспериментов 2 – 3,2 кВт, серия экспериментов 3 – 2,8 кВт.

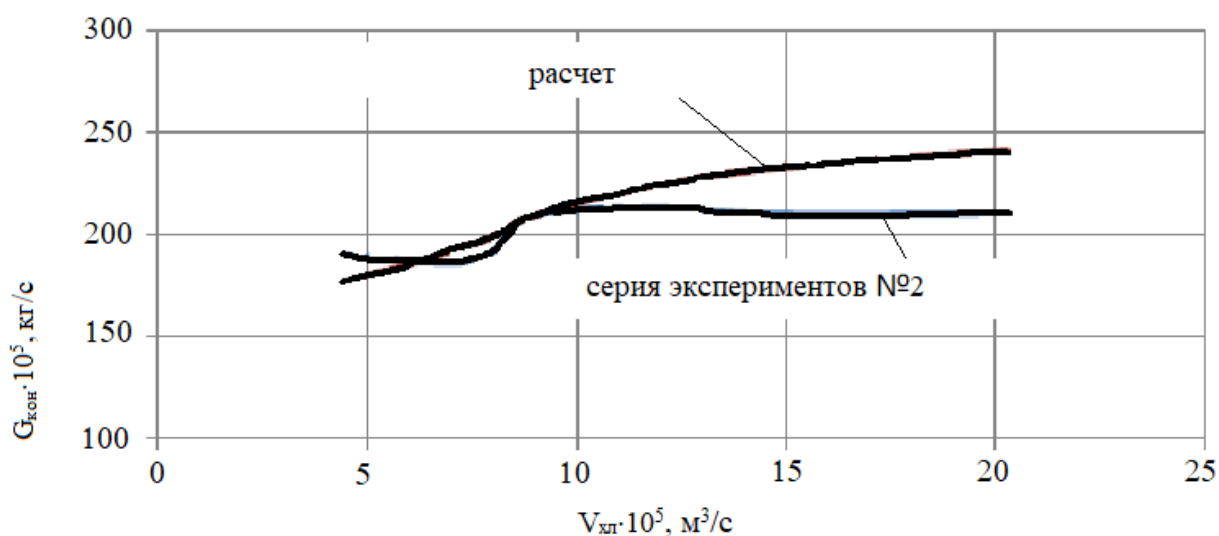


Рис. 5. Графики зависимости массового расхода конденсата от объема хладагента.

В четвертой главе исследованы процессы нагрева воды водяным паром, а также интенсификация теплопередачи при ламинарном движении жидких сред с повышенной вязкостью в пластинчатых теплообменниках, представлены экспериментальные данные по теплогидравлическим характеристикам пластинчатого теплообменника с гладкими каналами, а также с объемными интенсификаторами (насадкой) при нагреве гидравлического масла водяным паром.

Целью экспериментального исследования является измерение перепада давления, температуры нагреваемой жидкости (воды), определение потока теплоты при заданных расходах пара и жидкости, температур на входе и выходе, а также вычисление коэффициента теплопередачи, тепловой эффективности и коэффициента гидравлического сопротивления.

Для определения коэффициента эффективности теплопередачи рассмотрен метод единиц переноса для теплообмена по аналогии с массообменными процессами. Поток теплоты записывается, например при нагреве жидкости паром, в виде

$$Q = KF\Delta T_{cp} = Lc_{рж}(T_{жк} - T_{жн}), \quad (29)$$

Из уравнения (29) определяется тепловое число единиц переноса:

$$\frac{KF}{Lc_{рж}} = \frac{T_{жк} - T_{жн}}{\Delta T_{cp}} = N. \quad (30)$$

При применении данного метода используется понятие тепловой эффективности процесса (тепловой коэффициент полезного действия). Для рассмотренного примера нагрева жидкости паром

$$\eta = \frac{T_{жк} - T_{жн}}{T_{пар} - T_{жн}}. \quad (31)$$

Для выше приведенных результатов экспериментальных исследований при ламинарном режиме течения воды в каналах (Re от 158 до 1128) обратное перемешивание практически отсутствует, но представляет интерес сравнение результатов расчетов по модели идеального вытеснения с опытными данными. Согласно известному решению уравнения конвективного теплообмена (и массообмена) при идеальном вытеснении потока и постоянной температуре второго теплоносителя эффективность процесса (31) вычисляется по выражению

$$\eta = 1 - \exp(-N). \quad (32)$$

Данное выражение справедливо при постоянной температуре второго теплоносителя, что имеет место при нагреве водяным паром, для теплообменника, рассмотренного выше.

