На правах рукописи



# ЯРКАЕВ МАРСЕЛЬ ЗУФАРОВИЧ

# ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОФИЛИРОВАННЫХ КАНАЛОВ РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ ПРИ ЛАМИНАРНОМ, ПЕРЕХОДНОМ И ТУРБУЛЕНТНОМ РЕЖИМАХ ТЕЧЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

ΑΒΤΟΡΕΦΕΡΑΤ

диссертации на соискание ученой степени кандидата

технических наук

Казань 2015

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ» в лаборатории моделирования физикотехнических процессов кафедры теплотехники и энергетического машиностроения.

Научный руководитель:	доктор технических наук, профессор Попов Игорь Александрович						
Научный консультант:	кандидат технических наук, доцент						
	Щелчков Алексей Валентинович						
Официальные оппоненты:	Терехов Виктор Иванович,						
	доктор технических наук, профессор,						
	заведующий лабораторией термогазодинамики						
	ФГБНУ «Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе»						
	Сибирского отделения Российской Академии наук						
	Гильфанов Камиль Хабибович,						
	доктор технических наук, профессор						
	ФГБОУ ВПО «Казанский государственный						
	энергетический университет», заведующий кафедрой						
	«Автоматизация технологических процессов и						
	производств»						
Ведущая организация:	ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический						
	университет им. Н.Э. Баумана»						

Защита состоится «<u>28</u>» <u>октября</u> 2015 года в <u>10</u> час. <u>00</u> мин. на заседании диссертационного совета Д 212.079.02 при ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ» по адресу: 420111, Казань, ул. К. Маркса, д. 10.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ» и на сайте http://www.kai.ru/science/disser/index.phtml.

Автореферат диссертации разослан «\_\_» \_\_\_\_ 2015 года.

Ученый секретарь диссертационного совета Д212.079.02 кандидат технических наук, доцент

А.Г. Каримова

# ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность исследования**. К современному теплообменному оборудованию предъявляется большое количество технических требований, в том числе по обеспечению передачи требуемого количества тепла от одной среды к другой с получением необходимых конечных температур при возможно большей интенсивности теплообмена при возможно меньших габаритах и наименьшей удельной металлоемкостью. При эксплуатации теплообменных аппаратов возникают задачи защиты теплообменных поверхностей от загрязнения и коррозии.

Описанные требования повышения эффективности и компактности теплообменных аппаратов в основном решаются применением новых схем компоновок, использованием перспективных способов и технологий интенсификации теплоотдачи, в том числе организации вихревых и отрывных течений. Данные методы интенсификации по существу снижают термическое сопротивление пристенных слоев при конвективном теплообмене в теплообменнике. Необходимо отметить, что использование вихревых потоков уменьшает загрязнение теплообменных поверхностей, сохраняет высокий уровень теплопередачи продолжительные периоды эксплуатации теплообменного оборудования.

В современных теплообменных аппаратах в основном используются мало энергоёмкие, пассивные методы интенсификации теплоотдачи, например, профилированные (дискретно-шероховатые) поверхности. Это один из первых предложенных способов интенсификации теплоотдачи при однофазной конвекции. Данный способ отличается технологичностью, а также высокой теплогидравлической эффективностью и в настоящее время. Структура профиля поверхности может являться неотъемлемой частью теплообменной поверхности (равномерно нанесенные или дискретные двух-, трехмерные выемки/выступы и т.д.) или являться элементами проволочных или прочих вставок. В первом случае профиль достигается механической обработкой поверхности (например, накатка, нарезание резьбы, нарезание пазов), штамповкой, отливкой, сваркой. В результате, возможно, получить практически бесконечное количество разнообразных геометрических конфигураций элементов профиля поверхности.

В данной работе проведены исследования теплогидравлических характеристик труб со сферическими и кольцевыми выступами при вынужденном течении теплоносителя, а также испытания кожухотрубного теплообменного аппарата со сменными пучками труб, на которых нанесены системы сферических и кольцевых выступов, для различных пар теплоносителей, в широком диапазоне режимных и конструктивных параметров.

Степень разработанности. В настоящее время имеется огромная база данных в технической литературе по интенсификации теплообмена. Она оценивается в более чем 8000 технических статей, докладов, отчетов и опубликована в периодических изданиях и многочисленных библиографических отчетах А. Е. Берглса и др., М. К. Дженсена и Б. Шоума, обзорах Р. Уебба, Д. П. Шатто и Дж. П. Питерсона, А.Е. Берглса, Р. М. Манглика, монографиях Дж. Р. Тоума, Р. Уебба, Р. М. Манглика и А. Д. Крауса, С. Какача и др.

Методы интенсификации по существу снижают термическое сопротивление пристенных слоев при конвективном теплообмене в теплообменнике, способствуя повышению коэффициента теплоотдачи с учетом или без учета увеличения площади поверхности. В результате возможно снижение весогабаритных характеристик теплообменных аппаратов без изменения тепловой мощности или существенное увеличение тепловой мощности при сохранении весогабаритных характеристик теплообменных аппаратов. В первом случае интенсификация может привести к снижению мощности на прокачку теплоносителя. Во втором, снизить необходимые температурные напоры в теплообменнике. Последнее особенно важно при тепловой обработке биохимических, фармацевтических и пищевых продуктов, пластмасс, где необходимо избегать теплового разложения конечного продукта. С другой стороны, увеличение тепловой мощности при сохранении или уменьшении весогабаритных характеристик, наиболее актуально для теплообменных систем в аэрокосмических, электронных и медицинских устройствах. Коммерциализация методов интенсификации теплоотдачи, при которой данные технологии были развиты от работ в научно-исследовательских лабораториях до натурного промышленного использования, привела к большому количеству патентов по тематике интенсификации теплоотдачи.

В настоящее время тематика работ, направленных на разработку высокоэффективных теплообменных аппаратов с применением интенсификации теплообмена, относится к критическим технологиям РФ-26 – Технологии создания энергосберегающих систем транспортировки, распределения и использования энергии, и приоритетным направлениям развития науки и техники в РФ-8 – Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика.

#### Цель и задачи исследований

На основе проведенного обзора поставлена **основная цель** работы: разработка рекомендаций по расчету гидросопротивления и теплоотдачи каналов со сферическими и кольцевыми выступами, необходимых для создания эффективного компактного теплообменного оборудования различного назначения на основе выявленных механизмов интенсификации теплоотдачи. Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие основные задачи:

 для обоснования механизмов интенсификации теплоотдачи каналов со сферическими выступами, провести экспериментальные исследования визуализации течения при обтекании сферических выступов с применением высокоскоростной видео- и тепловизионной съемки;

2) экспериментально исследовать зависимости гидравлического сопротивления и средней теплоотдачи труб со сферическими и кольцевыми выступами от основных режимных и безразмерных геометрических параметров;

3) провести сравнительный анализ теплогидравлической эффективности труб со сферическими и кольцевыми выступами. Определить рациональные безразмерные геометрические параметры сферических и кольцевых выступов в зависимости от рациональных режимных параметров;

 разработать рекомендации для проведения инженерных расчетов теплогидравлических характеристик кожухотрубных теплообменных аппаратов с интенсификаторами в виде сферических и кольцевых выступов;

5) провести тепловые и гидравлические испытания кожухотрубного теплообменного аппарата в широком диапазоне режимных параметров на различных теплоносителях для обоснования перспективности использования труб со сферическими и кольцевыми выступами в промышленных теплообменных аппаратах различного назначения.

#### Научная новизна

1. Проведены экспериментальные исследования гидравлического сопротивления и средней теплоотдачи труб с кольцевыми выступами при вынужденном течении воды для диапазона чисел Рейнольдса Re=200...2,4·10<sup>3</sup>.

2. Проведены экспериментальные исследования гидравлического сопротивления и средней теплоотдачи труб со сферическими выступами при вынужденном течении воды для диапазона чисел Рейнольдса Re=200...10<sup>5</sup>.

3. Выявлено влияние безразмерных геометрических и режимных параметров на аэродинамическое сопротивление пучков труб с различной компоновкой и плотностью нанесения сферических выемок.

4. Определены границы ламинарно – турбулентного перехода в трубах со сферическими и кольцевыми выступами в широком диапазоне изменения геометрических безразмерных параметров.

5. Установлено влияние основных геометрических безразмерных и режимных параметров на гидравлическое сопротивление и среднюю теплоотдачу труб со сферическими выступами при вынужденном течении теплоносителей в диапазоне чисел  $\text{Re}_D=5\cdot10^3...10^5$  и Pr=0,7...92. Впервые получены обобщающие зависимости, описывающие совместно «коридорное» и «шахматное» расположение сферических выступов.

6. Разработаны рекомендации для инженерных расчетов кожухотрубных теплообменных аппаратов с поверхностными интенсификаторами теплоотдачи в виде сферических и кольцевых выступов.

7. Проведено промышленное испытание лабораторных образцов кожухотрубных теплообменных аппаратов с поверхностными интенсификаторами теплоотдачи в виде сферических и кольцевых выступов на испытательных стендах.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Полученные расчетные зависимости позволяют определять гидравлическое сопротивление и среднюю теплоотдачу каналов со сферическими и кольцевыми выступами. Предложенные рекомендации по выбору оптимальных безразмерных геометрических и рациональных режимных параметров позволяют разрабатывать и проектировать эффективные компактные кожухотрубные теплообменные аппараты и системы охлаждения для силового и радиоэлектронного оборудования. Практическое применение исследованных в работе поверхностных интенсификаторов в виде сферических и кольцевых выступов позволяет улучшить массогабаритные и теплогидравлические характеристики кожухотрубных теплообменных аппаратов.

