

На правах рукописи

Попов Игорь Александрович

**ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЕРСПЕКТИВНЫХ  
СПОСОБОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООТДАЧИ В КАНАЛАХ  
ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ  
ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ И СВОБОДНОКОНВЕКТИВНОМ  
ДВИЖЕНИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ**

01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Казань 2008

Работа выполнена на кафедре «Теоретические основы теплотехники» Казанского государственного технического университета им.А.Н.Туполева – КАИ

Научный консультант                      доктор технических наук, профессор  
Гортышов Юрий Федорович

Официальные оппоненты                доктор технических наук, профессор  
Терехов Виктор Иванович

доктор технических наук, профессор  
Щукин Андрей Викторович

доктор технических наук, профессор  
Гильфанов Камиль Хабибович

Ведущая организация                    Объединенный институт  
высоких температур  
Российской Академии наук

Защита диссертации состоится 8 октября 2008 года в 10.00 на заседании диссертационного совета Д.212.079.02 в Казанском государственном техническом университете им.А.Н.Туполева – КАИ по адресу 420111, г.Казань, ул.К.Маркса, 10.

С диссертационной работой можно ознакомиться в библиотеке Казанского государственного технического университета им.А.Н.Туполева – КАИ.

Автореферат разослан \_\_.\_\_\_\_\_. 2008 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
к.т.н., доцент

А.Г.Каримова

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** С 1996 года в России начата планомерная работа по повышению эффективности использования энергоресурсов. Основные задачи были сформулированы в Федеральной целевой программе «Энергосбережение России на 1998–2005 гг.». В 2002 году было принято решение, что основной упор необходим на работу в реальном секторе экономики – энергетике, топливной отрасли и других отраслях промышленности, и принята программа «Энергоэффективная экономика» (2002–2006 гг.). В настоящее время основные положения повышения энергоэффективности отраслей промышленности изложены в законе об электроэнергетике и подготовленном проекте закона о теплоэнергетике.

Вся вырабатываемая тепловая энергия в странах мира до своего использования 2–3 раза проходит преобразование в различных теплообменных устройствах. Поэтому эффективность при производстве, передаче и использовании энергии (не только тепловой, но и электрической) напрямую зависит от эффективности теплоэнергетического и теплотехнологического оборудования, в том числе теплообменных аппаратов (ТА). Задача повышения эффективности и компактности ТА в основном решается использованием новых перспективных способов интенсификации теплообмена в ТА и применением новых схем ТА. Число публикаций по данной тематике непрерывно растет. Однако результаты этих исследований противоречивы. Выбор способа интенсификации не всегда обоснован и часто носит случайный характер.

Из анализа обзора литературы установлено, что наиболее перспективными способами интенсификации теплообмена для создания высокоэффективных образцов теплообменного оборудования являются:

- при вынужденной конвекции – поверхностная интенсификация теплообмена, в том числе с помощью систем сферических выемок и выступов;
- при вынужденной конвекции в элементах высокотеплонагруженного оборудования – пористое конвективное охлаждение;
- при свободной конвекции на вертикальных поверхностях – дискретные поперечные выступы.

**Цель работы:** повышение теплогидравлической эффективности существующих типов теплообменных аппаратов на основе фундаментальных исследований механизмов интенсифицированного переноса, разработка на их основе рекомендаций и методик расчета параметров теплообменных аппаратов.

Для достижения поставленной цели необходимо:

1. Провести сравнительный анализ интенсификаторов теплоотдачи по их теплогидравлической эффективности; выявить наиболее перспективные интенсификаторы и дать рекомендации по их оптимальным параметрам и рациональным режимам эксплуатации.

2. Разработать методики экспериментальных исследований и соответствующие им опытные стенды и рабочие участки. Получить информацию о механизмах интенсификации теплообмена на основе исследования структуры

потока около элементов интенсификаторов теплообмена; о границах режимов течения в каналах с интенсификаторами теплообмена; о потенциальной возможности интенсификации теплообмена. Выявить и математически описать влияние основных режимных параметров и геометрии интенсификаторов на теплоотдачу и гидросопротивление в каналах.

3. Основываясь на экспериментальных данных дать основы физических моделей течения и теплообмена и при необходимости математические модели и методики для прогнозирования уровней гидросопротивления и теплоотдачи в каналах с перспективными интенсификаторами теплоотдачи.

4. Разработать прототипы теплообменных аппаратов и элементов с перспективными интенсификаторами теплоотдачи и провести натурные исследования их теплогидравлических характеристик. На основе испытаний обосновать справедливость и диапазон возможного применения разработанных моделей и методик расчета. Разработать конкретные рекомендации по оценке теплоотдачи и гидросопротивления в каналах теплообменного оборудования с интенсификаторами.

**Научная новизна и основные положения, выносимые на защиту:**

1. Впервые обосновано расположение перспективных интенсификаторов теплообмена на шкале эффективности; представлена и обоснована информация по оптимальным размерам перспективных интенсификаторов при различных режимах эксплуатации;

2. Впервые получена карта режимов течения в каналах со сферическими выемками в качестве интенсификаторов, охватывающая широкий диапазон режимных параметров; разработаны физические модели течения и теплообмена; установлено и математически описано влияние режимных и геометрических параметров на гидросопротивление и теплоотдачу в каналах со сферическими выемками при всех видах ламинарного и турбулентного режимов;

3. Установлены границы переходов режимов при течении в каналах со сферическими выступами; математически описано влияние режимных и геометрических параметров на гидросопротивление и теплоотдачу в каналах со сферическими выступами при всех режимах течения;

4. Даны рекомендации для инженерного расчета теплообменных аппаратов с интенсификаторами в виде сферических элементов;

5. Разработаны физические модели течения и интенсификации теплообмена в каналах с высокопористыми проницаемыми ячеистыми материалами (ВПЯМ); выявлены основные закономерности течения и теплообмена в каналах с ВПЯМ; получены новые экспериментальные данные по течению и теплообмену в каналах с пористыми интенсификаторами теплообмена из ВПЯМ различной конфигурации, отличающиеся пониженным уровнем гидравлического сопротивления: поверхностные пористые слои, дискретная установка пористых вставок, полная и частичная межканальная транспирация;

6. На основе проведенного анализа существующих пористых интенсификаторов теплоотдачи разработан, создан, запатентован и исследован новый материал с упорядоченной структурой – УПМ; установлено и матема-

тически описано влияние режимных и геометрических параметров на гидросопротивление и теплоотдачу в каналах с УПМ;

7. Получена новая информация об интенсификации теплоотдачи при свободной конвекции на вертикальных поверхностях в неограниченном пространстве и в каналах за счет использования различных типов шероховатости и закрутки потока.

8. Разработаны и исследованы прототипы высокоэффективных интенсифицированных теплообменных аппаратов и оборудования.

**Достоверность и обоснованность результатов** подтверждаются соответствующей точностью и тарировкой всех измерительных систем, выполнением ряда тестовых опытов и хорошим согласованием их результатов с работами других исследователей, использованием современных компьютерных аппаратных и программных средств для обработки данных, удовлетворительным согласованием расчетных и экспериментальных данных, соответствием полученных результатов физическим представлениям о процессах переноса в данном классе технических способов повышения тепловой эффективности теплообменного оборудования.

**Практическая ценность и реализация результатов работы.** Результаты работы использованы ГУ «Центр энергосберегающих технологий Республики Татарстан при Кабинете Министров Республики Татарстан» (г.Казань), Российским инженерно–техническим центром порошковой металлургии (г.Пермь), опытно–конструкторским бюро «Союз» (г.Казань), НИИ «Турбокомпрессор» (г.Казань), ПРП «Татэнергоремонт» ОАО «Татэнерго» (г.Казань), НИИ «Энергоэффективные технологии» КГТУ им.А.Н.Туполева (г.Казань), НИИ «Энергомашиностроение» МГТУ им.Н.Э.Баумана (г.Москва), Исследовательским центром проблем энергетики Казанского научного центра РАН (г.Казань).

Основные результаты работы вошли в научно–технические отчеты по грантам МАИ (№№ гос. регистрации 01.97.0007286, 01.99.0007286, 01.2.00.308759), МЭИ (№№ 01.2.00.107717), РФФИ (№№ 04-02-08250–офи–а, 06-08-08145-офи, 06-08-00283-а, 07-08-00189-а), программам МО РФ (№№ 01.94.0003030, 01.96.0005387, 01.97.0004012, 01.2.00.510998, Б-0020/2299, 02.516.11.6001, 02.516.11.6025, 2.2.1.9144, 2.1.2.6501) и т.д.

**Апробация работы.** Полученные основные результаты диссертации докладывались и получили одобрение на ISHMT Международной конференции по новым разработкам теплообменных аппаратов (Лиссабон, Португалия, 1993, 1998), Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепло-массообмена в энергетических установках» (Рыбинск, 1993, 1995, 1999, 2003, 2005), I, II, III, IV Российской национальной конференции по теплообмену (Москва 1994, 1998, 2002–2006), X Всероссийской межвузовской научно-технической конференции «Газотурбинные установки и двигатели», (Москва, 1996), Туполевских чтениях (Казань, 1993–2006); Межвузовском научно-практическом семинаре «Внутрикамерные процессы в энергетических установках, акустика, диагностика, экология» (Казань, 1994–2005), II ISHMT-

ASME Международной конференции по тепломассообмену (Сурафкал, Индия, 1995), XV Конгрессе по промышленной энергетике (Лейпциг, Германия, 1996), Международной конференции по пористым средам и их применению в науке, технике и промышленности (Кона, США, 1996), Международной конференции по компактным теплообменникам для промышленности (Сноуберд, США, 1997), 4-ой Всемирной конференции по экспериментальным теплообмену, механике жидкости и термодинамике ExHFT'4 (Брюссель, Бельгия, 1997), 3-ей ICHMT-ASME конференции по тепломассообмену и 14 национальной конференции по тепломассообмену (Канкур, Индия, 1997), 3-ей Международной конференции «Новые энергетические системы и энергосбережение» (Казань, 1997), 2-го Международного симпозиума по энергетике, окружающей среде и экономике ЭЭЭ-2 (Казань, 1998), 11-ой Международной конференции по теплообмену (Куонджу, Корея, 1998), Всероссийской школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН В.Е. Алемасова «Проблемы тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении» (Казань, 1998, 2000, 2002, 2004, 2006 г.г), 4-ой Международной конференции «Новые энергетические системы и преобразователи» (Осака, Япония, 1999), Международном конгрессе инженеро-механиков ASME и 17-м симпозиуме по мультифазному переносу в пористых средах (Нэшвилл, США, 1999), 4-ой ICHMT-ASME конференции по тепломассообмену и 15 национальной конференции по тепломассообмену (Пуна, Индия, 2000), Минском международном форуме по тепло- и массообмену (Минск, 2000, 2004, 2008), Российском национальном симпозиуме по энергетике (Казань, 2001), II Международной научно-практической конференции «Автомобиль и техносфера» (Казань, 2001), XXVI Сибирском теплофизическом семинаре (Новосибирск, 2002), VII Королевских чтениях (г. Самара, 2003), Международном симпозиуме «Энергоресурсоэффективность» (Казань, 2005), IV и V II Российской конференции «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках» (Москва, 2005), Международном конгрессе ASME (Чикаго, США, 2006), национальной конференции по теплоэнергетике (Казань, 2006), на научно-технических семинарах кафедры ТОТ КГТУ им. А.Н. Туполева (1994–2008).

**Публикации.** По материалам диссертации опубликовано 94 печатных работ, включая 2 монографии, 8 статей в центральных российских изданиях, 3 патента РФ на изобретение, 5 статей в российских и зарубежных сборниках, 6 учебно-методических изданий, 15 тезисов и 54 материалов докладов, включая 17 зарубежных.

**Личный вклад автора** заключается в постановке общей цели и конкретных задач исследования, руководстве энергетическими обследованиями теплообменного оборудования, выполнении основной части экспериментальных исследований, анализе их результатов, разработке прототипов интенсифицированных теплообменных элементов и аппаратов и рекомендаций по повышению теплогидравлической эффективности теплообменного оборудования.

Автор выражает благодарность акад. РАН А.И.Леонтьеву и д.т.н., проф. В.В.Олимпиеву за совместную работу по сравнительному анализу теплогидравлической эффективности различных поверхностных интенсификаторов теплообмена.

**Структура работы.** Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, приложений и списка использованных источников, насчитывающего 476 наименований. Объем диссертации составляет 450 страниц машинописного текста, включая 112 рисунков, 18 таблиц.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** в краткой форме изложены обоснование актуальности выбранной темы, формулируются цель и основные задачи исследования, отмечается научная новизна, практическая значимость диссертационной работы, перечень решенных в диссертации и выносимых на защиту задач и положений, связанных с повышением теплогидравлической эффективности теплообменного оборудования.

В **первой главе** показана роль теплообменного оборудования и его характеристик в энергетике, промышленности и коммунально-бытовой сфере. На основе анализа сформулированы технические требования к современному теплообменному оборудованию и его важнейшим характеристикам. Дан краткий анализ путей решения проблем по повышению характеристик ТА за счет интенсификации теплообмена. Среди перспективных способов интенсификации теплоотдачи выделены поверхностные интенсификаторы теплообмена в виде дискретной шероховатости (периодических поперечных потоку выступов, систем сферических выемок и выступов), а также пористые материалы и покрытия.

Повышенный интерес к использованию сферических выемок в качестве интенсификаторов теплообмена связан с более ранним ламинарно-турбулентным переходом и более поздним отрывом потока на криволинейных поверхностях при их использовании. В главе приведены обзоры исследований картины течения, гидросопротивления и теплоотдачи в каналах с одиночными сферическими выемками и их системами П.Н.Кубанского, Р.С.Снидекера и С.П.Дональдсона, Г.И.Кикнадзе, А.А.Александрова с соавторами, В.Н.Афанасьева и Я.П.Чудновского, К.К.Бивеса и др., П.Р.Громова, М.И.Рабиновича и др., В.С.Кесарева, А.П.Козлова и А.В.Щукина, В.П.Почуева, А.В.Туркина, Э.Д.Сергиевского и др., А.Сударева и др., К.Пресера, Э.П.Волчкова, В.И.Терехова, С.В.Калининой и Ю.М.Мшвидобадзе, Г.П.Нагоги и Ю.М.Анурова, А.Б.Езерского и В.Г.Шехова, А.А.Халатова и др., Ф.М.Лиграни, Дж.И.Махмуда, М.Я.Беленького М.Я., М.А.Готовского и др., Р.С.Банкера и К.Ф.Доннеллан, И.Л.Шрадера, К.Л.Муныбина, С.Ф.Баева, Н.К.Бурджесса, Х.-К. Муна и др., С.Муна и С.Лау, К.М.К.Чуи, Й.Ю, Х.Динга и др., Ю.И.Шанина и О.И.Шанина, А.В.Митякова, В.Ю.Митякова и др., Л.В.Арсеньев с соавторами, С.Д.Хванга и Х.Х.Чо, Т.С.Гриффита и др., Ф.Жоу, С.А.Исаева и др., К.С.Йео, Б.С.Ху и З.Уонга, Д.