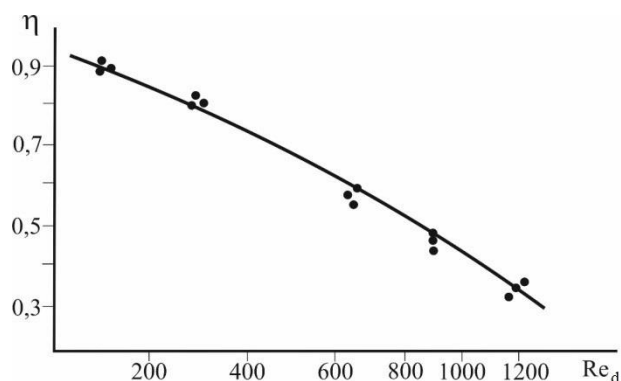


Рис. 6. Зависимость тепловой эффективности нагрева воды водяным паром от числа Рейнольдса. Точки – эксперимент; сплошная линия – расчет по выражению (32).

$T_{жн} = 25^\circ\text{C}$, $T_{пара} = 96-98^\circ\text{C}$.

На рис. 6 представлены результаты расчетов и сравнение с экспериментальными данными для исследованного пластинчатого теплообменника. Согласование результатов с расхождением не более $\pm 3-4\%$.

Далее в **четвертой главе** рассмотрена интенсификация теплообмена в пластинчатом теплообменнике с хаотичными насадками. Представленные исследования являются продолжением и развитием работ по теплогидравлическим характеристикам А.Г. Лаптева и Т.М. Фарахова, где исследовался процесс нагрева масла водой в теплообменнике типа «труба в трубе» с применением объемных интенсификаторов (насадка «Инжехим 2012»). В пластинчатом теплообменнике экспериментально исследовался процесс нагрева гидравлического масла водяным паром без интенсификаторов, а также с интенсификаторами в виде мелкой (6мм) металлической насадки «Инжехим - 2012», которая засыпалась в каналы теплообменника без механического воздействия. Вид теплообменника и элементов насадки даны на рисунке 7.

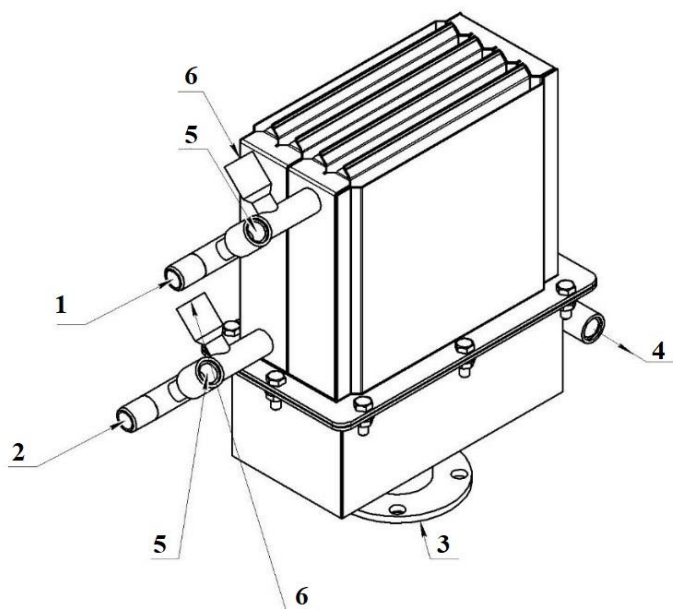


Рис. 7. Общий вид пластинчатого теплообменника

1 – Выход теплоносителя; 2 – вход теплоносителя; 3 – вход пара; 4 – выход конденсата; 5 – датчики давления; 6 – датчики температуры.

При экспериментальных исследованиях автором диссертации измерялись расходы масла и пара, перепад давления ΔP масла и температура масла на входе и выходе. Погрешность экспериментальных исследований не более $\pm 8-10\%$.

Результаты экспериментальных теплогидравлических характеристик представлены на рис. 8-10.