Полученные результаты использованы при создании эффективного компактного кожухотрубного охладителя системы рециркуляции газов газового ДВС ОАО «КАМАЗ», предпускового кожухотрубного подогревателя тосола ДВС ОАО КАМАЗ; водо-водяных подогревателей для ООО «УК «КЭР-Холдинг»; судовых водо-водяных подогревателей для ОАО «Зеленодольский завод имени А.М. Горького».

Основные результаты работы вошли в научно-технические отчеты по договору №14.Z50.31.0003 от 04.03.2014 по поддержке научных исследований проводимых ведущими учеными в Российских вузах (ведущий ученый Исаев С.А.), по грантам РФФИ (№12-08-33032-мол\_а\_вед, №14-08-00049-а, №14-08-31305-мол\_а), по ФЦП Министерства образования и науки РФ «Научные и научно- педагогические кадры инновационной России на 2009 - 2013 годы» № 14.740.11.0320 от 17.09.2010, № 14.132.21.1746 от 01.10.2012.

**Личное участие автора.** Автором лично проанализированы описанные в литературе результаты экспериментального исследования интенсификации теплоотдачи с помощью поверхностных турбулизаторов потока и сформулированы цель и задачи исследования; созданы рабочие участки для проведения экспериментальных исследований теплогидравлических характеристик теплообменных труб с поверхностными интенсификаторами теплоотдачи; проведены опыты по исследованию гидросопротивления и теплоотдачи в интенсифицированных трубах, по результатам которых и с привлечением литературных данных получены зависимости для расчета теплоотдачи и гидросопротивления; определены границы ламинарно-турбулентного перехода; проведена оценка теплогидравлической эффективности исследованных интенсифицированных теплообменных труб; созданы опытные образцы теплообменных аппаратов с интенсификацией теплоотдачи и проведены их испытания.

Методология и методы исследования. Объектом исследования являются теплообменные трубы со сферическими и кольцевыми выступами. Для выявления влияния на гидравлическое сопротивление и теплоотдачу труб с поверхностными интенсификаторами безразмерных геометрических и основных режимных параметров использовались экспериментальные методы исследования. В экспериментах реализовывался омический нагрев исследуемых труб (ГОСТ Р 8.655-2009). Вынужденное течение в трубах реализовывалось на проливном водяном стенде аттестованными приборами измерений расходов (ГОСТ Р 50193.3-92), температуры (ГОСТ Р 8.585-2001 ГСИ) и давления (ГОСТ 22520-85).

Механизмы интенсификации обоснованы методами тепловизионных исследований и визуализации течения теплоносителя высокоскоростной видеосъемкой.

Геометрические параметры труб определялись с помощью электронного микроскопа.

Эксперименты по внешнему обтеканию труб с интенсификаторами теплоотдачи проводились на аттестованном воздушном стенде с поверенными приборами измерения расхода (ГОСТ Р 8.740-2011 ГСИ), температуры (ГОСТ Р 8.585-2001 ГСИ) и давления (ГОСТ 22520-85).

Испытания теплообменных аппаратов с поверхностными интенсификаторами теплоотдачи проведены на экспериментальных стендах с поверенными приборами измерения расхода (ГОСТ Р 8.740-2011 ГСИ), температуры (ГОСТ Р 8.585-2001 ГСИ) и давления (ГОСТ 22520-85).

#### Положения и выводы, выносимые на защиту

1. Результаты комплексных экспериментальных исследований гидродинамики и теплоотдачи отрывных потоков в трубах с поверхностными интенсификаторами теплоотдачи в виде сферических и кольцевых выступов в широком диапазоне безразмерных геометрических и режимных параметров.

2. Результаты определения границ переходных чисел Рейнольдса Re<sub>кp1</sub> и Re<sub>кp2</sub> труб со сферическими и кольцевыми выступами.

3. Зависимости гидравлического сопротивления и средней теплоотдачи труб со сферическими и кольцевыми выступами от безразмерных геометрических и основных режимных параметров при ламинарном и турбулентном режимах течения.

4. Закономерности влияния безразмерных геометрических и основных режимных параметров на гидравлическое сопротивление и среднюю теплоотдачу труб со сферическими и кольцевыми выступами при переходном режиме течения.

5. Механизмы интенсификации теплоотдачи в каналах со сферическими выступами, разработанные на основе визуализации течения.

6. Результаты лабораторных и натурных испытаний теплообменных аппаратов с поверхностными интенсификаторами теплоотдачи в виде сферических и кольцевых выступов при различных сочетаниях пар теплоносителей в широком диапазоне режимных параметров.

Степень достоверности результатов. Подтверждаются соответствующей точностью и тарировкой всех измерительных систем и использованием аттестованных приборов; использованием апробированных методов; оценкой погрешности измерений; выполнением 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.

Апробация результатов работы. Полученные основные результаты диссертации докладывались и получили одобрение на Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Звенигород, 2011, Орехово-Зуево, 2013, Звенигород, 2015), VI Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, 2014), Международной молодежной конференции «Туполевские чтения» (Казань, 2010–2013), Межвузовском научно-практическом семинаре «Внутрикамерные процессы в энергетических установках, акустика, диагностика, экология» (Казань, 2011), Всероссийской школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН В.Е. Алемасова «Проблемы тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении» (Казань, 2012), V Российской конференции «Тепломассообмена и гидродинамика в закрученных потоках» (Москва, 2011), VI Международной научно-технических семинарах кафедры ТОТ КНИТУ-КАИ (2009-2011), VI Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспек-

тивы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-2011» (Казань, 2011), XIV Минском международном форуме по тепло- и массообмену (Беларусь, Минск, 2012), Девятой Международной теплофизической школе, (Таджикистан, Душанбе, 2014 г), XXXI Сибирском теплофизическом семинаре (Новосибирск 2014).

Работа отмечена Дипломом за лучший представленный доклад на V международной конференции «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках» (Москва, 2011), дипломом II степени в Международной молодежной научной конференции «ХХ Туполевские чтения» (Казань, 2012), грамотой за лучший доклад на XIV Минском международном форуме по тепло- и массообмену (Беларусь, Минск, 2012), дипломом I степени на Международной молодежной научной конференции «XXI Туполевские чтения» (Казань, 2012).

**Публикации.** По материалам диссертации опубликованы 30 печатных работ, включая 7 статей в центральных российских изданиях (из списка ВАК РФ), 1 статью (из списка базы данных Scopus), 23 публикаций тезисов и материалов докладов на Международных и Всероссийских конференциях.

Структура и объема работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников. Объем диссертации составляет 149 страниц. В работе содержится 14 таблиц и 95 рисунка.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель и задачи исследования, дана краткая характеристика полученных результатов работы.

В первой главе представлен критический анализ результатов исследований теплогидравлических характеристик труб и каналов с интенсификаторами теплообмена с поверхностными интенсификаторами теплоотдачи в виде кольцевых и сферических выступов, а также результаты исследований теплогидравлических характеристик при поперечном обтекании пучков труб со сферическими выемками. В главе представлены современные основные требования к теплообменным аппаратам и дан краткий обзор промышленного использования кожухотрубчатых теплообменных аппаратов с поверхностной интенсификацией теплообмена на основе кольцевых и сферических выступов.

Одним из промышленно перспективных способов повышения эффективности теплообменного оборудования является использование поверхностных интенсификаторов теплоотдачи в профилированных трубах, позволяющих периодически разрушать ламинарный пограничный слой или вязкостный подслой турбулентного пограничного слоя, не затрагивая основной поток, перемешивая и турбулизая пристенные слои потока жидкости или газа, что обеспечивает высокую теплогидравлическую эффективность данного вида интенсификации. Среди профилированных труб выделяют кольцевую и спиральную накатку, системы выступов, выемок различной формы и плотности расположения. В современной мировой литературе имеется ограниченное количество работ посвященных исследованиям интенсификации теплоотдачи при ламинарном и переходном режимах течения. В этих работах не приводится конкретные рекомендации по выбору оптимальных параметров интенсификаторов и возможностям их изменения при изменении скорости на переходном режиме течения.

Обзор литературных источников по целенаправленной дополнительной турбулизации потока поперечными выступами различной формы позволяет утверждать, что это наиболее рациональный способ управления организованными вихревыми структурами и источник отрывных зон. Основные результаты исследований теплоотдачи и гидросопротивления в каналах и трубах с периодическими кольцевыми выступами (рис. 1.1) представлены в работах В.К. Мигая, Э.К. Калинина и Г.А.Дрейцера, Нуннера, Коха, Р. Уебба, С.Г. Закирова, В.В. Олимпиева и др. и охватывают диапазоны Re=30...4·10<sup>5</sup>, Pr=0,7-320, *d/D*=0,5...0,96, *t/D*=0,16...19,6.





Рисунок 1.1 – Продольный разрез теплообменной трубы с кольцевыми выступами

Рисунок 1.2 – Схема нанесения сферических выступов на теплообменные трубы

Установлено, что кольцевые выступы позволяют увеличить коэффициент теплоотдачи до Nu/Nu<sub>0</sub>=1,2÷3,9 раз, а прирост гидросопротивления составляет  $\xi/\xi_0=1,05\div17,4$  раза (в работах Коха – до 200 раз) по сравнению с гладкой трубой. В области перехода к турбулентному течению Re= $10^2...2,8\cdot10^3$  установлено максимальное увеличение коэффициентов теплоотдачи в 3,5-9,3 раза, по сравнению с гладкой трубой, при сопоставимом приросте гидросопротивления. Влияние формы кольцевого выступа, безразмерного геометрического параметра *R/D*, на теплогидравлические характеристики труб рассмотрены

в [12]. Установлено, что увеличение радиуса закругления турбулизаторов R приводит к снижению гидравлического сопротивления и теплоотдачи на 10% при фиксированных параметрах *d/D* и *t/D*.

