

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

На правах рукописи



ФРАНЦУЗОВ МАКСИМ СЕРГЕЕВИЧ
РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ
КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ

Специальность 1.3.14. – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук
Гордин Михаил Валерьевич

Москва – 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. ОБЗОР НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ ИНТЕНСИФИКАЦИИ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ.....	10
1.1. Обзор методов интенсификации конвективного теплообмена в каналах.....	10
1.2. Обзор способов тепловой защиты теплонапряженных элементов конструкции энергетических и силовых установок	22
1.3. Обзор методов оценки эффективности интенсификации теплообмена	31
Выводы по ГЛАВЕ 1	38
ГЛАВА 2. РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В МОДЕЛЬНОМ КАНАЛЕ НА ВЕЛИЧИНУ ПОТРЕБНОГО РАСХОДА ОХЛАДИТЕЛЯ.....	39
2.1. Численное моделирование сопряженного теплообмена в модельном канале с интенсификаторами в виде искусственной шероховатости	39
2.2. Анализ целесообразности применимости интенсификации теплообмена в каналах системы охлаждения	48
Выводы по ГЛАВЕ 2	51
ГЛАВА 3. РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В ОБЛАСТИ НИЗКИХ ЗНАЧЕНИЙ ЧИСЕЛ РЕЙНОЛЬДСА	52
3.1. Расчетное исследование тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации.....	53
3.1.1. Описание геометрических моделей различных способов интенсификации теплообмена в круглых трубах.....	55
3.1.2. Численное моделирование гидродинамики и определение тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена в круглых трубах.....	60
3.1.3. Численное моделирование гидродинамики и определение тепловых и гидравлических в компланарных каналах различной конфигурации	95
3.2. Разработка метода оценки эффективности интенсификации теплообмена	105
3.2.1 Оценка эффективности интенсификации в кольцевом канале	107
3.2.2 Оценка эффективности в оребренном тракте охлаждения.....	117
3.2.3 Оценка эффективности в тракте охлаждения с компланарными каналами	125

3.3. Верификация метода оценки эффективности интенсификации теплообмена на основании результатов численного моделирования	134
Выводы по ГЛАВЕ 3	140
ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА.....	141
4.1. Разработка экспериментального стенда и его метрологическое обеспечение для исследования различных способов интенсификации теплообмена.....	141
4.1.1. Исследование тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена в круглой трубе	141
4.1.2. Исследование тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена в круглой трубе.....	148
4.2. Результаты экспериментального исследования тепловых и гидравлических характеристик для различных способов интенсификации теплообмена	156
4.2.1 Экспериментальное определение перепада давлений на ЭО и подогрева охладителя	156
4.2.3 Определение тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена на основании результатов экспериментального исследования	174
4.3. Сравнение эффективности различных способов интенсификации теплообмена на основе результатов экспериментального исследования	179
4.4. Валидация тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена и метода оценки эффективности интенсификации теплообмена	182
4.4.1 Валидация тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации.....	183
4.4.2 Валидация метода оценки эффективности интенсификации теплообмена	191
Выводы по ГЛАВЕ 4	193
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЯ	194
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	196

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Одной из самых развитых отраслей науки и промышленности в мире и Российской Федерации является энергетика. В этой сфере ежегодно находят применение идеи ученых, инженеров и политиков. В Российской Федерации принята энергетическая стратегия [1] на 2030 год, определившая вектор на развитие энергетической эффективности.

В стране и мире наблюдается другая неизменная тенденция непрерывного роста объема потребляемой энергии, на что и обращено внимание в энергетической стратегии, включающая в себя направление научно-технической политики в энергетике. В основу стимулирующих мер положено восстановление цикла – фундаментальных исследований – прикладных расчетно-экспериментальных исследований – опытно-конструкторских работ – технологическая реализация.

При рассмотрении энергетических стратегий РФ, можно выделить важнейшее направление, которое предусматривает увеличение экономичности тепловых электростанций, за счет освоения более высоких температур. В этом случае КПД тепловой машины увеличивается за счет усложнения термодинамического цикла [2].

При этом предельно допустимая температура жаропрочных и жаростойких сплавов, при заданном запасе ресурса работы турбинных лопаток может достигать 1300 К. Температура газа перед турбиной в современных парогазовых установках может достигать до 1900 К. Анализируя тенденции развития, легко установить, что температура газа перед турбиной высокого давления ГТД непрерывно возрастает [3]. Определяющим фактором в установках такого типа является то, что каждый килограмм сожженного топлива позволяет снимать с турбины большее количество полезной работы. Развитие материаловедения, к сожалению, не дает оптимистичных прогнозов развития предельно допустимых температур жаропрочных и жаростойких сплавов лопаток турбин.

Таким образом, увеличение рабочей температуры материала все более отстает от роста температуры рабочего тела [2]. Сохранение этой тенденции

наглядно свидетельствует об успехах в области разработки и создания высокоэффективных систем охлаждения.

При разработке и создания высокоэффективных систем охлаждения теплонапряженных элементов энергетических и силовых установок одним из путей развития является использование различных способов интенсификации конвективного теплообмена.

Цель диссертационной работы. Разработка метода оценки эффективности интенсификации теплообмена в каналах на основании обоснованного расчетно-экспериментального исследования различных видов интенсификаторов.

Объектом исследований являются модельные каналы с установленными в них различными видами интенсификаторами.

Предметом исследований являются тепловые и гидравлические характеристики различных способов интенсификации теплообмена.

Достижение поставленной в работе цели обеспечивается решением следующих задач диссертационной работы.

Задачи исследования.

1. На основе расчетных методов определить тепловые и гидравлические характеристики различных методов интенсификации теплообмена в модельных каналах.

2. Разработать метод оценки эффективности интенсификации теплообмена, основанный на использовании параметров, характеризующих объект интенсификации в целом и провести его верификацию и валидацию.

3. Разработать методику проведения экспериментального исследования для определения тепловых и гидравлических характеристик различных методов интенсификации теплообмена и провести апробацию разработанного метода оценки эффективности интенсификации теплообмена в каналах.

4. Дать обоснование области эффективного применения различных методов интенсификации теплообмена в каналах.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем:

1. Определены тепловые и гидравлические характеристики различных способов интенсификации теплообмена в каналах на основании высокоуровневого численного моделирования для широкого диапазона изменения режимов течения и геометрических параметров.

2. Впервые с использованием численного моделирования получены тепловые и гидравлические характеристики нестационарного способа интенсификации теплообмена за счет самоподдерживающихся акустических колебаний.

3. Выполнена комплексная валидация и верификация тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации в каналах.

4. Впервые разработан и экспериментально апробирован интегральный метод оценки эффективности интенсификации теплообмена, на основании параметров, характеризующих объект в целом.

5. На основании разработанного метода оценки эффективности интенсификации конвективного теплообмена в каналах осуществлен анализ эффективности различных способов интенсификации теплообмена.

Практическая ценность диссертационной работы состоит в следующем:

1. Метод компьютерного моделирования и алгоритм расчета теплообмена в модельных каналах с учетом интенсификации теплообмена позволяет напрямую оценивать влияние параметров режимов течения и геометрических характеристик интенсификаторов на интегральные параметры.

2. Методика оценки эффективности интенсификации теплообмена позволяет проводить оперативно определять эффективность способа интенсификации теплообмена в терминах интегральных характеристик канала.

3. База данных тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена в каналах, полученных на основании компьютерного моделирования, прошедших валидацию и верификацию может использоваться при проектировании и разработки теплообменных аппаратов.

4. Методика проведения экспериментального исследования и алгоритм обработки экспериментальных данных позволяет определять эффективность

различных способов интенсификации теплообмена на основании интегральных характеристик.

На защиту выносятся:

1. Результаты экспериментальных и расчетных исследований тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена в модельных каналах.

2. Методика оценки эффективности интенсификации теплообмена, демонстрирующая преимущества способа интенсификации теплообмена с помощью самоподдерживающихся акустических колебаний.

3. Результаты валидации и верификации метода оценки эффективности интенсификации теплообмена в каналах.

Достоверность и обоснованность полученных результатов работы подтверждаются.

1. Использованием фундаментальных уравнений и законов газовой динамики, термодинамики, теории тепломассообмена и теории горения.

2. Удовлетворительным согласованием результатов расчета с проведенными экспериментами и данными исследований других авторов.

3. Удовлетворительным согласованием полученных результатов по разработанной методике оценки эффективности интенсификации теплообмена с результатами детального численного моделирования течения и теплообмена в каналах.

4. Применением аттестованных средств измерений и регистрации параметров в экспериментальном исследовании, а также использованием стандартизованных методик обработки результатов экспериментального и численного исследований.

5. Использованием современных аналитических и численных методов для решения задач математического моделирования.

Апробация работы проведена на Всероссийской школе-семинаре «Аэрофизика и физическая механика классических и квантовых систем», ИПМех РАН. 2007; Первой международной научно-технической конференция,

посвященной 70-летию основателя Рыбинской школы теплофизиков доктора технических наук, профессора Шоты Александровича Пиралишвили, «Энергетические установки: тепломассообмен и процессы горения», Рыбинск, 2009; 5-ой Международной конференции по аэронавтике и космическим наукам EUCASS, г. Мюнхен, Германия, 2013; 29-ом конгрессе Международного совета по аэронавтическим наукам ICAS, г. Санкт-Петербург, 2014; на Всероссийской конференции «XXXVI Сибирский теплофизический семинар». – Новосибирск, 2020; V-ой Всероссийской научной конференции с элементами школы молодых ученых «Теплофизика и физическая гидродинамика», Ялта, Республика Крым, 2020; Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых и специалистов «Новые решения и технологии в газотурбостроении», Москва, 2015; Всероссийской научно-технической конференции «Авиадвигатели XXI» Москва, 2015; XXXII International conference on interaction of intense energy fluxes with matter, Elbrus, 2017; XLII-х Академических чтениях по космонавтике «Королевские чтения», Москва, 2018; XXXIII International Conference on Equations of State for Matter, Elbrus, 2018; XLIII-х Академических чтениях по космонавтике «Королевские чтения», Москва, 2019; IV-ой Всероссийской конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика» с элементами школы молодых ученых», Ялта, 2019; 2-ой Международной конференции «Проблемы термоядерной энергетики и плазменные технологии», Москва, 2019; Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых и специалистов «Авиационные двигатели и силовые установки», Москва, 2019; Всероссийской научно-технической конференции «Авиадвигатели XXI», Москва, 2015; Тринадцатой Международной школе-семинара «Модели и методы аэродинамики», Евпатория, 2013 года; Пятнадцатой Международной школе-семинаре «Модели и методы аэродинамики», Евпатория, 2015 года; XXXI International Conference on Equations of State for Matter (ELBRUS 2016) : Book of Abstracts devoted to the 70th anniversary of birth of Aleksey Vladimirovich Bushman, Elbrus, Russia, 2016 года; XLI-х Академических чтениях по космонавтике, посвященные памяти академика С.П. Королева и других выдающихся отечественных ученых – пионеров освоения космического пространства, Москва, 2017 года, Седьмой российской

национальной конференции по теплообмену, Москва, 2018 года; а также на научно-технических семинарах, проводимых кафедрой Э6 «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана и отделом «Аэрокосмические двигатели» ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова».

Публикации. По теме диссертации опубликовано 21 научная статья в рецензируемых журналах, входящих в перечень рекомендованных ВАК РФ.

Глава 1. Обзор научно-технической литературы по исследованию интенсификации конвективного теплообмена в каналах

1.1. Обзор методов интенсификации конвективного теплообмена в каналах

Применение различных методов интенсификации теплообмена в различных отраслях промышленности на протяжении длительного периода позволяют создавать эффективные теплообменные аппараты, отвечающие современным требованиям отрасли. Такой результат обусловлен большим количеством исследовательских работ и успешным практическим внедрением результатов научных исследований.

В целом задачи интенсификации конвективного теплообмена и в современном мире остаются перспективными и сложными задачами теории переноса. Традиционными методами интенсификации теплообмена в каналах охлаждения являются увеличение скорости течения охладителя и увеличение площади теплообменной поверхности, например, за счет оребрения теплоотдающей поверхности (рисунок 1.1). Углубленное исследование развитых поверхностей в учебном пособии Керна Д. и Крауса А. [4] дает объективную оценку интенсификаторам в виде ребер. После того как данных методов становится недостаточно начинают использовать другие методы интенсификации теплообмена. В связи с этим большинство методов интенсификации актуальны для теплоносителей, которым присущи высокие значения чисел Рейнольдса. Поэтому, большая часть основополагающих монографий на тему интенсификации конвективного теплообмена [5-16] посвящены данной проблеме при больших числах Рейнольдса и лишь малая часть работ при низких числах Рейнольдса [17, 18].

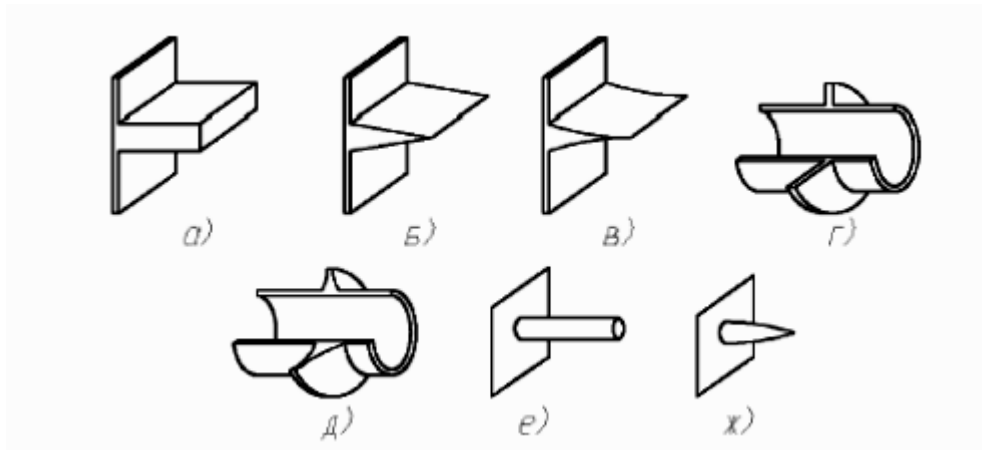


Рисунок 1.1 – Примеры оребренных поверхностей

При интенсификации теплообмена имеет место явление сложного перемещения элементарных объемов жидкости в пристеночном слое. Поскольку в общем случае распределение полей температуры и скорости в пограничном слое различно, возможно более эффективный перенос теплоты, чем количества движения. Очевидно, что такая ситуация может возникнуть как результат продуманного интенсифицирующего воздействия на процесс теплообмена, как следствие свойств жидкости или как совместный результат того и другого.

Известны разработки и исследования самых разных методов интенсификации теплообмена. Принципиально их классифицируют на две категории [19]:

1. активные методы интенсификации: механическое воздействие на поверхность теплообмена (вращение или вибрация поверхности, перемешивание жидкости и т.п.); воздействие на поток электрическим или акустическим полем, пульсациями давления, вдув или отсос рабочей среды через пористую поверхность и др.
2. пассивные методы, в основе которых – воздействие на поток формой поверхности теплообмена: применение вставных интенсификаторов (винтовых, локальных и пластинчатых закручивателей потока), различное оребрение поверхности теплообмена и др.

Поскольку использование активных методов интенсификации теплообмена потребует дополнительных затрат энергии, которой может не оказаться на борту

летательного аппарата, в настоящем разделе будут рассмотрены только пассивные методы интенсификации теплообмена.

В свою очередь пассивные методы интенсификации теплообмена можно разделить на две основные группы:

- 1) придание потоку жидкости вращательно-поступательного движения;
- 2) разрушение пристеночного слоя.

Суть группы первой методов интенсификации заключается в создании закрутки потока с помощью шнековых, ленточных и пластинчатых завихрителей. При этом осуществляется воздействие на весь поток. Ко второй группе способов относятся воздействия на пристеночную область течения за счет использования искусственной шероховатости в виде различных накаток на внутренней поверхности труб, проволочных спиралей и т.п.

Известно, что при ламинарном течении теплоносителя термическое сопротивление распределено более равномерно по поперечному сечению, чем при турбулентном течении. Создание закрутки потока с помощью скрученных лент позволяет оказывать воздействие на все поперечное сечение потока, что оказывает благоприятное влияние на интенсификацию теплообмена при низких числах Рейнольдса. При переходе к турбулентному режиму течения излишнее загромождение ядра потока приводит к резкому возрастанию гидравлических потерь, уменьшая эффективность всего способа интенсификации в целом. В канале со скрученной лентой в результате градиента давления происходит перетекания потока от периферии к центру. При отсутствии зазора между лентой и трубой градиент давления увеличивается. Таким образом, происходит циркуляционное движение из пограничного слоя в ядро потока. Тем самым образуя четыре вихревых области (рисунок 1.2). Благодаря наличию вихревого движения и центробежных сил и уменьшается толщина пограничного слоя и увеличивается турбулентность потока при меньших числах Рейнольдса. К настоящему времени накоплен значительное количество экспериментальных исследований по теплообмену в трубах с различными типами завихрителей, охватывающий широкий диапазон изменения нагрузок и физических свойств среды [20-27].

Лобанов И.Е. и др. в работе [28] представили результаты экспериментального исследования при интенсификации теплообмена с помощью ленточных завихрителей в круглых трубах. Отмечается высокая технологичность данного метода интенсификации теплообмена. Использование скрученных лент по данным различных авторов позволяет увеличивать число Нуссельта по сравнению с эталонным гладким каналом до 9.5 раз, при этом возрастание гидравлического сопротивления отмечается до 35 раз.

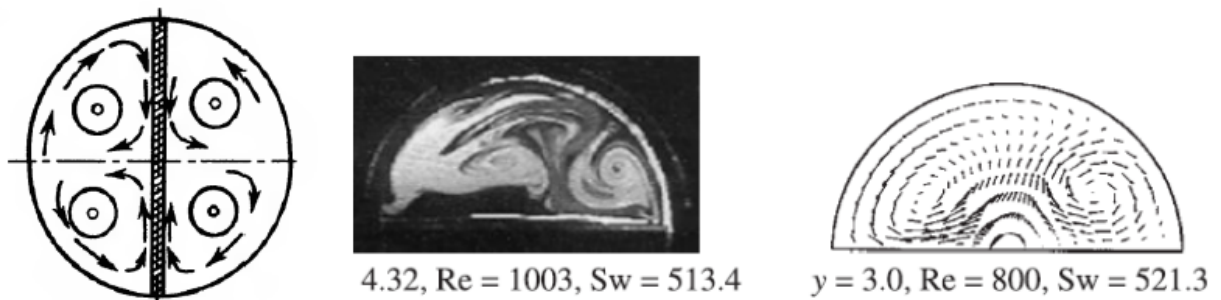


Рисунок 1.2 – Схема образования вторичных течений в трубе со скрученной лентой

Интересные обобщения опытных данных по интенсификации теплообмена с помощью ленточных завихрителей представлено в [28, 29]. Основные результаты этих обобщений представлены в таблице 1.1.