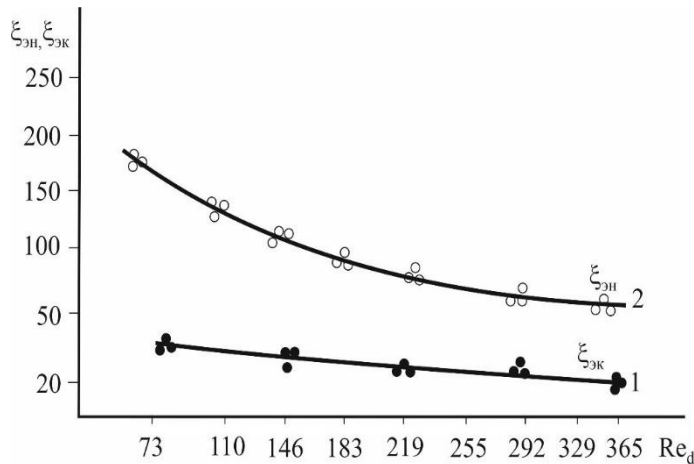


Рис. 8. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления объемного интенсификатора в пластинчатом теплообменнике от числа Рейнольдса насадки. 1 — теплообменник без интенсификаторов (насадки); 2 — с насадкой. Теплоноситель — гидравлическое масло при средней температуре $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

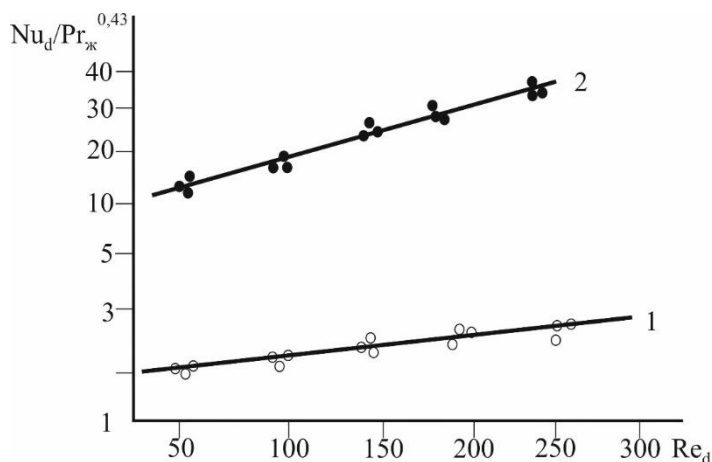


Рис. 9. Зависимость безразмерного комплекса теплоотдачи для масла в пластинчатом теплообменнике с гладкими пластинами (кривая 1) и с объемными интенсификаторами (кривая 2) от числа Рейнольдса.

Выполнено сравнение тепловых характеристик поверхностных и объемных интенсификаторов в каналах теплообменных аппаратов. Использовались как известные экспериментальные данные различных исследователей, опытные результаты, полученные автором диссертации, а также расчеты по уравнениям математических моделей.

В результате выполненных экспериментальных исследований теплогидравлических характеристик в пластинчатом аппарате с применением в каналах объемных интенсификаторов в виде мелких металлических насадок установлено повышение числа Нуссельта при ламинарном течении гидравлического масла ($Re_d = 5 - 20$) в 1,5-2,0 раза. При $Re_d > 20 - 40$ за счет хаотично расположенных насадочных элементов начинается переход от ламинарного режима в турбулентный и число Нуссельта возрастает в 6-12 раз относительного теплообмена в гладких каналах ($Re_d = 40 - 400$),

коэффициент гидравлического сопротивления повысился 4,5-6 раз. Получено эмпирическое выражение для коэффициента гидравлического сопротивления каналов теплообменника с объемными интенсификаторами. Показано применение трех теоретических выражений, полученных ранее Лаптевым А.Г., Фараховым Т.Т и автором диссертации, для расчета числа Нуссельта в теплообменнике с насадками. Установлено удовлетворительное согласование расчетов с экспериментальными данными.