В последние годы большой интерес представляют поверхностные интенсификаторы в виде систем сферических выступов. По данному виду интенсификаторов в научно-технической литературе существует ограниченное количество публикации об исследовании их теплогидравлических характеристик. Схема интенсифицированных труб показана на рис. 1.2. Основные результаты исследований теплоотдачи и гидросопротивления в каналах и трубах с системами сферических выступов представлены в работах И.Г. Федорова, Х. Кувахары, Т.Дж. Рабаса, К.О. Олссона и Б. Сундена, М.Х. Ибрагимова, К.Л. Мунябина, А.В. Щелчкова, Дж. Чена, М.А. Готовского, М.Я. Беленького, П.Г. Висенте и др. и охватывают диапазоны Re=100...10<sup>6</sup>, Pr=0,7...92, d/D=0,18...0,9726, t/D=0,0696...3,24. По обзору приведенных работ установлено, что в области турбулентных чисел Re=2,5·10<sup>3</sup>...10<sup>5</sup> повышение коэффициентов теплоотдачи на Nu/Nu<sub>0</sub>=1,25÷3,7 раз при увеличении коэффициента гидравлического сопротивления до  $\xi/\xi_0=1,15$ -10 раз в сопоставимых условиях. Полученные результаты демонстрируют, что в диапазоне малых чисел Re=10<sup>3</sup>...2·10<sup>3</sup> максимальное увеличение коэффициента гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0$  канала достигает 20 раз, по сравнению с аналогичным гладким каналом, а максимальное увеличение коэффициентов теплоотдачи достигает до Nu/Nu<sub>0</sub>=8 раз в зависимости от относительной высоты выступов, по сравнению с гладким каналом

Теплогидравлическая эффективность поверхностных интенсификаторов в виде сферических выступов напрямую связана с задачей внешнего поперечного обтекания пучков труб. Сферические выемки образуются при штамповке на внешней поверхности теплообменных труб. Исследования поперечно обтекаемых пучков труб с системами сферических выемок проведены в работах Кикнадзе Г.И. и др., Халатова А.А. и др., Чудновского Я.П. и Козлова А.П., Беленького М.Я., Готовского М.А. и др. Результаты экспериментов достаточно противоречивы. Имеются сведения как о снижении гидравлического сопротивления в пучках труб с выемками по сравнению с гладкими трубами, так и о повышении. Для коридорного пучка труб с нижение составило до 25%, для шахматного пучка – до 35-90%. В случае шахматного расположения трубчатого пучка наблюдалось увеличение теплоотдачи до 30-70%, по сравнению с гладкотрубным пучком. Для коридорного расположения не было отмечено значительного повышения теплоотдачи. Анализ локальных характеристик при поперечном обтекании труб со сферическими выемками на внешней поверхности проведен в численных исследованиях С.А. Исаева и др.

В главе также проведен анализ промышленного использования в теплообменных аппаратах рассмотренных исследованных интенсификаторов теплообмена. В конце главы сформулированы цель и задачи исследования.

Вторая глава содержит описания экспериментальных установок по исследованию теплогидравлических характеристик теплообменных труб с поверхностными интенсификаторами теплообмена, включая визуализацию режимов течений в указанных трубах и тепловизионные исследований их локального теплового состояния, методик проведения, обработки и обобщения экспериментальных данных, оценку ожидаемой погрешности экспериментальных исследований, подтверждение достоверности получаемых экспериментальных результатов на основе сравнительного анализа тестовых опытов с литературными данными.

Схема экспериментального стенда для исследования теплогидравлических характеристик труб с интенсификаторами представлена на рис. 2.1. Гидравлическая схема стенда выполнена в виде разомкнутого контура с принудительной системой подачи теплоносителя из бака-нагревателя 2 в рабочий участок 10. Экспериментальный рабочий участок для исследования теплоотдачи труб с кольцевыми и сферическими выступами (рис. 2.2) представляет собой канал с осевыми входом и выходом. Канал размещался вертикально при подъемном течении теплоносителя. Подвод теплоты к рабочему участку осуществляется электроконтактным способом (при непосредственном пропускании электрического тока). Длина исследуемых труб с поверхностными интенсификаторами выбиралась из условия L/D=100. Толщина стенки труб равняется 0.001 м при ее внутреннем диаметре D=0.01 м. Для стабилизации течения и исключения дополнительных возмущений потока на входе и выходе устанавливались прямолинейные участки внутренним диаметром D=0,01 м и относительной длиной L/D=100 и 200 соответственно. Канал препарирован термопарами, в семи сечениях по 4 штуки в каждом с наружной стороны канала, по одной термопаре на входе и выходе теплоносителя. Корольки термопар на стенках канала изготавливались заранее из проводов хромель-капель диаметром 0,2 мм, а затем приваривались к трубке конденсаторной сваркой. Термопары на входе и выходе теплоносителя заделаны в болты и закручиваются в подводящий и отводящий патрубки, поэтому они не имеют прямой электрической связи с электрообогреваемым участком. Все термопары выполнены с индивидуальным холодным спаем. В ходе эксперимента также измерялись: расход посредством турбинного расходомера; избыточное давление на входе и выходе датчиками давления; сила тока образцовым амперметром через трансформатор тока; напряжение при нагреве, посредством цифрового вольтметра.





Рисунок 2.2 – Фотографии рабочего участка со сферическими выступами установленного на стенде для исследования теплоотдачи

Рисунок 2.1 – Экспериментальный стенд для исследования теплоотдачи и гидросопротивления в профилированных каналах: 1 – дистиллятор, 2 – бак-нагреватель, 3 – фильтр, 4 – насос высокого давления, 5 – демпфер, 6 – ротаметр, 7 – расходомер, 8 – термопары, 9 – датчики давления, 10 – рабочий участок, 11 – автоматизированная информационная система, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20 – вентили, 21 – U-образный пьезометр

Тепловой поток на трубках обеспечивается прямым нагревом переменным током от трансформатора. Регулирование напряжения на трансформаторе осуществляется автотрансформатором с плавной подстройкой, который позволяет изменять напряжение трехфазной сети. Эксперименты, проводимые на описанном выше стенде, позволяют охватить следующий диапазон изменения рабочих параметров: избыточное давление в канале p=0,04...2,5 МПа; массовая скорость  $\rho w=18...5000$  кг/м<sup>2</sup>с при массовом расходе теплоносителя до 0,27 кг/с; плотность теплового потока на участке q = 0,2...2 МВт.

По замеренным температурам теплоносителя на входе  $t_{\rm вx}$  и выходе  $t_{\rm вых}$ , тепловой мощность, выделившаяся на экспериментальном участке и определяемой по значению электрической мощности  $Q = U \cdot I - Q_{\rm nor}$ , где U – перепад напряжения на участке, I – ток, проходящий через участок, и контролируемой калориметрическим методом –  $Q = G \cdot c_p (t_{\rm выx} - t_{\rm вx})$ ,где G – массовый расход воды,  $c_p$  – теплоемкость воды при средней температуре в рабочем участке, определяется средний коэффициент теплоотдачи  $\alpha = Q/(F(t_w - t_f))$ . По измеренному перепаду статического давления  $\Delta p$ , обусловленным трением, вторичными течениями и фазовыми переходами определяется коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi = 2 \cdot \Delta p \cdot D/(p \cdot w^2 \cdot L)$ , где  $w = G/(p \cdot F_c)$  – среднерасходная скорость теплоносителя в канале,  $F_c$  – площадь поперечного сечения канала. Число Рейнольдса  $\operatorname{Re}_D$  определяется по среднерасходной скорости w и гидравлическому диаметру гладкой трубы D. Число Нуссельта определяется как  $\operatorname{Nu}_D = \alpha \cdot D/\lambda$ .

Выбор метода обработки данных и выбор оборудования обеспечивает относительные погрешности измерений температуры в зависимости от диапазонов  $\pm(0,47...2,8)$ %, давления –  $\pm(0,0051...0,0625)$ %, скорости течения –  $\pm(0,025...5,56)$ %, теплового потока –  $\pm(0,246...3,06)$ %, коэффициента теплоотдачи – до  $\pm 8,47$ %.

Перед началом исследований теплогидравлических характеристик труб с интенсификаторами теплообмена проведены тестовые опыты на гладких трубах. Данные по теплоотдаче и гидросопротивлению для ламинарного и турбулентного режима удовлетворительно (±10%) согласуются с известными зависимостями:

а) ламинарный режим:

$$\mathbf{N}\mathbf{u}_{D} = 0.15 \cdot \mathbf{R}\mathbf{e}_{D}^{0.33} \cdot \mathbf{P}\mathbf{r}_{f}^{0.43} \cdot \left(\mathbf{G}\mathbf{r}_{f} \cdot \mathbf{P}\mathbf{r}_{f}\right)^{0.1} \cdot \left(\mathbf{P}\mathbf{r}_{f} / \mathbf{P}\mathbf{r}_{w}\right)^{0.25} \cdot \varepsilon_{l}$$

$$(2.1)$$

$$\xi = 64/\text{Re}_D \tag{2.2}$$

б) переходный режим: 
$$0.43$$
 (р.  $(p. )$ )  $0.25$ 

$$Nu_D = K_0 \cdot \Pr_f^{0.43} \cdot \left(\Pr_f / \Pr_w\right)^{0.23}$$
(2.3)

где *К*<sub>0</sub> выбирается в зависимости от величины числа Re<sub>D</sub> из табл. 2.1.