Сравнение эффективности интенсификации теплообмена в различных видах шероховатых труб, выполненное В.К. Мигаем [30], для сред с числом $Pr < 1$, представлено в таблице 1.2. Физические основы метода интенсификации теплообмена, основанного на искусственной шероховатости теплоотдающей поверхности следующие. Известно, что в конвективном теплообмене между стенкой и охлаждающим компонентом участвует лишь тонкий пограничный слой. Причем, интенсивность теплообмена в значительной степени зависит от характера движения в пограничном слое. При ламинарном пограничном слое перенос теплоты осуществляется главным образом теплопроводностью и теплообмен существенно менее интенсивен, чем при турбулентном пограничном слое, в котором теплота переносится более мощным механизмом турбулентного

перемешивания. При искусственной шероховатости осуществляется турбулизация пограничного слоя с помощью специальных турбулизаторов потока. Искусственная шероховатость осуществляется образованием на поверхности стенки канала чередующихся невысоких выступов, которые могут иметь различную форму. При обтекании выступов возникают отрывные течения с образованием местных отрывных зон. Эти местные возмущения обычно не затрагивают ядро потока, а воздействуют только на пограничный слой. Последний сильно турбулизируется, а главное, в нем периодически происходит разрушение ламинарного подслоя. Благодаря этому термическое сопротивление пограничного слоя на участке снижаются и соответственно интенсифицируют теплообмен между стенкой и охладителем. Комплексный подход к расчетно-экспериментальному исследованию искусственных турбулизаторов потока позволяет добиться значительного увеличения коэффициентов теплоотдачи при относительно умеренном повышении гидравлического сопротивления. Как показывают многочисленные эмпирические данные интенсификация теплообмена в большей степени зависит от особенности течения вблизи шероховатости. Эти особенности, оказывается, сильно зависят не столько от формы выступов, сколько от относительного шага между ними - S/h . При малом относительном шаге шероховатости $S/h < 2$, в промежутке между выступами (во впадине) образуется одновихревое движение (рисунок 1.3). Как видно, набегающий на грань выступа поток, критической линией тока $кр$ делится на две части: нижняя часть потока растекается в обратном направлении, образуя вихревое течение во впадине, а верхняя часть обтекает выступ в направлении течения. С увеличением относительного шага шероховатости течение постоянно деформируется. При достаточно большом значении относительного шага S/h в области между соседними выступами образуется сложное течение с двумя вихревыми зонами (рисунок 1.3). Причем вихри располагаются вблизи граней выступов и затрагивают только часть течения. В другой части, лежащей в средней части, лежащей в средней области между выступами, находится область турбулизированного потока, в которой вновь начинает формироваться ранее разрушенный ламинарный подслой. С изменением

картины течения изменяется и интенсификация теплообмена. Как показывает опыт, с ростом величины S/h среднее значение коэффициента теплоотдачи сначала растет и достигает максимального значения при $(S/h)_{max} = 12 - 14$. При дальнейшем увеличении S/h интенсивность теплообмена падает, стремясь к значению при гладкой поверхности стенок канала. С дальнейшим увеличением в итоге наступает момент, когда практически вся поверхность обтекается практически невозмущенным потоком.

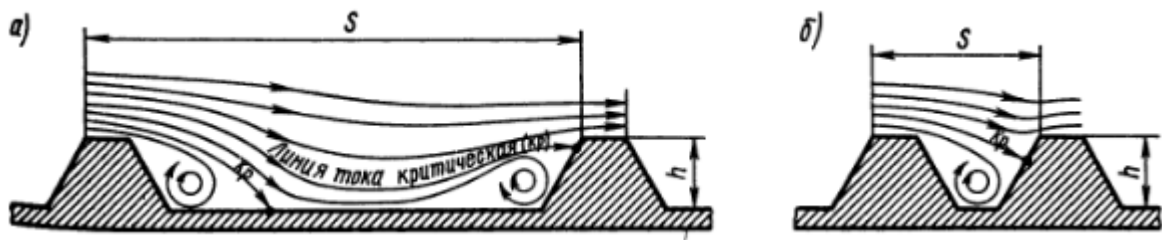


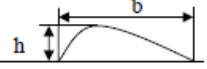
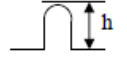
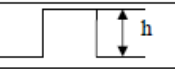

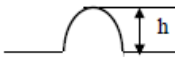




Рисунок 1.3 – Качественная картина обтекания потоком шероховатой поверхности

В [31] достаточно подробно рассмотрено влияние искусственной шероховатости на теплообмен в каналах. Автор рассказывает о различных видах шероховатости, применяемых в теплообменных аппаратах. Для газов использование шероховатых поверхностей приводит к экономии поверхности теплообмена не менее чем на 40% при равных сопротивлениях по сравнению с гладкими трубами. Для жидких теплоносителей шероховатые поверхности теплообмена эффективно работают при ламинарном режиме течения. Существует много данных по теплоотдаче в турбулентном потоке воды для разных шероховатых труб. Как показывают экспериментальные результаты, коэффициенты теплоотдачи увеличивается не менее чем в четыре раза, а коэффициенты сопротивления трения до 58 раз [10]. В обеих таблицах используются общепринятые обозначения. Подробные ссылки на литературные источники для таблицы 1.2 приведены в [31]. Как видно из таблиц 1.1 и 1.2, методы интенсификации, основанные на применении шероховатых каналов, весьма эффективны. Возможно комбинирование интенсификации теплообмена: вставка скрученной ленты в трубу с накаткой [32]

Таблица 1.1 – Результаты некоторых исследований по интенсификации теплообмена в трубах

Способ интенсификации теплообмена	Относительная длина канала	Диапазон чисел Re	Среда	Результирующее уравнение	Источник
Проволочный спиральный завихритель ($0.35 < \frac{D}{S} < 1.76$)	$35.3 D$	$1.7 \cdot 10^3$ – $2 \cdot 10^4$	Вода	$Nu = 0,3Re^{0,6}Pr^{0,6}(d/D)^{0,135}$	[22]
Ленточный завихритель ($0.13 < \frac{D}{S} < 1.31$)	$35.3 D$	$1.7 \cdot 10^3$ – $2 \cdot 10^4$	Вода	$Nu = 0,3Re^{0,6}Pr^{0,6}(D/S)^{0,33}$	[22]
Ленточный завихритель ($0 < \frac{D}{S} < 0.25$)	$56.7 D$	$1.7 \cdot 10^3$ – $2 \cdot 10^4$	Вода	$Nu = 0,21Re^{0,8}Pr^{-0,43}(Pr_{ст}/Pr_{ж})^{0,25}K$ $K_r = 1 + 1,13 \cdot 10^{-3}(D/SRe^{1,2})$	[21]
Проволочный спиральный завихритель ($d = 0.052; 0.63; 0.072$)	$68 D$	$1.7 \cdot 10^3$ – $2 \cdot 10^4$	Вода	$Nu = 0,175Re^{0,7}Pr^{0,43}(d/D)^{-0,35}$	[27]
Ленточный завихритель ($2.5 < \frac{D}{S} < 11$)	$20 D$	$1.7 \cdot 10^3$ – $2 \cdot 10^4$	Воздух	$Nu = 0,3Re^{0,6}Pr^{0,43}(d/D)^{0,125}$ (обработка В.К. Щукина)	[26]
Ленточный завихритель ($3.16 < \frac{D}{S} < 9.5$)	$19 D$	$1.7 \cdot 10^3$ – $2 \cdot 10^4$	Воздух	$Nu = 0,3Re^{0,6}Pr^{0,43}(d/D)^{0,135}$ (обработка В.К. Щукина)	[20]
Ленточный завихритель ($1.81 < \frac{D}{S} < 11$)	$20 D$	$1.7 \cdot 10^3$ – $2 \cdot 10^4$	Воздух	$Nu = \frac{RePr}{D_3 + \frac{1400 D}{\xi Re S} Pr^{0,731}} \left\{ \frac{50,9 D/S}{Re \sqrt{\xi}} + \right.$ $\left. + 0,023 \frac{D}{D_3} Re^{-0,2} Pr^{\frac{2}{3}} \left[1 + \frac{0,0219}{(S/D)^2 \xi} \right]^{\frac{1}{2}} \right\}$	[25]
Шнековый завихритель ($\varphi = 45 - 75^\circ, S = 27,6 - 102$)	$60 D$	$1.7 \cdot 10^3$ – $2 \cdot 10^4$	Вода	$Nu = 0,021Re^{0,8}Pr^{0,43}(Pr_{ст}/Pr_{ж})^{0,25} \times$ $\times (1 + 0,092\varphi^{1,73}); \varphi^* = \varphi/15$	[23]
Ленточный завихритель ($0 < \frac{D}{S} < 8.24$)	-	$1.7 \cdot 10^3$ – $2 \cdot 10^4$	Воздух	$Nu = RePr \times$ $\times \sqrt{\frac{\xi}{2}} \left[\lambda \left[5Pr + \ln \left(\frac{30/d^{-1} + 1/Pr}{S/d^{-1} + 1/Pr} \right) + \ln \left(Re \sqrt{\frac{\xi}{2}} / 60 \right) \right] \right]$	[24]

Таблица 1.2 – Энергетическое сравнение шероховатых труб

Автор	Q/Q_0	Re	Профиль выступа	$Nu - Re^m$ при m	$\xi - Re^n$ при n	Вид канала
В.М. Бузник	1,4	10^4	Крыловой $h/R = 0,19$ 	0,7	-	Круглая труба, $D = 25$ мм
В. Нуннер	1,5 1,43	10^4 10^5	$h/R = 0,16$ 	—	0	Круглая труба, $D = 50$ мм
Р. Кох	1,3 1,17	10^4 —		—	—	
В.М. Антуфьев	1,22 1,37	10^4 10^5	$h/R = 0,13$ 	0,92		Круглая труба
Э.К. Калинин и др.	1,42 1,36 1,5 1,36	10^4 10^5 10^4 10^5	$h/R = 0,43$  $h/R = 0,105$	0,8	0,25 0,2	Круглая труба, $D = 10$ мм
В.К. Мигай	1,51 1,46	10^4 10^5	$h/R = 0,12$ 	0,87		Круглая труба, $D = 20$ мм (при сравнении данные пересчитаны на $D = 10$ мм)
Б.М. Теверовский	1,42 1,50	10^4 10^5	$h/R = 0/781$ 	1	0	Круглая труба
Р.Л. Вебб и др.	1,36 1,17	10^4 —	$h/R = 0/04$ 		0	
В.К. Мигай	1,5 1,18	10^4 10^5	$h/R = 0,04$ 	0,8		Круглая труба, $D = 20$ мм
В.К. Мигай, П.Г. Быстров	1,67	10^4	Полукольцевой			

Относительно процессов теплообмена, связанных с испарительным охлаждением, можно выделить и третью группу способов интенсификации теплообмена, связанную с непрерывным стремлением развития теплоотдающей поверхности. Эта группа способов ориентирована на принудительное обновление поверхности теплоносителей и, как показывают данные многочисленных исследований [30], является не менее перспективным и эффективным способом интенсификации. В работе [33] получено численное решение для ламинарного течения воздуха в пластинчатом теплообменнике с перфорированными ребрами. Эффект интенсификации теплообмена был замечен согласно результатам исследований авторов при относительно малой длине каналов и больших числах Рейнольдса.

Интересные результаты получены при использовании способа интенсификации теплообмена, основанного на идее воздействия микро – и

макроструктуры потока через искусственное создание неоднородностей давления посредством специального проектирования поверхностей теплообмена [34, 35]. Авторы предложили две новые формы поверхностей теплообмена: канал диффузор-конфузор и теплообменник, внутри которого установлена перегородка, разделяющая параллельные потоки, имеющие разные давления. Последовательное чередование диффузорных и конфузорных течений позволяет создать поток о продольном знакопеременным градиентом давления, приводящим к воздействию на его микроструктуру. При этом энергия турбулентных пульсаций, накопленная потоком при диффузорном течении, полезным образом используется при конфузорных. В другом случае – под действием значительных знакопеременных давлений возникает вторичное течение в виде дискретного вдува или отсоса среды в области пограничных слоев по обе стороны перегородки.

Весьма значительного роста коэффициентов теплоотдачи можно добиться использованием пористых материалов [36]. Физическую основу этого способа составляет чрезвычайно высокая интенсивность теплообмена между проницаемой пористой матрицей и протекающим сквозь нее теплоносителем вследствие очень развитой поверхности их соприкосновения. Заполнение пространства теплообменного тракта между стенкой и пористым каркасом высокотеплопроводным пористым материалом с малым термическим сопротивлением максимально интенсифицирует теплообмен [37], однако наблюдается резкое увеличение гидравлических потерь [38], это сдерживает применение этого метода в составе систем охлаждения реактивных двигателей и в рекуперативных теплообменниках. Уменьшить потери давления в теплообменном тракте с пористым наполнителем, не изменяя габаритных размеров теплообменного тракта, можно, если перейти от общеизвестного продольно-канального движения теплоносителя через пористый материал к межканальному (продольно-поперечному), так как при этом увеличивается площадь проходного сечения вследствие большого числа подводящих и отводящих каналов. Принцип межканальной транспирации теплоносителя через пористые материалы был впервые разработан в МГТУ им Н.Э. Баумана профессором В.М. Поляевым,

позволяет создать высокоэффективный теплообменный аппарат. Схема теплообменного аппарата с межканальной транспирацией теплоносителя представлена на рисунке 1.4. В данном способе интенсификации при умеренных гидравлических потерях удастся получить высокие значения коэффициентов теплоотдачи.

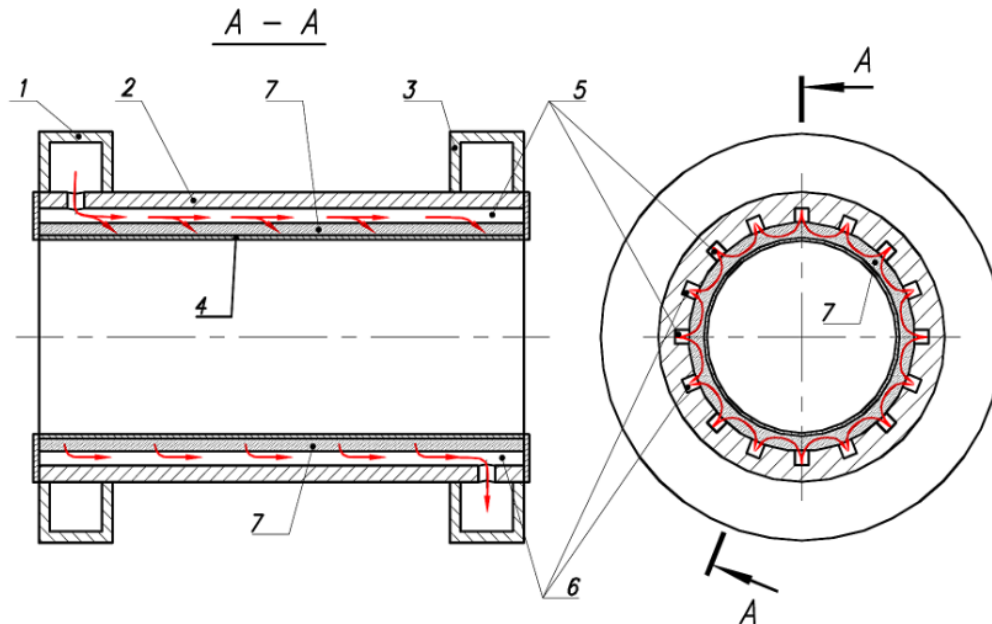


Рисунок 1.4 – Схема проточного тракта с межканальной транспирацией теплоносителя

Одной из разновидностью методов интенсификации теплообмена с помощью трактов сложной конфигурацией проходного сечения являются тракты с компланарными каналами [39-41]. Внедрение в серийное производство охлаждаемых лопаток газотурбинных двигателей с компланарными каналами дало мощный толчок развития этого метода интенсификации теплообмена. Использование теплообменных трактов с компланарными каналами в рекуперативных теплообменных аппаратах для наддува топливных баков нашло применение в том числе и в ракетной технике.

Тракт с компланарными каналами сочетает в себе два метода интенсификации теплообмена:

- 1) увеличение турбулентности за счет закрутки потока;
- 2) увеличение поверхности теплоотдачи.

На рисунке 1.5 представлен тракт с компланарными каналами, выполненный на осесимметричной поверхности. Тракт с компланарными каналами образован параллельными ребрами на противоположных поверхностях двух сопрягаемых по вершинам этих оболочек ребер. Ребра противоположных оболочек расположены под углом 2β друг к другу и образуют систему взаимопересекающихся каналов, сообщающихся друг с другом через межреберные ромбовидные ячейки на поверхности сопряженных оболочек. Такой тракт может образован методом литья по выплавляемым моделям, фрезерованием или с помощью других технологий.

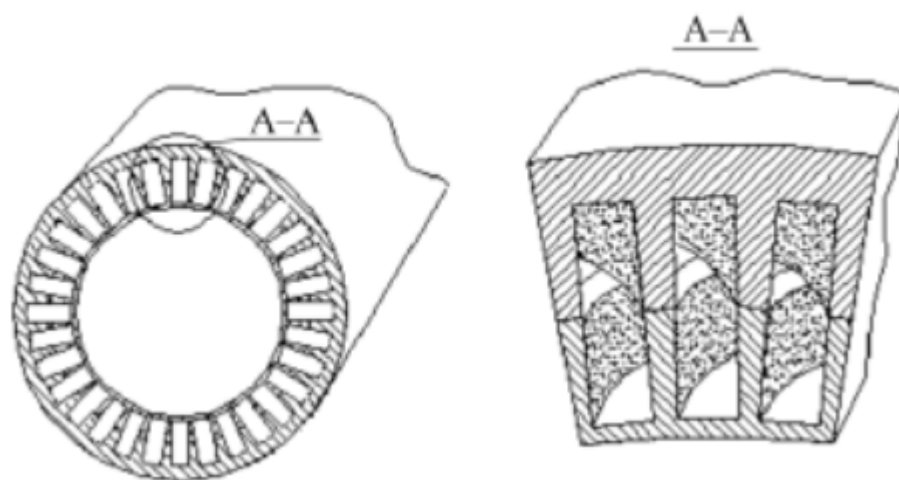


Рисунок 1.5 – Схема проточного тракта с компланарными каналами

Одно из первых исследований тракта с компланарными каналами было проведено в МГТУ им. Н.Э. Баумана в начале 80-х годов. Опыты по исследованию гидравлических характеристик трактов проводились на различных моделях. В результате большого количества экспериментальных исследований были получены обобщенные критериальные зависимости.

Большое внимание ученых в свое время было уделено интенсификации теплообмена с помощью сферических лунок. Значительное количество расчетно-экспериментальных работ выполнено под руководством академика А.И. Леонтьева [42-45] и с участием профессора МГТУ им. Н.Э. Баумана В.Н. Афанасьева [46]. Исследователи отмечают, что при обтекании таких лунок в полости возникают рециркуляционные течения и нестационарные самоорганизующиеся крупномасштабные вихревые структуры. Схема обтекания одиночной сферической лунки представлено на рисунке 1.6.

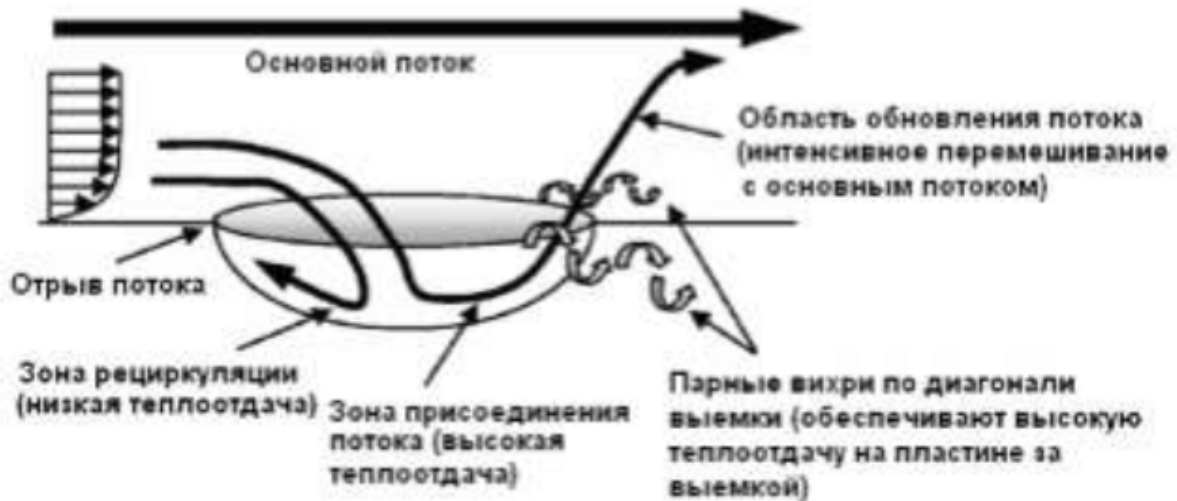


Рисунок 1.6 – Схема обтекания одиночной сферической лунки

Вторым большим классом способов интенсификации теплообмена является группа активных методов, воздействующих на поток с помощью какого-либо внешнего энергетического воздействия.