Чаудхари и др., Дж.Парка, С.С.Бивеса, Т.Дж.Барбера и Э.Леонарди, Ф.Гренарда. В.Куинтилла-Ляройа, Э.Ляроше, В.Патрика и многих других. Показано, что нанесение рельефов из сферических выемок на плоские и цилиндрические поверхности при их продольном обтекании приводит к росту гидросопротивления в основном от 1,25 до 2,5 раз в зависимости от геометрических параметров интенсификаторов, хотя имеются работы с ростом в 5–10 раз. Выявлено, что нанесение системы сферических выемок на цилиндрические поверхности при их поперечном обтекании несколько снижает гидросопротивление систем труб. Интенсификации теплообмена поверхностей с системами сферических выемок достигает 3,5 раз при турбулентном режиме течения основного потока. Однако в существующих работах не отражено исследований в области ламинарных и переходных режимов, не даны границы переходов режимов течения в каналах и на поверхностях со сферическими выемками, практически отсутствуют обобщенные зависимости для расчета коэффициентов гидросопротивления, средней и местной теплоотдачи в каналах с выемками, нет простых и надежных методик и рекомендаций для инженерных расчетов и проектирования теплообменного оборудования с рассмотренным видом интенсификации теплообмена. Показано, что на качество результатов численных исследований оказывает существенное влияние шаг расчетной сетки и выбор модели турбулентности. Существует значительная разница в полученных экспериментально и расчетным путем значениях коэффициентов теплоотдачи.

Исследование гидравлического сопротивления и теплоотдачи в каналах со сферическими выступами проведено в работах И.И.Федорова, С.Д.Хванга и Х.Х.Чо, М.А.Готовского, М.Я.Беленького и Б.С.Фокина, М.Х.Ибрагимова, В.И.Субботина и др., Легкого В.М., Бабенко Ю.А. и Дикого В.А., О.Н.Миронова, К.Л.Муныбина, А.Беркоуна и Т.Т.Эль–Шеммери, Тэйлора, П.Л.Кириллова и др. Анализ данных показал, что интенсификация теплоотдачи в каналах со сферическими выступами достигает в не стесненных каналах значений 3–3,5 раза. Однако каналы с выступами обладают более значительными уровнем гидравлических потерь (за исключением результатов работы М.А.Готовского, М.Я.Беленького и Б.С.Фокина). В рассмотренной литературе практически не приводятся обобщающие зависимости и рекомендации по расчету теплообмена и гидросопротивления в каналах со сферическими выступами, что не позволяет производить инженерные расчеты и оптимизацию ТА с данным видом интенсификаторов.

В первой главе представлен краткий обзор применения пороматериалов, дан анализ работ С.В.Белова, М.Э.Аэрова, О.М.Тодеса и Д.А.Наринского, В.Н.Крымасова, В.М.Поляева, В.А.Майорова, Л.Л.Васильева, В.И.Субботина, В.В.Харитоновна, Ю.А.Зейгарника, Ю.В.Полежаева, В.В.Аполлонова, Г.П.Нагоги, Ю.Ф.Гортышова, К.Вафай, А.Бергlsa, А.П.Можаева, Ф.В.Пелевина и др. по исследованию теплоотдачи и гидросопротивления в каналах с пороматериалами. Показано, что применение пороматериалов позволяет значительно – в 10–100 раз – интенсифицировать процессы переноса тепла, что важно для высокотеплонагружен-



ных элементов. Однако их использование значительно повышает гидросопротивление, что сдерживает их широкое использование в технике и промышленности. Анализ показал, что существующие математические модели по теплообмену и течению в пористых структурах относятся в основном к транспирационному пористому охлаждению; практически отсутствуют методики по проведению оптимизации пористых теплообменных элементов; разработки моделей и теоретические исследования относятся в подавляющем большинстве к структурам малой и средней пористости; количество исследований, относящихся к структурам высокой пористости, весьма ограничены; практически не имеется рекомендаций и методик для расчета теплоотдачи и гидросопротивления в указанных условиях.

В обзоре имеющихся работ по способам интенсификации теплоотдачи при свободной конвекции основное внимание уделено использованию микро- и макрошероховатости и рассмотрены работы Р.С.Прасолова, Т.Фуджии и др., Р.Дж.Джофре и Р.Ф.Баррона, П.К.Сарма и др., А.Берглса, С.К.Се и Р.В.Колдви, Л.С.Яо, О.Г. Мартыненко и др., А.Бар-Козна и В.М.Розенау, С.Е.Квака и Т.Х.Сонга, С. Шакерина, М. Бона и Р.И. Лоэрке, Дж.Танды, И.Х.Ханга и В.М.Шиау, В.Аунга и др., С.А.Саида и Р.Дж.Крэйна, М.С.Бона и Р.Андерсона, В.П.Ивакина и А.Н.Кекалова, В.И.Терехова и многих других. Обзор свидетельствует о том, что существует несоответствие между результатами выполненных до сих пор исследований в отношении возможного уровня увеличения теплоотдачи при свободной конвекции около свободной поверхности посредством нанесения микро- и макрошероховатости. Интенсификация теплообмена достигает значений от 10 до 200%. Очевидно, что при выборе оптимальных форм поверхности возможна максимальная интенсификация теплоотдачи при свободной ламинарной конвекции. В замкнутых полостях с шероховатыми вертикальными поверхностями возможна значительная интенсификация до 70–200%. Данные для микро- и макрошероховатых открытых вертикальных каналов показывают практически отсутствие интенсификации теплоотдачи, особенно в области турбулентных течений. Показано, что многие исследования проводились без обоснования выбора высоты и шага интенсификатора, его формы и т.д., а также в узком диапазоне их варьирования. Для окончательного утверждения о возможности интенсификации теплоотдачи необходимы комплексные исследования.

Анализ научно-технической литературы показывает, что для решения проблем интенсификации теплоотдачи необходимы комплексные расчетно-теоретические и экспериментальные исследования теплообмена и трения в каналах с интенсификаторами. В соответствии с этим выводом в первой главе сформулирована цель и основные задачи исследования.

Во **второй главе** приведены результаты исследования гидродинамики и теплообмена в каналах теплообменного оборудования со сферическими выемками.

В главе приведены описания рабочих участков и экспериментального стенда для исследования теплоотдачи и гидросопротивления в каналах со сферическими выемками.

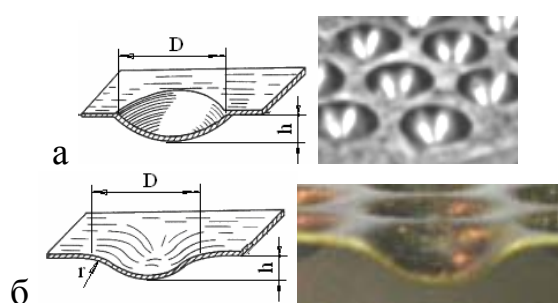


Рис.1. Формы рельефов выемок с острыми (а) и закругленными (б) кромками.

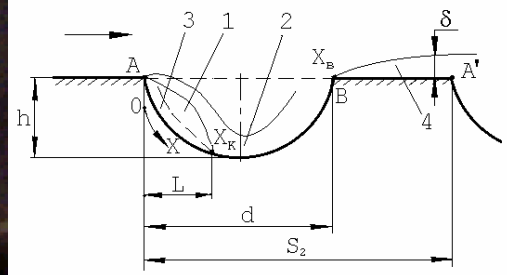
Абсолютные значения геометрии сферической выемки с острыми и закругленными кромками изменялись в следующем диапазоне: глубина сферической выемки  $h=0,71-24$  мм; диаметр сферической выемки  $D=7-58$  мм (рис.1). Это позволяло получить следующие безразмерные конструктивные параметры интенсификаторов и канала –  $h/D=0,1-0,5$ ;  $h/H=0,06-2,5$ ;  $H/D=0,2-$

2,3. Такое сочетание  $H/D$  обеспечивало исследование гидросопротивления и теплоотдачи, как в стесненных, так и в нестесненных каналах. В исследовании обеспечивался широкий диапазон чисел Рейнольдса  $Re_D$ , рассчитанных через эквивалентный диаметр канала, – от 200 до 30000. Выемки располагались на поверхности опытных пластин в шахматном порядке. Погрешность определения коэффициента теплоотдачи в экспериментах составляла 6–12%, а коэффициента гидравлического сопротивления – 5–8%.

Результаты визуализации подтвердили правильность ранее сделанного выбора классификации режимов обтекания сферических выемок. По результатам визуализации сделано уточнение моделей обтекания сферических выемок, предложенные в работе А.И.Леонтьева, В.В.Олимпиева и др. Рассмотрение работ по визуализации обтекания единичных сферических выемок и их систем позволяет выделить следующие основные режимы: ламинарное безотрывное обтекание, когда линии тока параллельны контуру выемки; ламинарное течение с присоединением потока в выемке; ламинарное течение без присоединения потока в выемке; турбулентное течение с присоединением потока в выемке; турбулентное течение без присоединения потока в выемке.

Для мелких выемок ( $h/D$  до 0,2) при малых скоростях (до 1 см/сек) обтекание выемок происходит ламинарным потоком без отрыва потока (рис.2). При дальнейшем увеличении скорости происходит отрывное обтекание выемки с присоединением потока в выемке и образованием рециркуляционной зоны, подобной обтеканию обратного уступа (рис.3).

Начиная со скоростей потока 0,1 см/с для «глубоких» выемок ( $h/D=0,3-0,5$ ) и на порядок большими скоростями для «неглубоких» выемок ( $h/D < 0,2$ ) в них образуется вихрь, ось вращения которого располагается поперечно основному потоку так, что концы этого вихря замыкаются, «присасываясь» к левой и правой по отношению к потоку поверхностям выемки. Данный режим течения называется режимом отрывного обтекания выемки без присоединения потока в выемке (рис.4). Выявлено, что при меньших скоростях для «глубоких выемок» эпицентры вихрей находятся на оси симметрии выемки. По мере увеличения скорости эпицентры стараются занять место ближе к передней кромке выемки.

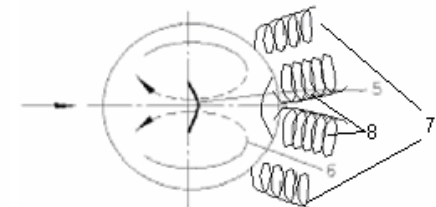
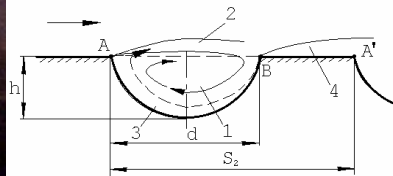


а

б

Рис.2. Фотографии безотрывного ламинарного обтекания сферической выемки;  $h/D=0,14$ ;  $H/D=0,33$ ; течение справа налево

Рис.3. Ламинарное отрывное обтекание выемки с присоединением потока в ней: а –  $h/D=0,14$ ;  $H/D=0,33$ ; течение справа налево; б – модель обтекания СВ ламинарным потоком с присоединением на дне СВ: 1 – зона рециркуляции, 2 – ламинарный погранслои, 3 – внутренний ламинарный пограничный слой в зоне обратного течения, 4 – обновленный внутренний ламинарный пограничный слой



а

б

Рис.4. Ламинарное обтекание выемки с осесимметричными макровихрями: а – результаты визуализации,  $h/D=0,21$ ;  $H/D=0,25$ ; течение справа налево;  $Re_{Dk}=500-2000$ ; б – модель течения при присоединении потока на задней кромке и формировании осесимметричных макровихрей: 1 – рециркуляционное течение, 2 – сдвиговый слой, 3 – внутренний ламинарный пограничный слой, 4 – обновленный внутренний ламинарный пограничный слой, 5 – ось парного вихря, 6 – парный вихрь, 7 – боковая пара вихрей на выходе из выемки, 8 – центральная пара вихрей

Анализ визуализации течения за выемкой показал, что непосредственно за областью присоединения на задней кромке выемке происходит сильное возмущение потока вниз по течению с образованием боковой и центральной пары вихрей. Переключения работы вихрей не наблюдалось при всей продолжительности наблюдений – от 6 с до 20 мин. Однако наблюдается циклический выброс массы из выемки, что приводит к пульсации потока в выемке. Это согласуется с результатами визуализации Ф.М.Лиграни и др. Отмечено также, что обе части парного осесимметричного вихря в выемке не обмениваются массой между собой, т.е. при визуализации одна из частей выемки могла захватить часть дыма и в ней хорошо наблюдалась вихревая структура, другая оставалась чистой.

В выемке сравнительно большого абсолютного размера (диаметром 58 мм, глубиной 24 мм) в сильно стесненном канале (высота канала 12 мм) наблюдается возникновение торообразного вихря (рис.6). Данный режим рассматривается как предельный случай перехода от осесимметричной вихревой

структуры при ламинарном обтекании выемок к турбулентному моновихревому обтеканию.

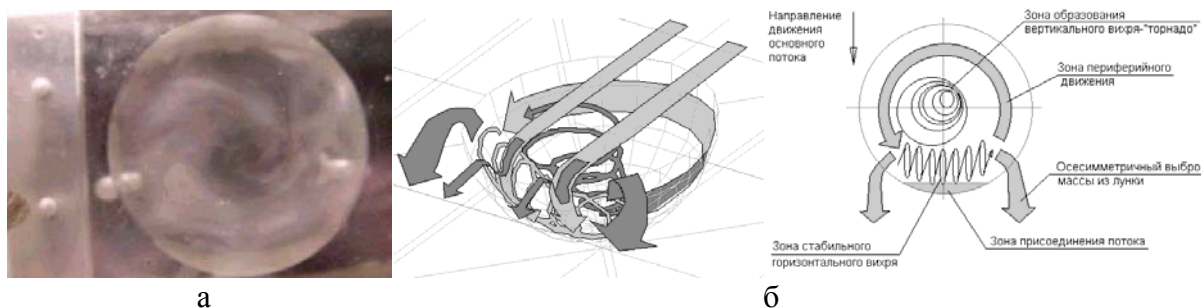


Рис.5. Ламинарное обтекание выемки с торообразным вихрем: а –  $h/D=0,41$ ;  $h/H=2$ ;  $H/D=0,21$ ; течение справа налево; б – картина обтекания выемки ламинарным потоком с торообразным вихревым образованием в выемке

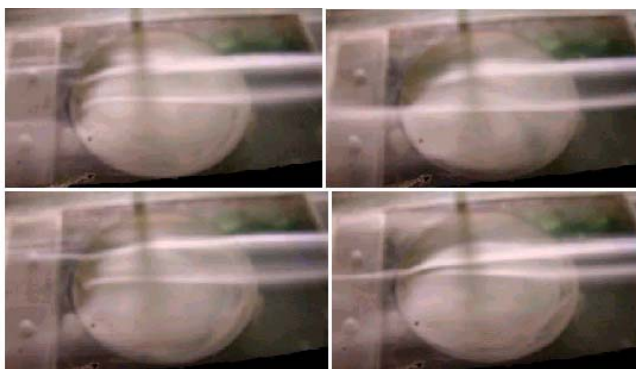


Рис.6. Картина обтекания выемки ламинарным потоком (течение справа налево)

Установлено, что на всех режимах ламинарного обтекания поверхности со сферической выемки новые порции вещества попадают в выемку в районе задней по потоку кромки (рис.6). Анализ фото- и видеоматериала показал, что во всех вышеперечисленных режимах над выемкой не возникает вихревой структуры а также не выступает достаточно заметных гидродинамических тел.

Анализ экспериментальных данных показал, что ламинарно-турбулентный переход в каналах со сферическими выемками происходил при массовых скоростях потока  $3...4 \text{ кг/м}^2\text{с}$ .