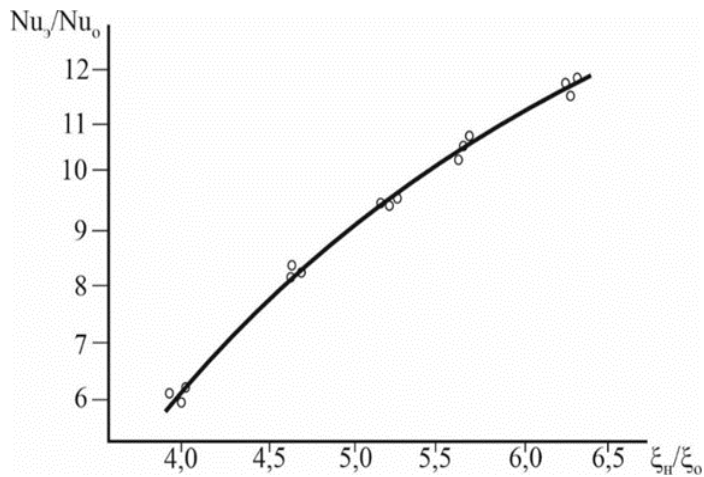


Рисунок 10. Зависимость отношения числа Нуссельта Nu_z в канале с хаотичной насадкой к числу Нуссельта Nu_0 в теплообменнике без интенсификаторов (с гладкими пластинами) от отношения коэффициентов гидравлического сопротивления с насадкой ξ_H и без интенсификаторов ξ_0 . Точки – экспериментальные данные.

На рисунке 10 дана зависимость отношения числа Нуссельта Nu_z в канале с хаотичной насадкой к числу Нуссельта Nu_0 в теплообменнике без интенсификаторов (с гладкими пластинами) от отношения коэффициента гидравлического сопротивления с насадкой ξ_H к коэффициенту гидравлического сопротивления без интенсификаторов ξ_0 .

Заключение

В соответствии с поставленной целью и задачами в диссертационной работе получены следующие результаты:

1. На основе системы дифференциальных уравнений сохранения массы, импульса и энергии для хладагента в ограниченной области построена математическая модель пленочной конденсации на поверхности стенки и паровой фазы в двухмерной постановке с учетом изменения теплофизических свойств хладагента и пленки конденсата в зависимости от температуры. Установлено, что процесс пленочной конденсации зависит от гидродинамических и теплофизических характеристик хладагента и паровой фазы, от их входных температур, расхода (скорости течения) хладагента. Сравнение результатов численного эксперимента на основании построенной математической модели с экспериментальными данными показало их удовлетворительное согласование (относительная погрешность 10-12%).

2. На экспериментальной установке получены данные по теплогидравлическим характеристикам процесса при нагреве водяным паром гидравлического масла с применением в каналах пластинчатого теплообменника хаотичной насадки. Из полученных экспериментальных результатов следует, что наличие насадки при малых числах Рейнольдса (5-

20) обеспечивает повышение числа Нуссельта 1,5-2 раза, а в интервале чисел Рейнольдса 40 до 450 - от 6 до 12 раз, гидравлическое сопротивление повышается в 4-6,5 раза.

3. Обобщены полученные экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению и эффективности теплопередачи в виде расчетных выражений.

4. Проведено сравнение полученных данных по теплогидравлическим характеристикам при нагреве минерального гидравлического масла в пластинчатом теплообменнике с насадкой с известными экспериментальными данными и расчетными зависимостями для теплообменников с различными интенсификаторами. Установлено, что представленный метод интенсификации теплообмена и расчетные выражения могут применяться при проектировании или модернизации компактных теплообменников при нагреве (охлаждении) жидкостей с повышенной вязкостью

5. Показано применение ячеечной модели гидродинамической структуры потоков для расчета поверхности и эффективности теплопередачи в теплообменниках с насадкой и с учетом обратного перемешивания теплоносителей для жидких сред с повышенной вязкостью. Установлено расхождение между экспериментальными и расчетными значениями Nu около 5-10 %.

6. На основе полученных экспериментальных и расчетных данных, а также разработанного алгоритма расчета, разработаны и внедрены конструкции пластинчатых теплообменников в пилотных установках для ООО «НТЦ Ахмадуллины», а также в теплогенераторах фирмы ООО «Теплобокс-Производство котельного оборудования». Полученные научно-технические результаты применяются в ООО ИВЦ «Инжехим» при проектировании теплообменников для процессов нефтегазопереработки.

7. Перспективы развития темы диссертации заключаются в дальнейшем применении математических моделей, исследованных объемных интенсификаторов в других тепло- и массообменных аппаратах для турбулизации вязких сред и значительного повышения эффективности процессов.