Таблица 2.1														
	${\rm Re}_D \ 10^{-3}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	8	10			
	K <sub>0</sub>	1,9	2,7	3,3	3,8	4,4	7,0	10,3	15,5	27	33,3			
в) турбулентн	в) турбулентный режим:													
$Nu_{p} = 0.021$ .	$Nu_{r} = 0.021 \cdot Re_{r}^{0.8} \cdot Pr_{c}^{0.43} \cdot (Pr_{c}/Pr_{c})^{0.25} \cdot \epsilon$													
$D \rightarrow p$		( J	y w	/	- 1							(2		

$$\xi = 0.3164 / \text{Re}_D^{0.25} \tag{2.5}$$

Сопоставление экспериментальных данных по средним коэффициентам теплоотдачи и коэффициентам гидравлического сопротивления труб с кольцевыми выступами для турбулентного режима с данными Г.А. Дрейцера – отмечено согласование данных с отклонениями до ±15%. Сопоставление экспериментальных данных по средним коэффициентам теплоотдачи и коэффициентам гидравлического сопротивления труб со сферическими выступами производилось с работами Щелчкова А.В., Мунябина К.Л., Федорова И.Г. – показано удовлетворительное (±15%) согласование данных.

Экспериментальный стенд для исследования внешнего обтекания трубных пучков со сферическими выемками выполнен по схеме аэродинамической трубы разомкнутого типа и состоит из следующих основных частей: системы подготовки и подачи рабочего тела, воздуха; рабочего участка; системы измерений. Схема экспериментального стенда представлена на рис. 2.3. Система подготовки, подачи и контроля параметров воздуха в рабочий участок содержит входное устройство 8, кондиционер воздушного потока 7 служит для исключения прямых участков перед расходомером для обеспечения трубного профиля скорости, ресивер 3, в котором установлен центробежный компрессор 2. Входное устройство представляет собой прямой участок длинной 4 м, для стабилизации течения и исключения дополнительных возмущений потока. Для контроля расхода воздуха используется частотно-регулируемый привод 9, который позволяет плавно изменять производительность компрессора. Измерительная система позволяет определять перепад полного давления на рабочем участке измерителями давления. Температура воздуха измерялась на входе в участок. Рабочий участок (рис. 2.4) представляет собой прямоугольный канал длинной L=0,7 м, высотой A=0,078 м, шириной B=0,074 м с горизонтально расположенными поперек потока трубками. Размеры опытных образцов: длина 0,074 м, внешний диаметр образцов  $d_7=0,02$  м.



Рисунок 2.3 – Схема экспериментального стенда для исследования гидравлических характеристик поперечнообтекаемых труб: 1 – рабочий участок, 2 – компрессор, 3 – ресивер, 4 – вентиль, 5 – измерители давления, 6 – расходомер, 7 – кондиционер воздушного потока, 8 – воздухозаборник, 9 – преобразователь частоты, 10 – регистратор, 11 – измеритель температуры



Рисунок 2.4 – Внешний вид стенда и рабочего участка для исследования гидравлических характеристик поперечнообтекаемых труб

Теплофизические свойства воздуха в канале при внешнем обтекании опытных образцов для обработки опытных данных рассчитывалась по температуре и давлению воздуха на входе в рабочий участок. Среднерасходная скорость воздуха определялась в наименьшем проходном сечении пучка труб  $w = G/(\rho \cdot F_{\rm T})$ , где G - массовый расход воздуха;  $F_t = F - n \cdot d_{\rm T} \cdot {\rm B}$  – площадь наименьшего проходного сечения канала;  $F = {\rm A} \cdot {\rm B}$  – площадь проходного сечения канала, n – число труб в наименьшем проходном сечении канала. По измеренному перепаду полного давления  $\Delta p$  определялось число Эйлера  ${\rm Eu} = \Delta p/(\rho \cdot w^2)$  и коэффициент сопротивления  $C_f = 2 \cdot \Delta p/(\rho \cdot w^2)$ .

Сопоставление полученных экспериментальных данных с зависимостями А.А. Жукаускаса и Н.В. Кузнецова для гладких трубных пучков при шахматном и коридорном расположении показало удовлетворительное согласование с отклонениями от 7% до 30 %. Согласование экспериментальных данных для коридорного и шахматного пучков с малым межрядным пространством  $a \times b = 1, 2 \times 1, 2$  с экспериментальными данными Колбурна для пучка  $a \times b = 1, 25 \times 1, 25$  в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 10^3 \dots 5 \cdot 10^3$  не превышает 15%. Прямое сопоставление опытных данных автора с опытными данными А.А. Жукаускаса для коридорных пучков с большим межрядным пространством  $a \times b = 2 \times 2$  в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 2 \cdot 10^3 \dots 3 \cdot 10^4$  не превышает 2%.

В третьей главе представлены результаты исследований теплоотдачи и гидросопротивления в теплообменных трубах с кольцевыми и сферическими выступами при ламинарном, переходном и турбулентном режимах течения, определены границы ламинарно-турбулентного перехода в указанных трубах, обоснованы механизмы интенсификации теплоотдачи за счет использования сферических выступов на основе результатов визуализации обтекания одиночных выступов и их систем, дана оценка теплогидравлической эффективности исследованных теплообменных труб, представлены результаты исследований гидравлического сопротивления пучков труб со сферическими выемками при различной их компоновке и плотности размещения выемок.

JN⊇	$h \cdot 10^{\circ}$ ,	$D \cdot 10^{\circ}$ ,	L,	$t \cdot 10^{5}$ ,	d/D	t/D	t/h	Ооозн.
	М	Μ	М	М				
1	0,11	10	1,00	2,5	0,98	0,25	22,7	$\boxtimes$
2	0,50	10	1,00	2,5	0,90	0,25	5,00	
3	0,60	10	1,00	2,5	0,88	0,25	4,20	
4	0,50	10	1,00	5,0	0,90	0,5	10,0	A
5	1,00	10	1,00	5,0	0,80	0,5	5,00	Δ
6	1,00	7,6	1,00	4,0	0,74	0,5	4,00	
7	0,15	10	0,76	10	0,97	1,00	67,0	Ø
8	0,45	10	1,00	10	0,91	1,00	22,2	$\odot$
9	0,50	10	1,00	10	0,9	1,00	20,0	$\Theta$
10	0,70	10	1,00	10	0,86	1,00	14,3	Φ
11	1,00	10	1,00	10	0,80	1,00	10,0	
12	1,00	7,6	0,76	7,5	0,74	1,00	7,50	$\bullet$

Таблица 3.1 – Геометрические характеристики теплообменных труб с кольцевыми выступами



Рисунок 3.1 – Переходные числа Рейнольдса труб с кольцевыми выступами. Обозначение в табл. 3.1

Экспериментальные исследования гидравлического сопротивления и теплоотдачи труб с кольцевыми выступами при вынужденном течении воды в диапазоне чисел Рейнольдса Re=200...3·10<sup>4</sup> охватывают ламинарный, переходный и турбулентный режим течения. Основные геометрические, относительные параметры и условные обозначения труб с кольцевыми выступами представлены в табл. 3.1. Обозначения геометрических характеристик представлены на рис. 1.1.

Результаты для турбулентного режима сравнивались с результатами работ Э.К. Калинина и Г.А. Дрейцера, отмечено удовлетворительное согласование данных с отклонениями до 15%.

Внешним проявлением взаимодействия выступов с потоком в области перехода является уменьшение критического числа Рейнольдса при увеличении относительной высоты выступов *d/D* 

(рис. 3.1). Оценка критического числа Re<sub>кр1</sub> (переход от ламинарного к переходному режиму течения) произведена для диапазона относительной высоты выступов *d/D*=0,74...0,98. Экспериментальные данные в рассмотренном диапазоне, характер их изменения имеют удовлетворительное согласование с экспериментальными данными, Нуннера, Коха и результатами Г.А. Дрейцера и В.В. Олимпиева.

По результатам экспериментальных исследований (рис. 3.2 и 3.3) во всем диапазоне исследованных режимных и конструктивных параметров выявлено влияние на гидравлическое сопротивление и теплоотдачу основных параметров  $\text{Re}_D$ , d/D, t/D. С учетом вышесказанного обобщающую зависимость для гидравлического сопротивления труб с кольцевыми выступами при малых числах Рейнольдса  $\text{Re}_D=200\div2,4\cdot10^3$  для диапазона  $d/D=0,98\div0,74$ ,  $t/D=0,25\div1$  можно представить в виде:

$$\frac{\xi}{\xi_0} = 1 + \left[ 16,81 - 28,43 \cdot \frac{d}{D} + 11,62 \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]$$
(3.1)

Отклонение экспериментальных точек от расчетных по (3.1) не превышает  $\pm 18$  % при доверительной вероятности 0,95.