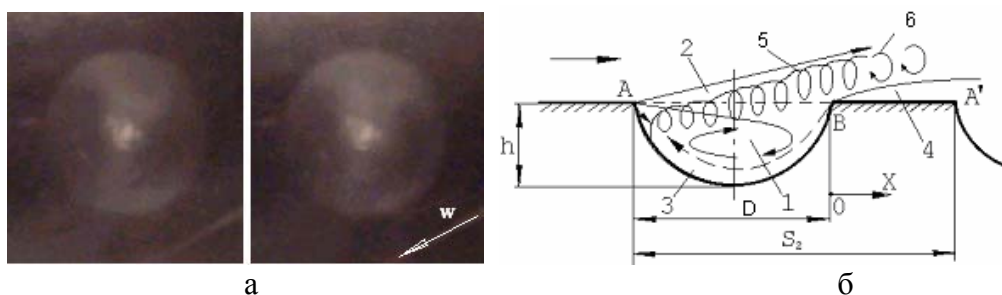


Рис.7. Обтекание выемки с образованием единичной вихревой структуры: а – визуализация;  $h/D=0,14$ ;  $H/D=8$ ;  $Re_{Dk}=1500$ ; течение справа налево; б – модель турбулентного обтекания выемки с образованием единичной вихревой структуры: 1 – рециркуляционная зона, 2 – сдвиговый слой, 3 – внутренний турбулентный пограничный слой, 4 – обновленный внутренний турбулентный пограничный слой, 5 – смерчеобразный вихрь, 6 – дорожка Кармана

В экспериментах при турбулентном обтекании выемок относительной глубиной  $h/D=0,14-0,5$  визуализировался одиночный вихрь, который нахо-

дится под углом к набегающему потоку и имеет эпицентр на передней части выемки. Выброс массы из вихря производился в задней части выемки по потоку. Вид сверху на данную вихревую структуру показывает, что он находится под углом около  $45\text{--}65^\circ$  к набегающему потоку (рис.7).

Описанные режимы течения наблюдались в широком диапазоне геометрических параметров выемок. Абсолютные размеры выемок, стесненность канала, наличие системы выемок – все эти параметры не накладывали ограничений.

На основе представленных данных по визуализации течения разработана карта режимов обтекания одиночной сферической выемки и системы

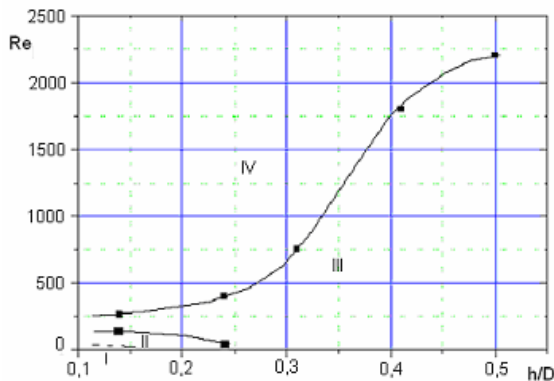


Рис.8. Карта режимов обтекания поверхности с выемками: I – ламинарное безотрывное обтекание, II - ламинарное отрывное обтекание с присоединением потока, III – ламинарное отрывное обтекание без присоединения потока, IV – ламинарно-турбулентный переход.

выемок с острыми кромками при  $Re_h=2\text{--}10000$  и  $h/D=0,14\text{--}0,5$ . Для удобства обобщения многочисленных экспериментов предлагается при составлении карты режимов использовать число Рейнольдса  $Re_h$ , рассчитанного по глубине выемки. В работе в табличной и графической форме (рис.8) представлены режимы течения в каналах со сфероидальными выемками.

Исходя из проведенной визуализации и анализа литературных данных можно утверждать, что интенсификация теплоотдачи при использовании сферических выемок

возникает за счет постоянного разрушения пограничного слоя за выемками и повышения уровня турбулентности за ними.

Сравнение полученных данных по гидросопротивлению в каналах со сферическими выемками и без них демонстрирует, что в диапазоне  $Re_D=1000\text{--}2000$  увеличение коэффициента гидравлического сопротивления  $\xi_D$ , для относительно «глубоких» выемок ( $h/D=0,3\text{--}0,5$ ) в стесненном канале достигает максимальных значений от 20 до 600 раз, по сравнению с аналогичным гладким каналом; в области турбулентных чисел  $Re_D=4000\text{--}30000$  для «мелких» сферических выемок ( $h/D=0,14$ ) в стесненных каналах коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi_D$  возрастает от 1,1 до 2 раз. Для «глубоких» сферических выемок ( $h/D=0,5$ ) коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi_D$  возрастает от 15 до 400 раз.

Для инженерных расчетов гидравлического сопротивления проведено обобщение экспериментальных данных (табл.1) по уравнению подобия  $\xi=f(Re, h/D, H/D)$ , где в качестве определяющей температуры использовалась средняя по длине канала температура воздуха  $\bar{t}_в$ , а в качестве определяющего параметра – глубина сферической выемки  $h$  – при ламинарных и переход-

ном режиме, – эквивалентный диаметр канала  $D_{\text{экв}}$  – при турбулентном режиме.

Таблица 1

Обобщающие зависимости по гидросопротивлению  
в каналах со сферическими выемками.

|   |     |   |
|---|-----|---|
| Ламинарное отрывное без присоединения потока обтекание поверхности со сферическими выемками, каналы с двухсторонним расположением выемок с острыми кромками:                    |     |   |
| $\xi_h = 0,9338/((H/d)^{2,34} \text{Re}_h)$   | (1) | $h/D=0,21$ ;<br>$\text{Re}_h=40-2200$ ;<br>$H/D=0,2-0,8$ .          |
| $\xi_h = 2,8393/((H/D)^{3,51} \cdot \text{Re}_h)$   | (2) | $h/D=0,31$ ; $\text{Re}_h=40-2200$ ;<br>$H/D=0,2-0,8$ .             |
| $\xi_h = 76,895/((H/D)^{3,01} \cdot \text{Re}_h)$   | (3) | $h/D=0,5$ ; $\text{Re}_h=40-2200$ ;<br>$H/D=0,2-0,8$ .              |
| Турбулентное (переходное) отрывное обтекание поверхности со сферическими выемками, каналы с двухсторонним расположением выемок с острыми кромками:                              |     |   |
| $\xi_h = 1,2406 \cdot (h/D)^{2,62} / (\text{Re}_h^{0,15} \cdot (H/D)^{3,7 \cdot (h/D)^{0,53}})$   | (4) | $h/D=0,14-0,31$ ;<br>$\text{Re}_h=270-11000$ ;<br>$H/D=0,21-2,33$ . |
| $\xi_h = 0,07872/((H/D)^{2,632})$   | (5) | $h/D=0,5$ ; $\text{Re}_h=270-11000$ ;<br>$H/D=0,21-2,33$ .          |
| Турбулентное отрывное обтекание поверхности со сферическими выемками,<br>$\text{Re}_D=7 \cdot 10^3-5 \cdot 10^4$ , $f=0,69$ , $0,1 \leq h/D \leq 0,5$ , $0,1 \leq H/D \leq 0,4$ |     |   |
| $\xi = 0,62 \text{Re}^{-0,25} (H/D)^m (h/D)^{0,23}$<br>$m=0$ при $0,1 \leq h/D \leq 0,3$ , $m=-0,15$ при $0,3 \leq H/D \leq 0,5$  | (6) | для каналов с односторонними выемками с гладкими кромками           |
| $\xi = 0,75 \text{Re}^{-0,25} (H/D)^m (h/D)^{0,23}$<br>$m=0$ при $0,1 \leq h/D \leq 0,3$ ,<br>$m=-0,5(h/D)+0,1$ при $0,3 \leq H/D \leq 0,5$                                     | (7) | для каналов с односторонними выемками с острыми кромками            |
| $\xi = 0,7 \text{Re}^{-0,25} (H/D)^m (h/D)^{0,38}$<br>$m = -0,22-1,6(h/D)+1,8(h/D)^2$   | (8) | для каналов с двусторонними выемками с гладкими кромками            |
| $\xi = 0,78 \text{Re}^{-0,23} (H/D)^m (h/D)^{0,38}$<br>$m = -0,1-0,08(h/D)-0,78(h/D)^2$   | (9) | для каналов с двусторонними выемками с острыми кромками             |

Сравнение полученных данных по средней теплоотдаче в каналах со сферическими выемками и без них демонстрирует, что в диапазоне чисел  $\text{Re}_D = \rho w D_{\text{экв}} / \mu = 1000-2000$  интенсификация теплоотдачи достигает максимальных значений – до 7,75 раз, которая уменьшается при увеличении и уменьшении чисел Рейнольдса; при числах  $\text{Re}_D = 30-40$  интенсификации теплоотдачи не наблюдается при всех значениях  $H/D$  и  $h/D$ ; в области турбулентных течений максимальная интенсификация теплоотдачи наблюдается в стесненных каналах ( $H/D = 0,34-0,7$ ) при «глубоких» выемках ( $h/D=0,5$ ) – до 3,5 раз; в области турбулентных течений интенсификация теплоотдачи в нестесненных каналах ( $H/D = 0,7-2$ ) при «глубоких» выемках ( $h/D=0,5$ ) составляет до 3,3 раз; в области турбулентных течений интенсификация теплоотдачи наблюдается в стесненных и нестесненных каналах при выемках с

$h/D=0,21$  составляет соответственно до 1,62 и до 1,76 раз. При анализе учитывалось увеличение поверхности за счет нанесения рельефа выемок и изменения эквивалентного диаметра канала.

Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче в каналах со сферическими выемками (табл.2) производилось по уравнению подобия  $Nu=f(Re, h/D, H/D)$ , где в качестве определяющей температуры использовалась средняя по длине канала температура воздуха  $\bar{t}_в$ , а в качестве определяющего параметра – глубина сферической выемки  $h$  – при ламинарных и переходном режимах, – эквивалентный диаметр канала  $D_{экр}$  – при турбулентном режиме.

Таблица 2

Обобщающие зависимости по средней теплоотдаче  
в каналах со сферическими выемками

|  |      |  |
|--|------|--|
| Ламинарное отрывное обтекание с присоединением потока поверхности со сферическими выемками: острые кромки, двухстороннее расположение                        |      |  |
| $Nu_h = 0,055 Re_h^{0,9} (H/D)^{0,34}$   | (10) | $h/D=0,14; Re_h=6-183;$<br>$H/D=0,389-2,33.$                 |
| Ламинарное отрывное обтекание без присоединения потока в выемке поверхности со сферическими выемками: острые кромки, двухстороннее расположение              |      |  |
| $Nu_h = 0,012 Re_h (h/D)^{0,61}$   | (11) | $h/D = 0,21-0,5;$<br>$Re_h = 14-2100;$<br>$H/D = 0,28-1,68.$ |
| $Nu_h = 2,62 \cdot 10^{-4} Re_h (H/D)^{-2,66} (h/D)^{0,61}$  | (12) | $h/D=0,21-5; Re_h=70-1700;$<br>$H/D=0,2-0,28.$               |
| Турбулентное (переходное) отрывное обтекание поверхности с выемками: острые кромки, двухстороннее расположение   |      |  |
| $Nu_h = 0,025 Re_h^{0,94} (h/D)^{0,887}$   | (13) | $h/D = 0,14-0,5;$<br>$Re_h=270-7200;$<br>$H/D=0,28-2,33.$    |
| $Nu_h = 0,9 \cdot 10^{-4} Re_h^{1,07} (H/D)^{-1,87} (h/D)^{0,887}$   | (14) | $h/D= 0,21-0,5; Re_h=560-11000;$<br>$H/D=0,2-0,28.$          |
| Турбулентное отрывное обтекание поверхности со сферическими выемками, $Re_D=7 \cdot 10^3-5 \cdot 10^4, f=0,69, 0,1 \leq h/D \leq 0,5, 0,1 \leq H/D \leq 0,4$ |      |  |
| $Nu = 0,037 Re^{0,8} (H/D)^m (h/D)^{0,42}$<br>$m = -0,33(h/D)^{-0,28}$   | (15) | для каналов с односторонними выемками с гладкими кромками    |
| $Nu = 0,033 Re^{0,8} (H/D)^m (h/D)^{0,42}$<br>$m = -0,46(h/D)^{-0,3}$  | (16) | для каналов с односторонними выемками с острыми кромками     |
| $Nu = 0,057 Re^{0,76} (H/D)^m (h/D)^{0,45}$<br>$m = -0,22-1,6(h/D)+1,8(h/D)^2$   | (17) | для каналов с двусторонними выемками с гладкими кромками     |
| $Nu = 0,071 Re^{0,76} (H/D)^m (h/D)^{0,49}$<br>$m = -0,36-0,8(h/D)+0,96(h/D)^2$  | (18) | для каналов с двусторонними выемками с острыми кромками      |

Для оценки влияния  $f$  и взаимного смещения выемок при двухстороннем расположении на гидравлическое сопротивление и среднюю теплоотдачу

предложены монограммы зависимости отношения  $\xi/\xi_{\text{ГЛ}}$  и  $Nu/Nu_{\text{ГЛ}}$  от  $f$  и смещения  $\delta$ .

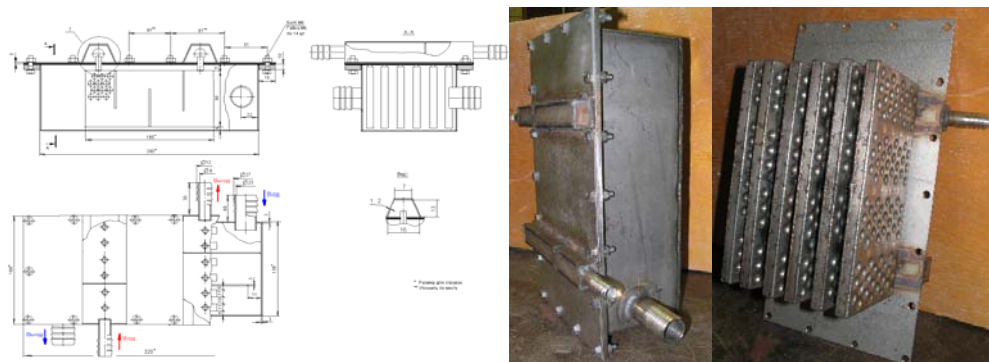


Рис.9. Эскиз и внешний вид кожухопластинчатого теплообменного аппарата

На основе полученных данных по гидросопротивлению и средней теплоотдаче в каналах со сферическими выемками разработаны рекомендации (табличные формы) в виде зависимостей  $\alpha/\alpha_{\text{ГЛ}}$  и  $\xi/\xi_{\text{ГЛ}}$  от режимных параметров и геометрии каналов и интенсификаторов для выбора рациональных интенсификаторов для пластинчатых, кассетных, кожухопластинчатых, ламельных и трубчатых теплообменников.

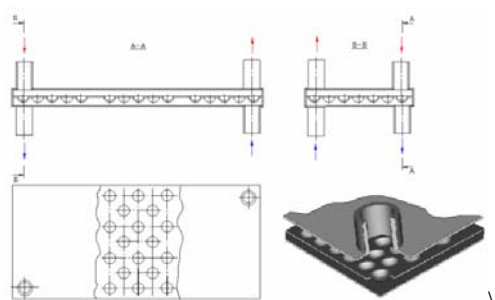


Рис.10. Схема теплообменного элемента

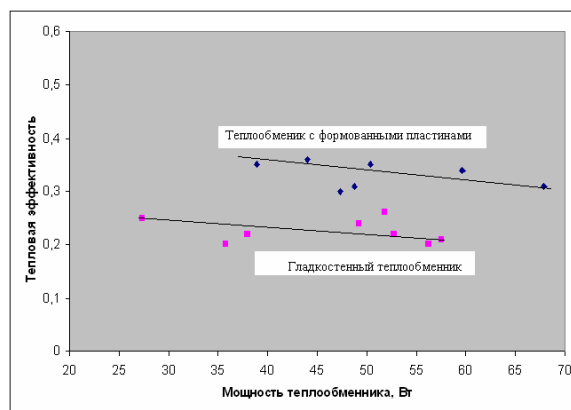


Рис.11. Результаты тепловых исследований кожухопластинчатого теплообменника при использовании в качестве теплоносителя холодного воздуха в канале с выступами и горячего воздуха в межканальном пространстве с выемками

В главе приведен анализ выпускаемых промышленностью ТА с интенсификаторами, близкими к сферическим элементам. Для апробации предложенных рекомендаций по расчету и проектированию созданы прототип кожухопластинчатого ТА (рис.9) и пластинчатого теплообменного элемента (ТЭ) со сферическими интенсификаторами (рис.10).