- Механическое перемешивание жидкости. За счет перемешивания жидкости можно добиться увеличения числа Рейнольдса, сопровождающееся интенсификацией радиально-тангенциальных потоков [47].

- Вибрация поверхностей теплообмена с низкой или высокой частотой. Вибрация присутствует во всей технике, где что-либо движется, но она может быть, как вредна, так и использована на пользу. Данный метод является одним из недостаточно изученных, но проводится множество исследований и, вероятно, его можно будет применить в ближайшем будущем [48].

- Вибрация или пульсация потока жидкости. Пульсация потока может привести к дополнительному переносу тепла от поверхности или к поверхности теплообмена, тем самым интенсифицируя его (см. в работе [49]).

- Использование электростатических полей. Применения электростатического поля может привести к ускорению движения капель на маленьких каплях и равномерному покрытию пучка труб охлаждающей средой по всему объему аппарата (см. в работе [50]).

- Инжекция.

- Отсос газа или жидкости.

- Вдув перпендикулярно или по касательной к поверхности теплообмена нагреваемой или охлаждаемой жидкости.

Ввиду сильного различия получаемых характеристик различных способов интенсификации теплообмена, отсутствия универсального способа интенсификации, различной технологичности, стоимости и т.д. для принятия решения об использовании того или иного способа необходима оценивать эффективность интенсификации теплообмена.

1.2. Обзор способов тепловой защиты теплонапряженных элементов конструкции энергетических и силовых установок

В условиях высокоэффективного термодинамического процесса теплонапряженное состояние проявляется для двух характерных элементов конструкции – камеры сгорания и лопатка турбины. Указанные элементы конструкции испытывают ряд воздействий: поток в проточном тракте создает чрезвычайно высокие термические, механические и акустические нагрузки, проточный тракт заполнен коррозионно-активной смесью из раскаленных продуктов сгорания.

Очевидно, что для эффективного термодинамического процесса температура газа в камере сгорания может превосходить 2000 К, что находится за пределами работы большинства конструкционных материалов [51-53]. Таким образом, для поддержания допустимого теплового состояния элементов конструкции необходимо эффективное применение способов тепловой защиты.

К основным способам тепловой защиты можно отнести:

1. Наружное проточное охлаждение
2. Внутренняя защитная среда
3. Использование теплозащитных покрытий (ТЗП)
4. Использование специальных жаропрочных материалов

Рассмотрим каждый из способов подробнее и оценим применимость использования конкретного способа тепловой защиты для использования в конструкции системы охлаждения.

Формирование *внутренней защитной среды* осуществляется путем создания около стенок теплонапряженных элементов конструкции низкотемпературного пограничного слоя газа, возможно даже жидкой пленки на отдельных внутренних участках стенки.

Внутреннее охлаждение можно осуществить подачей жидкого или газообразного рабочего тела из внутренней области системы охлаждения на поверхность стенки через отверстия или щели в специальном поясе завесы охлаждения. В результате взаимодействия с основным потоком продуктов сгорания струя прижимается к стенке, образуя на ней сплошную пленку. Пленка, двигаясь по стенке, прогревается, перемешиваясь с ближайшими слоями газа, образует низкотемпературный пограничный слой газа.

Завесное охлаждение нашло широкое применение при использовании в качестве способа тепловой защиты в ЖРД, ЖРД малых тяг, охлаждении лопаток газовых турбин. Исследование эффективности завесного охлаждения малых тяг газовыми компонентами топлива, организованного от смесительной головки представлено в работах [54-58], авторами представлен комплексный расчетно-экспериментальный анализ. Достаточно детальный обзор в иностранной печати по направлению исследования завесного охлаждения в ЖРД представлен в работе [59]. Вопрос тепловой защиты газовых турбин с помощью завесного или пленочного охлаждения имеет долгую историю. За это время изменились технологии проектирования, проведения расчетных и экспериментальных исследований. Что нашло отражение в работах отечественных [60-61] и зарубежных авторов [62-65].

Обязательным условием для реализации *транспирационного охлаждения* теплонапряженных элементов конструкции является наличие пористого материала, отвечающего техническим и технологическим требованиям конкретного технического устройства. Данный способ тепловой защиты

осуществляется путем подачи-продавливания охладителя на огневую поверхность сквозь пористую стенку. Поток тепла от горячего газа в стенку, с одной стороны, расходуется частично или полностью на подогрев охладителя, проходящего сквозь пористый материал, а с другой стороны – сам тепловой поток здесь мал. Преимущества данного способа охлаждения состоят в большой эффективности при высокой экономичности.

Рассматривая вопрос о пористом охлаждении, необходимо также отметить влияние теплоты фазового перехода. В случае наружной проточной системы охлаждения камеры сгорания одной из ключевых особенностей является малый массовый расход охладителя. В этих условиях при докритических давлениях охладителя велика вероятность испарения, что может привести к прогару стенки из-за резкого снижения теплоотдачи в пристеночном слое. В случае пористого охлаждения фазовый переход в охладителе происходит не внутри каналов охлаждения, а со стороны огневой пористой стенки. В таком случае если пренебречь теплопроводностью стенки вдоль поверхности, то при стационарном режиме теплообмена подведенная теплота расходуется только на увеличение энтальпии охладителя в системе. Для газового потока баланс теплоты на квадратный метр боковой поверхности можно выразить следующей формулой [66]:

$$\frac{\alpha_{\Gamma}}{c_{p_{\Gamma}}}(I_{\Gamma} - I_w) = g_{\text{охл}}\Delta i_{\text{охл}} \quad (1.1)$$

где α_{Γ} – коэффициент теплоотдачи со стороны газа;

$c_{p_{\Gamma}}$ – удельная теплоемкость газового потока,

I – полная энтальпия газового потока;

$g_{\text{охл}}$ – плотность массового расхода охладителя (кг/(м² · с)).

Предполагая, что вся жидкость испаряется с поверхности, изменение энтальпии охладителя можно выразить $\Delta i_{\text{охл}} = c_{p_{\text{охл}}}(T_{\text{охл_ст}} - T_{\text{охл}}) + r$,

где r – теплота испарения охладителя.

Таким образом, к изменению энтальпии, связанной с подогревом охладителя, в случае пористого охлаждения добавляется теплота испарения топлива. В таблице

1.3 представлены справочные данные [67, 68] по средним значениям теплоемкости охладителей и их теплоте парообразования:

Таблица 1.3 Средние значение теплоемкости охладителей и теплота их парообразования

Топливо	Средняя удельная теплоемкость $c_{p_{охл}}$, кДж/(кг * К)	Теплота испарения r , кДж/кг
Водород	14	454
Метан	2.22	510
Керосин	2.00	209-230

В современном машиностроении пористые металлические материалы нашли широкое применение. Данные материалы отличаются большим разнообразием типов структурных элементов и технологическими процессами их изготовления. Основные виды и процессы изготовления пористых материалов представлены в таблице 1.4 [69].

Таблица 1.4 – Виды металлических пористых материалов и процессы их получения

Вид пористого материала	Структурообразующий элемент	Способ получения
Порошковый	Порошок с размерами частиц 0.0001...1.0 мм	Прессование, прокатка, сварка прокаткой
Волоконный	Волокно диаметром 0.01...0.8 мм	Прессование, прокатка
Металлорезина	Спираль диаметром 0.2...0.3 мм	Прессование в прессформах без спекания
Сетка	Тканная фильтровая сетка с диаметром проволоки 0.03...1.2 мм	
Комбинированный	Порошок + волокно; сетка + порошок; перфорированные листы + сетка	Совместная прокатка, сварка прокаткой, плазменное напыление порошка на сетку
Слоистый	Лист, фольга	Диффузионная и контактная сварка
Сетчатый	Навитая проволока диаметром 0.01...0.8 мм; тканые и вязанные сетки с диаметром проволоки 0.03...1.2 мм	Прессование, сварка прокаткой, диффузионная сварка, пайка

Для изготовления проницаемой стенки, используемой в качестве элемента системы охлаждения теплонапряженных конструкций пористый материал должен обладать следующим комплексом свойств [70]:

- равномерный или переменной проницаемостью по всей поверхности;
- высокой термостойкостью, поскольку температурные перепады между охладителем и горячим газом могут быть весьма значительным;
- необходимой жаростойкостью;
- высокой механической прочностью;
- удовлетворительными технологическими свойствами (свариваемость, штампуемость, механическая обработка).

Пористое охлаждение нашло широкое практическое применение в области разработки и создания работоспособных высокотемпературных лопаток газовых турбин. Самые передовые результаты расчетно-экспериментальных исследований представлены большим количеством работ и широким кругом авторов среди отечественных ученых [71-73] и среди зарубежных [74-76].

Для жидкостных ракетных двигателей транспирационное охлаждение рассматривается в двух схемных реализациях: первая, как и описанная выше использует пористую стенку камеры сгорания, вторая это межканальная транспирация теплоносителя [77]. Современные исследования в этой области демонстрируют большую теплогидравлическую эффективность данного способа охлаждения [78-81].

Существенно большее развитие получили технологии разработки и создания тугоплавких материалов. Это привело совершенствованию способов тепловой защиты с помощью теплозащитных покрытий (ТЗП) и теплоизоляционных материалов.

Слой теплозащитного покрытия, нанесенный на огневую стенку со стороны горячего газа, приводит к снижению температуры стенки при наличии системы наружного проточного охлаждения.

При прочих равных условиях нанесение теплозащитных покрытий на огневую стенку изменяет полное термическое сопротивление стенки. Огневая

стенка покрыта слоем ТЗП со стороны продуктов сгорания. Основное свойство ТЗП – высокая термостойкость, т.е. высокий нагрев без разрушения и при этом низкий коэффициент теплопроводности. Это приводит к высокому значению термического сопротивления, определяемого соотношением $(\delta/\lambda)_{\text{ТЗП}}$, т.е. разность температур, приходящаяся на толщину покрытия $\Delta T_{\text{ТЗП}} = (\delta/\lambda)_{\text{ТЗП}} \cdot q_{\text{Г}}$ будет большой.

Из этого следует, что при неизменной температуре газа (тепловых потоков) температура огневой стенки будет меньше. Если температура огневой стенки остается неизменной, то можно допустить более высокую температуру газа (более высокие тепловые потоки). Таким образом, использование ТЗП в отдельных участках теплонапряженных элементов конструкции может привести к меньшей тепловой нагрузке на стенку, а в области максимальных значений теплового потока позволит использовать стандартные конструкционные материалы. Кроме того, использование ТЗП может свести тепловой баланс до допустимого уровня ввиду снижения нагрузки на наружное проточное охлаждение.

Важным качеством ТЗП является высокая температура плавления, способность противостоять термическим напряжениям, которые возникают при больших температурных градиентах, хорошая сцепляемость (адгезия) с материалом огневой стенки. Поскольку более тонкие покрытия лучше сцепляются с тонкостенными конструкциями, современные толщины ТЗП могут достигать нескольких десятых долей мм.

В качестве материалов для покрытий используются тугоплавкие металлы (молибден, вольфрам и др.), металлокерамика (окиси, карбиды, нитриды металлов), графит. Температура плавления или разложения таких материалов может достигать значений 3500°C. Широкое распространение получили ТЗП на основе окисей магния, циркония, алюминия и некоторых других материалов.

На сегодняшний день трудно будет найти область машиностроения, в которой не рассматривался бы вопрос использования теплозащитных покрытий. Со временем меняются технологии нанесения этих покрытий, эволюционируют свойства, продлевая эксплуатационные свойства основной части конструкции.

В авиационной промышленности наибольшего уровня технологий нанесения теплозащитных покрытий достигнуто при разработке лопаток турбины газотурбинного двигателя [82, 83]. Покрытия могут достигать толщины всего несколько мкм, оставаясь при этом в работоспособном состоянии при температуре до 2000°C. На настоящий момент доступны теплозащитные покрытия на основе керамики [84].

Обобщение литературных данных по использованию теплозащитных покрытий в ДВС представлено в работе [85]. В ДВС теплозащитные покрытия выполняют две функции: перераспределение рассеянного тепла и уменьшение абразивного износа поршня и цилиндра.

В современных ракетных двигателях часто используют комбинированную систему охлаждения, включающую в себя: наружную проточную систему охлаждения и использование ТЗП. Такое сочетание часто позволяет обойтись без внутреннего охлаждения [86-88] для температур газа более 3000°C. Использование теплозащитных покрытий нашло применение во всех типах ЖРД от двигателей первой ступени до космических двигателей, используемых на орбите. В ЖРД бывают случаи самопроизвольного создания теплозащитного покрытия, благодаря осаждению сажи на внутренней стенке камеры сгорания, тем самым улучшая охлаждение двигателя.

В таблице 1.5 приведены теплофизические свойства некоторых тугоплавких материалов [89].

Таблица 1.5 – Теплофизические свойства тугоплавких соединений (при нормальных условиях)

Материал	Символ	Плотность, кг/м ³	Температура плавления, °C	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	Коэффициент линейного расширения, 10 ⁶ , K ⁻¹	Теплоемкость, 10 ⁻³ , Дж/(кг·К)	Модуль упругости, 10 ⁻¹⁰ , Н/м ²
Оксид циркония	ZrO ₂	5580	2900	1.63...1.98	10	-	-
Карбид тантала	TaC	14400	3985	22.1	-	-	-

Продолжение таблицы 1.5

Карбид титана	TiC	4920	3257	16.7	4.1	0.197	33.8
Оксид алюминия	Al_2O_3	3970	2046	27.9...30.2	8.8	-	-
Карбид циркония	ZrC	6730	3530	20.5	6.3	-	34.8
Оксид магния	MgO	3580	2825	34.9	13.5	-	-

Непрерывное развитие технологий получения жаропрочных материалов и сплавов приближает технологическую возможность создания полностью неохлаждаемых конструктивных элементов. К сожалению, большинство жаропрочных материалов обладают плохой жаростойкостью, а значит не подходят для применения в окислительной среде. При этом не исключается возможность применения жаропрочных материалов для самых теплонапряженных конструктивных элементов.

Свойства некоторых жаропрочных материалов представлены в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Теплофизические свойства тугоплавких материалов (при нормальных условиях)

Материал	Символ	Плотность, кг/м ³	Температура плавления, °С	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	Коэффициент линейного расширения, 10 ⁶ , К ⁻¹	Теплоемкость, 10 ⁻³ , Дж/(кг·К)	Модуль упругости, 10 ⁻¹⁰ , Н/м ²
Вольфрам	W	19360	3390	169	4.44	0.134	39.3
Графит (пресованный)	C	1400-1900	3500	75-290	7-10	-	-
Графит (чистый)	C	2280	3500	До 350	-	0.712	0.59-0.785
Молибден	Mo	10200	2622	137	5.1	0.264	33
Тантал	Ta	16600	2900	54.6	6.57	0.138	18.65

Самым распространенным способом тепловой защиты, нашедшим широкое практическое применение, является наружное проточное охлаждение. При проточном охлаждении стенки тракта омываются охладителем. Охладитель протекает в пространстве, сформированном между огневой и силовой оболочкой проточного тракта. В основе наружного проточного охлаждения лежит стационарный режим работы стенки, при котором все тепло, выделяемое в проточном тракте, проходит сквозь огневую стенку и передается в охладитель.

Главной особенностью данного распределение температуры от самой высокой в ядре газового потока до самой низкой в ядре потока охладителя. При этом наибольший градиент температуры наблюдается в области теплового пограничного слоя как со стороны горячего газа, так и со стороны охладителя.

При таких условиях работы температура огневой стенки со стороны газа $T_{ст_г}$ и со стороны охладителя $T_{ст_охл}$ остается постоянной по времени и, если не превышает допустимых значений, то данный элемент конструкции может работать длительное время. В этой связи дынный способ тепловой защиты является самым распространенным.

Большим разнообразием могут отличаться конструктивное исполнения каналов системы охлаждения. Среди которых можно выделить фрезерованные каналы, трубчатые панели, каналы с гофрированными вставками, винтовые каналы и др. При всех возможных вариантах конструктивного исполнения механически связываются огневая и силовая оболочки проточного тракта двигателя. Это позволяет обеспечить более высокие значения давления в камере сгорания и каналах системы охлаждения.

Для поддержания допустимого теплового состояния элементов конструкции проточного тракта двигателя могут использоваться различные схемы подачи охладителя. Целью различных схемных решений может являться меньший подогрев охладителя или обеспечение допустимого состояния стенки в самом теплонапряженном месте конструкции.

Для большинства энергетических и силовых установок характерен малый массовый расход топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$. При этом

охлаждаемая боковая площадь поверхности остается весьма значительной. В связи с этим возникает ограниченность возможности применения наружного проточного способа тепловой защиты. Это ограничение можно преодолеть использованием комбинированного охлаждения сочетая систему наружного проточного охлаждения и, например, использование специальных жаропрочных материалов. Использование теплозащитных покрытий в сочетании с системой наружного проточного охлаждения также позволяет снизить требуемые расходы топлива на охлаждение. Малые расходы охладителя в сочетании со значительной площадью боковой поверхности приводят к еще одному негативному явлению – малой массовой скорости охладителя и, как следствие, низкому значению коэффициента теплоотдачи в проточном тракте наружной проточной системы охлаждения. Для увеличения коэффициента теплоотдачи могут быть использованы различные способы интенсификации теплообмена.

1.3. Обзор методов оценки эффективности интенсификации теплообмена

Каждый способ интенсификации теплообмена в первую очередь характеризуется своими тепловыми и гидравлическими характеристиками, т.е: $Nu = f(Re)$ и $\zeta = f(Re)$ соответственно. Сравнение различных способов интенсификации по абсолютным значениям их тепловых и гидравлических характеристик, очевидно, не совсем корректно, поскольку они зависят от множества факторов, таких, например, как геометрические размеры способа конкретного способа интенсификации. Поэтому широкое распространение получил способ оценки эффективности интенсификации на основе сравнения тепловых и гидравлических характеристик с эталонным гладким каналом характеристики которого достоверно известны.

Для сопоставления тепловой эффективности различных по конструкции интенсификаторов на основании экспериментов, проведенных различными авторскими коллективами при различных средних температурах потока среды и в

разных диапазонах чисел Рейнольдса и Прандтля, возможно использование соотношения:

$$(Nu/Nu_0) = f(Re) \quad (1.2)$$

где индекс «0» означает эталонную гладкую поверхность теплообмена.

Зависимость (2) характеризует увеличение коэффициента теплоотдачи в трубе с интенсификацией по сравнению с коэффициентом теплоотдачи в гладкой трубе.

На рисунке 1.7 представлены результаты обработки опытных данных различных авторов [20, 34, 23, 13, 90] в виде зависимости Nu/Nu_0 от числа Re , при этом значение чисел Нуссельта были приведены к числам Рейнольдса, соответствующей гладкой трубе. Такая сравнительная оценка опытных данных разных авторов позволяет сделать вывод, что с точки зрения тепловых эффектов наиболее перспективны методы интенсификации конвективного теплообмена в вязких средах, воздействующих на пристеночную область применения интенсификаторов теплообмена по числу Рейнольдса. Как видно из рисунка 1.7, наибольшие эффекты увеличения теплоотдачи возникают в диапазоне чисел Рейнольдса Re до 3000, т.е. в ламинарной области течения и в области слабо развитой турбулентности.