((<sup>1</sup>/<sub>4</sub>/<sub>4</sub>), <sup>(1</sup>/<sub>4</sub>/<sub>5</sub>), <sup>(1)/<sub>4</sub>/<sub>5</sub>), <sup>(1)/<sub>4</sub>, <sup>(1)/<sub>4</sub>/<sub>5</sub>), <sup>(1)/<sub>4</sub>, <sup>(1)/<sub>4</sub>/<sub>5</sub>), </sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup></sup>

Рисунок 3.2 – Экспериментальные данные гидросопротивления труб с кольцевыми выступами. Обозн. в табл. 3.1, линия 1 – расчет по (2.2), 2 – (2.5)

Рисунок 3.3 – Экспериментальные данные средней теплоотдачи труб с кольцевыми выступами. Обозн. в табл. 3.1, линия 1 – расчет по (2.1), 2 – (2.3), 3 – (2.4)

Обобщающую зависимость для средней теплоотдачи труб с кольцевыми выступами при малых числах Рейнольдса  $\text{Re}_D=200\div2,4\cdot10^3$  для диапазона  $d/D=0,98\div0,74$ ,  $t/D=0,25\div1$ , L/D=100 можно представить в виде:

$$\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_{0}} = 1 + \left[3,37 \cdot \frac{d}{D} + 2,34 \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{2} - 1\right]$$
(3.2)

Отклонение экспериментальных точек от расчетных по (3.2) не превышает  $\pm 15$  % при доверительной вероятности 0,95.

Для инженерных расчетов теплоотдачи труб с кольцевыми выступами на переходном режиме течения было произведено обобщение экспериментальных данных в диапазоне чисел Рейнольдса  $\text{Re}_D=700\div3,5\cdot10^3$ . Обобщающую зависимость для средней теплоотдачи труб с кольцевыми выступами на переходных числах Рейнольдса  $\text{Re}_D=700\div3,5\cdot10^3$  для диапазонов  $d/D=0,98\div0,74$ ,  $t/D=0,25\div1$  можно представить в виде:

Отклонение экспериментальных данных от расчетных по (3.3) не превышает ±30% при доверительной вероятности 0,95.

Обобщение экспериментальных данных по гидросопротивлению труб с кольцевыми выступами на переходных режимах течения в диапазоне чисел Рейнольдса  $\text{Re}_D=700\div3,5\cdot10^3$  для диапазонов  $d/D=0,98\div0,74, t/D=0,25\div1, L/D=100$  выполнить не удалось. Для инженерных расчетов гидравлического сопротивления труб на переходных режимах течения целесообразнее применять данные, представленные в табл. 3.2.

Расчет теплоотдачи и гидросопротивления труб с кольцевыми выступами при турбулентном течении теплоносителей производится по рекомендациям Г.А. Дрейцера и др. Анализ экспериментальных данных изменения коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи на различных режимах течения в трубах с кольцевыми выступами показывает, что с увеличением относительной высоты выступов d/D возрастает уровень повышения теплоотдачи, однако сопоставимо растет и уровень гидравлического сопротивления. Увеличение относительного шага t/D между выступами чаще приводит к падению гидравлического сопротивления. Анализ теплогидравлической эффективности труб с кольцевыми выступами по аналогии Рейнольдса  $(Nu/Nu_0)/(\xi/\xi_0)$  (рис. 3.4) показал, что при турбулентном течении наибольшая теплогидравлическая эффективность свойственна трубам с выступами d/D=0.98, что подтверждает выводы В.В. Олимпиева.

При числах Рейнольдса от  $3 \cdot 10^3$  до  $10^4$  максимальная теплогидравлическая эффективность обеспечивается трубами с d/D = 0.98, 0.97, 0.91, 0.9 и 0.86 при снижении чисел Рейнольдса. Однако для малых чисел Рейнольдса  $\text{Re}_D < 10^3$  – максимальная теплогидравлическая эффективность наблюдается в трубах с d/D=0.98. Выбор относительно высоких выступов связан с тем, что толщина ламинарного пограничного слоя значительно больше толщины вязкостного подслоя турбулентного пограничного слоя. Представленные данные позволяют обосновать выбор рациональных параметров данных интенсификаторов теплоотдачи для достижений максимальных значений теплогидравлической эффективности.

N⁰	D	D	Re <sub>D</sub> =1500		$\text{Re}_D=2$	2000	$Re_D=2$	2500	$\operatorname{Re}_D=3$	3000	Re <sub>D</sub> =3500	
Трубы	$t^{\prime}$	/p	Nu/Nu <sub>0</sub>	ξ/ξ0	Nu/Nu <sub>0</sub>	ξ/ξ0	Nu/Nu <sub>0</sub>	Nu/Nu <sub>0</sub> $\xi/\xi_0$		ξ/ξ0	Nu/Nu <sub>0</sub>	ξ/ξ0
1	0,25	0,98	1,03	1,03	1,06	1,05	1,18	0,8	1,15	0,92	1,12	1,15
2	0,25	0,90	1,27	1,8	2,10	1,62	3,20	3,17	3,00	3,25	2,51	3,05
3	0,25	0,88	1,23	2,05	4,00	2,89	2,83	3,55	2,68	3,52	2,30	3,25
4	0,50	0,90	1,10	1,84	3,10	1,88	2,27	1,75	2,26	2,54	2,16	2,61
5	0,50	0,80	2,70	2,50	6,70	6,64	4,73	7,80	4,7	9,10	4,22	8,60
6	0,50	0,74	4,30	9,91	11,2	15,1	7,25	12,9	6,88	12,8	6,5	12,2
7	1,00	0,970	1,07	1,14	1,30	1,25	1,75	1,07	1,67	1,36	1,53	1,29
8	1,00	0,91	1,06	1,43	1,91	1,53	2,76	1,51	2,69	2,25	2,51	2,21
9	1,00	0,90	1,07	1,49	2,92	1,72	2,58	2,11	3,02	2,7	2,73	2,76
10	1,00	0,86	1,23	1,80	5,84	3,80	4,20	4,32	3,87	4,21	3,4	3,98
11	1,00	0,80	3,55	7,90	7,80	12,9	5,26	12,35	5,11	11,9	4,58	11,5
12	1,00	0,74	7,2	13,7	14,2	17,08	8,23	16,77	8,41	15,08	8,92	14,6

Таблица 3.2 – Интенсификация теплоотдачи труб с кольцевыми выступами на переходных режимах течения. Обозначения труб в табл. 3.1



Рисунок 3.4 – Теплогидравлическая эффективность труб с кольцевыми выступами. Обозначение в табл. 3.1

Для исследования физического механизма интенсификации теплоотдачи при использовании сферических выступов была проведена визуализация вынужденного течения воды в прямоугольном канале размером  $0,01 \times 0,029 \times 0,8$  м с полусферическими выступами радиусом R=0,004 м с использованием высокоскоростной видеокамеры Photron Fastcam SA4-500K-C1.

В опытах при числах Рейнольдса основного потока  $\text{Re}_D = 243$  и относительном диаметре выступа  $h/d_{\text{B}}=0,5$  наблюдается отрывное течение с формированием на передней по потоку кромке выступа зоны рециркуляции, длина, которой с увеличением числа Рейнольдса с 400 до  $3 \cdot 10^3$  увеличивается с 0,2  $d_{\text{B}}$  до 0,5  $d_{\text{B}}$ , а высота увеличивается с 0,2  $d_{\text{B}}$  до 0,33  $d_{\text{B}}$ . На задней по потоку кромке выступа образуется застойная зона длинной не более 0,5 $d_{\text{B}}$ . В диапазоне чисел  $\text{Re}_D=2\cdot10^3...3\cdot10^3$  течение в застойной зоне за выступом упорядочивается и начинают формиро-

ваться вертикальные вихри. Длина застойной зоны увеличивается и достигает значения (1÷1,5)·*d*<sub>в</sub>. При рассмотрении системы выступов получены те же результаты.

Результаты тепловизионного исследования показали, что в лобовой области сферического выступа наблюдаются максимальные значения локальных коэффициентов теплоотдачи, т.к. пограничный слой здесь имеет малую толщину. Наличие застойной зоны на задней по потоку кромке выступа приводит к ухудшению условий теплоотдачи, и в этой области наблюдаются низкие значения коэффициентов теплопередачи. Представлены механизмы интенсификации теплообмена совпадают с результатами исследований Хвана и Чо.

По результатам анализа имеющихся в литературных источниках, представленных в табл. 3.3, и экспериментальных данных гидросопротивления и теплоотдачи труб со сферическими выступами (табл. 3.4) было проведено их совместное обобщение для получения единых универсальных зависимостей для расчета гидросопротивления и теплоотдачи каналов различного сечения с рельефами из сферических выступов. Для совместного анализа рельефов с шахматным и коридорным расположением выступов применен подход, описанный в работах Рабаса и др., Кухавара и др., Висенте и др., когда шахматное и коридорное расположение приводится к единой геометрии, различающейся плотностью расположения выемок по спиральной линии (поперечным шагом выступов *s* по спирали и углом наклона спиральной линии к направлению движения теплоносителя) (рис. 3.5). Весь объем экспериментальных данных гид-

росопротивления труб и плоских каналов с двухсторонним расположением сферических выступов представлен на рис. 3.6 и 3.7 и охватывают ламинарный, переходный и турбулентный режим течения.



Рисунок. 3.5 – Геометрия расположения выступов на теплообменной поверхности: а – шахматная, б – коридорная.