Проведенные испытания теплообменника при различных сочетаниях теплоносителей и режимных параметров показали, что эффективность интенсифицированного теплообменника выше на 25-50%, чем гладкостенного (рис.11–12).



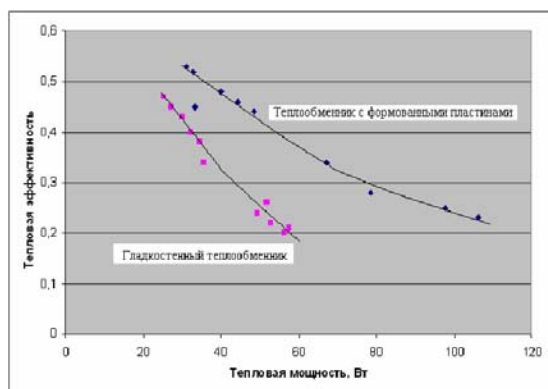


Рис.12. Результаты тепловых исследований кожухопластинчатого теплообменника при использовании холодного воздуха в межканальном пространстве с выемками и горячего воздуха в канале с выступами

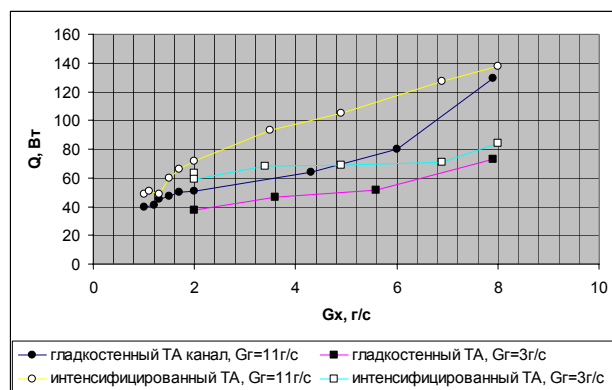


Рис.13. Результаты тепловых исследований теплообменного элемента при течении в обоих каналах воздуха

Сравнение данных исследований теплообмена в ТЭ при течении в обоих каналах воздуха показало, что при малых расходах теплоносителя наблюдается малая интенсификация – до 25%; с ростом расхода теплоносителей интенсификация теплообмена достигает 70%, которая уменьшается при высоких расходах теплоносителя. Исследования гидросопротивления показали, что в общие потери давления основную долю вносят местные сопротивления входа/выхода из ТА и ТЭ. Полученные результаты испытаний ТА и ТЭ полностью подтверждают ранее полученные данные по интенсификации теплоотдачи.

В третьей главе приведены результаты исследования гидродинамики и теплообмена в каналах теплообменного оборудования со сферическими выступами.

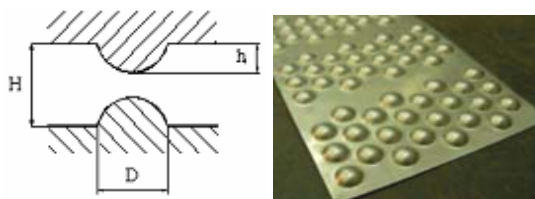


Рис.14. Форма рельефа выступов

В главе приведены описания рабочего участка и экспериментального стенда для исследования теплоотдачи и гидросопротивления в каналах со сферическими выступами. Погрешность определения коэффициента теплоотдачи в экспериментах составляла 6–12%, а коэффициента гидравлического сопротивления – 5–8%.

Экспериментальное исследование проводилось в стесненных и нестесненных каналах прямоугольного сечения шириной 96 мм при варьировании высоты канала в диапазоне от 5 до 12 мм при следующих безразмерных параметрах интенсификаторов и канала –  $h/D=0,21 \div 0,5$ ;  $h/H=0,125 \div 0,5$ ;  $H/D=0,7 \div 1,68$  (рис.14).

Сравнение полученных данных по гидросопротивлению в каналах со сферическими выступами и без них демонстрирует, что в диапазоне чисел  $Re_D=1000 \dots 2000$  увеличение коэффициента гидравлического сопротивления  $\xi_D$  в стесненном канале достигает максимальных значений – до 20 раз, по сравнению с аналогичным гладким каналом; в области чисел

$Re_D=4000...30000$  для «мелких» сферических выступов ( $h/D = 0,21$ ) в стесненных каналах коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi_D$  возрастает – до  $2 \div 2,5$  раз; для относительно «высоких» сферических выступов ( $h/D=0,5$ ) при  $Re_D=4000...30000$  коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi_D$  возрастает – до 10 раз. Сравнение данных по средней теплоотдаче в каналах со сферическими выступами и без них показало, что в диапазоне чисел  $Re_D=1000–2000$  интенсификация теплоотдачи достигает максимальных значений – до 8 раз, которая уменьшается при увеличении и уменьшении чисел Рейнольдса; в области чисел  $Re_D=4000...30000$  интенсификация теплоотдачи в каналах с выступами  $h/D=0,3$  возрастает – до 2,5 раз.

Для инженерных расчетов и оптимизации конструкции теплообменных аппаратов с интенсификаторами теплоотдачи в виде сферических выступов получены обобщающие зависимости (табл.3). При обобщении в качестве определяющей температуры использовалась средняя по длине канала температура воздуха  $\bar{t}_в$ , а в качестве определяющего параметра – высота сферического выступа  $h$ .

Таблица 3

Обобщающие зависимости по гидросопротивлению и средней теплоотдаче в каналах с двухсторонними сферическими выступами

| Переходный режим обтекания поверхности со сферическими выступами           |      |  |
|--|------|--|
| $\xi_h = 6451,24 \cdot (h/D)^{4,597} / ((H/D)^{1,853} \cdot Re_h)$         | (19) | $Re_h=100 \div 530$ ;<br>$H/D=0,7 \div 1,68$ ;<br>$h/D=0,21 \div 0,5$  |
| Турбулентное отрывное обтекание поверхности со сферическими выступами:     |      |  |
| $\xi_h = 16,315 \cdot (h/D)^{3,572} / (Re_h^{0,15} \cdot (H/D)^{1,5})$     | (20) | $Re_h=530...16000$ ;<br>$H/D=0,7...1,68$ ;<br>$h/D=0,21...0,5$ .       |
| Переходный режим обтекания поверхности со сферическими выступами           |      |  |
| $Nu_h = 0,0039 \cdot Re_h^{1,1} \cdot (H/D)^{(-0,789 + 3,89 \cdot (h/D))}$ | (21) | $Re_h=105...530$ ;<br>$H/D=0,7 \div 1,68$ ;<br>$h/D=0,21 \div 0,5$ .   |
| Турбулентное отрывное обтекание поверхности со сферическими выступами:     |      |  |
| $Nu_h = 0,075 Re_h^{0,75} (h/D)^{0,527}$                                   | (22) | $Re_h=530...16000$ ;<br>$H/D=0,7 \div 1,68$ ;<br>$h/D=0,21 \div 0,5$ . |

В четвертой главе представлены результаты исследований гидродинамики и теплообмена в пористых теплообменных аппаратах и элементах.

Разработка конструкций теплообменных элементов возможна только при использовании оптимальных материалов и при использовании всех современных технологических возможностей. Одним из перспективных и эффективных способов интенсификации тепломассообменных процессов является использование в теплообменных устройствах пористых металлов. Физическую основу этого способа составляет чрезвычайно высокая интенсивность теплообмена между высокоразвитой поверхностью проницаемой матрицы и протекающим сквозь нее теплоносителем, вызванная постоян-

ным перемешиванием теплоносителя в сообщающихся порах, а также высокий коэффициент теплоотдачи на границе раздела пористый слой – непроницаемая стенка вследствие постоянного пограничного слоя. Практическая реализация этого способа стала возможной только после того, как развитие технологии и, в первую очередь, порошковой металлургии позволило производить разнообразные пористые материалы. Наиболее перспективным материалом для изготовления габаритных облегченных теплонагруженных элементов является пороматериал или высокопористый ячеистый проницаемый материал (ВПЯМ). Особенности структуры ВПЯМ показаны на рис.15.

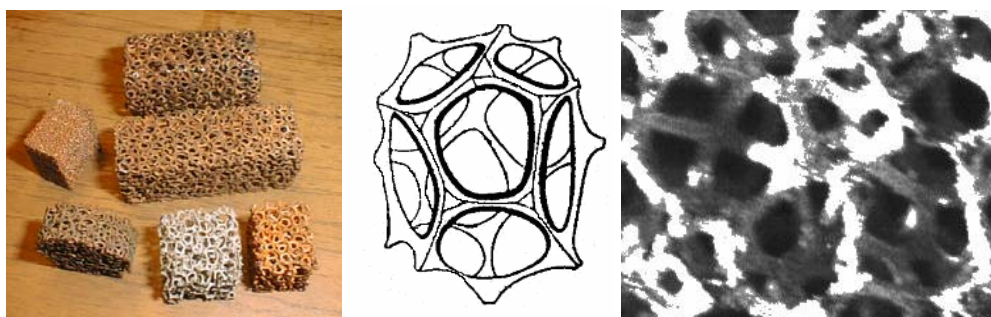


Рис.15. Фотография пороматериала (ВПЯМ) разной пористости ( $\Pi=0,85-0,95$ ) и с разными диаметрами пор ( $d_{\text{п}}=0,61-3,5$  мм) и схема элементарной ячейки пороматериала

Представлена физическая и математическая модель течения и теплообмена в каналах со вставками из ВПЯМ, которая является универсальной, так как позволяет рассчитывать поля скоростей, температурные поля каркаса и теплоносителя в пористом материале любой структуры. Однако, анализ математической модели показывает, что она содержит некоторые эмпирические коэффициенты переноса (коэффициент внутрипорового теплообмена  $\alpha_v$ , эффективные коэффициенты теплопроводности жидкости  $\lambda_{\text{жэф}}$  и каркаса  $\lambda_{\text{кэф}}$ , коэффициента теплоотдачи от стенки к жидкости в пристенных порах  $\alpha_w$ ) и сопротивления (вязкостный  $\alpha$  и инерционный  $\beta$  коэффициенты) и не имеет точного аналитического решения. Таким образом, данная математическая модель является полуэмпирической, требующей проведения ряда экспериментальных исследований.

В главе дано описание методического обеспечения исследований теплогидравлических характеристик каналов с пористыми вставками, в том числе стендов и рабочих участков для исследования поверхностной эффективной теплоотдачи, гидросопротивления и структуры потока при течении жидких и газообразных теплоносителей.

В работе получены корреляционные зависимости для вязкостного  $\alpha$  и инерционного  $\beta$  коэффициентов сопротивления ВПЯМ с пористостью  $\Pi=0,8\div 0,93$  и диаметром пор  $d_{\text{п}}=0,6-4$  мм:

$$\alpha = 6,16 \cdot 10^7 d_{\text{п}}^{-2} \Pi^{-4,75}; \quad (23)$$

$$\beta = 5,61 \cdot 10^2 d_{\text{п}}^{-1} \Pi^{-11,2}. \quad (24)$$

При обобщении экспериментальных данных по теплообмену в каналах с пористыми вставками малой и средней проницаемости обычно применяется коэффициент внутренней теплоотдачи  $\alpha_v$ . Однако ввиду низкой теплопроводности металлического каркаса и ослабления роли  $\alpha_v$  в высокопористых структурах, при оценке интенсивности теплообмена, часто возникает необходимость пользоваться не коэффициентом  $\alpha_v$ , а коэффициентом теплоотдачи на границе «пористый слой – непроницаемая стенка», определяемым по среднemasсовой температуре потока  $\alpha = Q/[F(T_{\text{ст}} - T_{\text{ж}})]$ . Для получения количественных закономерностей по теплоотдаче в каналах с высокопористыми вставками при течении воздуха были проведены экспериментальные исследования на вставках, полученных на основе 16 пористых образцов из ВПЯМ из меди, нихрома и инвара с  $\Pi=0,854-0,97$ ,  $d_{\text{п}}=0,8-4,0$  мм, длиной  $L=140-300$  мм, установленных в каналах теплообменных трубок, причем все они были разбиты на две группы: 5 из них имели совершенный контакт со стенками каналов и 11 были установлены в каналах за счет сил упругости самого образца.

Исследования теплоотдачи в каналах с вставками из ВПЯМ подтвердили значительную интенсификацию теплопереноса в каналах с пористыми вставками, не имеющими совершенного контакта со стенками каналов. Установлено, что интенсификация теплообмена в каналах с вставками из ВПЯМ с  $\Pi=0,944$ , не имеющими идеального контакта со стенками, составляет при  $Re_D=2,4 \cdot 10^4$  до 5,1 раз, а для вставок с  $\Pi=0,899$  – до 6,73 раз. Сравнение уровня теплообмена в каналах с пористыми вставками, имеющими и не имеющими совершенного контакта со стенками канала, позволяет заключить, что теплообмен в канале со вставками, имеющими совершенный контакт со стенками, в 3–5 раз выше. Например, для каналов с вставками с  $\Pi=0,954$  при  $Re_D=2,4 \cdot 10^4$  интенсификация составила 14,0 раз, а для вставки с  $\Pi=0,904$  – до 22,23 раз. Эксперименты, проведенные на нескольких вставках, отличающихся друг от друга материалом каркаса, показали, что теплоотдача на границе «пористый слой – непроницаемая стенка» дополнительно зависит от соотношения теплопроводности материала каркаса и молекулярной теплопроводности теплоносителя  $\lambda_{\text{км}}/\lambda_{\text{ж}}$ .

Математическое описание выявленного влияния на теплоотдачу режимных и конструктивных параметров канала и вставок позволило во всем диапазоне изменения определяющих параметров получить зависимости:

– для вставок, не имеющих идеального контакта со стенками канала:

$$Nu_D = 0,35 Re_D^{0,65} Pr^{0,4} (Pr/Pr_w)^{0,14} \Pi^{-5,6}. \quad (25)$$

– для вставок, имеющих идеального контакта со стенками канала:

$$Nu_D = 4,35 Re_D^{0,35} Pr^{0,4} (Pr/Pr_w)^{0,14} (\lambda_{км} / \lambda_{ж})^{0,14} \Pi^{-8,5}. \quad (26)$$

Зависимость (25) справедлива во всем диапазоне изменения определяющих параметров:  $Re_D = 10^3 \dots 2,5 \cdot 10^4$ ;  $\Pi = 0,83 \dots 0,97$ ;  $d_{п}/D = 0,06 \dots 0,4$ ;  $Pr = 0,7 \dots 8$ ;  $\lambda_{км} / \lambda_{ж} = 23 \dots 13000$ ;  $L/D = 1 \dots 12$ , а зависимость (26) –  $Re_D = 9 \cdot 10^3 \dots 2,5 \cdot 10^4$ ;  $\Pi = 0,9 \dots 0,95$ ;  $d_{п}/D = 0,06 \dots 0,16$ ;  $Pr = 0,7$ ;  $\lambda_{км} / \lambda_{ж} = 358,5 \dots 14800$ ;  $L/D = 9 \dots 12$ .