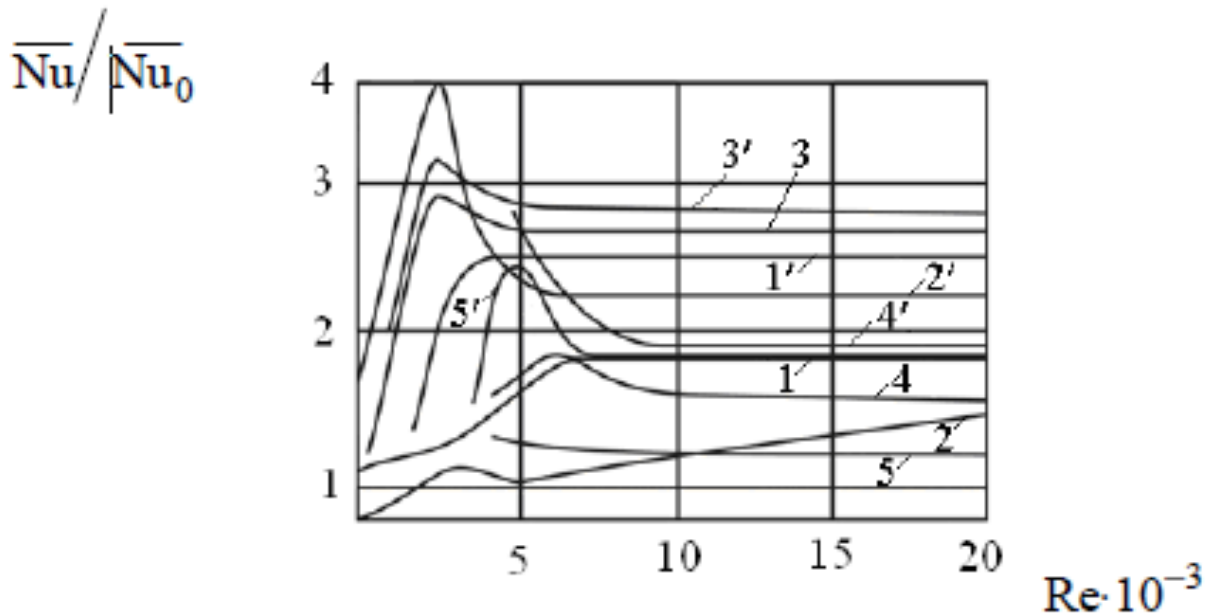


Рисунок 1.7 – Сопоставление опытных данных по теплоотдаче в трубах с интенсификацией теплообмена:

1, 1' – шнековый завихритель, $\varphi = 45 - 75^\circ$ [23]; 2, 2' – поперечная накатка, $d/D = 0.983$ и 0.875 [26]; 3 и 3' – спиральная накатка $S/D = 3.25$ и 1 [13]; 4 и 4' – проволочный спиральный завихритель, $S/D = 2.17$ и 0.724 [90]; 5 и 5' – ленточный завихритель, $S/D = 19$ и 3.16 [20]

Для методов, основанных на применении искусственной периодической шероховатости, это связано с возникновением и развитием вихрей за элементами выступа. С постепенным развитием турбулентности значение Nu/Nu_0 несколько снижается, оставаясь тем не менее, значительно выше единицы. При числах $Re > 8000$ превалирующее влияние на теплообмен начинает оказывать турбулентность, в то время как роль вихрей постепенно снижается.

Что касается интенсификаторов закрутки потока (ленточных, шнековых и т.п.), то их применение, на основании имеющихся опытных данных, будет более перспективно для жидкостей с большей вязкостью [29].

Использование любого из известных методов интенсификации сопровождается также стремительным ростом гидравлических потерь на прокачку теплоносителя. Поэтому, целесообразнее сопоставлять различные методы интенсификации теплообмена на основании полной теплогидродинамической

эффективности. Такие методы оценки предлагались различными исследователями, в том числе В.К. Мигаем, Э.К. Калининым и др. В ряде случаев целесообразно использовать следующее соотношение:

$$\frac{(Nu/Nu_0)}{(\zeta/\zeta_0)} = f(Re) \quad (1.3)$$

характеризующее относительное увеличение интенсивности теплообмена в трубе с интенсификатором на единицу дополнительного затраченной энергии.

Выполненное В.К. Мигаем [13] сравнение различных методов интенсификации теплообмена, представлено на рисунке 1.8. Здесь $I = \frac{(Nu/Nu_0)}{(\zeta/\zeta_0)}$. Автор указывает, что при малых значениях чисел Рейнольдса трубы с кольцевыми выступами обладают наилучшими показателями.

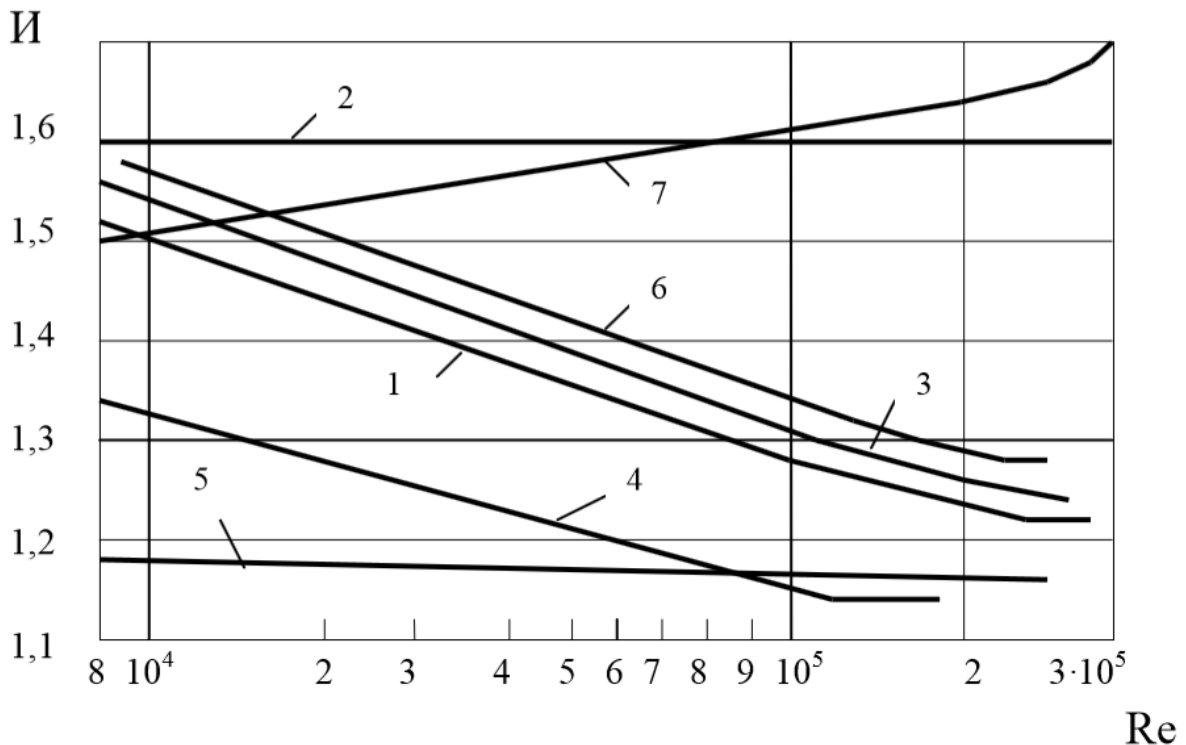


Рисунок 1.8 – Сравнение эффективности различных типов методов интенсификации теплообмена:

- 1 – трубы с кольцевыми выступами; 2 – трубы типа конфузор-диффузор;
 3 – трубы со спиральными вставками; 4 – спирально-профилированные трубы;
 5 – трубы с волнистой осью; 6 – трубы с перфорированными вставками; 7 – трубы с обтекаемыми выступами

Разумеется, выбор метода интенсификации теплообмена в каждом случае индивидуален и определяется назначением аппарата, его конструкцией, свойствами рабочего тела и тому подобными факторами.

Для сравнения различных методов интенсификации необходимо иметь метод оценки, дающий объективное сравнение по всем основным параметрам – тепловому потоку, мощности на прокачку теплоносителя, и площади теплообмена. В подавляющем большинстве работ [10, 91-93] авторы выделяют следующие критерии оценки эффективности интенсификации:

1. Сравнение тепловой мощности аппаратов при фиксированных расходах и потерях давления.

2. Сравнение площади поверхности теплообмена (металлоемкость, габаритные размеры) аппаратов с гладкими трубами и аппарата с турбулизаторами. Тепловая мощность, расходы и потери давления сред должны быть одинаковыми.

3. Сравнение тепловых мощностей или потерь давления при фиксированных расходах и тепловой мощности.

Впервые профессор А.А. Гухман обосновал метод сравнения эффективности теплообменных аппаратов, заключающийся в сравнении при прочих равных условиях. Таким образом, получается три характеристики эффективности: по тепловому потоку, по требуемой мощности на прокачку потока, по площади теплообмена. Из недостатков такого способа можно отметить, что сравнение происходит при одинаковых мощностях, а не расходах теплоносителей, что бывает более удобно при практическом применении. Также следует отметить, сравнивать энергетические эффективности для различных методов интенсификации возможно только при сравнении с одинаковой эталонной поверхностью:

$$K_Q = \frac{Q}{Q_0} \quad (1.4)$$

$$K_N = \frac{N}{N_0} \quad (5)$$

$$K_F = \frac{F}{F_0} \quad (1.6)$$

Соотношение (3) носит название фактора аналогии Рейнольдса. Чем больше значение данного соотношения, тем эффективнее применяемый способ интенсификации теплообмена.

Академик М.В. Кирпичев предложил понятие энергетического коэффициента эффективности для оценки конвективного теплообмена при вынужденном течении теплоносителей, который определяется соотношением теплового потока и мощности, затрачиваемой на прокачку теплоносителя:

$$E = Q/N \quad (1.7)$$

Работа Кирпичева была продолжена рядом авторов. В [23] формула (8) рассчитывается при единичном температурном напоре:

$$E = \frac{\alpha F}{N} = \frac{\alpha}{\bar{N}} \quad (1.8)$$

где α – коэффициент теплоотдачи,

F – площадь поверхности теплообмена.

Аналогичный способ оценки интенсивности теплообмена предложен [166]. Величина оценки интенсивности теплообмена показывает какое количество теплоты передается при единичном температурном напоре, затратах энергии на прокачку рабочей среды 1 Вт при обтекании поверхности в 1 м².

В работе [13] выполнено сравнение различных методов интенсификации теплообмена по критерию теплогидравлической эффективности И, которая представляет собой относительную эффективность количества передаваемого тепла поверхностей при равных затратах мощности на прокачку одного и того же теплоносителя через единицу поверхности:

$$И = \frac{(Nu/Nu_0)}{(\sqrt[3]{\zeta/\zeta_0})^n} \quad (1.9)$$

где n – степень в критериальном уравнении интенсифицированного канала $Nu = A Re^n Pr^m$.

Отношение объемов интенсифицированного канала и гладкого канала можно определить по (10) при условии одинаковых диаметров, коэффициент теплоотдачи в интенсифицированном канале намного меньше, чем на стороне другого потока и при определении скорости, а также поверхности теплообмена без учета влияния самих интенсификаторов [94]:

$$\frac{V}{V_0} = \frac{(\zeta/\zeta_0)^{0,4}}{(Nu/Nu_0)^{1,4}} \quad (1.10)$$

Метод эффективных параметров, основанный на использовании в качестве условия сравнения равенство эффективных чисел Рейнольдса предложена в [95].

Также следует отметить работы [96-98] в попытке сравнить теплогидравлическую эффективность теплообменных поверхностей в обобщенном виде.

В [95-98] представлена попытка обобщить параметры теплообменного аппарата для общего случая оценки эффективности с учетом всех влияющих факторов. Такие методы неизбежно ведут к усложнению расчета, а также необходимости критериальных уравнений для Nu и ζ .

В работе [95] приводится метод сравнения теплогидравлической эффективности теплообменных поверхностей при пренебрежимо малом термическом сопротивлении по одной стороне и равенства ряда основных параметров аппарата.

Несмотря на широкое распространение формулы (3) в литературе и ее частом применении на практике, обусловленной простотой и отсутствием необходимости критериальных, в работах [13, 96-97] отмечаются ее недостатки:

- необходимость обработки данных при одинаковых определяющих исследуемые каналы размерах;
- отсутствие прямого сравнения теплообменной поверхности (объема) аппаратов, что может иметь большое значение при выборе наиболее компактного теплообменника;
- для практического применения важнее (7), причем его максимальное значение для шероховатости различной формы получается при условии $\frac{(Nu/Nu_0)}{(\zeta/\zeta_0)} <$

1, поэтому сравнение каналов с интенсификацией и без должно выполняться при равных удельных затратах энергии на прокачку, а сравнивать количество передаваемого тепла с единицы поверхности.

Рассмотрев методы оценки эффективности интенсификации теплообмена в каналах системы охлаждения представляется целесообразным разработать метод оценки, позволяющего выявить наиболее эффективный способ интенсификации теплообмена в условиях характерным каналам регенеративной системы охлаждения.

Выводы по ГЛАВЕ 1

1. Проведенный обзор исследований и разработок в области различных методов интенсификации теплообмена показал, что развитие этих методов является устойчивой тенденцией на пути совершенствования теплотехнических устройств.
2. Среди рассмотренных способов тепловой защиты элементов конструкции установлено, что перспективным представляется использование интенсификации в каналах, являющейся частью наружного проточного охлаждения.
3. Рассмотрение теоретических и экспериментальных работ в области интенсификации конвективного теплообмена показало, что может быть достигнут существенный прирост теплоотдачи.
4. Имеющиеся методы оценки эффективности интенсификации теплообмена не обладают достаточной универсальностью и не позволяют связать интегральные характеристики канала. Таким образом, цели и задачи диссертационного исследования являются актуальными.

Глава 2. Расчетное исследование влияния интенсификации конвективного теплообмена в модельном канале на величину потребного расхода охладителя

Согласно поставленным задачам диссертационной работы представлены результаты исследования влияния интенсификации теплообмена в модельном канале на величину потребного расхода охладителя. Представлены результаты решения сопряженной задачи теплообмена в плоской постановке, где совместно разрешаются область модельного канала и его огневой стенки с учетом переменных теплофизических свойств стенки и охладителя в канале охлаждения. Результаты численного моделирования позволили определить потребную величину массового расхода топлива для обеспечения допустимого теплового состояния огневой стенки. В результате расчетного исследования показано влияние интенсификации теплообмена на величину потребного массового расхода охладителя.

2.1. Численное моделирование сопряженного теплообмена в модельном канале с интенсификаторами в виде искусственной шероховатости

Расчетное определение теплового состояния элементов конструкции невозможно без детального описания газодинамической картины течения в проточном тракте. Сложные газодинамические структуры течения, такие как: нестационарные отрывные течения, взаимодействие пограничных слоев и т.д., существенно усложняют использование одномерных математических моделей для определения тепловых и гидравлических характеристик.

Математическое моделирование в общем случае нестационарного пространственного турбулентного вязкого течения осуществляется на основе численного решения системы уравнений сохранений массы, количества движения и энергии, дополненной уравнениями состояния и диффузии компонентов. Данную систему принято называть уравнениями Навье-Стокса.

Описание турбулентности при решении уравнений Навье-Стокса осуществляется методом RANS, основанным на использовании осредненных по времени параметров и замыкании системы уравнений полуэмпирической моделью турбулентности [99]. Метод RANS при удовлетворительной точности получаемого решения позволяет минимизировать затраты вычислительных ресурсов в расчетах сложных газодинамических течений.

В рассматриваемой математической модели в каждом элементарном объеме произвольный параметр потока f осредняется либо по Рейнольдсу $\bar{f} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} f dt$ [99], либо по Фавру $\tilde{f} = \frac{1}{\rho} \int_t^{t+T} \rho f dt$ [100]. Здесь T – период осреднения, t – время, ρ – плотность.

В тензорной форме в декартовой системе координат осредненные уравнения Навье-Стокса имеют вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij}, \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho h_s)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j h_s) + \frac{\partial (\rho K)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j K) - \frac{\partial p}{\partial t} = \\ & = \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (D \frac{\partial}{\partial x_j} h_s) + \sum_{m=1}^N \frac{\partial}{\partial x_j} (D h_{s,m} \frac{\partial}{\partial x_j} Y_m) + S_{hc}, \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial}{\partial x_j} k \right] + \tilde{P}_k - \rho \beta^* k \omega, \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial}{\partial x_j} \omega \right] + \\ & + \alpha \rho S^2 - \rho \beta \omega^2 + (1 - F_1) 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j}, \end{aligned} \quad (2.5)$$

Система уравнений (2.1) – (2.5) дополняется уравнением состояния для смеси идеальных газов:

$$p = \left(\sum_{m=1}^N Y_m \frac{R}{M_m} \right) \rho T \quad (2.6)$$

и калорическим уравнением состояния, отражающим зависимость внутренней энергии от термодинамических параметров состояния

$$h = h_s + h_c = \sum_{m=1}^N Y_m \int_{T_0}^T C_{p,m} dT + \sum_{m=1}^N Y_m h_{c,m}. \quad (2.7)$$

В системе уравнений (2.1) – (2.5) использованы следующие обозначения:

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \quad (2.8)$$

где τ_{ij} - тензор вязких напряжений, компоненты которого получены осреднением по мелкомасштабным пульсациям;

μ - динамическая вязкость; δ_{ij} - оператор Кронекера;

$i, j = 1, 2, 3$; x_i, x_j - координаты в декартовой системе координат;

u_i, u_j - проекции вектора скорости газа на оси системы координат;

p - статическое давление;

Y_m - массовые доли компонентов смеси;

h - удельная энтальпия; S_{hc} - источниковый член;

R - универсальная газовая постоянная;

T - температура;

M_m - молярная масса компонентов смеси;

D - коэффициент диффузии;

C_p – удельная теплоёмкость смеси при постоянном давлении (для каждой компоненты смеси задаётся полиномом от температуры);

$h_{c,m}$ - стандартная энтальпия образования вещества при 298К;

k – удельная кинетическая энергия турбулентности;

ω – удельная скорость диссипации турбулентной энергии;

\widetilde{P}_k - скорость генерации турбулентной кинетической энергии;

F_1 – функция переключения;

μ_t – коэффициент турбулентной вязкости;

S – тензор скоростей деформации;

$\alpha, \beta, \sigma_k, \sigma_\omega$ - константы модели турбулентности.

В диссертационной работе используется модель турбулентности $k-\omega$ SST [101], которая позволяет с достаточной точностью описывать внутренние и струйные течения с обратными токами и отрывными зонами.

В каналах системы наружного проточного охлаждения только небольшая часть охладителя, в тепловом пограничном слое, нагревается до значительных температур, при этом среднемассовая температура остается достаточно низкой. Для увеличения среднемассовой температуры охладителя при одновременном снижении потребного расхода охладителя могут быть использованы методы интенсификации конвективного теплообмена в каналах наружной проточной системы охлаждения.

В настоящем разделе рассмотрены результаты расчетных исследований влияния интенсификации теплообмена в каналах наружного проточного охлаждения. Для расчетного исследования было использовано численное моделирование высокого уровня, позволяющее решить задачу сопряженного теплообмена в каналах наружного проточного охлаждения при использовании методов интенсификации конвективного теплообмена.