Условные обозначения

$V_{1x_j}, V_{2x_j}, V_{3x_j}$ - компоненты скорости хладагента, пленки конденсата и пара соответственно по оси $x_j(x, y, z)$; (м/с); ρ_1, ρ_2, ρ_3 - плотности хладагента, конденсата и пара, кг/м³; $C_{1\rho l}, C_{2\rho l}, C_{3\rho l}$ - коэффициенты удельной теплоемкости хладагента, конденсата и пара, Дж/(кг·К); T_1, T_2, T_3 - температуры хладагента, конденсата и пара, °С; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ - коэффициенты теплопроводности хладагента, конденсата и пара, Вт/(м·К); p_1, p_2, p_3 - давления хладагента, конденсата и газа, Па; μ_1, μ_2, μ_3 - динамические вязкости хладагента, конденсата и пара, (Н·с)/м²; $F_{1x_j}, F_{2x_j}, F_{3x_j}$ - компоненты массовых сил в направлении координат x_j ; $T_{cm} = T_w, T_{2S}$ - температуры стенки

и насыщения, °C; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·K); σ_2 – коэффициент поверхностного натяжения пленки, Н/м; $2h, \delta_0, \delta(z), H$ – соответственно ширина канала и толщина полый призмы, толщина пленки и ширина канала для газовой фазы, м; Q, Q_g – соответственно массовый расход конденсата в пленке и массовая скорость конденсации, кг/с и кг/(м·с); h_2 – теплота парообразования (фазового превращения пара в конденсат), Дж/кг; Q – тепловой поток, Вт; K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·K); ΔT_{cp} — средняя разность температур, °C; $c_{рж}$ – коэффициент удельной теплоемкости жидкости, Дж/(кг·K); N – число единиц переноса; η – коэффициент полезного действия теплообменника; $Re_{ж}$ – число Рейнольдса жидкости, L – массовый расход хладагента, кг/с; $T_{нж}$ – температура жидкости начальная, °C; α — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² × K); $V_{ж}$ – объемный расход жидкости, м³/с, $u_{ж}$ – скорость жидкости, м/с; ΔP – перепад давления, кПа; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления, Па; Nu – число Нуссельта;

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

В изданиях из перечня ВАК Министерства науки и высшего образования Российской Федерации и приравненных к ним:

1. Лаптев А. Г., **Ахмитшин А. А.** Определение эффективности пластинчатых и трубчатых теплообменников с интенсификаторами с учетом структуры потоков // Теплофизика и аэромеханика. 2025. Т. 32, № 3. С. 529-542.
2. Dmitriev A.V., Farakhov M.M., Khafizova A.I., Dmitrieva O.S., Madyshev I.N., Gilyazov A.D., **Akhmitshin A.A.** Investigation into the process of interaction of the liquid and the gas in a jet-film contact device // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2022. V. 95. № 2. pp. 421-427.
3. Laptev A.G., Lapteva E.A., **Akhmitshin A.A.** Modeling of intensified heat exchangers with different viscosities of fluids // Chemistry and Technology of Fuels and Oils. 2022. V. 57. № 6. pp. 917-925.
4. Akhmadiev F.G., Farakhov M.I., **Akhmitshin A.A.** Modeling coupled heat and mass transfer upon film condensation // Theoretical Foundations of Chemical Engineering. 2020. V. 54. № 4. pp. 592-603.
5. Farakhov M.I., **Akhmitshin A.A.**, Laptev A.G., Farakhov T.M. Distillation of vacuum gas oil in a column with new packings // В сборнике: II International scientific and practical conference «Actual problems of the energy complex: mining, production, transmission, processing and environmental protection» 16-17 April 2020, Moscow, Russian Federation. London, 2020. pp. 012-017
6. F. G. Akhmadiev, M. I. Farakhov, **A. A. Akhmitshin.** Mathematical model of conjugate heat and mass transfer at film condensation // Lobachevskii Journal of Mathematics, 2019.V. 40. №6. pp. 711-717.

Объекты интеллектуальной собственности

7. Пат. 2583316 Российская Федерация, МПК F28D9/00 C1. Теплообменник радиально-спирального типа (варианты). Фарахов, М.И., **Ахмитшин А. А.**, Кузнецов В.А., Фарахов М.М., Шафиков И.С. (РФ); заявитель и патентообладатель общество с ограниченной ответственностью «Инженерно-внедренческий центр «ИНЖЕХИМ» - № 2015117843/06; заявлено: 12.05.2015, опубл. 10.05.2016, Бюл. № 13. – 11 с., - 12 ил.

Публикации в других изданиях и материалах конференций:

8. Лаптев А.Г. Сравнительные характеристики способов интенсификации теплообмена в трубчатых и пластинчатых аппаратах/ А.Г. Лаптев, Р.Н. Хамидуллин, **А.А. Ахмитшин** // Вестник Технологического университета. 2026. Т.29, №4.С.107-112.