Сравнение результатов экспериментального исследования эффективной теплоотдачи в каналах с образцами из ВПЯМ с данными работ Ю.Ф.Гортышова, В.М.Поляева, В.Н.Крымасова, Г.П.Нагоги, А.Берглса, М.Э.Аэрова и др., где проводились исследования пористых вставок различных структур, близких по значению пористости, показало, что интенсивность теплообмена в каналах со вставками из ВПЯМ, не имеющими совершенного контакта со стенками, примерно на порядок выше интенсивности теплообмена, наблюдаемой в пустых гладких каналах, и примерно в 3 раза выше интенсивности теплообмена в шаровых засыпках и зернистых материалах с таким же скреплением со стенками в данном диапазоне изменений значений  $Re_D$  и  $\Pi$ . В то же время у относительно высокопористых ( $\Pi = 0,7 \dots 0,96$ ) вставок из медных и стальных проволок, также не имеющих совершенного контакта со стенками, коэффициенты теплоотдачи оказались сопоставимы со вставками из ВПЯМ. Кроме того выявлено, что интенсивность теплоотдачи в каналах с ВПЯМ, имеющих совершенный контакт со стенками, удовлетворительно согласуется с результатами, полученными на сетчатых материалах, имеющих такое же скрепление со стенками каналов.

Результаты проведенного опытного сравнения по теплообмену и гидросопротивлению теплообменных трубок с внутренним припаянным оребрением, хаотической спаянной засыпкой колец тонкостенных медных колец и ВПЯМ, имеющего и не имеющего идеального контакта со стенками канала, показали, что трубы с оребрением и с хаотической спеченной засыпкой колец имеют высокий уровень теплопередачи, свойственный трубам с ВПЯМ, но обладают наименьшим сопротивлением. Поэтому одним из направлений исследований являлся поиск оптимального способа применения пористых интенсифицирующих материалов, обеспечивающих максимальный уровень теплообмена при достаточно низком уровне гидравлического сопротивления.

В работе экспериментально исследовались теплоотдача и гидросопротивление для случая частичной межканальной транспирации, когда теплоноситель должен двигаться не вдоль оси канала, в котором установлена пористая вставка, а поперек или под некоторым углом, сокращая тем самым длину пути и как следствие – потери давления в канале. Как показывает сравнительный анализ, средняя эффективная теплоотдача ( $Nu$ ) в канале с пористыми вставками с частичной межканальной транспирацией (рис.16) по отношению к каналам со сплошными вставками ( $Nu_0$ ) не уменьшается во всем исследованном диапазоне конструктивных и режимных определяющих параметров. Уменьшение же потерь давления при  $\Pi = 0,954$  составляет  $\Delta p / \Delta p_0 =$

0,50, при 0,899 – 0,47, а при 0,844 – 0,31 (где  $\Delta p_0$  – потери давления в канале со сплошной вставкой).

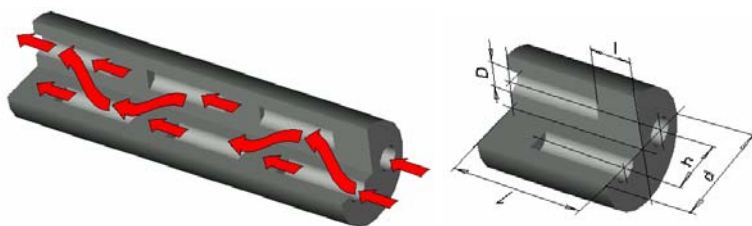


Рис.16. Характеристики исследованных пористых вставок из ВПЯМ

Одним из направлений исследований гидродинамики и теплообмена в каналах с пористыми вставками является изучение процессов переноса при наличии пористых слоев или пористых вставок

с различными полостями или сквозными отверстиями в теле пористой структуры (рис.17). Эксперименты показали, что использование сверлений позволяет снизить гидросопротивление до 33 раз при  $\Pi=0,864$ , до 19 раз при  $\Pi=0,899$  и до 15 раз при  $\Pi=0,944$  при уменьшении коэффициента теплоотдачи всего на 12–96% по сравнению с каналами с пористыми вставками, полностью перекрывающими поперечное сечение канала. Анализ полученных результатов показывает, что уменьшение гидравлического сопротивления  $\Delta p_0/\Delta p$  ( $\Delta p_0$  и  $\Delta p$  – сопротивление каналов со вставками соответственно) зависит от пористости  $\Pi$  и относительной площади поперечного сечения пустот  $\bar{F} = F_{св} / F$ , ( $F_{св}$  – суммарная площадь поперечного сечения отверстий,  $F$  – площадь поперечного сечения канала) и не зависит от диаметра пор  $d_n$  и режима течения. На основе анализа экспериментальных данных получена зависимость для расчета гидропотерь в каналах со вставками из ВПЯМ со сверлениями:

$$\frac{\Delta p_0}{\Delta p} = 1 + 586,5 \cdot \bar{F}^{1,38} (1 - \Pi). \quad (27)$$

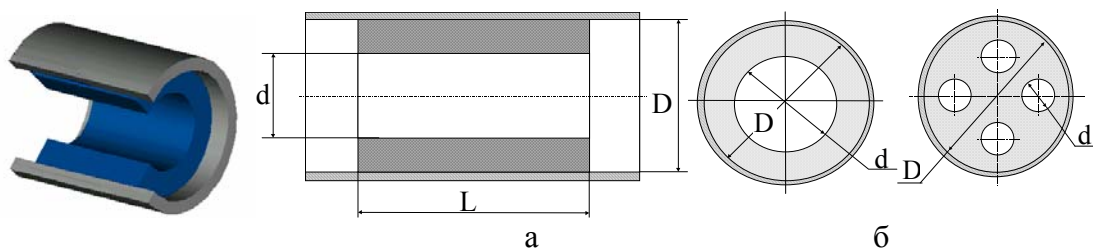


Рис.17. Схемы установок пористых вставок в каналах: а – пористое покрытие; б – пористая вставка с отверстиями

Для описания средней эффективной теплоотдачи предлагается использовать критериальные уравнения (25) и (26) с использованием вместо обычного значения пористости  $\Pi$  модифицированное значение пористости  $\Pi_m = \Pi + (1 + \Pi)V_{\Pi} / V$ , которое определяется с учетом дополнительных пустот в теле пористого материала ( $V_{\Pi}$  – объем пустот за счет сверлений и про-

чих дополнительных пустот в теле пористой структуры, кроме пор;  $V$  – объем канала с пористой структурой).

Проведенные испытания пористых теплообменных аппаратов типа «газ-газ» и «газ-жидкость» показали их высокую тепловую эффективность (до 94%) при высокой компактности и высоких мощностях на прокачку теплоносителя. Использование описанного способа снижения гидросопротивления позволило при сохранении тепловой мощности снизить уровень гидросопротивления теплообменных пористых матриц до 5 раз.

Физический смысл интенсификации теплообмена в каналах с дискретно установленными пористыми вставками заключается в поддержании высокой степени турбулентности за пористыми вставками, т.е. пористые вставки устанавливаются на определенном расстоянии, на котором степень турбулентности потока достаточно высока, за счет чего поддерживается высокий уровень теплоотдачи. Анализ полученных результатов при термоанемометрических исследованиях структуры потока за пористыми мембранами показывает, что степень турбулентности потока непосредственно на выходе из пористого образца ( $x=3$  мм) достигает местных значений  $Tu=10-70\%$  (при осредненных по высоте канала значениях  $Tu=9-32\%$ ). Существует взаимосвязь степени турбулентности за пористой вставкой и ее параметров. Установлено, что длина пористой вставки, высота канала, первичная турбулентность потока (перед пористой вставкой) и последующая вставка практически не оказывают влияния на степень турбулентности за пористой вставкой. Анализ данных по влиянию на степень турбулентности и закон ее затухания скорости набегающего потока на пористую вставку показал, что в диапазоне скоростей от 4 до 31,5 м/с средняя степень турбулентности потока на выходе из пористой вставки остается практически постоянной (наблюдается лишь характерное незначительное (до 10%) уменьшение степени турбулентности при увеличении скорости фильтрации). При уменьшении скорости фильтрации ниже 4 м/с наблюдается резкое уменьшение степени турбулентности потока на выходе из пористой вставки, что в первую очередь связано с изменением характера течения теплоносителя в пористом каркасе, характеризующимся уменьшением взаимодействия потоков в сообщающихся порах и пропадающим «струйного» потока в сообщающихся порах.

Общий вид уравнения для расчета степени турбулентности за пористой вставкой и закон затухания турбулентности за данной вставкой можно описать единой зависимостью в виде:

$$Tu = 13,694K^{0,289} - 2,243K^{0,336}\ln(x), \quad (28)$$

где  $Tu$  – степень турбулентности (%);  $x$  – координата по ходу движения теплоносителя, мм;  $K \times 10^8$  – проницаемость,  $m^2$ . Зависимость (29) справедлива по всей длине зоны затухания турбулентности, числах Рейнольдса  $Re_D=5000-40000$ , образцов из ВПЯМ с пористостью 0,85–0,97 и диаметром пор 0,81–3,5 мм. Длина зоны затухания может быть оценена путем сравнения степени турбулентности, полученной по зависимости (28) и рассчитанной для гладко-

го канала. То есть математически длина  $X_3$  зоны затухания может быть оценена как  $X_3=x$  если  $Tu(x) = Tu_0(x)$ , где  $Tu_0(x)$  – степень турбулентности в пустом канале в данном сечении по длине канала, которое может быть рассчитано с учетом рекомендаций А.С.Сукомела и др.

На основе проведенного анализа существующих пористых материалов предложен, создан, исследован и запатентован (Патент на изобретение РФ № 22127408. Бюлл. № 7. 10.03.99) новый пористый материал – упорядоченный высокопористый материал (УПМ, рис.18). Этот материал является упорядоченной, прогнозируемой структурой и сочетает в себе объемно развитую структуру каркаса и каналность, что обеспечивает наличие большой, регулируемой удельной поверхности каркаса и позволяет достигать эффективно-го перемешивания потока теплоносителя при течении сквозь данную пористую структуру. УПМ не имеет замкнутых и тупиковых пор.

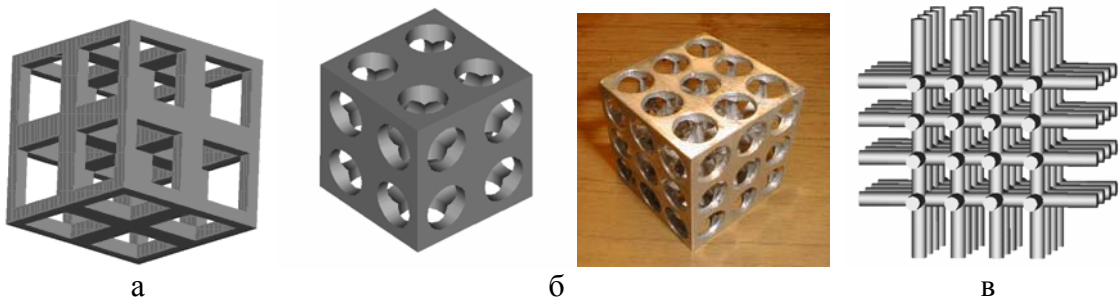


Рис.18. Структура УПМ: а – с ячейками квадратного сечения; б – с ячейками круглого сечения; в – штырьковые

Для каналов с УПМ проведены экспериментальные исследования теплоотдачи и гидросопротивления для выработки рекомендаций для их расчетов в инженерных задачах. В эксперименте исследовались вставки из УПМ, выполненные из различных материалов (медь, латунь, нержавеющая сталь, текстолит, алюминий) с различной пористостью  $\Pi=0,512-0,86$ , диаметром пор  $d_p=1,5-3,5$  мм и шагом между центрами пор  $t=2,6-5,2$  мм.

Увеличение гидравлического сопротивления в канале с УПМ по сравнению с гидросопротивлением в гладком канале составило при  $Re = 1500$  от 9,1 раз до 28,7 раз в зависимости от пористости, а при  $Re = 7000$  от 7,7 раз до 30,3 раз. Получены обобщающие зависимости для вязкостного  $\alpha$  и инерционного  $\beta$  коэффициентов для расчета гидросопротивления по уравнению Дарси:

$$\begin{aligned} \alpha &= 1,53 \cdot 10^8 \Pi^{-1,34} t^{-2}; \\ \beta &= 630 \Pi^{-1,75} t^{-1}. \end{aligned} \quad (29)$$

Экспериментальные данные по поверхностной эффективной теплоотдаче в канале со вставками из УПМ при условии установки без идеального контакта были обобщены единой зависимостью:



$$\overline{Nu}_D = 7,34 \cdot 10^{-3} Re_D^{0,767} Pr_f^{0,43} \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \Pi^{-0,757} \left( \frac{\lambda_k}{\lambda_m} \right)^{0,071} \left( \frac{d_{\Pi}}{D} \right)^{-1,73}, \quad (30)$$

а для каналов со вставками из УПМ при условии установки с идеальным контактом:

$$\overline{Nu}_D = 3,94 \cdot 10^{-4} Re_D^{1,45} Pr_f^{0,43} \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \Pi^{-1,52} \left( \frac{\lambda_k}{\lambda_m} \right)^{0,168} \left( \frac{d_{\Pi}}{D} \right)^{-0,514}. \quad (31)$$

Приведенные зависимости для УПМ справедливы в диапазоне определяющих параметров:  $Re_D = 1,5 \cdot 10^3 \dots 1 \cdot 10^4$ ;  $\Pi = 0,512 \dots 0,86$ ;  $d_{\Pi} = 1,5 \dots 3,5$  мм;  $\lambda_k / \lambda_{ж} = 0,4 \dots 700$ .

В пятой главе приведены результаты исследований гидродинамики и теплообмена внешних и внутренних свободноконвективных вертикальных течений с интенсификацией. Целью проводимых исследований являлось изучение свободноконвективных течения и теплоотдачи на поверхности вертикальной пластины и в вертикальных каналах с различными типами интенсификаторов теплоотдачи. Основными задачами исследований ставились: уточнение уровня возможной интенсификации теплоотдачи, определение оптимальных параметров интенсификаторов теплоотдачи при различных режимах течений и получение зависимостей для инженерных расчетов гидродинамики и теплообмена интенсифицированных свободноконвективных течений.

Исследования течения проводились на гладкой вертикальной пластине длиной  $L = 1000$  мм и шириной  $b = 360$  мм. В экспериментах реализовался омический нагрев при постоянном тепловом потоке от стенки  $q_w = \text{const}$ , причем тепловой поток изменялся в диапазоне  $q_w = 12,54 \dots 440,07$  Вт/м<sup>2</sup>. Определяющие параметры в экспериментах изменялись в следующем диапазоне: местное число Рэлея ( $Ra_x$ ), рассчитанное через  $\Delta t_{w_i} = t_{w_i} - t_o$ :  $Ra_x = 7,6 \cdot 10^4 \dots 4,5 \cdot 10^9$ ; местное модифицированное число Рэлея ( $Ra_x^{\#}$ ), подсчитанное через  $q_w$ :  $Ra_x^{\#} = 3,1 \cdot 10^5 \dots 1,4 \cdot 10^{12}$ ; температурный напор:  $t_w - t_o = 6,8 \dots 48,5$ °С;  $Pr = 0,7$ . Во всем диапазоне изменения чисел Рэлея визуализация потока показала, что по всей длине вертикальной поверхности формируется ламинарный пограничный слой. Полученные в ходе обобщения зависимости для местной и средней теплоотдачи на гладкой вертикальной поверхности при свободной конвекции газа в условиях  $q_w = \text{const}$  имеют вид:

$$Nu_x = 0,245 \cdot (Ra_x^{\#})^{0,239}, \quad (32)$$

$$\overline{Nu}_L = 0,256 \cdot (Ra_L^{\#})^{0,239}. \quad (33)$$

Исследования теплообмена и течения проводились также в вертикальном гладком плоском канале длиной  $L = 1000$  мм, шириной  $b = 360$  мм при одностороннем нагреве. Высота канала  $B$  (расстояние между стенками) изменялась от 15 мм до 60 мм с шагом 15 мм, что позволило получить соотношение  $L/B = 16,66...66,66$ . В экспериментах также реализовался омический нагрев при постоянном тепловом потоке от стенок  $q_w = \text{const}$  (граничные условия 2-го рода), причем тепловой поток изменялся в диапазоне  $q_w = 4,54...460,5$  Вт/м<sup>2</sup>. Определяющие параметры в экспериментах изменялись в следующем диапазоне: модифицированное число Рэлея  $Ra_D^* = 5,1 \cdot 10^2...5,4 \cdot 10^5$ , рассчитанное через  $\Delta t = \overline{t_w} - t_0$ ; модифицированное число Рэлея  $Ra_B^\# = 13,3...1,3 \cdot 10^6$ , подсчитанное через  $q_w$ ; модифицированное число Рэлея  $Ra_D^\# = 3,4 \cdot 10^2...1,9 \cdot 10^7$ , подсчитанное через  $q_w$ ; модифицированное число Рейнольдса  $Re_D^* = 14...347,9$ , температурный напор  $\overline{t_w} - t_0 = 6,8...53,3$ °C;  $Pr = 0,7$ . Проведенная визуализация показала, что в вертикальном канале реализовывались как ламинарный, так и переходный и частично турбулентный режимы течения.