В качестве методов интенсификации теплообмена были выбраны методы нанесения искусственной шероховатости на стенку со стороны охладителя с помощью: прямоугольных выступов. Решалась сопряженная задача при условии интенсификации теплообмена в модельном канале.

Интенсификация теплообмена с помощью искусственной шероховатости является одним из наиболее изученных способов. Физические основы этого метода основаны на теории пограничного слоя. В конвективном теплообмене между стенкой и охладителем участвует лишь тонкий слой потока – тепловой пограничный слой. Причем, интенсивность теплообмена в значительной степени зависит от характера движения в пограничном слое. При ламинарном пограничном слое перенос теплоты осуществляется главным образом теплопроводностью и теплообмен существенно менее интенсивен, чем при турбулентном пограничном слое. Однако, даже в турбулентном пограничном слое теплоперенос

ограничивается образованием непосредственно на стенке ламинарного подслоя, в котором теплота передается более слабым механизмом – теплопроводностью.

Можно сказать, что «термическое сопротивление» турбулентного пограничного слоя, выраженное величиной $1/\alpha$, определяется термическим сопротивлением ламинарного подслоя: в нем происходит падение температуры $\Delta T = 1/(\alpha \cdot q)$. С усилением турбулентности, например, при увеличении скорости потока, ламинарный подслей становится тоньше, его термическое сопротивление уменьшается и теплообмен усиливается. Но увеличение скорости охладителя приводит к нарастанию гидравлических потерь на прокачку теплоносителя. В тоже время в каналах системы охлаждения нет возможности существенного увеличения скорости течения охладителя из-за ограниченности расхода.

В связи с этим, один из способов интенсификации теплообмена – организация искусственной турбулизации потока в канале охлаждения установкой в нем специальных турбулизаторов. При этом, турбулизация всего потока нерациональна, так как она наряду с усилением теплообмена в той же мере увеличит и гидравлическое сопротивление. Более рациональный способ интенсификации теплообмена – использование искусственной шероховатости.

Как было показано на примере работ многих авторов в главе 1 эффективность использования искусственной шероховатости зависит от соотношения шага между выступами и высотой выступа. Наиболее рациональное влияние шероховатости должно распространяться главным образом на пограничный слой. Кроме того, известно, что гидравлическое сопротивление при высоте бугорков шероховатости меньше толщины ламинарного подслоя ($h/\delta_l \leq 1$) практически соответствует гидравлическому сопротивлению гладкого канала. Но такая незначительная шероховатость недостаточно интенсифицирует теплообмен. Увеличение высоты шероховатости приводит усиливает и теплообмен, и гидравлическое сопротивление. Очевидно, рациональной высотой будет такая при которой интенсивность теплообмена увеличивается существенно больше, чем возрастает гидравлическое сопротивление. Опытные и теоретические данные рекомендуют

для наиболее оптимального решения использовать высоту шероховатости равной десятикратной толщине ламинарного подслоя: $h \approx 10\delta_L$.

Величина коэффициента гидравлического сопротивления при шероховатых поверхностях может определяться по известным гидравлическим зависимостям, например формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,1(1,46\bar{\Delta} + 100Re_{d_r})^{0,25} \quad (2.9)$$

где $\bar{\Delta} = h/\delta_L$ – относительная шероховатость;

d_r – гидравлический диаметр;

Re_{d_r} – число Рейнольдса.

Для оценки толщины ламинарного подслоя на участке можно, используя известное соотношение Кармана, получить следующую эмпирическую формулу:

$$\delta_L = 32,5d_r/(\sqrt{\lambda}Re_{d_r}) \quad (2.10)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления гладкого канала.

Расчет по представленным зависимостям привел к следующему значению высоты прямоугольного выступа и цилиндрической канавки $h = 0,5$ мм, следовательно шаг $S = 13h = 6,5$ мм.

На рисунке 2.1 представлена геометрическая модель канала системы охлаждения и фрагмент расчетной сетки.

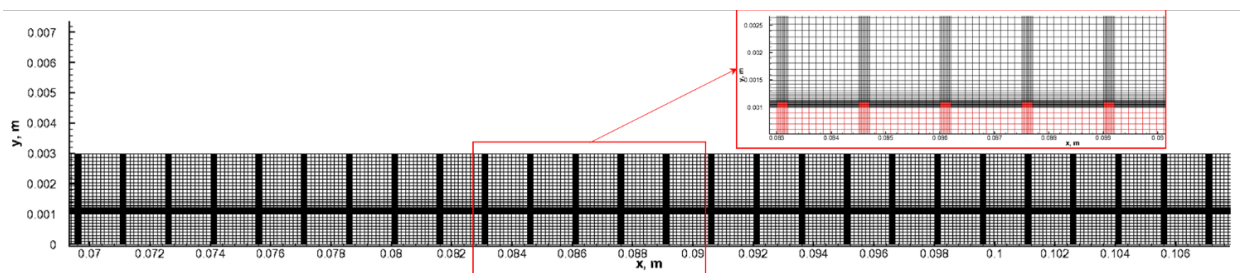


Рисунок 2.1 – Геометрическая модель и фрагмент расчетной сетки для модельного канала

На геометрическую модель была построена структурированная расчетная сетка с адаптацией к поверхности с искусственной шероховатостью. Это вызвано необходимостью разрешать явления переноса в пограничном слое и вблизи выступов для описания гидродинамической структуры. Адаптация к поверхностям

обеспечивает значение величины $y^+ \leq 1$. Численное моделирование сопряженного теплообмена в данной задаче осложнено необходимостью построения достаточно детальной сетки в области малых геометрических размеров (доли миллиметра).

Серия расчетов проводилась до установления потребного расхода охладителя при условии, что температура стенки со стороны газа не превосходит значение в 1000 К.

На рисунках 2.2 – 2.5 представлены газодинамические поля для условия постоянного по длине теплового потока со стороны огневой стенки.

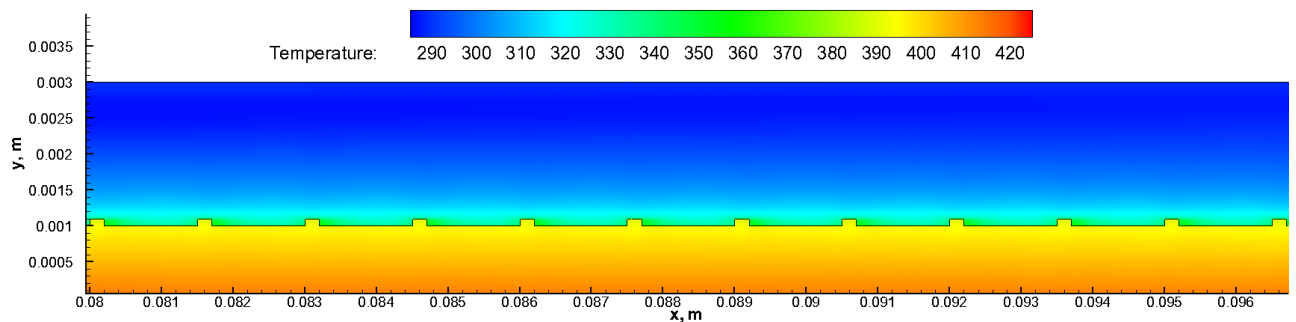


Рисунок 2.2 – Поле температур в канале системы охлаждения с интенсификаторами

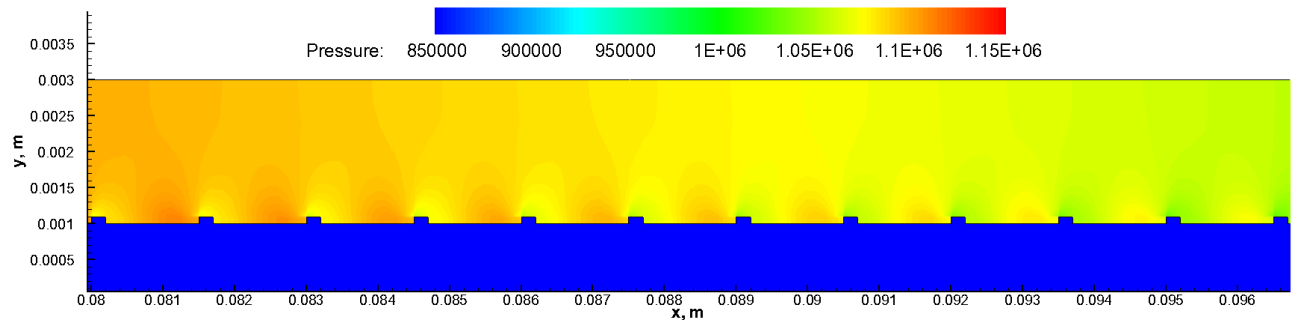


Рисунок 2.3 – Поле давлений в канале системы охлаждения с интенсификаторами

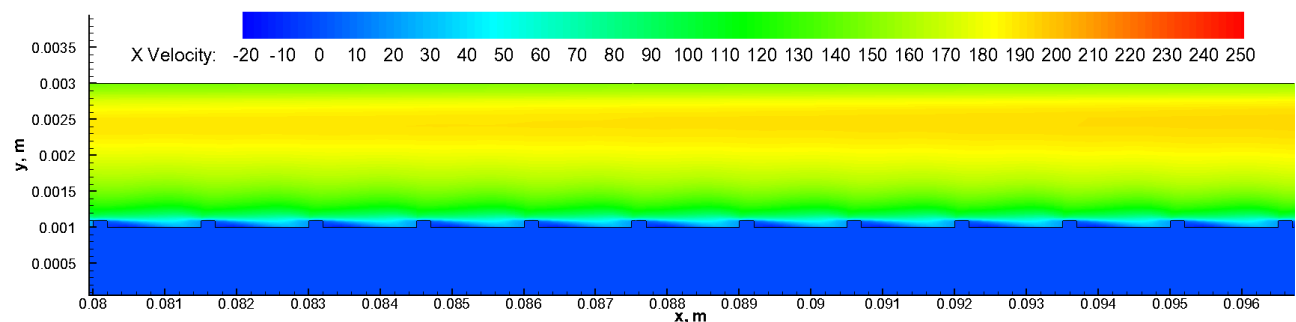


Рисунок 2.4 – Поле продольной составляющей скорости в канале системы охлаждения с интенсификаторами

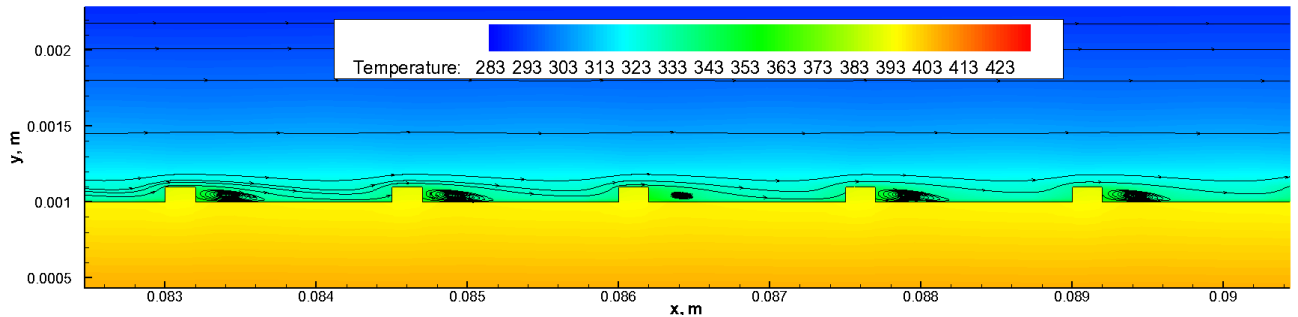


Рисунок 2.5 – Линии тока на поле температур в канале системы охлаждения с интенсификаторами

Анализ газодинамических полей течения, представленных на рисунках 2.2 – 2.5, показывает характерное формирование динамического и теплового пограничного слоя. Видно, что образующие отрывные зоны за уступами не способствуют существенным перебросам горячего пограничного слоя в ядро потока, т.е. большая часть потока остается холодной.

На рисунке 2.6 представлено сравнение распределения температуры огневой стенки для гладкого канала и случая интенсификации при условии одинаковых расходов в канале. Видно, что на начальном участке температура огневой стеки одинакова, ввиду наличия участка гидродинамической стабилизации в канале с интенсификаторами, отличия можно видеть при взаимодействии потока с первыми выступамм. Из гидродинамической картины течения видно, что в случае интенсификации ядро потока прогревается сильнее при этом температура огневой стенки становится ниже.

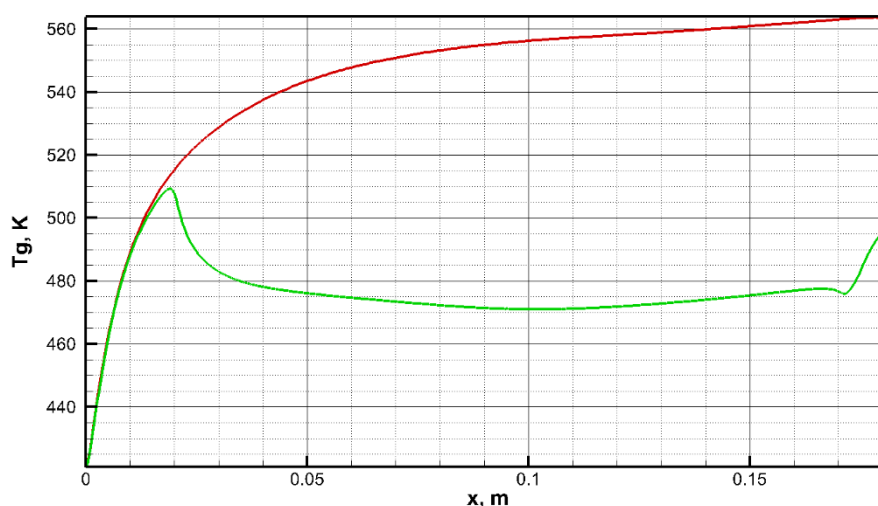


Рисунок 2.6 – Сравнение температуры огневой стенки в гладком канале и канале с интенсификаторами.

В таблице 2.1 представлены интегральные параметры системы охлаждения с интенсификацией теплообмена. Из представленных данных видно, что использование интенсификации теплообмена позволяет снизить требуемый расход охладителя в каналах системы охлаждения и увеличить подогрев охладителя.

Таблица 2.1 – Интегральные тепловые параметры для сравнения гладкого канала и канала с интенсификацией

Отношение массовых расходов охладителя и топлива $G_{\text{охл}}/G_{\text{т}}$	расходов «выступы»	Средний подогрев охладителя $\overline{\Delta T}_{\text{охл}}$, К	«выступы»
≈ 1		72	
≈ 1		86	
≈ 1		92	
≈ 1		104	
≈ 1.06		96	
≈ 1.22		88	
≈ 1.36		83	
≈ 1.54		76	
≈ 1.62		72	
≈ 1.702		62	
≈ 1.86		57	

Аналогичные расчеты были проделаны для другого вида интенсификаторов в виде цилиндрических канавок. Ввиду того, что данный тип интенсификаторов реализует тот же физический принцип разрушения пограничного слоя, качественные и количественные результаты близки к приведенным результатам.

В результате решения сопряженной задачи установлено, что интенсификация теплообмена в каналах наружной проточной системы охлаждения позволяет снизить потребный расход охладителя. Это приводит к возможности снижения расхода охладителя, а значит работы системы охлаждения на более экономичном режиме.

2.2. Анализ целесообразности применимости интенсификации теплообмена в каналах системы охлаждения

Одной из сложностей, ограничивающих поддержание допустимого теплового состояния, является недостаточный расход охладителя в системе охлаждения камеры сгорания. В условиях ограниченного расхода можно охлаждать только часть камеры, используя при этом специальные высокотемпературные материалы там, где это возможно. Но даже при этом необходимо использовать максимально полным образом имеющийся хладоресурс охладителя. Для этого, как было показано выше, целесообразно использовать методы интенсификации теплообмена. Их использование позволяет не только обеспечивать допустимое тепловое состояние конструкции камеры сгорания, но и улучшить экономические характеристики системы охлаждения.

Проанализируем целесообразность применимости интенсификации теплообмена в каналах системы охлаждения камеры сгорания на основании выражения для подогрева топлива. Для расчета подогрева каналы системы охлаждения разбиваются вдоль движения охладителя на i участков как показано на рисунке 2.7.

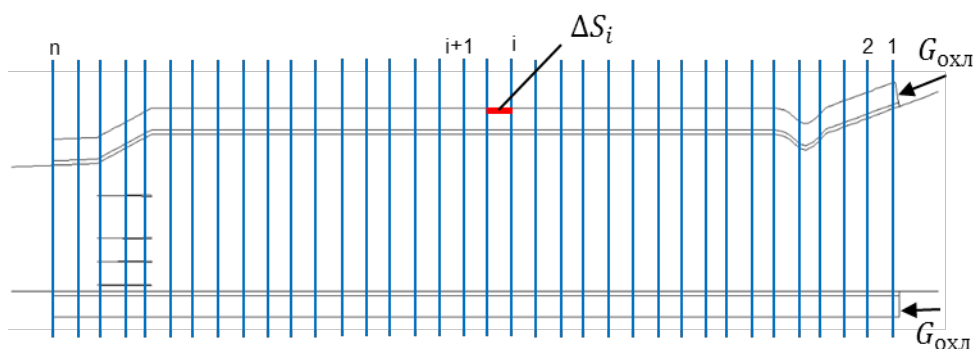


Рисунок 2.7 – Схема разбиения каналов наружного проточного охлаждения для расчета подогрева охладителя

Формула для суммарного подогрева охладителя будет иметь следующий вид:

$$\Delta T_{\text{охл}}^{\Sigma} = T_{\text{охл}}^{\text{ВЫХ}} - T_{\text{охл}}^{\text{ВХ}} = \frac{\sum_{i=1}^n (\overline{q_{wi}} \Delta S_i)}{G_{\text{охл}} c_p (\overline{p_{\text{охл}}}, \overline{T_{\text{охл}}})} \quad (2.11)$$

где $\Delta T_{\text{охл}}^{\Sigma}$ – суммарный подогрев охладителя на всей длине каналов;

$T_{\text{охл}}^{\text{ВЫХ}}$ – температура охладителя на выходе из системы охлаждения;

$T_{\text{охл}}^{\text{ВХ}}$ – температура охладителя на входе в систему охлаждения;

$\overline{q_{wi}}$ – средний тепловой поток на i -м участке канала охлаждения;

ΔS_i – площадь канала охлаждаемой поверхности на i -м участке;

$c_p (\overline{p_{\text{охл}}}, \overline{T_{\text{охл}}})$ – теплоемкость охладителя при средних значениях температуры и давления на i -м участке.