9. **Ахмитшин А.А.** Противоточные теплообменные аппараты с интенсификаторами для сред с повышенной вязкостью. определение тепловой эффективности // В сборнике: XXVIII Всероссийский аспирантско-магистерский научный семинар, посвященный дню энергетика. Материалы докладов. В 3-х томах. Казань, 2024. С. 405-407.

10. Лаптев А.Г., **Ахмитшин А.А.** Учет структуры потоков при расчете пластинчатых теплообменников с интенсификаторами // В сборнике: Тинчуринские чтения - 2024 "Энергетика и цифровая трансформация". Международная молодежная научная конференция. В четырех томах. Казань, 2024. С. 605-607

11. **Ахмитшин А.А.** Метод теплового числа единиц переноса в расчетах противоточных теплообменников с интенсификаторами // В сборнике: XXVII Всероссийский аспирантско-магистерский научный семинар, посвященный Дню энергетика и 55-летию КГЭУ. материалы докладов. Казань, 2023. С. 517-519

12. **Ахмитшин А.А.** Физическое и математическое моделирование процесса нагрева жидкостей паром в пластичатом теплообменике // В сборнике: Тинчуринские чтения - 2023 "Энергетика и цифровая трансформация". Материалы Международной молодежной научной конференции. В 3-х томах. Под общей редакцией Э.Ю. Абдуллазянова. Казань, 2023. С. 753-755.

13. **Ахмитшин А.А.** Повышение эффективности пластинчатых теплообменников при пленочной конденсации // В сборнике: XXVI Всероссийский аспирантско-магистерский научный семинар, посвященный дню энергетика. Материалы докладов семинара. В 3-х томах. Под общей редакцией Э.Ю. Абдуллазянова. Казань, 2023. С. 444-447.

14. Ф. Г. Ахмадиев, Р.М. Гильфанов, М. И. Фарахов, **А. А. Ахмитшин.** Математическое и физическое моделирование пленочной конденсации в пластинчатых теплообменниках // Математические методы в технике и технологиях. Сборник трудов международной научной конференции, Санкт-Петербург, 2020, Т.5, С. 25-30.

15. Ф. Г. Ахмадиев, Р.М. Гильфанов, М. И. Фарахов, **А. А. Ахмитшин**. Расчет сопряженного тепломассообмена в пластинчатых теплообменниках при пленочной конденсации // Тез. докл. XII Всероссийского съезда по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной химии, Уфа, 2019, С. 722-724.

16. Ф. Г. Ахмадиев, М. И. Фарахов, **А. А. Ахмитшин**, Р.М. Гильфанов. Математическое и физическое моделирование процесса пленочной конденсации на пластинчатых теплообменниках // Тез. докл. Международной научной конференции по проблемам архитектуры и строительства, Казань, 2019, С. 387.

17. Ф. Г. Ахмадиев, М. И. Фарахов, Р.М. Гильфанов, **А. А. Ахмитшин**. Физическое моделирование и методика расчета пластинчатых теплообменников при пленочной конденсации, Вестник технологического университета. 2019. Т.22, №10, С. 16-24.

18. Ф.Г. Ахмадиев, М.И. Фарахов, **А.А. Ахмитшин**. Математическая модель процесса пленочной конденсации // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ. 2018, т. 1. С. 129-134.

19. Ф. Г. Ахмадиев, Р.М. Гильфанов, М. И. Фарахов, **А. А. Ахмитшин**. Математическое моделирование и расчет процесса пленочной конденсации // Издательство АН РТ, Казань 2018, С. 14-18.

20. Ф. Г. Ахмадиев, М. И. Фарахов, **А. А. Ахмитшин**. Математическое моделирование процесса пленочной конденсации // Вестник технологического университета. 2017. Т.20, №17, С. 32-35.

21. Ф. Г. Ахмадиев, М. И. Фарахов, **А. А. Ахмитшин**. Математическое моделирование процесса тепломассообмена при пленочной конденсации // Математические методы в технике и технологиях. Сборник трудов международной научной конференции, Санкт-Петербург, 2017. Т.2, С. 52-57.

Подписано в печать 17.09.2026. Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печать цифровая.

Усл. печ. л. 1,25. Тираж 100. Заказ № 1609/1.

Отпечатано с готового оригинал-макета
в типографии «Вестфалика» (ИП Колесов В.Н.)
420111, г. Казань, ул. Московская, 22. Тел.: +7(843)292-98-92
e-mail: westfalika@inbox.ru