На основе экспериментальных данных получена зависимость для взаимосвязи средней скорости свободноконвективного потока и подъемной силы:

$$\overline{Re}_D^* = 0,68 \cdot (Ra_D^*)^{0,479} . \quad (34)$$

Обработка экспериментальных данных по теплоотдаче выполнена в виде уравнения подобия  $\overline{Nu} = f(Ra^\#)$ , где в качестве определяющего размера выбиралась либо высота канала  $B$ , либо эквивалентный диаметр канала  $D$ . В качестве определяющей температуры использовалась температура теплоносителя на входе в канал  $t_0$ . В первом варианте результаты экспериментальных исследований средней теплоотдачи во всем диапазоне изменяемых параметров для гладкого вертикального канала были обобщены зависимостью, которая справедлива в следующем диапазоне определяющих параметров:  $L/B = 16,66...66,66$ ;  $Ra_B^\# = 13,3...1,3 \cdot 10^6$ ;  $Pr = 0,7$ :

$$\overline{Nu}_B = 0,286 \cdot (Ra_B^\#)^{0,28} . \quad (35)$$

Во втором варианте результаты экспериментальных исследований средней теплоотдачи во всем диапазоне изменяемых параметров для гладкого вертикального канала были обобщены зависимостью, которая справедлива в следующем диапазоне определяющих параметров:  $L/D = 9,72...34,72$ ;  $Ra_D^\# = 3,4 \cdot 10^2...1,9 \cdot 10^7$ ;  $Pr = 0,7$ :

$$\overline{Nu_D} = 0,207 \cdot (Ra_D^\#)^{0,287} . \quad (36)$$

Исследования теплообмена и течения проводились также в вертикальном цилиндрическом канале длиной  $L = 400 \dots 1630$  мм, с внутренним диаметром  $D = 41,3$  мм и соотношении  $L/D = 9,68 \dots 39,47$ . В экспериментах реализовался нагрев при постоянном тепловом потоке от стенок  $q_w = \text{const}$ , причем тепловой поток изменялся в диапазоне  $q_w = 4 \dots 1800$  Вт/м<sup>2</sup>. Определяющие параметры в экспериментах изменялись в следующем диапазоне: моди-

фицированное число Рэлея  $Ra^\# = \frac{g\rho^2 c_p \beta (t_w - t_0) D^4}{L\lambda\mu} = 6 \cdot 10^2 - 6 \cdot 10^4$ , модици-

рованное число Рэлея  $Ra^* = \frac{g\rho^2 c_p \beta q D^5}{L\lambda^2\mu} = 2 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^6$ , модифицированное

число Рейнольдса  $Re_D^\# = \frac{\rho w D^2}{\mu L} = 34 - 225$ ; средний температурный напор

$\overline{t_w} - t_0 = 2 - 150^\circ\text{C}$ . В опытах реализовывались режимы с развивающимся профилем температур (ядро потока прогрето) и с профилем температур подобным профилю температур на одиночной (изолированной) стенке (ядро потока не прогрето).

Выявлено, что в потоке присутствуют продольные пульсации скорости, а значит и температуры потока, что вероятно связано со сложной структурой взаимодействия прогретых поднимающихся пристенных потоков и внутреннего холодного ядра. Амплитуды пульсаций температуры составляют примерно  $\pm 5\%$  от среднего значения, а период – 10–40 секунд. При свободной конвекции в каналах существует взаимосвязь подъемной тепловой силы и скорости движения теплоносителя, выраженная как  $Re^\# = f(Ra^\#)$ :

$$Re^\# = 0,817(Ra^\#)^{0,5} . \quad (37)$$

Обобщения данных по теплоотдаче в гладком канале при ламинарном режиме течения было решено провести двумя способами. И в первом, и во втором случае обобщение экспериментальных данных производилось по зависимости  $Nu_D = f(Ra^*, L/D)$ . В первом варианте экспериментальные данные обобщались методом выравнивания. Полученная в ходе обобщения зависимость

$$Nu = \frac{Ra^*}{\left[ 0,56 \left( \frac{L}{D} \right) - 0,008 \left( \frac{L}{D} \right)^2 - 3,86 \right] Ra^* \frac{L/D}{1,59(L/D) - 3,21}} \quad (38)$$

справедлива в следующем диапазоне определяющих параметров:  $L/D = 9,68...39,47$ ;  $Ra^* = 2 \cdot 10^3...2 \cdot 10^6$ ;  $Pr = 0,7$ .

Для определения границы перехода между ламинарным течением в гладком канале и режимом течения с большим влиянием продольной теплопроводности (кондуктивный режим) и описания особенностей теплоотдачи в указанных режимах, было проведено обобщение полученных в эксперименте данных вторым способом. Во втором варианте данные для  $L/D \geq 13,3$  обобщаются зависимостью вида

$$Nu = 0,158Ra^{*0,345}, \quad (39)$$

а данные для  $L/D \leq 13,3$  зависимостью вида

$$Nu = \left( 2,05 - 0,07 \frac{L}{D} \right) Ra^{*0,2}, \quad (40)$$

граница описывается зависимостью

$$Ra^*_{cx} = \frac{L/D}{0,00012(L/D) - 0,00156}. \quad (41)$$

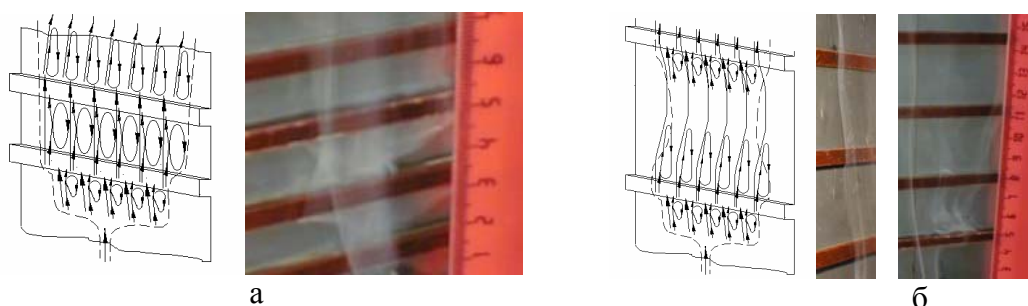


Рис.19. Картины свободноконвективного течения на пластине с интенсификаторами: а – температурный напор  $10^\circ\text{C}$ ,  $T/H=2$ ,  $H=3,2$  мм; б – температурный напор  $10^\circ\text{C}$ ,  $T/H=10-80$ ,  $H=3,2$  мм

Режимы течения при экспериментальных исследованиях свободной конвекции вдоль вертикальных пластин и в вертикальных плоских каналах определялись прямым путем – визуализацией потока, и косвенным методом – по изменению влияния на коэффициент теплоотдачи определяющих параметров. Полученные данные по визуализации потока показывают, что в процессе естественной конвекции на вертикальной нагреваемой пластине при наличии одного или нескольких прямоугольных выступов при  $t/h > 3$  возникает отрыв динамического пограничного слоя, сопровождающийся возникновением в отрывной области циркуляционного течения, состоящего из двух противоположно вращающихся вихрей (рис.19а). При  $t/h < 3$  возникает вихревое течение в области между выступами (рис.19б).

Наличие на вертикальной пластине дискретно установленных выступов приводит к увеличению теплоотдачи при ламинарном режиме до 2,79 раза по сравнению с гладкой вертикальной пластиной. Максимальные значения интенсифицированной теплоотдачи  $\bar{\alpha} = 5,052 \dots 10,187 \text{ Вт/м}^2\text{К}$  на дискретно-шероховатых поверхностях во всем диапазоне чисел Ra приходятся на  $t/h = 2 \dots 3$ . Результаты экспериментальных исследований местной теплоотдачи во всем диапазоне изменяемых параметров для вертикальной пластины при наличии теплопроводных интенсификаторов были обобщены зависимостями:

$$\text{Nu}_x = 0,824(\text{Ra}_x^\#)^{0,22} \text{ для } t/h = 2 \dots 10, \quad (42)$$

$$\text{Nu}_x = 0,996(\text{Ra}_x^\#)^{0,22} t/h^{-0,069} \text{ для } t/h = 10 \dots 80. \quad (43)$$

Для средней теплоотдачи получены следующие зависимости:

$$\overline{\text{Nu}}_L = 0,936(\text{Ra}_L^\#)^{0,22} \text{ для } t/h = 2 \dots 10, \quad (44)$$

$$\overline{\text{Nu}}_L = 1,132(\text{Ra}_L^\#)^{0,22} (t/h)^{-0,069} \text{ для } t/h = 10 \dots 80. \quad (45)$$

Так как интенсификаторы были изготовлены из хорошо теплопроводящего материала, то при расчетах местных коэффициентов теплоотдачи учитывалось увеличение площади теплообмена за счет наличия интенсификаторов, причем  $F_{\text{инт}} / F_{\text{глад}} = 1,016 \dots 1,925$ .

Из анализа результатов исследований средней теплоотдачи в вертикальных плоских дискретно-шероховатых каналах с односторонним нагревом можно сделать вывод о том, что наличие в вертикальном канале дискретно установленных выступов приводит к увеличению теплоотдачи при ламинарном режиме примерно в 1,01...5,34 раза по сравнению с гладким вертикальным каналом, таким образом, интенсификация теплоотдачи в этом случае выше, чем на дискретно-шероховатой поверхности. Наибольшая интенсификация достигается при  $t/h = 20 \dots 40$ . При уменьшении относительного шага теплоотдача резко снижается, то же происходит и при увеличении относительного шага. В первом случае возникает застойная зона между выступами, в которой скорость вращения достаточно низка по сравнению с аналогичными случаями для дискретно-шероховатой поверхности. По мере увеличения расстояния между выступами происходит присоединение потока, и в этом случае средний коэффициент теплоотдачи в дискретно-шероховатом канале максимален. Дальнейшее увеличение расстояния между выступами приводит к увеличению толщины динамического пограничного слоя и уменьшению коэффициента теплоотдачи.

В итоге результаты экспериментальных исследований средней теплоотдачи по длине вертикального канала, при наличии теплопроводных интенсификаторов во всем диапазоне изменяемых параметров при свободной конвекции и одностороннем нагреве, были обобщены зависимостью:

$$\overline{Nu}_B = 0,1497(Ra_B^\#)^{0,202} (t/h)^{0,351} (h/B)^{-0,335}, \quad (46)$$

где:  $\overline{Nu}_B = \overline{\alpha} B / \lambda$ ,  $Ra_B^\# = g \beta q_w \rho^2 c_p B^5 / (\mu \lambda^2 L)$ . Зависимость (46) описывает все экспериментальные данные с погрешностью  $\pm 20\%$  при доверительной вероятности 0,95 и справедлива в диапазоне изменения определяющих параметров –  $Ra_B^\# = 20,7 \dots 1,4 \cdot 10^6$ ;  $t/h = 10 \dots 40$ ;  $h/B = 0,068 \dots 0,27$ .

Проведены исследования теплообмена и течения при свободной конвекции в вертикальных цилиндрических дискретно-шероховатых каналах. При ламинарном режиме течения и для определенных параметров интенсификаторов наблюдалась интенсификация теплоотдачи до 1,2 раз, при переходе к турбулентному режиму теплоотдача равна теплоотдаче в гладком канале или даже меньше.

Для дискретно-шероховатых каналов зависимость  $Re^\# = f(Ra^\#)$  имеет примерно такой же вид, что и для гладких каналов, поэтому для расчета скорости в интенсифицированном канале можно использовать зависимость (37).

Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче в цилиндрическом дискретно-шероховатом канале производилось по следующей модели  $Nu_D = f(Ra^*, D/L, 2h/D, t/D)$ , где в качестве определяющей температуры использовалась температура потока на входе в трубу  $t_0$ , а в качестве определяющего линейного размера – внутренний диаметр трубы  $D$ . В итоге результаты экспериментальных исследований для дискретно-шероховатых каналов были обобщены зависимостью:

$$Nu = 0,956 Ra^{*0,239} \left(\frac{2h}{D}\right)^{-0,189} \left(\frac{D}{L}\right)^{0,235} \left(\frac{t}{D}\right)^{0,113} \quad (47)$$

Результаты обобщения экспериментальных данных по теплоотдаче в дискретно-шероховатых каналах по модели  $Nu_D = f(Ra^\#, D/L, 2h/D, t/D)$  для ламинарного режима течения для  $L/D \geq 13,32$  имеют вид уравнения:

$$Nu = 0,256 (Ra^\#)^{0,325} \left(\frac{2h}{D}\right)^{-0,162} \left(\frac{t}{D}\right)^{0,028}; \quad (48)$$

а для ламинарного режима течения для  $L/D \leq 13,32$ :

$$Nu = 0,83 (Ra^\#)^{0,256} \left(\frac{2h}{D}\right)^{-0,223} \left(\frac{t}{D}\right)^{0,145}; \quad (49)$$

По аналогии с вынужденной конвекцией проведены исследования возможности интенсификации теплоотдачи в цилиндрической трубе с постоянной закруткой потока закрученной лентой с относительными шагами закрутки  $s/D = 8,5-20,6$ , а также с одновременной закруткой потока лентой и разрушением в пристенной области пограничного слоя кольцевыми вставками высотой  $h = 2-3,8$  мм и шагом размещения  $t = 43-100$  мм. Использование низкотеплопроводного материала ленточного закручивателя позволило исключить развитие поверхности и выявить интенсификацию теплообмена только за счет изменения гидродинамической картины течения.

Для каналов с постоянной закруткой потока зависимость  $Re^\# = f(Ra^\#)$  в исследованном диапазоне определяющих параметров имеет такой же вид, что и для гладких каналов, поэтому для расчета скорости в интенсифицированном канале можно использовать зависимость (37).

Для каналов с  $L/D = 9,68-20,58$  при наличии в них скрученной ленты с  $s/D = 10,3-20,6$  наблюдается интенсификация теплоотдачи при  $Ra^* = 10^4 \dots 10^5$ , которая составляет 1,2-1,3 раза по сравнению с гладким каналом. Результаты экспериментальных исследований теплоотдачи во всем диапазоне определяющих параметров для каналов с постоянной закруткой потока были обобщены зависимостью:

$$Nu = 7,491(Ra^*)^{0,207} \left(\frac{D}{L}\right)^{0,545} \left(\frac{s}{D}\right)^{-0,192} \quad (50)$$

Выявленная интенсификация теплообмена в условиях свободноконвективного течения при постоянной закрутке потока может быть увеличена за счет использования спиральной ленточной вставки из высокотеплопроводного материала и действия эффекта внутреннего оребрения трубы. В работах В.К.Щукина показано, что эффект оребрения ленточным завихрителем может увеличить тепловой поток в стенку трубы примерно до 30%, причем эта поправка имеет существенное значение при небольшой интенсивности теплообмена, что обычно и наблюдается при свободной конвекции и достаточно хорошо контакте ленточного завихрителя со стенкой трубы.