Очевидно, что для обеспечения допустимого теплового состояния стенок камеры сгорания необходимо, чтобы температура охладителя на выходе была меньше предельно допустимой температуры для используемого материала стенки $[T_{\text{СТ}}]$. Введем коэффициент $K_T < 1$, т.е. $T_{\text{охл}}^{\text{ВЫХ}} = K_T [T_{\text{СТ}}]$. Тогда выражение (2.11) можно записать в следующем виде:

$$K_T = \frac{\sum_{i=1}^n (\overline{q_{wi}} \Delta S_i)}{G_{\text{охл}} c_p (\overline{p_{\text{охл}}}, \overline{T_{\text{охл}}}) [T_{\text{СТ}}]} + \frac{T_{\text{охл}}^{\text{ВХ}}}{[T_{\text{СТ}}]} \quad (2.12)$$

Отношение $\frac{T_{\text{охл}}^{\text{ВХ}}}{[T_{\text{СТ}}]}$ поддается оценке на основании общих соображений об использованных материалах конструкции и охладителей. Для криогенных топлив таких как водород величина $T_{\text{охл}}^{\text{ВХ}}$ может составлять 100К, при этом для традиционного углеводородного топлива $T_{\text{охл}}^{\text{ВХ}} \approx 300$ К. Наибольшее

распространение получил бронзовые сплавы (БрХ08), где значение $[T_{ст}] \approx 850 \dots 900 \text{ К}$ и коррозионно-стойкие стали такие например как 12Х18Н10Т со значением $[T_{ст}] \approx 1000 \dots 1100 \text{ К}$. Отсюда следует, что $\frac{T_{охл}^{вх}}{[T_{ст}]} \approx 0.1 \dots 0.35$. Исходя из определения коэффициента K_T , приходим к следующему оценочному выражению:

$$\frac{\sum_{i=1}^n (\overline{q_{wi}} \Delta S_i)}{G_{охл} c_p (\overline{p_{охл}}, \overline{T_{охл}}) [T_{ст}]} < 0.65 \dots 0.9 \quad (2.13)$$

Проанализируем дополнительно данное соотношение. Выражение $\sum_{i=1}^n (\overline{q_{wi}} \Delta S_i) = \int q_w dS = Q_w$ – можно трактовать как суммарное количество тепла, приходящееся в стенку камеры сгорания высокоскоростного ПВРД. А в знаменателе $G_{охл} c_p (\overline{p_{охл}}, \overline{T_{охл}}) [T_{ст}] = G_{охл} \int_{T_{охл}^{вх}}^{[T_{ст}]} c_{p_{охл}} dT_{охл} = G_{охл} \Delta H_{топл}$ – изменение энтальпии охладителя при прогреве его до предельно допустимой температуры стенки. Таким образом, целесообразность применения интенсификации теплообмена в каналах наружного проточного охлаждения обусловлена соотношением между изменением полной энтальпией охладителя при прогреве его до предельно допустимой температуры стенки и суммарным количеством тепла приходящемся в стенку камеры сгорания.

$$(0.9 \dots 0.65) (G_{охл} \Delta H_{топл}) > Q_w \quad (2.14)$$

Применение интенсификации теплообмена приводит к увеличению подогрева охладителя, приближая температуру на выходе к предельно допустимой температуре материала, или в данном случае будет увеличивать значение коэффициент K_T . Таким образом, на основании проведенного анализа можно сделать вывод о том, что интенсификация теплообмена в каналах наружного проточного охлаждения целесообразна, когда в диапазоне (65% ... 90%) от полного изменения энтальпии охладителя больше, чем суммарное количество тепла, приходящегося в стенку камеры сгорания.

Выводы по ГЛАВЕ 2

1. На основании решение задачи сопряженного теплообмена установлено, что, что интенсификации позволяет повысить подогрев охладителя и, следовательно, реализовать больший хладоресурс и снизить требуемое значение расхода охладителя.
2. Анализа результатов компьютерного моделирования позволяет сформировать условие применимости интенсификации теплообмена в каналах наружной проточной системы охлаждения.

Глава 3. Расчетное исследование эффективности различных способов интенсификации теплообмена в области низких значений чисел Рейнольдса

Согласно поставленным задачам диссертационной работы в настоящей главе изложены результаты исследования тепловых и гидравлических характеристик различных методов интенсификации теплообмена, включая исследования в области низких значений чисел Рейнольдса. Рассматриваемые методы интенсификации теплообмена представляют собой стационарные методы, реализованные в трубе: закрученная лента; проволочная спираль; спираль и лента. Проведено детальное исследование метода интенсификации теплообмена, основанного на нестационарном эффекте обтекания группы профилей, располагающихся поперек потока, и возникновению пульсаций давления. Исследован теплообмен и гидродинамика при течении теплоносителя в щелевых трактах, образованных компланарными каналами. Рассмотрено две конфигурации: плоская и осесимметричная. В каждом из представленных методов особое внимание уделено исследованию в области низких значений чисел Рейнольдса, как представляющим наибольший практический интерес при реализации в каналах наружного проточного охлаждения.

Предложена модификация метода оценки эффективности интенсификации теплообмена Г. А. Дрейцера, позволяющая сравнивать способы интенсификации на основе параметров, характеризующих объект в целом. Этот метод применен к способам, представленным в данной главе и к известным методам интенсификации. Проведено обобщение данной зависимости. Выполнена верификация метода оценки эффективности интенсификации теплообмена на основании результатов численного моделирования с использованием математических моделей высокого уровня.

3.1. Расчетное исследование тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации

Различные способы интенсификации теплообмена в первую очередь характеризуются тепловыми и гидравлическими характеристиками. Традиционно тепловые и гидравлические характеристики получают в ходе проведения комплекса экспериментальных исследований. При этом эксперименты проводятся не только для выявления основных гидродинамических особенностей, но и для полного построения тепловых и гидравлических характеристик конкретного способа интенсификации. В ряде случаев многочисленные физические эксперименты нерациональны и, могут быть, весьма дорогостоящими. Кроме того, возможность исследования различных рабочих тел, схемных, режимных и др. параметров часто ограничено возможностями экспериментальных установок и используемого на ней диагностического оборудования. Современный уровень развития вычислительной техники, используемых на ней программных комплексов позволяет существенно дополнить, расширить, а в ряде случаев и полностью заменить проводимые экспериментальные исследования. Современные программные комплексы обладают возможностью решения многообластных сопряженных задач теплообмена в стационарной и нестационарной постановке, разрешать явления на начальном участке течения, разрешать сложные турбулентные явления, рассматривать процессы в пограничных слоях и т.д.

Использование математического моделирования для определения тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации требует наличия достоверных физико-математических моделей, достаточной дискретизации по пространству и по времени, обоснованных начальных и граничных условий. Можно выделить следующие особенности численного моделирования в задачах теплообмена:

- построение расчетной сетки. Несмотря на современные возможности использования многомиллионных расчетных сеток, детальное описание явлений в пограничном слое требует построения мелкой сетки вблизи пристеночных

областей. Это накладывает определенные ограничения на соотношения между размерами пограничных областей и размерами всей расчетной области. Величина y^+ - безразмерная величина, характеризующая размер первой пристеночной ячейки, должна правильно сочетаться либо с низкорейнольдсовыми, либо с высокорейнольдсовыми моделями турбулентности.

- использование моделей турбулентности. Выбор модели турбулентности среди однопараметрических и многопараметрических позволяет правильно предсказать явления переноса, положения и размер отрыва, явления ламинарно-турбулентного перехода.

- описание теплофизических свойств рабочих тел. Для отдельных случаев могут быть использованы постоянные значения теплофизических свойств рабочих тел – это позволяет упростить процедуру численного расчета и увеличить скорость сходимости. Однако, в большинстве случаев для задач теплообмена имеет место сильная зависимость теплофизических свойств от температуры. В этом случае свойства могут быть заданы по полиномиальным или другим зависимостям, а также могут быть использованы специальные физико-математические модели, такие, например, как кинетическая теория.

- Условия сходимости и схемная вязкость. Использование численных схем второго и особенно первого порядка дискретизации не всегда может предсказать всю полноту физических явлений. Качественно новые явления, возникающие в ходе численного моделирования, следует подвергать критическому анализу, а также процедуре верификации и валидации.

В настоящем разделе представлены результаты исследования гидродинамических процессов и определения тепловых и гидравлических характеристик для различных способов интенсификации теплообмена.

3.1.1. Описание геометрических моделей различных способов интенсификации теплообмена в круглых трубах

В качестве объектов для численного исследования интенсификации теплообмена выбрано две конфигурации трактов: в трубе и компланарные канале плоском и осевом щелевом тракте. В свою очередь в трубе рассматривается четыре способа интенсификации теплообмена:

- проволочная спираль, расположенная вплотную к внутренней стенке;
- закрученная лента;
- совместное использование спирали и ленты, закрученных в противоположных направлениях;
- аэродинамические профили, установленные поперек в центре трубы.

На рисунке 3.1 представлена геометрическая модель трубки с интенсификатором в виде проволочной спирали. Интенсификатор установлен в трубку 12x1 мм, внутренний диаметр составляет 10 мм, длина трубки составляет 300 мм. Диаметр используемой проволоки составляет 0.5 мм, шаг между витками 5 мм. Для отсутствия конфликта граничных условия спираль установлена на расстоянии 50 мм от входа, дополнительно это позволит разрешить течение на начальном участке и сформироваться течению в пограничных слоях.

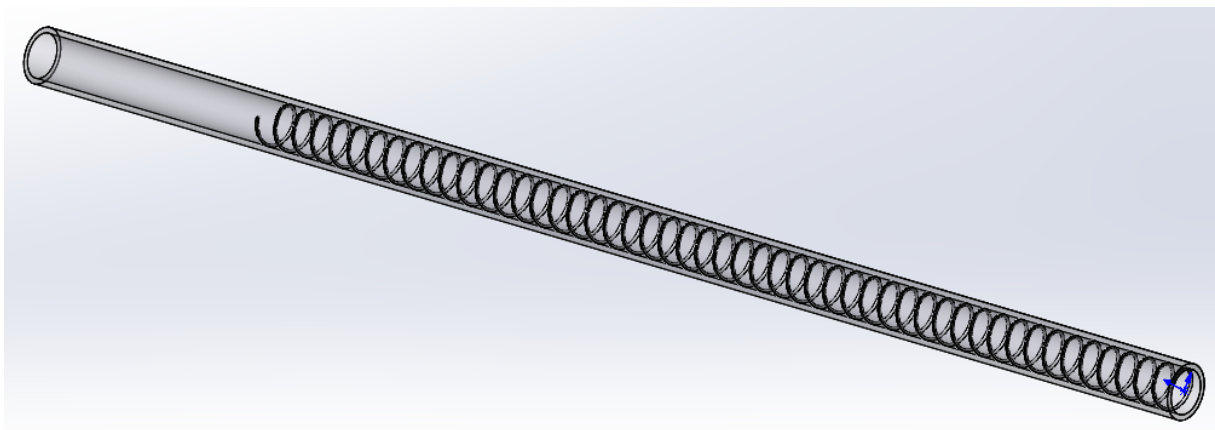


Рисунок 3.1 – Круглая труба с интенсификацией теплообмена с помощью проволочного спирального завихрителя потока

Аналогичным образом установлена в трубке 12x1 мм установлен интенсификатор теплообмена в виде скрученной ленты, представленной на рисунке 3.2. Длина трубки также составляет 300 мм, начальный участок без интенсификатора – 50 мм. Лента выполнена из закрученной ленты толщиной 1 мм, шаг ленты составляет 30 мм. Начало ленты выполнено в виде прямоугольного отрезка по технологическим соображениям. Лента установлена вплотную к внутренней стенке. На расчетной модели лента и стенки трубки соединены в одно тело.

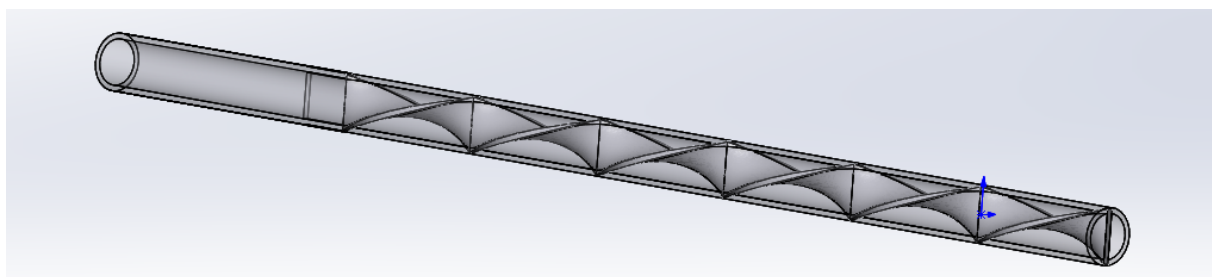


Рисунок 3.2 – Круглая труба с интенсификацией теплообмена с помощью скрученной ленты

В следующей геометрической модели реализовано два вышеупомянутых способа интенсификации теплообмена: ленту и спираль (рисунок 3.3). Аналогичным образом в трубку 12x1 мм устанавливаются два интенсификатора, длина трубки также составляет 300 мм. Спираль и лента имеют такие же геометрические параметры, как и в предыдущих случаях, но при этом имеют разное направление закрутки потока. Взаимодействие потоков, закрученных в разных направлениях, потенциально дают возможность для большей диссипации тепловой энергии. В рассмотренной модели спираль, лента и стенка трубки объединены в единое тело.

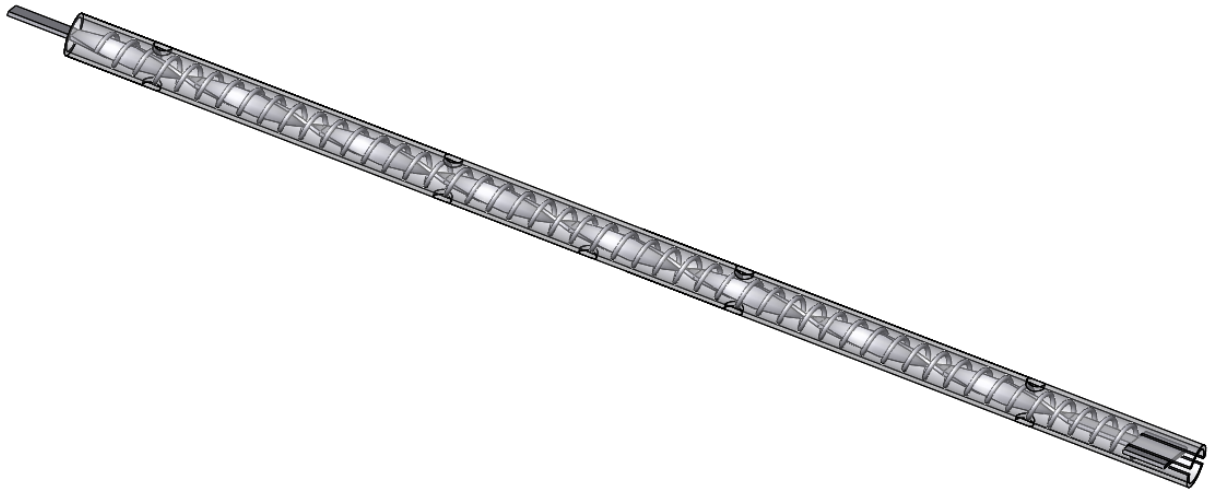


Рисунок 3.3 – Круглая труба с интенсификацией теплообмена с помощью одновременного использования скрученной ленты и спирального завихрителя

На рисунке 3.4 представлена геометрическая модель способа интенсификации с помощью самовозбуждения резонансных автоколебаний звуковых и ультразвуковых частот с помощью установки плоских профилей вдоль оси канала. Рассматривается аналогичная трубка 12x1 мм, длиной 300 мм, в которую установлено три группы профилей, длина профиля составляет 13 мм, расстояние между профилями 2 мм, а между каждой из групп профилей 10 мм. Группа профилей и стенки трубки объединены в одно тело. От входного сечения первая группа профилей отдалена на расстояние 50 мм.



Рисунок 3.4 – Круглая труба с интенсификацией теплообмена с помощью специальных профилей

Дополнительно к вышеописанным геометрическим моделям была построена геометрическая модель гладкой трубки таких же геометрических размеров, но без интенсификации теплообмена. Главной целью построения геометрической расчетной модели гладкой трубы без интенсификации сравнение получаемых характеристик интенсификации и гладкой трубы, т.е. верификация и валидация расчетных характеристик.

На практике в теплообменных аппаратах широко известны различные виды щелевых и оребренных каналов. Одной из разновидностей оребренного тракта является плоский тракт с компланарными каналами.

Плоский тракт с компланарными каналами образован параллельными ребрами на противоположных поверхностях двух сопрягаемых по вершинам этих ребер оболочек (рисунок 3.5). Ребра противоположных пластин расположены под углом 2β друг к другу и образуют систему взаимоперекрещивающихся каналов, сообщающихся друг с другом через межреберные ромбовидные ячейки на поверхности сопряженных пластин.

Геометрическая твердотельная модель плоского тракта с компланарными каналами обладает рядом геометрических параметров: длина исследуемого тракта $L = 100$ мм (остается постоянной во всех вариантах исследования), толщины: огневой стенки $\delta_1 = 1$ мм., силовой стенки $\delta_2 = 1$ мм., ребра $\delta_p = 5$ мм (остаются постоянным во всех вариантах расчета). Так же не изменяется шаг оребрения $t = 1$ мм. Одним из важнейших геометрических параметров, определяющих интегральные тепловые и гидравлические характеристики плоского тракта с компланарными каналами, является угол взаимного пересечения 2β . В данном исследовании угол взаимного пересечения плоского тракта с вихревыми каналами варьировался $2\beta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$. Таким образом, разработано три геометрических модели для плоского тракта с компланарными каналами, отличающихся друг от друга углом взаимного пересечения.

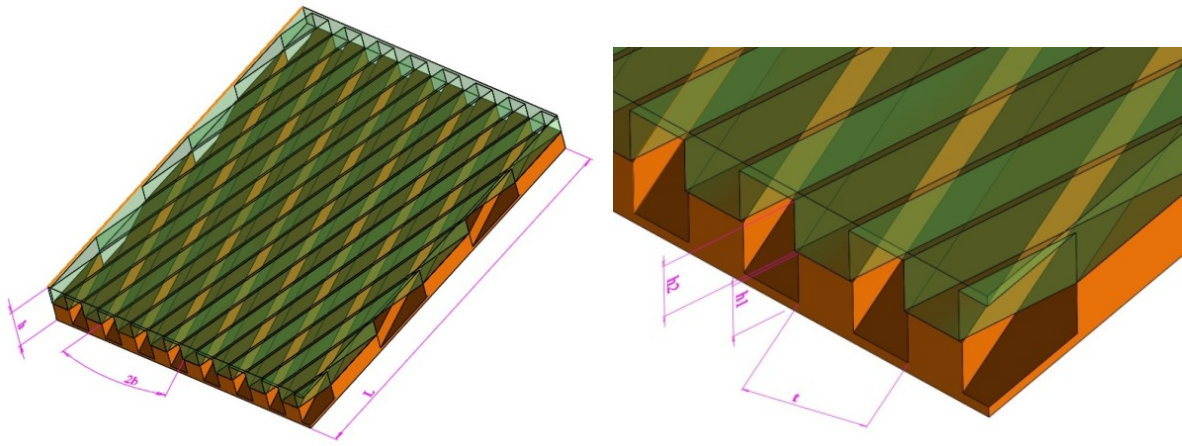


Рисунок 3.5 – Плоский тракт с компланарными каналами

Компланарные каналы, выполненные на цилиндрическом тракте представлено на рисунке 3.6. Внутренний диаметр тракта составляет 50 мм, длина 250 мм. Высота щелевого тракта, толщины стенок и ребра, а также углы взаимного пересечения такие же, как и в случае плоского тракта с компланарными каналами. В начале и в конце тракта выполнены прямые ребра, позволяющие избежать конфликта граничных условий.

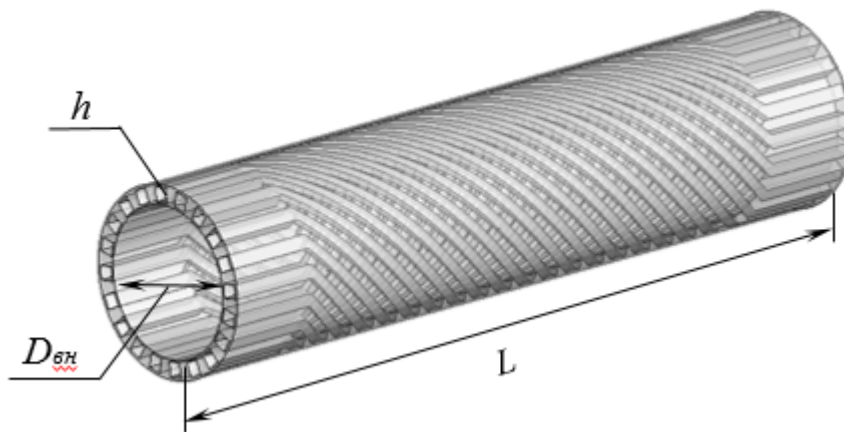


Рисунок 3.6 – Осесимметричный тракт с компланарными каналами

Дополнительно для сравнения характеристик трактов с компланарными каналами с оребренными каналами были построены геометрические модели оребренных трактов, которые облают точно такими же геометрическими характеристиками, кроме угла взаимного пересечения.