Представленные экспериментальные данные (табл.3.3) по гидросопротивлению и средней теплоотдаче для турбулентного режима течения теплоносителей в диапазонах чисел  $\text{Re}_D=5\cdot10^3...10^5$  и Pr=0,7...92, относительных безразмерных параметров сферических выступов d/D=0,6...0,98, t/D=0,276...1,558, s/D=0,155...1,682; f=1,001...2,26 описываются едиными универсальными зависимостями:

$$\xi = 0.1 / \left[ \operatorname{Re}_{D}^{0.25} (d/D)^{8} (s/D)^{1.3} f^{2.5} \right]$$
(3.4)

$$Nu = 0.025 \operatorname{Re}_{D}^{0.8} (d/D)^{-0.8} (s/D)^{-0.2} (t/D)^{-0.2} f^{2} \operatorname{Pr}_{f}^{0.43} \cdot \left(\operatorname{Pr}_{f}/\operatorname{Pr}_{w}^{0.25}\right)^{0.25}$$
(3.5)

Зависимость (3.4) описывает экспериментальные данные (около 1900 точек) с максимальным отклонением  $\pm 50\%$  при доверительной вероятности 0,95. Уменьшение доверительной вероятности до 0,85 позволяет описать уже экспериментальные данные с отклонением  $\pm 30\%$ . Зависимость (3.5) описывает экспериментальные данные (около 1000 точек) с максимальным отклонением  $\pm 25\%$  при доверительной вероятности 0,95.

Ограниченность данных для ламинарного и переходного режимов течения не позволяет провести их обобщение и получить универсальные зависимости для расчета гидравлического сопротивления и теплоотдачи труб и каналов со сферическими выступами. Сведения об относительных числах Нуссельта и относительных коэффициентах гидравлического сопротивления труб со сферическими выступами при низких числах Рейнольдса представлены в табл.3.5 и могут быть использованы как рекомендации для инженерных решений.

Теплогидравлическая эффективность труб с трехмерной дискретной шероховатостью (рис. 3.8) в ламинарной области сопоставима с уровнем труб с кольцевой накаткой. Максимальная теплогидравлическая эффективность свойственна полусферическим выступам с *d/D*=0,9, т.е. более высоким, по сравнению с двухмерными выступами - кольцевой накаткой.



Рисунок. 3.6 – Экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению труб и плоских каналов с двухсторонним расположением сферических выступов. Обозн. в табл. 3.3 и 3.4; линия 1 – расчет по (2.2), 2 – (2.5)



Рисунок 3.7 – Экспериментальные данные средней теплоотдачи труб и плоских каналов с двухсторонним расположением выступов. Обозн. см. в табл.3.3 и 3.4; линия 1 – расчет по (2.1), 2 – (2.3), 3 – (2.4)

При числах Рейнольдса от  $10^3$  до  $4 \cdot 10^3$  теплогидравлическая эффективность также полностью сопоставима с уровнем эффективности кольцевой накатки. Максимальные значения эффективности свойственны полусферическим выступам с d/D=0.98. При турбулентных режимах течения теплогидравлическая эффективность ниже, чем у кольцевой накатки и даже чем в гладком канале. Это ранее было получено у В.В. Олимпиева и И.А. Попова. Наибольшая теплогидравлическая эффективность свойственна трубам с *d/D*=0,9.



Рисунок 3.8 – Теплогидравлическая эффективность труб со сферическими выступами. Обозн. в табл. 3.4

В главе представлены также результаты исследования гидравлического сопротивления шахматных и коридорных пучков труб со сферическими выемками на поверхности и определения возможности дополнительного снижения гидравлического сопротивления пучков труб со сферическими выемками за счет их рационального размещения на поверхности. Нанесение шероховатости, в том числе сферических выемок, характеризуется смещением зоны отрыва в область больших углов ф и уменьшением зоны отрыва потока, что способствует уменьшению аэродинамического следа трубы, тем самым уменьшая ее гидросопротивление.

Компоновка исследованных рельефов позволяла выявить влияние на гидравлическое сопротивление местоположения нанесения выемок. Размеры опытных образцов: длина 0,074 м, внешний диаметр образцов  $d_{\rm T}=0,02$  м. Выемки на опытных образцах наносились

на внешнюю поверхность в шахматном порядке и занимали 50, 75 и 100 % от внешней поверхности образца. Увеличение площади поверхности образцов составляет f=1,21; 1,31; 1,41, соответственно. Основные геометрические размеры выемок на опытных образцах: диаметр выемок d=0,006 м, h=0,003 м продольный шаг t=0,012 м, поперечный (по винтовой линии) шаг выступов s=0,008 м (рис.3.9). В экспериментах исследовались выемки с относительной глубиной h/d=0,5. Опытные образцы в рабочем участки исследовались при коридорном расположении (рис. 3.10,а) при поперечных  $S_1$  и продольных  $b=S_2/d_T$  шагах образцов  $S_1=S_2=0,024$  и 0,04 м, и относительных поперечных  $a=S_1/d_T$  и продольных  $b=S_2/d_T$  шагах  $a \times b=1,2 \times 1,2$  и  $a \times b=2 \times 2$  соответственно. При шахматном расположении образцов (рис.3.10,6) в рабочем участке исследовались поперечные шаги  $S_1=0,024$  и 0,04 м, а продольные  $S_2=0,021$  и 0,02 м. Относительные шаги соответственно  $a \times b=1,2 \times 1,05$  и  $a \times b=2 \times 1$  соответственно.

1 40.1	пца 5.5	nonerp	'y KI IIDIII	ne napam		n nunusioi	ί σο σφορί	1 ICCR/IMIN	DDivi y numn
Авторы	$h \cdot 10^3$ , M	$D \cdot 10^3$ , M	$t \cdot 10^3$ , M	<i>s</i> ·10 <sup>3</sup> ,м	d/D	t/D	s/D	f	Обозначение
Висенте и др.	1,28- 1,91	16,0	10,9- 17,2	8,85- 9,06	0,761- 0,840	0,681- 1,075	0,548- 0,566	1,056- 1,108	$\mathbf{\nabla} \mathbf{\nabla} \mathbf{\nabla} \mathbf{\nabla} \mathbf{\nabla} \mathbf{\nabla} \mathbf{\nabla} \mathbf{\nabla} $
Чен и др.	0,50- 1,50	16,6	8,00- 14,0	8,69- 17,37	0,819- 0,940	0,482- 0,843	0,523- 1,046	1,008- 1,071	$\mathbf{A} = \mathbf{A} = $
Кухавара и др.	0,45- 0,60	16,6	5,00- 10,0	2,50- 5,0	0,924- 0,943	0,316- 0,643	0,158- 0,316	1,021- 1,047	<b>♦♦</b> ♦♦♦ ₽
Сунден	0,45	3,08	4,80	4,10	0,708	1,558	1,330	1,037	$\diamond$
Щелчков	1,50	9,50	12,0	14,0	0,68	1,260	1,470	1,049	+
Ибраги- мов и др.	5,00	58,0	8,00- 32,0	8,28- 44,0	0,828	0,138- 0,552	0,143- 0,759	1,056- 2,260	▶▷錚୲⋧₽₽
Мунябин	2,00- 10,0	50,0	20,0- 40,0	31,20- 84,10	0,600- 0,920	0,484- 0,716	0,624- 1,682	1,012- 1,239	

Таблица 3.3 – Конструктивные параметры труб и каналов со сферическими выступами

Таблица 3.4 – Теплообменные трубы со сферическими выступами

№	$h \cdot 10^3$ , M	$D \cdot 10^3$ , M	<i>t</i> ·10 <sup>3</sup> ,м	<i>s</i> ·10 <sup>3</sup> ,м	d/D	t/D	s/D	f	Обозн.
1c	1,30	10,0	9,00	4,00	0,740	0,900	0,600	1,170	
2c	1,30	10,0	9,00	4,00	0,740	0,900	0,600	1,170	
3c	0,50	10,0	6,00	4,00	0,900	0,600	0,500	1,038	$\star$
4c	0,50	10,0	7,00	7,00	-	0,700	0,700	1,019	$\bigtriangledown$
5c	0,10	10,0	10,0	6,00	0,980	1,000	0,600	1,001	$\Diamond$
6c	0,50	10,0	9,00	6,00	0,900	0,900	0,600	1,017	☆

		Re														
d/D	400		800		1200		1800		2000		2600		3200		3800	
	Nu/ Nu <sub>0</sub>	ξ/ξ0	Nu/ Nu <sub>0</sub>	ξ/ξ0	Nu/ Nu <sub>0</sub>	$\xi/\xi_0$	Nu/ Nu <sub>0</sub>	$\xi/\xi_0$	Nu/ Nu <sub>0</sub>	ξ/ξ0						
0,740	1,10	1,77	1,23	1,82	2,18	3,12	3,63	5,72	6,89	6,82	5,53	6,31	3,57	5,72	3,04	5,41
0,761	1,06	1,43	1,16	1,45	2,40	1,53	5,28	3,78	6,10	4,03	4,61	3,50	3,20	3,57	3,21	3,57
0,803	1,01	1,39	1,14	1,39	1,41	1,44	4,20	3,00	4,76	3,12	4,00	3,37	2,50	3,00	2,35	2,90
0,834	1,05	1,27	1,07	1,27	1,34	1,28	1,89	1,30	3,58	2,26	2,58	1,95	2,24	2,05	2,28	2,06
0,9	1,08	1,32	1,06	1,54	1,19	1,40	1,53	1,63	1,80	1,29	2,40	1,77	1,90	1,99	1,75	1,90
0,98	1,08	0,92	1,07	0,82	1,13	1,04	1,17	1,16	1,54	1,24	1,40	1,10	1,21	1,21	1,10	1,15

Таблица 3.5 – Относительные числа Нуссельта и относительные коэффициенты гидравлического сопротивления труб со сферическими выступами при низких числах Рейнольдса.