Проведенные исследования режимов обтекания вертикальных поверхностей со сферическими выемками и выступами свободноконвективными течениями показали, что они подобны тем, что наблюдаются при вынужденной конвекции. Исследования течения и теплообмена проведены на теплообменной матрице ТА, показанного на рис.9, при ее вертикальной установке. Измерения тепловой мощности теплообменной матрицы и сравнение ее с результатами испытаний гладкостенной матрицы не выявили значимой интенсификации теплообмена при температуре подаваемого горячего воздуха для нагрева матрицы – от 45 до 85°C, и скорости свободноконвективного потока между нагреваемыми пластинами – от 0,3 до 1,3 м/с. Для оценки целесообразности интенсификации теплоотдачи с помощью систем сферических вы-

емок и выступов также произведена серия экспериментов по определению тепловой мощности радиатора «Расстал-7», поверхности которого имели 3 различных конфигурации: 1 - без интенсификаторов; 2 - с интенсификаторами в виде систем выемок и выступов; 3 - с интенсификаторами в виде системы сферических отверстий для периодического разрушения пограничного слоя. Анализ проведенных тепловизионных исследований интенсифицированных радиаторов показал, что в выемках температура поверхности выше, т.е. коэффициент теплоотдачи в них меньше, чем на гладкой поверхности. За выемками наблюдалось незначительное повышение теплоотдачи. Установлено, что применение систем выемок и выступов при исследованных их геометрических соотношениях не позволяет интенсифицировать теплоотдачу. Показано, что радиатор с периодическими отверстиями имеет мощность такую же, что и гладкостенный радиатор. Это связано с тем, что отверстия позволяют разрушать пограничный слой в свободноконвективном течении, но уменьшают поверхность теплообмена.

В **шестой главе** проведен анализ методов оценки эффективности интенсификаторов теплообмена, каналов и ТА в целом. Для этой цели дан краткий обзор литературы по интенсификации теплоотдачи посредством наиболее перспективных интенсификаторов теплообмена, для которых обсуждены механизмы интенсификации. Представлена новая научно-техническая информация: систематизированные характеристики эффективности ряда интенсификаторов, таблица их оптимальных геометрических параметров. Установлена существенная физическая общность теплогидравлических механизмов интенсификации теплоотдачи для целого ряда интенсификаторов.

Для оценки эффективности использования интенсификации теплообмена в ТА рекомендуется коэффициент  $\eta = (Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$ , который можно переписать в форме  $\eta = E'/E'_0$ , т.е. представить отношением коэффициентов  $E' = Q/N\Delta t$  ( $Q$  – тепловой поток,  $N$  – мощность на прокачку теплоносителя,  $\Delta t$  - температурный напор) для ТА с ИТ и для обычного ТА (гладкостенного, с индексом «0»). Необходимо отметить, что форма коэффициента  $\eta = E'/E'_0$  предпочтительна, т.к. она отчётливо и в полной мере демонстрирует индивидуальное совершенство и соотношение качеств интенсифицированного и обычного ТА.

Оценка теплогидравлической эффективности проведена отдельно для турбулентного (рис.20) и ламинарного (рис.21) режимов течения.

При турбулентном режиме наибольшая эффективность свойственна низким кольцевым поперечным выступам в трубе (линия 2, рис.20). В области чисел  $Re = 80 - 1000$  максимальная эффективность также характерна для кольцевых поперечных выступов относительно большой высоты  $h/D \leq 0,1$  (линия 3, рис.21). Этот тип интенсификации теплообмена изучен наиболее основательно по сравнению с другими интенсификаторами.

Лишь в очень узком интервале чисел  $Re$  при турбулентном режиме течения качество мелких сферических выемок оказывается выше (линия 13, рис.20), чем у поперечных выступов.



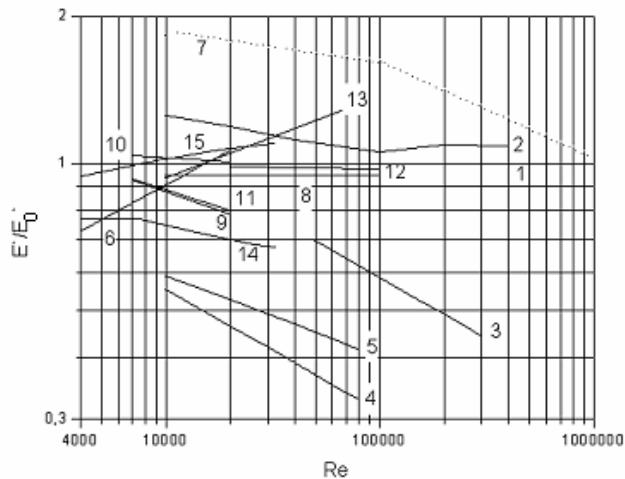


Рис.20. Сравнение эффективности различных поверхностных интенсификаторов теплоотдачи при их оптимальных геометрических параметрах при турбулентном режиме: 1 – гладкий канал, 2 – кольцевые выступы [Г.А.Дрейцер и др.]:  $t/h=50-100$ ;  $h/D_K=0,01-0,02$ ; 3 – спиральные выступы [Ю.Н.Боголюбов и др.; П.А.Савельев]:  $t/h=15$ ;  $h/D=0,04$ ; 4 – выступы скошенные, неразрезные [Хан и др.]:  $t/h=10$ ;  $h/D_K=0,0625$ ;  $\varphi=45^\circ$ ; 5 - выступы скошенные, разрезные [Хан и др.]:  $t/h=10$ ;  $h/D_K=0,0625$ ;  $\varphi=45^\circ$ ; 6 - сферические выступы [А.Беркоун и др., П.Л.Кириллов и др.]:  $t/h=17$ ;  $h/D_K=0,047$ ,  $h/D=0,5$ ; 7 - сферические выступы [П.Л.Кириллов и др.; Тэйлор и др.]:  $t/h=16$ ;  $h/D=0,5$ ; 8 –сферические выступы и выемки [А.К.Анисин]:  $h/D=0,25$ ,  $t/h=2,8$ ; 9 – мелкие сферические выступы [И.Л.Шрадер и др.]; 10 – мелкие сферические выемки [И.Л.Шрадер и др.]; 11 – крупные сферические выемки [И.Л.Шрадер и др.]; 12 – сферические выемки [Г.П.Нагога]:  $h/D_K=0,66$ ;  $h/D=0,13$ ;  $\bar{f}=13\%$ ,  $h/D_K=0,025$ ; 13 - сферические выемки [М.Я.Беленький]:  $t/h=1,1$ ;  $h/D=0,1$ ,  $h/D_K=0,225$ .

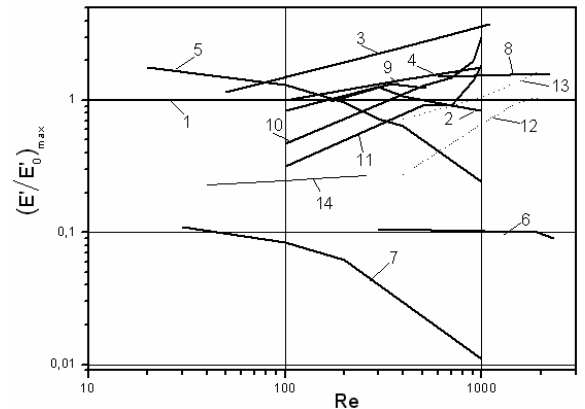


Рис.21. Сравнение эффективности различных поверхностных интенсификаторов теплоотдачи при их оптимальных геометрических параметрах при турбулентном режиме: 1 – гладкий канал, 2 – спиральная проволочная вставка [Ю.Г.Назмеев и др.],  $h/D_K=0,171$ ,  $t/D_K=4,3$ ; 3 – поперечные выступы [Ю.Г.Назмеев и др.],  $d/D_K=0,8$ ,  $t/D_K=0,66$ ; 4 – спиральные выступы [Ю.Г.Назмеев и др.],  $d/D_K=0,72$ ,  $t/D_K=0,72$ ; 5 – спиральная проволочная вставка [Уттарвар и др.],  $h/D_K=0,079$ ,  $\varphi=76^\circ$ ; 6 – поперечные выступы [В.В.Олимпиев],  $2h/D_K=0,2 \div 0,24$ ,  $t/h=25$ ; 7 – диафрагмы [В.П.Ельчинов и др.],  $d/D_K=0,25$ ,  $t/D_K=0,32$ ; 8 – поперечные выступы [Ю.В.Петровский и др.]; 9 – спиральная проволочная вставка [Н.В.Зозуля и др.],  $t/D_K=6,5$ ; 10 – поперечные выступы [С.Г.Закиров и др.],  $h/D_K=0,0625$ ,  $t/D_K=0,706$ ; 11 – поперечные канавки [С.Г.Закиров и др.],  $h/D_K=0,0625$ ,  $t/D_K=0,706$ ; 12 – сферические выступы [автор],  $h/D=0,21$ ,  $h/N=0,186$ ,  $N/D=1,12$ ; 13 – сферические выемки [автор],  $h/D=0,21$ ,  $h/N=0,3$ ,  $N/D=0,71$ ; 14 – спиральная проволочная вставка [С.Ф.Баев].

Следует отметить, что опытные данные для мелких сферических выемок, соответствующие данным различных авторов, в том числе автора диссертации, хорошо согласуются между собой. Сферические выемки (линия 13, рис.21) обеспечили и в диапазоне  $Re=1000-2000$  опережающий рост ин-

тенсивности теплоотдачи по сравнению с увеличением сопротивления. Соответственно, достигнута повышенная эффективность канала с выемками  $\eta \approx 1,7$  относительно гладкой трубы. Следовательно, сферические выемки вполне рационально использовать для интенсификации турбулентной и ламинарной теплоотдачи.

Достаточно неожиданно оказалось, что эффективность давно известного интенсификатора теплообмен – сферических выступов, даже для крупных (высоких) выступов приближается (и частично совпадает) к эффективности мелких сферических выемок при турбулентном и ламинарном режимах течения. Сферические выступы гарантируют большие коэффициенты теплоотдачи, чем выемки. Но в случае выступов нарастание теплоотдачи достигается за счет одинакового или опережающего роста сопротивления. Опытные данные для мелких (низких) сферических выступов (линия 7 рис.20) еще требуют дальнейшего экспериментального подтверждения.

Проведенный в шестой главе анализ эффективности различных интенсификаторов теплоотдачи позволяет утверждать, что промышленное применение интенсифицированных каналов гарантирует многократное повышение теплопроизводительности теплообменников или соответствующее снижение металлоемкости интенсифицированного теплообменного оборудования по сравнению с гладкотрубными серийными вариантами. Значительно повышается энергосберегающая способность интенсифицированного оборудования по сравнению с обычным.

В **заключении** сформулированы следующие основные выводы по работе:

1. На основе статистического анализа данных по энергетическому обследованию теплообменных аппаратов различных типов и назначения, проведенных и обобщенных автором, а также сопоставления с имеющимися в литературе данными, выявлены основные факторы, влияющие на эксплуатационные характеристики современных теплообменных аппаратов.

2. Выявлено влияние основных режимных и геометрических параметров на картину течения в каналах со сферическими выемками. Установлены границы переходов режимов. Впервые получена карта режимов течения, охватывающая широкий диапазон режимных параметров. Установлено и математически описано влияние режимных и геометрических параметров на гидросопротивление и теплоотдачу в каналах со сферическими выемками при всех видах ламинарного и турбулентного режимов в диапазоне чисел  $Re_D=200 \div 30000$ ;  $Re_h=40 \div 11000$ ;  $h/D=0,14 \div 0,5$ ;  $H/D=0,2 \div 2,3$ ;  $h/H=0,06 \div 2,5$ . Проведен анализ влияния стесненности канала на гидродинамику и теплоотдачу в каналах с выемками. Установлена граница начала влияния стесненности канала (относительной высоты канала)  $H_R/d_L=0,3 \div 0,5$ .

3. Выявлено влияние основных режимных и геометрических параметров на картину течения в каналах со сферическими выступами. Установлены границы переходов режимов. Установлено и математически описано влияние режимных и геометрических параметров на гидросопротивление и теп-

лоотдачу в каналах со сферическими выступами при всех видах ламинарного и турбулентного режимов. Проведен анализ влияния стесненности канала на гидродинамику и теплоотдачу в каналах с выемками. Установлена граница начала влияния стесненности канала.

4. Впервые даны рекомендации для инженерного расчета теплообменных аппаратов с интенсификаторами в виде сферических элементов. Проведены работы по созданию и испытанию ТА с поверхностной интенсификацией теплообмена в виде сферических выемок и выступов. Показана высокая эффективность подобных ТА. Уточнены условия оптимального использования интенсификаторов в виде сферических элементов.

5. Экспериментально исследованы гидродинамические и теплообменные характеристики каналов со вставками из высокопористого ячеистого проницаемого материала (ВПЯМ). Установлены основные закономерности течения и теплообмена в каналах с ВПЯМ. Выявлено, что теплообмен в канале со вставкам из ВПЯМ интенсифицируется в 3–30 раз по сравнению с гладким каналом. Разработана методика расчета эффективных теплообменных аппаратов и элементов на основе ВПЯМ различной конфигурации. Результаты экспериментальных и аналитических исследований апробированы в практической деятельности и могут быть рекомендованы в практику инженерных исследований.

6. Получены новые экспериментальные данные по течению и теплообмену в каналах с пористыми интенсификаторами теплообмена из ВПЯМ различной конфигурации, отличающиеся пониженным уровнем гидравлического сопротивления: поверхностные пористые слои, дискретная установка пористых вставок, полная и частичная межканальная транспирация. Установлено, что использование частичной межканальной транспирации и поверхностных пористых слоев из ВПЯМ позволяет сохранить высокий уровень эффективной теплоотдачи в канале при уменьшении гидравлического сопротивления от 2 до 6 раз в зависимости от пористости вставок. Выявлена и математически описана закономерность затухания турбулентности за пористыми турбулизаторами из ВПЯМ.

7. На основе проведенного анализа существующих пористых интенсификаторов теплоотдачи разработан и создан новый материал с упорядоченной структурой – УПМ. Проведены экспериментальные исследования разработанного материала по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению, которые показали при установке вставок из УПМ в канал можно получить интенсификацию теплообмена от 1,5 до 98 раз.

8. Получена новая информация по интенсификации теплоотдачи при свободной конвекции на вертикальных поверхностях в неограниченном пространстве и в каналах за счет использования различных типов шероховатости и закрутки потока. Установлено влияние дискретных поперечных выступов на теплоотдачу на вертикальной пластине при ламинарном режиме течения и выявлено, что уровень средней теплоотдачи на вертикальной поверхности с выступами до 2,79 раза выше, чем на гладкой поверхности в исследованном широком диапазоне изменения определяющих параметров. Максимальная

теплоотдача наблюдалась при относительном шаге выступов  $t/h=2\dots3$ . Установлено влияние дискретных поперечных выступов на теплоотдачу в вертикальном канале при ламинарном режиме течения и выявлено, что уровень средней теплоотдачи в вертикальном плоском канале с теплопроводными выступами до 5,3 раза выше, чем в гладком канале в исследованном диапазоне изменения определяющих параметров. Максимальная интенсификация наблюдалась при  $t/h=40$ . Впервые установлено влияние постоянной закрутки потока в вертикальных цилиндрических открытых каналах на теплоотдачу и выявлено, что интенсификация за счет закрутки потока достигает 20% и может быть увеличена еще на 30% за счет использования высокотеплопроводного материала спирального закручивателя потока. На основе экспериментальных исследований теплоотдачи и течения на интенсифицированных вертикальных поверхностях и в вертикальных каналах в условиях свободной конвекции в широком диапазоне определяющих параметров получены обобщенные зависимости для расчета теплоотдачи. Разработаны и экспериментально обоснованы физические модели внутренних и внешних свободно-конвективных течений при различных способах интенсификации теплообмена. Разработаны и исследованы образцы теплообменного оборудования со свободноконвективными течениями теплоносителей.