Все описанные геометрические модели были использованы для проведения расчетных исследований гидродинамических особенностей и определения тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена.

3.1.2. Численное моделирование гидродинамики и определение тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена в круглых трубах

Для всех описанных в предыдущем разделе геометрических моделей было проведено исследование гидродинамики течения, а также определены тепловые и гидравлические характеристики. Полученные характеристики были сравнены с имеющимися экспериментальными данными.

Изначально было проведено исследование течения и теплообмена в трубке диаметром 10 мм, длина трубки 300 мм, толщина стенки 1 мм. Это позволит в прямую проводить сравнение полученных данных. Исследование проводилось в широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса, охватывающем все режимы течения от ламинарного до развитого турбулентного. Для валидации расчетов было проведено сравнение числа Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса с известными результатами многочисленных расчетно-экспериментальных исследований.

На геометрическую модель гладкой трубы была построена структурированная расчетная сетка, адаптированная к пристеночной области и входному сечению. Числе элементов расчетной сетки составило примерно 300 000 элементов, размер первого пристеночного элемента составляет 0.01 мм, что обеспечивает значение величины $y^+ \leq 1$. На внешней поверхности стенки задавалось граничное условие второго рода – тепловой поток $q_w = 20 \text{ кВт/м}^2$, на выходе было задавалось значение давления $p_{\text{ВЫХ}} = 1 \text{ бар}$, и значение температуры $T_{\text{ВЫХ}} = 300 \text{ К}$. На входе задавался диапазон значений давления $p_{\text{ВХ}} = 1.01 \dots 4.0 \text{ бар}$, температура $T_{\text{ВХ}} = 300 \text{ К}$. В качестве рабочего тела рассматривается

воздух с переменными теплофизическими свойствами, задаваемые в виде полиномиальных зависимостей, материал стенки сталь 12X18H10T с постоянным значением коэффициента теплопроводности $\lambda_w = 20 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$.

Задача решалась в трехмерной постановке, со вторым порядком точности. Для каждого значения давления (числа Рейнольдса) находилось стационарное решение. В качестве условия сходимости использовались невязки, сходимость по расходу и температуре внешней стенки. Как и предыдущей главе для описания турбулентности в RANS подходе использовалась модель турбулентности $k-\omega$ SST.

Под гидравлической характеристикой понимается зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса: $\zeta(Re)$, которая определяется следующим образом:

$$\zeta(Re) = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho u^2} \cdot \frac{d}{L} \quad (3.1)$$

где $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ – потери полного давления на прокачку теплоносителя;

d – диаметр трубки;

L – длина трубки;

ρ – плотность воздуха на входе;

u – скорость воздуха на входе.

Число Рейнольдса определяется также по параметрам на входе.

Под тепловой характеристикой понимается зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса: $Nu(Re)$, которая определяется следующим образом:

$$Nu(Re) = \frac{q_w}{\Delta T} \cdot \frac{d}{\lambda} \quad (3.2)$$

где

q_w – тепловой поток, задаваемый с внешней стороны трубки;

$\Delta T = \frac{(T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}})}{2} - T_{\text{ст}}$ – температурный напор между средней температурой охладителя и температурой стенки;

λ – теплопроводность газа на входе.

При многомерном численном моделировании для определения интегральных параметров, такие как тепловые и гидравлические характеристики необходимо

производить осреднение параметров в определенных сечениях. Это связано с тем, что при расчете вязких, турбулентных течения профили газодинамических параметров могут иметь многомерный характер. В данном случае для определения параметров в выходном сечении использовалось осреднение по массе:

$$\bar{P} = \frac{\int_F \rho u P dF}{\int_F \rho u dF} \quad (3.3)$$

где P – осредняемый параметр.

Таким образом, при определении тепловых и гидравлических характеристик использовались среднемассовые значения газодинамических параметров, осредняемых по зависимости (3.3)

В результате серии расчетов были получены гидравлические и тепловые характеристики. Представленное на рисунке 3.7 сравнение гидравлических характеристик, полученных численным моделированием и известными теоретическими данными [12]. Различие между значениями не превышает 1%. На рисунке 3.8 продемонстрировано сравнение тепловой характеристики, полученной численными расчетами и известными теоретическим данными [12]. Здесь также наблюдается хорошее соответствие между расчетными и теоретическими данными: не превышающими 4%.

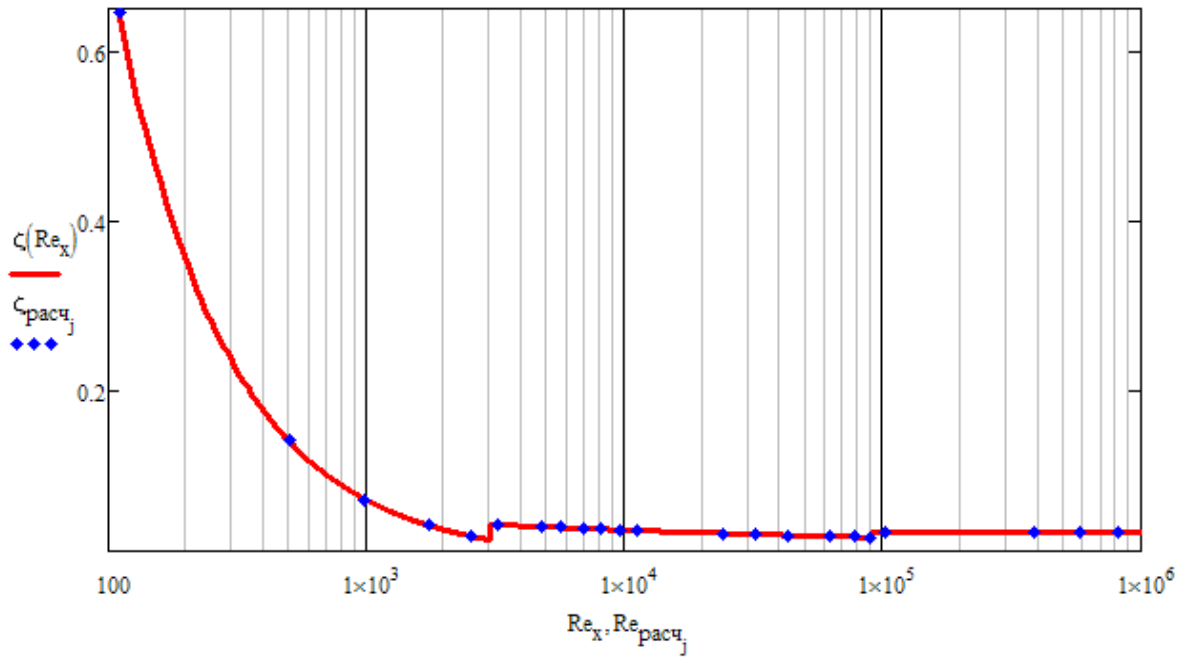


Рисунок 3.7 – Сравнение гидравлической характеристики для гладкой трубы, полученной с помощью численного моделирования

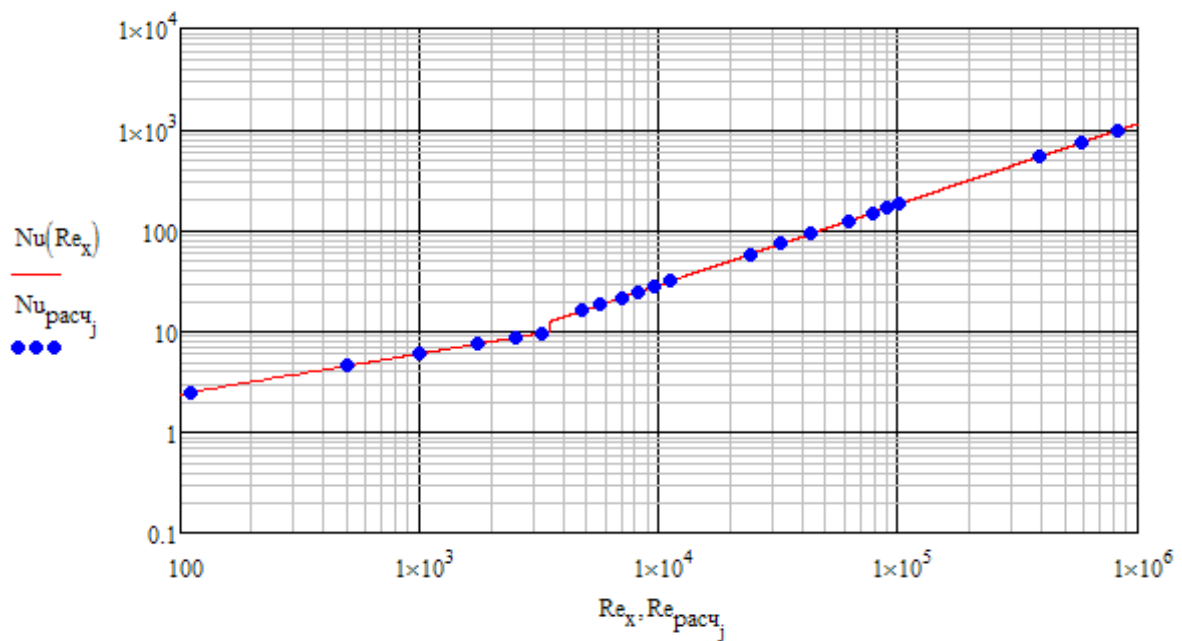


Рисунок 3.8 – Сравнение тепловой характеристики для гладкой трубы, полученной с помощью численного моделирования

Использование численного моделирования для определения тепловых и гидравлических характеристик в круглой трубе продемонстрировано удовлетворительное соответствие. При этом охвачен широкий диапазон изменения режимов течения от ламинарного до развитой турбулентности. С помощью численного моделирования определена область автомодельного решения для

коэффициента гидравлического сопротивления, которая находится в области $Re \approx 90000$, что также хорошо согласуется с многочисленными экспериментальными данными.

Численное моделирование позволяет определять поля распределения газодинамических параметров, линии тока, качественные и количественные характеристики течения.

СПИРАЛЬ

Первым исследованным способом интенсификации теплообмена была интенсификация с помощью спирали.

На трубку со спиралью была построена расчетная сетка, включающая в себя примерно 3 млн. элементов (рисунок 3.9). Вблизи поверхности спирали и внутренней стенки трубки построен призматический пограничный слой, обеспечивающий значение величины $y^+ \leq 1$. В реальной физической модели спираль касается стенок трубки. Моделирование условий теплового контакта вызывает определенные расчетные и ресурсные трудности. Для упрощения в расчетной модели спираль и стенка трубки рассматривается как единое твердое тело.

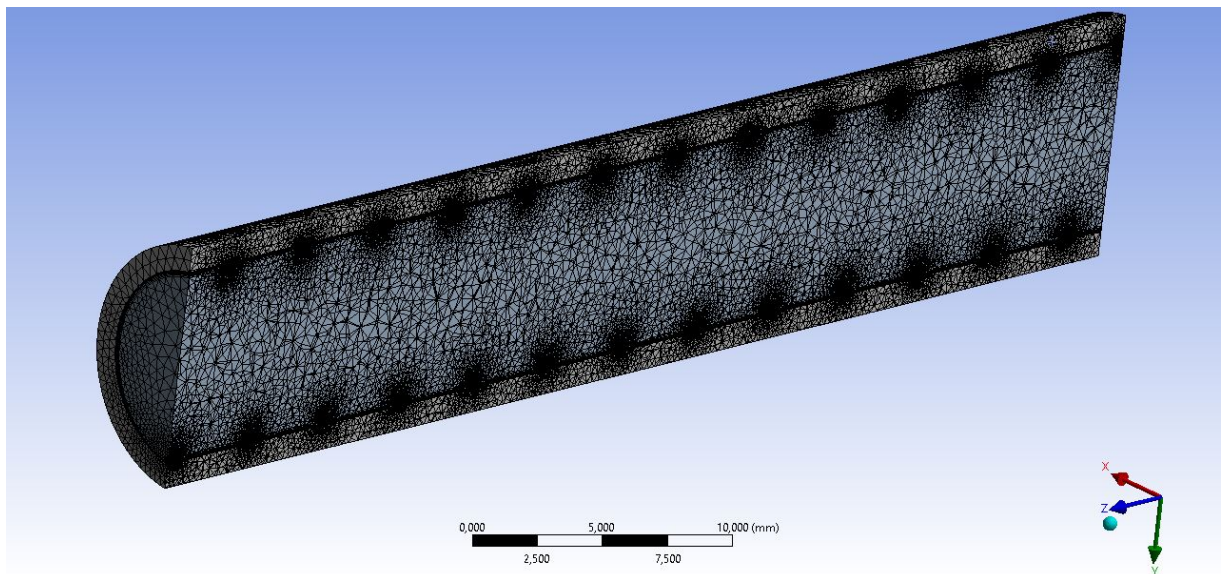


Рисунок 3.9 – Фрагмент расчетной сетки для интенсификации теплообмена с помощью спирали

На внешней поверхности стенки задавалось граничное условие второго рода – тепловой поток $q_w = 20 \text{ кВт/м}^2$, на выходе задавалось значение давления $p_{\text{вых}} = 1 \text{ бар}$, и значение температуры $T_{\text{вых}} = 300 \text{ К}$. На входе задавался диапазон значений давления $p_{\text{вх}} = 1.01 \dots 4.0 \text{ бар}$, температура $T_{\text{вх}} = 300 \text{ К}$. В качестве рабочего тела рассматривается воздух с переменными теплофизическими свойствами, задаваемые в виде полиномиальных зависимостей, материал стенки сталь 12Х18Н10Т с постоянным значением коэффициента теплопроводности $\lambda_w = 20 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$.

Задача сопряженного теплообмена решалась в трехмерной постановке со вторым порядком точности по пространству. Течение рассматривается как вязкое, турбулентное, использовалась модель турбулентности $k-\omega$ SST. В качестве условия сходимости использовались невязки, сходимость по расходу и температура внешней стенки. Для каждого режима течения находилось стационарное решение.

В результате проведенного численного моделирования определены поля газодинамических параметров в диапазоне значений чисел Рейнольдса от 107 до 856000, представленные на рисунках 3.10 – 3.13. Число Рейнольдса определялось по параметрам воздушного потока на входе. Для всех рассмотренных режимов течений определены тепловые характеристики $Nu(Re)$ и гидравлические $\zeta(Re)$, аналогично гладкому случаю.

На рисунке 3.10 представлено поле температур в продольном сечении канала. В представленном поле прослеживается неравномерное поле температур в стенке, вызванное очевидно структурой потока, которая формируется при обтекании спирали. Благодаря закрутки спирали скорость в пограничном слое скорость вектор скорости имеет все три составляющих, что способствует дополнительной диссипации тепловой энергии.

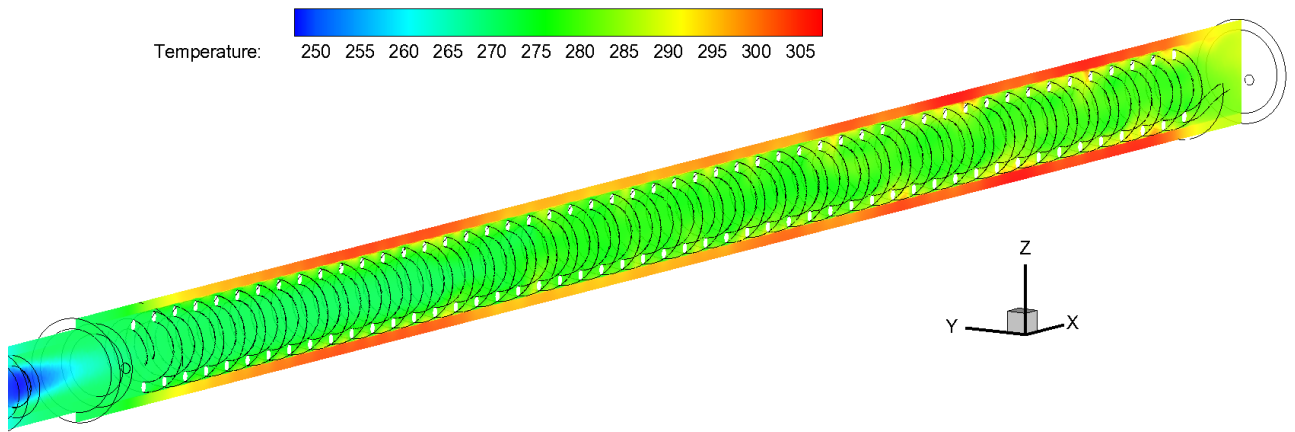


Рисунок 3.10 – Поле температур при интенсификации теплообмена с помощью спирали

Поле давления представлено на рисунке 3.11 также в меридиональном сечении. Из представленных распределений видна область повышенного давления перед витком спирального проволочного интенсификатора, что и способствует повышению потерь давления.

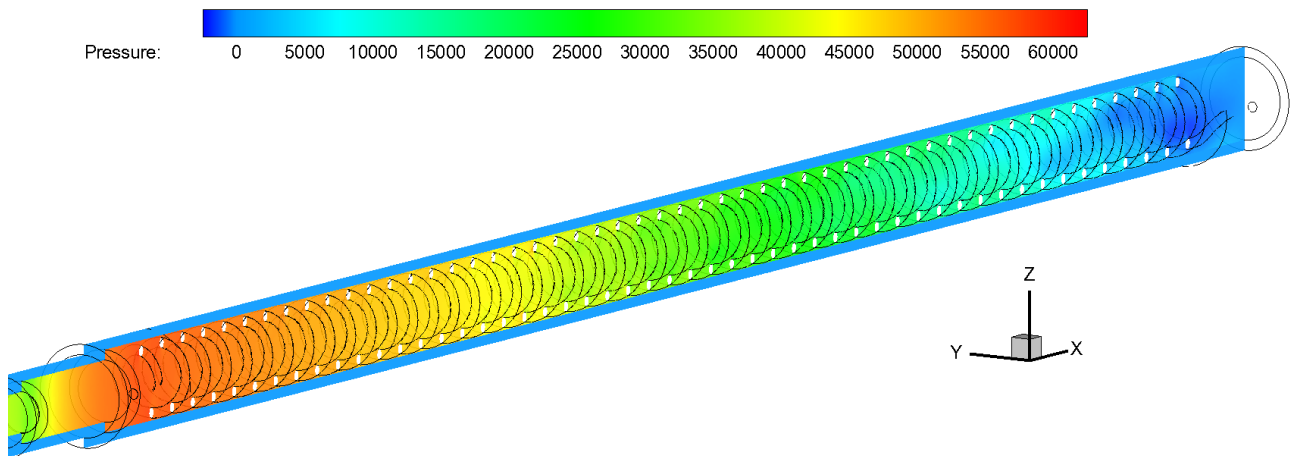


Рисунок 3.11 – Поле давлений при интенсификации теплообмена с помощью спирали

Закручивание потока теплоносителя в трубе существенно интенсифицирует теплоотдачу. В закрученном потоке центробежные силы отесняют поток в стенке трубы при этом возникает вторичное поперечное течение теплоносителя и увеличение пристеночной скорости потока, что и способствует улучшения. Поле скоростей, полученное в ходе моделирования для числа Рейнольдса $Re = 16000$ представлено на рисунке 3.12.