Наименьшее гидравлическое сопротивление при коридорном расположении для исследованных межрядных шагов  $a \times b=1, 2 \times 1, 2$  и  $2 \times 2$  в области переходных ( $10^3 < \text{Re} < 5 \cdot 10^3$ ) и турбулентных ( $10^4 < \text{Re} < 10^5$ ) режимов течения имеет трубный пучок, увеличение площади поверхности которого, за счет нанесения выемок, составляет f=1,21 (рис. 3.11). Гидравлического сопротивления пучка труб с выемками по сравнению с гладкотрубным пучком при поперечном обтекании достигает Eu/Eu<sub>0</sub> =0,9÷0,98 при  $a \times b=2 \times 2$ .



Рисунок 3.9 – Опытные образцы: a – f=1,21; б – f=1,31; в – f=1,41; г – f=1 (гладкий образец)

f = 1.41

f=1

f=1.31

f=1.21





Рисунок 3.10 – Схемы расположения опытных образцов в рабочем участке: а – коридорное, б – шахматное



Рисунок 3.11 – Гидравлическое сопротивление трубных пучков с малым межрядным пространством при коридорном расположении

Рисунок 3.12 – Гидравлическое сопротивление трубных пучков с малым межрядным пространством при шахматном расположении

Наименьший прирост гидравлического сопротивления  $Eu/Eu_0=1,05\div1,06$  раза при шахматном расположении труб в пучке (рис.3.12) наблюдается при нанесении выемок увеличение площади поверхности которого, за счет нанесения выемок, составляет f=1,31. Минимальное увеличение гидравлического сопротивления составляет, по сравнению с гладкотрубным пучком. В четвертой главе представлены результаты исследования теплогидравлической эффективности кожухотрубчатых теплообменных аппаратов с интенсификаторами теплообмена в виде сферических и кольцевых выступов, дан сравнительный анализ указанных интенсифицированных теплообменных аппаратов с результатами испытаний гладкотрубных теплообменных аппаратов и теплообменных аппаратов с интенсификаторами в виде скрученных лент, показана высокая эффективность интенсифицированных теплообменных аппаратов, дано описание разработанных транспортных интенсифицированных теплообменных аппаратов.

Исследования эффективности использования интенсификаторов теплообмена проведены теплогидравлических на теплообменном аппарате, конструктивная схема которого представлена на рис.4.1. Длина теплообменной матрицы – 0,5 м, диаметр кожуха – 0,05 м, количество теплообменных труб – 7 шт, диаметр труб – 0,008/0,01 м, материал труб –сталь 12Х18Н10Т. При исследованиях реализовывалась противоточная схема течения теплоносителей.

Исследования проводились на гладкотрубной теплообменной матрице (рис. 4.2, а) и трех матрицах с интенсифицированными теплообменными трубными пучками. В качестве интенсификаторов теплообмена использовались:

1. кольцевые выступы (рис. 4.2, б), внутренний диаметр труб матрицы D=0,008 м; высота выступов 0,001 м; диаметр по вершинам выступов d=0,006 м; относительная высота выступов d/D=0,75; шаг выступов s=0,012 м; относительный шаг выступов s/D=1,25;







Рисунок 4.2 – Внешний вид и параметры интенсифицированных труб сменной теплообменной матрицы теплообменного аппарата: а – гладкотрубная матрица; б – теплообменная матрица с трубами с кольцевыми выступами; в - теплообменная матрица с трубами с трехмерными выступами/выемками; г – гладкотрубная матрица с вставками в виде скрученных лент



Рисунок 4.3 – Теплообменники с интенсификацией теплообмена: а,б - теплообменник-охладитель отработанных газов системы рециркуляции газового двигателя КамАЗ мощностью 65 и 26 кВт, в - предпусковой подогреватель тосола от вспомогательной силовой установки двигателя КамАЗ, г - судовой водоводяной подогреватель

2. системы сферических выступов в трубах (рис. 4.2, в), внутренний диаметр труб матрицы D=0,008 м; высота выступов h=0,01 м; диаметр по вершинам выступов d=0,006 м; относительная высота выступов d/D=0,75; продольный шаг выступов t=0,009 м; поперечный шаг выступов s=0,004 м.

3. вставки в виде скрученных лент в гладкотрубную матрицу - внутренний диаметр труб матрицы *d*=0,008 мм; шаг закрутки (поворот ленты на 180°) *S*=0,056 мм, относительный шаг закрутки *S/d*=7 (рис. 4.2, г).

Результаты исследования теплообменного аппарата типа «вода-воздух», «вода-вода» и «маслотосол» показывают, что при использовании в качестве интенсификаторов теплообмена кольцевых и сферических выступов в теплообменных трубах тепловая мощность теплообменника при течении горячего воздуха, воды и масла в трубах и охлаждающей воды и тосола в межтрубном пространстве в трубах:

- для чисел Re<sub>воздух</sub>>1,5·10<sup>4</sup>, возросла до 37,5-50% при турбулентном режиме течения теплоносителей по сравнению с гладкотрубной матрицей.

- в области течений при числах Re<sub>воздух</sub>=2,5·10<sup>3</sup>...1,5·10<sup>4</sup> тепловая мощность увеличивается до 125-200%.

в области малых чисел Рейнольдса Re<sub>гор.в.</sub><10<sup>3</sup> интенсификации теплообмена не наблюдается.

Увеличение потерь давления при течении в трубной матрице с кольцевыми выступами составило до 1,6-5 раз по сравнению с гладкотрубной матрицей в зависимости от числа Re.

Увеличение потерь давления при течении в трубной матрице со сферическими выступами составило до 1,05-2,5 раз по сравнению с гладкотрубной матрицей в зависимости от числа Re.

Экспериментальные исследования показали, что использование интенсификаторов позволяет существенно повышать тепловую мощность теплообменников в заданных габаритах. На основе полученных в главе 3 рекомендаций для расчета гидросопротивления и теплоотдачи в каналах с интенсификаторами теплообмена в виде кольцевых и сферических выступов разработаны и созданы образцы теплообменных аппаратов для промышленного использования. Внешний вид спроектированных и созданных на основе расчетов теплообменников показан на рис. 4.3.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основе результатов экспериментальных исследований гидравлического сопротивления и средней теплоотдачи труб с кольцевыми выступами относительной высотой  $d/D = 0.98 \div 0.74$  и относительным шагом  $t/D=0.25 \div 1$  при вынужденном течении воды для диапазона чисел Рейнольдса  $\operatorname{Re}_D=200...3\cdot10^4$ , а также труб и каналов с системами сферических выступов с относительной высотой высотой выступов d/D=0.6...0.98, относительными шагами t/D=0.276...1.558, s/D=0.155...1.682 и f=1.001-2.26 при вынужденном течении теплоносителей  $\operatorname{Pr}=0.7...92$  для диапазона чисел Рейнольдса  $\operatorname{Re}_D=200...10^5$ :

- выявлены границы ламинарно-турбулентного перехода. Результаты определения границ переходных чисел Рейнольдса Re<sub>кp1</sub> и Re<sub>кp2</sub> представлены в графическом виде;

- установлено, что интенсификация теплоотдачи в указанных трубах составляет Nu/Nu<sub>0</sub>=0,84...1,91 в диапазоне малых чисел Рейнольдса  $\text{Re}_D=200...2,4\cdot10^3$  при росте гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0=0,87...3,24$ . В диапазоне переходных чисел Рейнольдса  $\text{Re}_D=600...3,8\cdot10^3$  интенсификация теплоотдачи в указанных трубах составляет Nu/Nu<sub>0</sub>=1,06...14,01 при росте гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0=0,92...19,7$ ;

- установлено, что интенсификация теплоотдачи в указанных трубах составляет Nu/Nu<sub>0</sub>=0,95...1,89 в диапазоне малых чисел Re<sub>D</sub>=200...2,2·10<sup>3</sup> при росте гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0$ =0,98...1,97. В диапазоне переходных чисел Рейнольдса Re=800...2,1·10<sup>3</sup> интенсификация теплоотдачи в указанных трубах составляет Nu/Nu<sub>0</sub>=1,05...6,98 при росте гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0$ =1,1...6,82. При числах Рейнольдса Re<sub>D</sub>=5·10<sup>3</sup>...10<sup>5</sup> интенсификация теплоотдачи в указанных трубах составляет Nu/Nu<sub>0</sub>=1,07...2,89 при росте гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_0$ =1,04...6,7;

- выявлено влияние основных режимных и геометрических параметров на коэффициент гидравлического сопротивления и средний коэффициент теплоотдачи. Получены обобщающие зависимости для расчета гидравлического сопротивления и средней теплоотдачи для ламинарного и турбулентного режимов течения. Данные на переходном режиме течения представлены в табличном и графическом виде.

2. Проведена оценка теплогидравлической эффективности исследованных труб с кольцевыми и сферическими выступами в диапазоне числе Рейнольдса Re<sub>D</sub>=200...10<sup>5</sup>. Выявлены рациональные параметры кольцевых и сферических выступов при различных диапазонах чисел Рейнольдса для обеспечения максимальной тепловой и теплогидравлической эффективности.

3. Выявлено влияние безразмерных геометрических и режимных параметров на гидравлическое сопротивление пучков труб при различной компоновке на поверхности сферических выемок (увеличении площади поверхности *f*). Установлено снижение гидравлического сопротивления пучка труб

Еu/Eu<sub>0</sub> =0,93÷0,98 раза в области перехода от ламинарного к смешанному течению при коридорном расположении сферических выемок с плотностью f=1,3 при числах Рейнольдса Re=5·10<sup>2</sup>...10<sup>4</sup>. В области преобладающего смешанного течения Re=10<sup>4</sup>...10<sup>5</sup> снижение гидравлического сопротивления составило Eu/Eu<sub>0</sub> =0,9÷0,92 раза при коридорном расположении сферических выемок с плотностью f=1,21 и Eu/Eu<sub>0</sub> =0,98÷0,99 раза для трубного пучка с f=1,41. Для шахматного расположения в диапазоне чисел Re=2,5·10<sup>4</sup>÷3,2·10<sup>4</sup> для пучка с f=1,21 уровень гидросопротивления соответствует уровню гладкотрубного пучка.