9. Проведён критический анализ литературы по интенсификации теплоотдачи, подтверждены преимущества энергетического коэффициента в качестве критерия оценки эффективности интенсификаторов, каналов, ТА. Получена новая научно-техническая информация: объективно выяснено расположение обсуждаемых интенсификаторов на шкале эффективности. Представлены конкретные практические рекомендации по использованию ИТ в энергомашиностроении. Приведена таблица, содержащая информацию по оптимальным размерам интенсификаторов.

### **Список трудов автора, отражающих содержание диссертационной работы**

Статьи в изданиях, рекомендованных ВАК для публикации основных результатов диссертаций:

1. Попов И.А. Исследование теплообмена и гидродинамики в каналах с пористыми вставками / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А. // Изв. вузов: Авиационная техника, 1993. №3. С.63–67.
2. Попов И.А. Экспериментальное исследование гидравлического сопротивления и теплообмена в канале с упорядоченными пористыми материалами / Гортышов Ю.Ф., Гулицкий К.Э., Попов И.А. // Известия вузов: Авиационная техника, №4, 1997.
3. Попов И.А. / Инженерный метод расчета тепловых динамических характеристик рекуперативных теплообменных аппаратов / Гортышов Ю.Ф., Мац Э.Б., Попов И.А. // Изв. вузов. Авиационная техника. 2000. №1. с.29–32.
4. Попов И.А. Учет тепловой инерционности теплообменников при расчете переходных процессов газотурбинных установок / Гортышов Ю.Ф., Мац

Э.Б., Попов И.А., Осипов Б.М., Гизатуллин Р.А. // Изв. вузов. Авиационная техника. 2001. №4.

5. Попов И.А. Эффективность промышленно эффективных интенсификаторов теплоотдачи / Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А. // Известия РАН: Энергетика. №3. 2002.

6. Попов И.А. Теплоотдача свободноконвективных течений при наличии поверхностных интенсификаторов. / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Усенков Р.А. // Изв.вузов. Авиационная техника. 2003. №3. с. 29–32.

7. Попов И.А. Эффективные интенсификаторы теплоотдачи для ламинарных (турбулентных) потоков в каналах энергоустановок / Леонтьев А.И., Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А. // Известия РАН: Энергетика. 2005, №1. С.75–91

8. Попов И.А. Научные основы расчета и создания высокоэффективных компактных теплообменных аппаратов с рациональными интенсификаторами теплоотдачи / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А. // Теплоэнергетика, №4, 2006. С.2–14.

#### Монографии:

1. Попов И.А. Гидродинамика и теплообмен внешних и внутренних свободноконвективных вертикальных течений с интенсификацией. Интенсификация теплообмена: монография / под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова. – Казань: Центр инновационных технологий, 2007. – 326 с.

2. Попов И.А. Гидродинамика и теплообмен в пористых теплообменных элементах и аппаратах. Интенсификация теплообмена: монография / под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова. – Казань: Центр инновационных технологий, 2007. – 241 с.

#### Статьи в сборниках:

1. Попов И.А. Enhancement of heat transfer in a vertical openended channels in natural convection of gas Gortyshov Yu.F., Popov I.A., Olympiev V.V., Kostylev B.B. Gortyshov Yu.F., Popov I.A., Olympiev V.V., Kostylev B.B. // Heat Transfer Research. Vol.33. 2002.

2. Попов И.А. Study of Heat Exchange and Hydrodynamics in Various HPCM-Base Heat Exchangers / Gortyshov Yu.F., Popov I.A., Danchenko Yu.V. // New Development in Heat Exchangers. OPI Amsterdam, Holland. 1995.

3. Попов И.А. Теплообмен в теплообменных трубах с вставками из высокопористого ячеистого материала / Гортышов Ю.Ф., Миронов А.И., Колкунов В.С., Попов И.А. // Межвузовский сборник. Охлаждаемые элементы газовых турбин. – Казань: КГТУ им.А.Н.Туполева. 1994.

4. Попов И.А. Разработка высокоэффективных радиаторов для жилых и производственных помещений / Попов И.А., Костылев Б.Б., Олимпиев В.В., Умнов А.И., Борисенков Ю.В. // Межвузовский сборник научных трудов: Гидромеханика отопительно-вентиляционных и газоочистных устройств. – Казань: КГАСА, 1999. С.40–49.

5. Попов И.А. Исследование теплоотдачи и течения при свободной конвекции газа в вертикальных каналах с поверхностными интенсификаторами / Попов И.А., Костылев Б.Б., Олимпиев В.В. // Гидромеханика отопительно-

вентиляционных и газоочистных устройств. Межвузовский сборник научных трудов. – Казань: КГАСА, 2001. С.95-102. С.95–102.

Материалы конференций:

1. Попов И.А. Study of Heat Exchange and Hydrodynamics in Various NPCM-Base Heat Exchangers / Gortyshov Yu.F., Popov I.A., Danchenko Yu.V. // 1993 ICHMT International Symposium on New Development in Heat Exchangers, Paper 3.6. – Lisbon, Portugal. 1993, pp.173–180.
2. Попов И.А. Моделирование процессов теплообмена и гидродинамики в каналах теплообменных аппаратов на основе ВПЯМ / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А. // Дисперсные потоки и пористые среды: Тр. Первой Рос.нац.конф. по теплообмену. – М.: Изд-во МЭИ. 1994. Т.7. С.59–64.
3. Попов И.А. New Development on Heat Utilization Systems and High-Effective Compact Heat Exchangers / Gortyshov Yu.F., Popov I.A. and Gureev V.M. // II ISHMT-ASME International Heat and Mass Transfer Conference. – Suratthal, India, 1995, pp.745–752
4. Попов И.А. Development of Heat Utilization System of Waste Gases of Power Plant and Technological Processes / Gortyshov Yu.F. and Popov I.A. // XV. Kongress der internationalen Konferenz fur Industrielle Energiewirtschaft, Report D5. Leipzig, Germany. 1996. 11p.
5. Попов И.А. Study of Flow and Heat Exchange In Channel with High-Porous Cellular Materials for Forced Convection of Single-Phase and Boiling Working Fluid / Yu.F.Gortyshov and I.A.Popov / International Conference on Porous Media and It's Applications in Science, Engineering and Industry. Kona, Hawaii, USA, 1996.
6. Попов И.А. Исследование гидродинамики и теплообмена в каналах теплообменных аппаратов на основе высокопористых материалов / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А. // Труды международной конференции «Компактные теплообменники для промышленности», Сноуберд, Изд-во Беджелл Хаус Инк., США, 1997.
7. Попов И.А. Экспериментальное исследование гидродинамики и теплообмена в каналах с высокопористыми ячеистыми материалами при вынужденной конвекции однофазного и вскипающего теплоносителя / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А. // Труды 4-ой Всемирной конференции по экспериментальным теплообмену, механике жидкости и термодинамике ExHFT'4. Т.4 – Брюссель, Бельгия, Изд-во Эдизиони ЕТС Пиза, 1997.
8. Попов И.А. Экспериментальное исследование процессов гидродинамики и теплообмена в каналах с высокопористыми ячеистыми материалами при вынужденной конвекции однофазного и вскипающего теплоносителя / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Гулицкий К.Э. // Материалы 3-ей ICHMT-ASME конференции по тепломассообмену и 14 национальной конференции по тепломассообмену – Канкур, Изд-во Макоса паблишинг Хаус, Индия, 1997
9. Попов И.А. Гидродинамика и теплообмен в каналах с поверхностными интенсификаторами / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Амирханов Р.Д. // Материалы докладов 2-го Международного симпозиума по энергетике, окружающей среде и экономике ЭЭЭ–2. Т.1. – Казань: Изд-во КФМЭИ, 1998. С.56–58.

10. Попов И.А. Гидродинамика и теплообмен в каналах с пористыми интенсификаторами / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Гулицкий К.Э. // Материалы докладов 2-го Международного симпозиума по энергетике, окружающей среде и экономике ЭЭЭ-2. Т.1. – Казань, Изд-во КФМЭИ, 1998
11. Попов И.А. Экспериментальное исследование и моделирование процессов теплообмена и гидродинамики в каналах с различными пористыми вставками при вынужденной конвекции / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Гулицкий К.Э. // Труды международной конференции и выставки «Теплообменные аппараты в современных разработках», – Лиссабон, Португалия, Изд-во Супериор Текнико Института, 1998.
12. Попов И.А. Теплообмен и гидродинамика в каналах с различными интенсификаторами / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Гулицкий К.Э., Амирханов Р.Д. // Труды 11-ой Международной конференции по теплообмену, Т.6, Кунджу, Корея, – Изд-во Пергамон Пресс, 1998.
13. Попов И.А. Гидродинамика и теплообмен в каналах с упорядоченным пористым материалом / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Гулицкий К.Э. // Дисперсные потоки и пористые среды: Труды Второй российской национальной конференции по теплообмену. Т.7. – Москва: Изд-во МЭИ, 1998
14. Попов И.А. Гидродинамика и теплообмен в щелевидных каналах со сферическими интенсификаторами / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Амирханов Р.Д. // Интенсификация теплообмена: Труды Второй российской национальной конференции по теплообмену. Т.8. – Москва: Изд-во МЭИ, 1998.
15. Попов И.А. Паротурбинная установка с утилизацией тепла сбросного воздуха воздушно-конденсационной установки / Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А. // 4-я международная конференция «Новые энергетические системы и преобразователи», – Осака, Япония, Изд-во Университета г.Осаки, 1999
16. Попов И.А. Экспериментальное исследование гидродинамики и теплообмена в каналах с пористыми вставками при однофазной конвекции и вскипании теплоносителя / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Гулицкий К.Э. // Материалы 1999 ASME международного конгресса инженеров-механиков. 17-й симпозиум по мультифазному переносу в пористых средах. – Нэшвилл. США. 1999
17. Попов И.А. Исследования гидродинамики и теплообмена при свободной конвекции в вертикальных цилиндрических открытых каналах энергетических установок / Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А., Костылев Б.Б. // Материалы 4-ой ICHMT-ASME конференции по тепломассообмену и 15 национальной конференции по тепломассообмену. – Пуна, Индия, 2000.
18. Попов И.А. Теплообмен в вертикальных открытых каналах при наличии интенсификаторов в условиях свободноконвективного течения газа / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Костылев Б.Б. // Труды IV-го Международного минского форума по тепломассообмену. ММФ-2000. Т.1. Конвективный тепломассообмен. – Беларусь. Минск: Изд-во ИТМО им.ак.А.В.Лыкова, 2000. С.452-455.

19. Попов И.А. Исследование течения и теплообмена при свободной конвекции около вертикальной поверхности при наличии поверхностных интенсификаторов / Попов И.А., Усенков Р.А. // Труды XXVI Сибирского теплофизического семинара, – Новосибирск, 2002. С.189–190.
20. Попов И.А. Экспериментальное исследование теплоотдачи и течения на вертикальных поверхностях с дискретной шероховатостью при свободной конвекции газа / Попов И.А., Усенков Р.А. // Труды III Российской национальной конференции по теплообмену. В 8 томах. Т.3. Свободная конвекция. Теплообмен при химических превращениях. – М.: Издательство МЭИ. 2002. С.132–135.
21. Попов И.А. Исследование течения и теплообмена в каналах с пористыми вставками различной конфигурации / Попов И.А., Аль-Мехериг А.М. // XXVI Сибирский теплофизический семинар. Сборник трудов (CD-ROM). – Новосибирск: Инс-т теплофизики СО РАН, 2002.
22. Попов И.А. Сравнительный анализ эффективности интенсификаторов теплоотдачи / Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А., Алексеева О.В. // Труды Третьей Российской национальной конференции по теплообмену. Т. 6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен – М.: Изд-во МЭИ. 2002. С.75–78.
23. Попов И.А. Исследование течения и теплообмена в каналах с пористыми вставками различной конфигурации / Попов И.А., Аль-Мехериг А.М. // Труды Третьей Российской национальной конференции по теплообмену. Т.5. Двухфазные течения. Дисперсные потоки и пористые среды. – Москва: Изд-во МЭИ. 2002. С. 297-300.
24. Попов И.А. Теплогидравлическая эффективность использования сферoidalных выемок для интенсификации теплоотдачи в каналах / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В. // Труды 5-го Минского международного форума по тепло- и массообмену – ММФ-2004. Т.1. Конвективный теплообмен. – Минск. Беларусь. 2004.
25. Попов И.А. Течение и теплоотдача в каналах со сферoidalными интенсификаторами при вынужденной конвекции газа / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В. // II Росс. конф. «Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках». Секц.1. Теплообмен и гидродинамика для поверхностей с луночным рельефом. Докл. №4. CD-ROM №0320500321. – Москва. 2005.
26. Попов И.А. Hydrodynamics and heat transfer in heat exchanger channels with spherical holes / Leontiev A.I., Gortyshov Yu.F., Olympiev V.V., Popov I.A., Schelchkov A.V., Kaskov S.I. // 2006 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2006. DVD №1757DV. Paper IMECE 13552. – Chicago. USA. 2006.
27. Попов И.А. Efficiency of surface heat transfer intensifiers for laminar and turbulent flows in heat exchanger channels / Leontiev A.I., Gortyshov Yu.F., Olympiev V.V., Popov I.A., Kaskov S.I. Paper // 2006 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2006. DVD №1757DV. Paper IMECE 13553. - Chicago. IUSA. 2006.



28. Попов И.А. Разработка фундаментальных основ создания прототипов энергоэффективных теплообменников с поверхностной интенсификацией теплообмена / Леонтьев А.И., Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Дилевская Е.В., Попов И.А., Каськов С.И., Щелчков А.В. // Труды Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену РНКТ-4: в 8-томах. Т.1. Пленарные и общие проблемные доклады. Доклады на круглых столах. – М.: Изд-во МЭИ. 2006. с.253-257.

29. Попов И.А. Фундаментальные основы создания теплообменных аппаратов с поверхностной интенсификацией теплообмена / Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Щелчков А.В., Олимпиев В.В. // Национальная конференция по теплоэнергетике НКТЭ-2006. 4-8 сентября 2006г. Материалы докладов. Т.1. – Казань.: Иссл.центр пробл.энерг.КазНЦ РАН. 2006. С.168-172.

30. Попов И.А. Рынок теплоэнергетического оборудования в Республике Татарстан – обзор, проблемы, решения / Попов И.А., Байрамов Ш.В., Бурдинов В.П., Яковлев А.Б. // Национальная конференция по теплоэнергетике НКТЭ-2006. Материалы докладов. Т.1. – Казань.: Иссл.центр пробл.энерг.КазНЦ РАН. 2006. С.41-46.

Всего 54 материалов и 15 тезисов докладов.

#### Патенты:

1. Попов И.А. Теплообменная труба / Олимпиев В.В., Попов И.А. Гортышов А.Ю. / Патент на изобретение РФ № 2096716. Бюлл. № 23. 29.11.97.

2. Попов И.А. Теплообменная труба / Гортышов Ю.Ф., Гулицкий К.Э., Попов И.А. / Патент на изобретение РФ № 22127408. Бюлл. № 7. 10.03.99.

3. Попов И.А. Воздушно-конденсационная установка / Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А. / Патент на изобретение РФ 2001.