4. На основе выявленных границ ламинарно-турбулентного перехода, полученных графических данных и обобщающих зависимостей для теплоотдачи и гидросопротивления, оценки тепловой и теплогидравлической эффективности, разработаны рекомендации для инженерных расчетов кожухотрубных теплообменных аппаратов с поверхностными интенсификаторами теплоотдачи в виде сферических и кольцевых выступов.

5. Проведено испытание лабораторных образцов кожухотрубных теплообменных аппаратов с поверхностными интенсификаторами теплоотдачи в виде сферических и кольцевых выступов при различных сочетаниях пар теплоносителей в широком диапазоне режимных параметров при фиксированных весо-габаритных характеристиках:

- установлено повышение тепловой мощности теплообменных аппаратов с интенсификаторами теплоотдачи в виде сферических или кольцевых выступов при турбулентном режиме Re=4·10<sup>3</sup>...2·10<sup>4</sup> течения теплоносителей в трубах до 1,25...1,37 раз при росте гидравлического сопротивления в системе теплообменных труб до 1,1...1,6 раз;

- установлено повышение тепловой мощности теплообменных аппаратов с интенсификаторами теплоотдачи в виде сферических и кольцевых выступов в области переходных чисел Рейнольдса Re=10<sup>3</sup>...4·10<sup>3</sup> до 1,45...2,85 раз при росте гидравлического сопротивления в системе теплообменных труб до 2,5 раз;

- выявлено повшение тепловой мощности теплообменных аппаратов с интенсификаторами теплоотдачи в виде сферических или кольцевых выступов для диапазона чисел Рейнольдса Re=1,2·10<sup>3</sup>...3,3·10<sup>3</sup> до 2,3...3 раз при течении вязких теплоносителей в трубах при росте гидравлического сопротивления в системе теплообменных труб до 2,1...3,6 раз.

6. Результаты работы использованы при создании теплообменника-охладителя отработанных газов тепловой мощностью 65 и 26 кВт системы рециркуляции газового двигателя КамАЗ (рис. 4.3 a, б); теплообменника-предпускового подогревателя охлаждающей жидкости от вспомогательной силовой установки двигателя КамАЗ (рис. 4.3, в), водо-водяного подогревателя судовой системы горячего водоснабжения (рис. 4.3, г).

#### Основное содержание диссертации изложено в следующих работах Научные статьи, опубликованные в изданиях, рекомендованных ВАК

1. Яркаев, М.З. Теплоотдача и гидросопротивление профилированных труб с 2D И 3D шероховатостью при переходных режимах течения [Текст] / И.А. Попов, А.В. Щелчков, М.З. Яркаев, Р.Д. Рыжков, Р.А. Ульянова // Вестник Казан. технолог. ун-та. – 2012. – Т. 15, № 16. – С. 56-59.

2. Яркаев, М.З. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление дискретно-шероховатых труб при вынужденном течении воды [Электронный ресурс] / А.В. Щелчков, И.А. Попов, М.З. Яркаев, А.К. Русев // Труды МАИ. – 2012. – № 61. – Режим доступа: http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=35657.

3. Яркаев, М.З. Теплогидравлические характеристики дискретно-шероховатых труб на переходных режимах течения [Текст] / И.А. Попов, А.В. Щелчков, М.З. Яркаев // Известия вузов. Авиационная техника. – 2013. – № 1. – С.61-65.

Yarkaev, M.Z. Thermal and hydraulic characteristics of discretely rough tubes a transient flow regimes [Text] / I.A. Popov, A.V. Shchelchkov, M.Z. Yarkaev // Russian Aeronautics. – 2013. – Vol. 56, No.1. – P. 83-89.

4. Яркаев, М.З. Сравнительное исследование теплообменных аппаратов с интенсификацией теплоотдачи [Текст] / М.З. Яркаев, А.Х.А. Аль-Джанаби, А.Х. Гильманов, Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, А.В. Щелчков // Вестник Казан. гос. техн. ун-та им. А.Н. Туполева. – 2013. – №2, вып. 2. – С. 73-79.

5. Яркаев, М.З. Теплообменные аппараты с интенсификацией теплоотдачи [Текст] / И.А. Попов, А.В. Щелчков, М.З. Яркаев, А.Х.А. Аль-Джанаби, А.Н. Скрыпник // Энергетика Татарстана. – 2014. – №1. – С. 10-16.

6. Яркаев, М.З. О создании высокоэффективного теплообменного оборудования для большегрузных автомобилей [Текст] / И.А. Попов, А.В. Щелчков, М.З. Яркаев, Р.Р. Каримуллин, Д.В. Рыжков // Вестник Казан. гос. техн. ун-та им. А.Н. Туполева. – 2014. – №3. – С. 54-61. 7. Яркаев, М.З. Теплогидравлические характеристики каналов со сферическими выступами [Текст] / И.А. Попов, А.В. Щелчков, М.З. Яркаев, Д.В. Рыжков // Труды Академэнерго. – 2015. – №1. – С. 7-24.

# Публикации в трудах Всероссийских и Международных конференций

В период 2010-2015 гг. опубликовано 23 тезиса и материала докладов, основные:

1. Яркаев, М.З. Гидросопротивление и теплоотдача в трубах с двух- и трехмерной шероховатостью при переходных режимах вынужденной конвекции / А.В. Щелчков, М.Н. Лотфуллин, М.З. Яркаев, И.А. Попов // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в новых энергетических технологиях: тезисы докладов XVIII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева (23-27 мая 2011г. Звенигород). – М., 2011. – С. 103-104.

2. Яркаев, М.З. Гидродинамика и тепломассообмен в 2D-и 3D-дискретно-шероховатых каналах при переходных режимах течения / И.А. Попов, А.В. Щелчков, М.З. Яркаев, Д.В. Рыжков // Тепломассобмен и гидродинамика в закрученных потоках: Четвертая Междунар. конф.: тезисы докладов. – М., – 2011. – С. 97-99.

3. Яркаев, М.З. Теплогидравлическая эффективность каналов теплообменного оборудования при переходных режимах течения / И.А. Попов, А.В. Щелчков, М.З. Яркаев, Д.В. Рыжков // XIV Минский международный форум по тепло- и массообмену 10 – 13 сентября 2012 года: тезисы докладов и сообщений. – Минск, 2012. – Т. 1., Ч. 1. – С. 252-254.

4. Яркаев, М.З. Теплоотдача и гидросопротивление в каналах со сферическими выступами и кольцевой накаткой при ламинарном, переходном и турбулентном режимах течения / А.В. Щелчков, И.А. Попов, М.З. Яркаев, А.К. Русев, Р.А. Лэй, А.Х.А. Аль-Джанаби // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: тезисы докладов XIX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И.Леонтьева (20-24 мая 2013 г., г. Орехово-Зуево). – М., 2013. – С. 335-336.

5. Yarkaev, M.Z. Thermal-hydraulic characteristics of discretely rough tubes. / I.A. Popov, A.V. Schelchkov, M.Z. Yarkaev, R.A. Lay // Proceedings of the ASME 2013 Heat transfer summer conference HT2013. July 14-19, 2013. – Minneapolis, MN, USA. – P. HT2013-17277.

6. Яркаев, М.З. Теплоотдача и гидросопротивление в каналах со сферическими выступами / А.В. Щелчков, М.З. Яркаев, И.А. Попов // Шестая Рос. нац. конф. по теплообмену. (27-31 октября 2014 г., Москва). – М., 2014. – Т. 3.– С. 119-120.

7. Яркаев, М.З. Интенсификация теплоотдачи в теплообменных аппаратах / Ю.Ф. Гортышов, А.В. Щелчков, М.З. Яркаев, А.Х.А. Аль-Джанаби, И.А. Попов // Девятая Междунар. теплофизич. школа «Теплофизические исследования и измерения при контроле качества веществ, материалов и изделий». 6-11 октября 2014 г. – Душанбе, 2014. – С. 46-56.

8. Яркаев, М.З. Теплоотдача и гидросопротивление в каналах с системами сферических выступов / Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, А.В. Щелчков, М.З. Яркаев, А.Х.А. Аль-Джанаби // ХХХІ Сибирский теплофизич. семинар (17-19 ноября 2014 г.). – Новосибирск, 2014. – С. 388-397.

9. Яркаев, М.З. Теплоотдача и гидросопротивление в каналах со сферическими выступами / А.В. Щелчков, М.З. Яркаев, А.Н. Скрыпник, Р.А. Аксянов, И.А. Попов // Проблемы газодинамики и тепломассобмена в энергетических установках: Труды XX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева (24-29 мая 2015 г., г. Звенигород). – М., 2015 – С. 429-432.

10. Yarkaev, M.Z. Heat Transfer and Hydraulic Resistance in Channels with Spherical Protrusions / I.A. Popov, A.V. Schelchkov, M.Z. Yarkaev // Proceedings of the First Thermal and Fluids Engineering Summer Conference. August 9-12, 2015. – New York, NY, USA. – P. TFESC-12753.

Формат 60х84 1/16. Бумага офсетная. Печать цифровая. Усл. печ. л. 0,93. Тираж 100. Заказ Д51