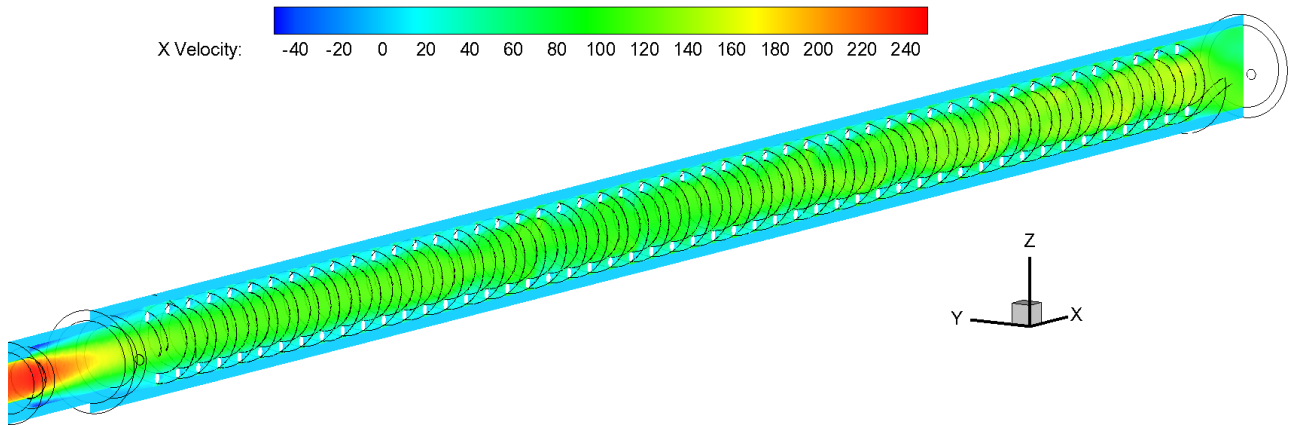


Рисунок 3.12 – Поле продольной составляющей скорости для интенсификации теплообмена с помощью спирали

На рисунке 3.13 представлены линии тока, сформировавшиеся при течении в трубке с интенсификатором в виде проволочного спирального завихрителя.

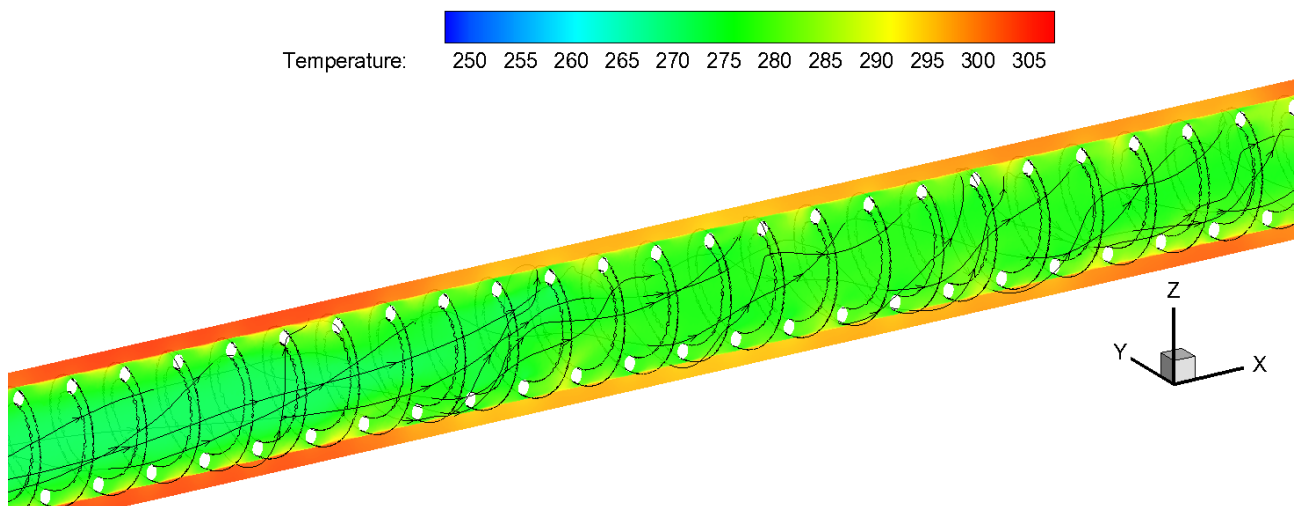


Рисунок 3.13 – Линии тока при на полях температуры интенсификации теплообмена с помощью спирали

В данном случае проволочный спиральный завихритель оказывает два воздействия на поток: турбулизация пристеночного слоя выступами и закрутка потока. Интенсифицирующее воздействие частичной закрутки невысоким выступом выражается через увеличение пристеночной скорости течения. Данный способ можно отнести к комбинированным способам интенсификации теплообмена, так как на поток воздействуют два фактора: турбулизация потока и закрутка.

Тепловые и гидравлические характеристики определялись также, как и в случае гладкой трубы. Для сравнения расчетных и экспериментальных данных использовались данные, представленные в работе [102]. Авторами работы предложена обобщенная критериальная зависимость, в диапазоне числе Рейнольдса от 2×10^3 до 3×10^5 :

$$Nu_{\text{эксп}}(Re) = 0.175 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d}{D}\right)^{-0.35} \quad (3.4)$$

где d – диаметр проволочного завихрителя.

По утверждению авторов работы представленная зависимость описывает полученные в ходе эксперимента данные с точностью $\pm 10\%$, что является удовлетворительной точностью при проведении теплотехнического эксперимента. При этом авторами работы не исследована область течения, соответствующая малым числам Рейнольдса. Среди геометрических факторов не проведено исследование влияния шага накрутки спирали.

На рисунке 3.14 представлено сравнение тепловой характеристики, полученной авторами работы [102] с результатами, полученными в ходе численного моделирования. Во всем представленном диапазоне результаты численного моделирования совпадают с результатами по обобщенной критериальной зависимости в указанных диапазонах точности. Однако, почти в каждой расчетной точке наблюдается завышение значения числа Нуссельта, полученного численным моделированием, что может быть объяснено тем, что спиральный завихритель и стенка трубки являются одним твердым телом. Это приводит к дополнительному развитию теплоотдающей поверхности и как следствие большему значению теплоотдачи. Поскольку численное моделирование проводилось в более широком диапазоне чисел Рейнольдса, а в области более низких значений чисел Рейнольдса представленная зависимость (3.4) очевидно несправедлива, предложено на основании проведенных расчетов дополнить данную зависимость:

$$Nu(Re) = 1.26 \left(Re \frac{D}{L}\right)^{0.385} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d}{D}\right)^{-0.1} \quad (3.5)$$

Представленная зависимость справедлива в диапазоне чисел Рейнольдса от 100 до 2000. Отличия значения числа Нуссельта, полученного в ходе численных расчетов, от значений по представленной зависимости не превосходит 3%. Сравнение тепловой характеристики, полученной с помощью численного моделирования, с имеющимися экспериментальными данными представлено на рисунок 3.14. Таким образом, представленное расширенное обобщенное критериальное уравнение позволяет определить число Нуссельта в области низких значений чисел Рейнольдса.

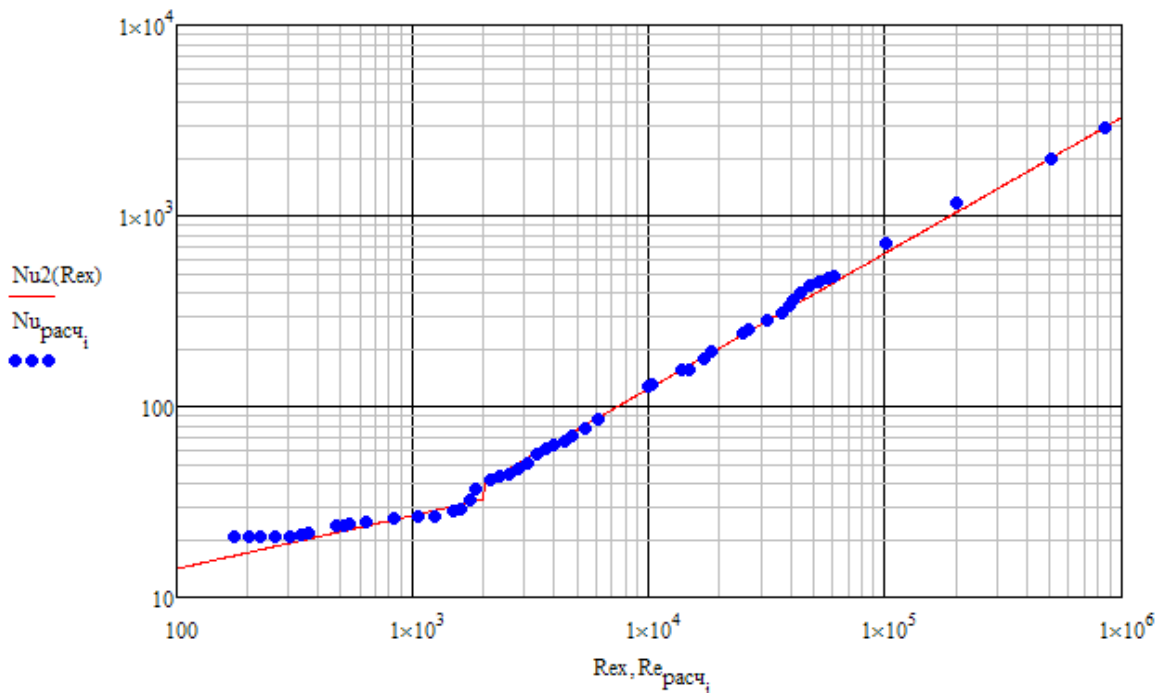


Рисунок 3.14 – Тепловая характеристика для интенсификации теплообмена с помощью спирали

В работе [102] представлена гидравлическая характеристика только в графическом виде и не имеет сформулированной зависимости. В результате численного моделирования также была получена гидравлическая характеристика $\zeta(Re)$. На рисунок 3.15 представлено сравнение результатов численного моделирования и имеющихся экспериментальных данных, при этом диапазон чисел Рейнольдса, рассматриваемый при моделировании шире, чем в экспериментах [102].

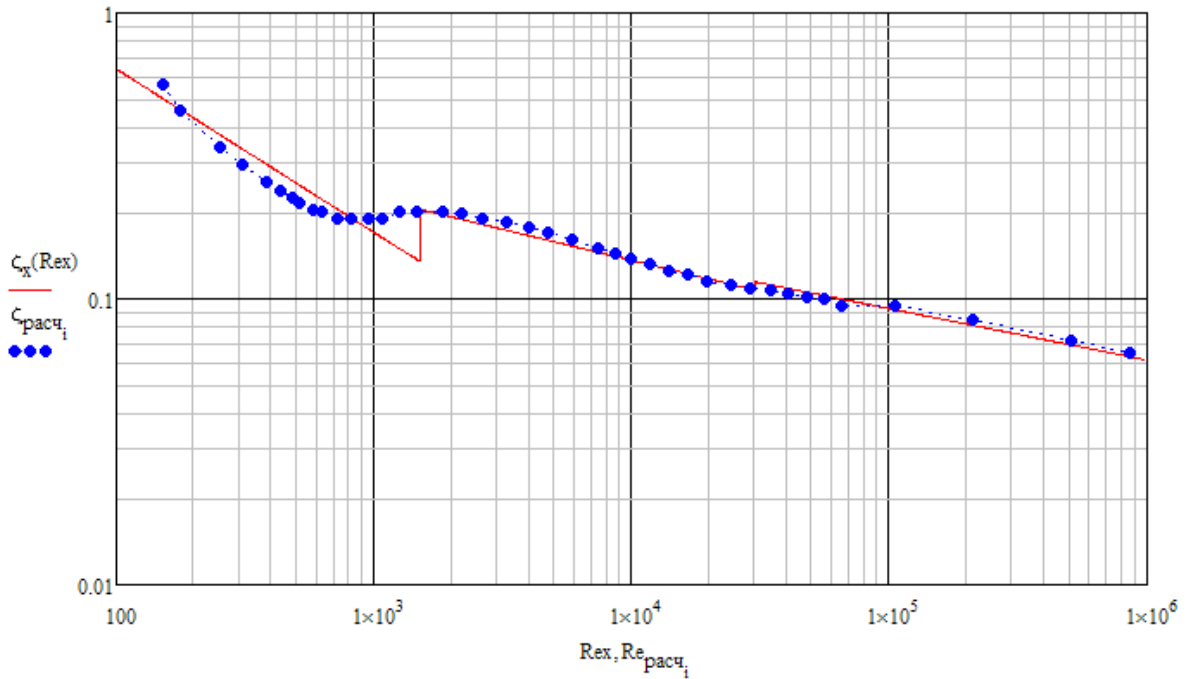


Рисунок 3.15 – Гидравлическая характеристика для интенсификации теплообмена с помощью спирали

На приведенной зависимости, по аналогии с гладкой трубой, можно выделить три диапазона изменения гидравлического сопротивления, соответствующих определенному режиму течения. Первый диапазон соответствует явно ламинарному режиму течения для диапазона чисел Рейнольдса $100 \leq Re \leq 1500$. Второй участок соответствует переходному режиму течения и описывает изменение коэффициента гидравлического сопротивления в диапазоне $1500 \leq Re \leq 30000$. В ходе численного моделирования и обработки имеющихся экспериментальных данных диапазон турбулентного изменения коэффициента гидравлического сопротивления находится в диапазоне $Re > 30000$. Авторами работы [102] представлены экспериментальные данные без явно выраженной обобщенной критериальной зависимости в диапазоне изменения числа Рейнольдса $10^3 \leq Re \leq 10^5$. В ходе проведенного численного моделирования установлено, что отличие расчетных и экспериментальных данных не превышает 3-5%, за исключением области близкой к ламинарному режиму течения. Использование численного моделирования позволило расширить исследуемый диапазон чисел Рейнольдса для данного способа интенсификации теплообмена. Обобщение

данных результатов может быть представлено в виде следующих критериальных зависимостей:

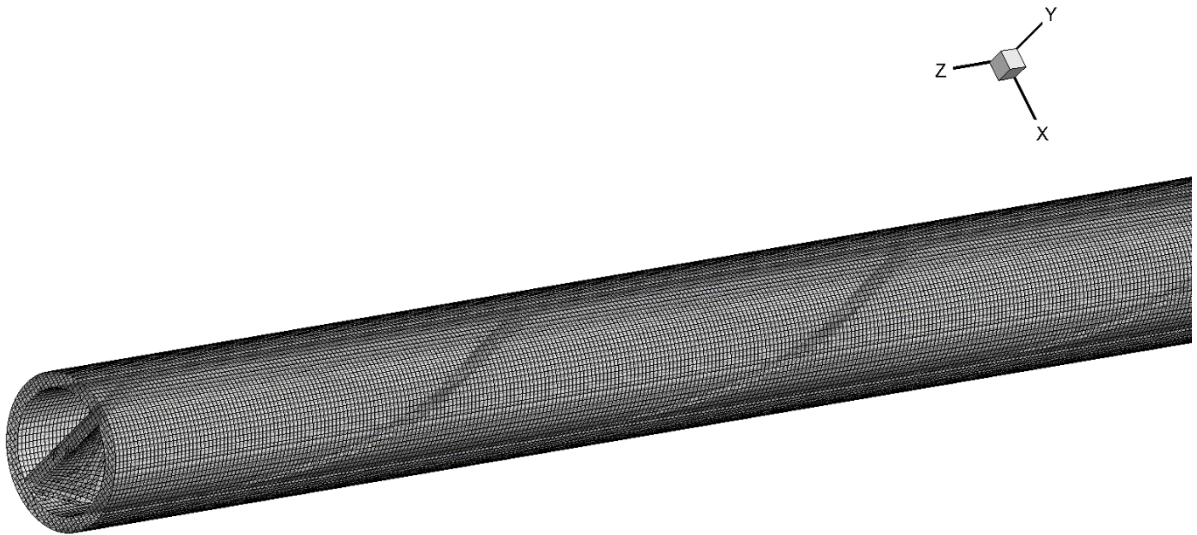
$$\begin{aligned} \zeta(Re) &= 8,818(Re)^{-0,571} & 100 < Re \leq 1500 \\ \zeta(Re) &= 8,967 \left(\frac{d}{D}\right)^{0,95} (Re)^{-0,217} & 1500 < Re \leq 30000 \\ \zeta(Re) &= 22 \left(\frac{d}{D}\right)^{1,135} (Re)^{-0,18} & Re > 30000 \end{aligned} \quad (3.6)$$

В результате серии расчетов, направленных на определение тепловых и гидравлических характеристик способа интенсификации теплообмена с помощью проволочной спирали установлено соответствие между расчетными и экспериментальными данными, а также расширены диапазоны изменения чисел Рейнольдса для данных характеристик, что нашло отражение в обобщенных критериальных зависимостях. Эти данные могут быть использованы при проектировании теплообменных аппаратов с интенсификацией теплообмена с помощью проволочной спирали.

ЛЕНТА

Следующим рассмотренным способом интенсификации теплообмена был способ интенсификации с помощью закрученной спиральной ленты.

На трубку со скрученной лентой, представленной на Рис. 3.2, была построена структурированная расчетная сетка примерно с 4.5 млн. элементов. Адаптация сетки к поверхностям самой трубки и скрученной спиральной ленты обеспечивает значение величины $y^+ \leq 1$. Аналогично случаю со спиралью в расчетной модели стенки трубки и скрученная лента рассматривается как единое твердое тело. Фрагмент расчетной сетки представлен на рисунке 3.16.



Рисунке 3.16 – Фрагмент расчетной сетки для интенсификации теплообмена с помощью ленты

На внешней поверхности стенки задавалось граничное условие второго рода – тепловой поток $q_w = 20 \text{ кВт/м}^2$, на выходе задавалось значение давления $p_{\text{вых}} = 1 \text{ бар}$, и значение температуры $T_{\text{вых}} = 300 \text{ К}$. На входе задавался диапазон значений давления $p_{\text{вх}} = 1.01 \dots 4.0 \text{ бар}$, температура $T_{\text{вх}} = 300 \text{ К}$. В качестве рабочего тела рассматривается воздух с переменными теплофизическими свойствами, задаваемые в виде полиномиальных зависимостей, материал стенки сталь 12Х18Н10Т с постоянным значением коэффициента теплопроводности $\lambda_w = 20 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$.

Задача сопряженного теплообмена решалась в трехмерной постановке со вторым порядком точности по пространству. Течение рассматривается как вязкое, турбулентное, использовалась модель турбулентности $k-\omega$ SST. В качестве условия сходимости использовались невязки, сходимость по расходу и температура внешней стенки. Для каждого режима течения находилось стационарное решение.

В результате проведенного численного моделирования определены поля газодинамических параметров в диапазоне значений чисел Рейнольдса от 107 до 856000, представленные на рисунках 3.17 – 3.20. Число Рейнольдса определялось по параметрам воздушного потока на входе. Для всех рассмотренных режимов

течений определены тепловые характеристики $Nu(Re)$ и гидравлические $\zeta(Re)$, аналогично гладкому случаю.

На рисунке 3.17 представлено поле температур в меридиональном сечении канала. На входном участке канала прослеживается увеличение температуры стенки, связанное с отсутствием скрученной ленты. Дальнейшее увеличение температуры стенки происходит по длине канала более плавно, при этом температура потока становится выше, чем на начальном участке. Ввиду того, что стенка и скрученная лента моделировались как единое твердое тело, в представленном поле температур наблюдается изменение в самой скрученной ленте. Вблизи стенки наблюдается на каждом шаге витка плавное повышение температуры в пограничном слое, вероятно объяснимое изменением скорости течения вблизи поверхности скрученной ленты.

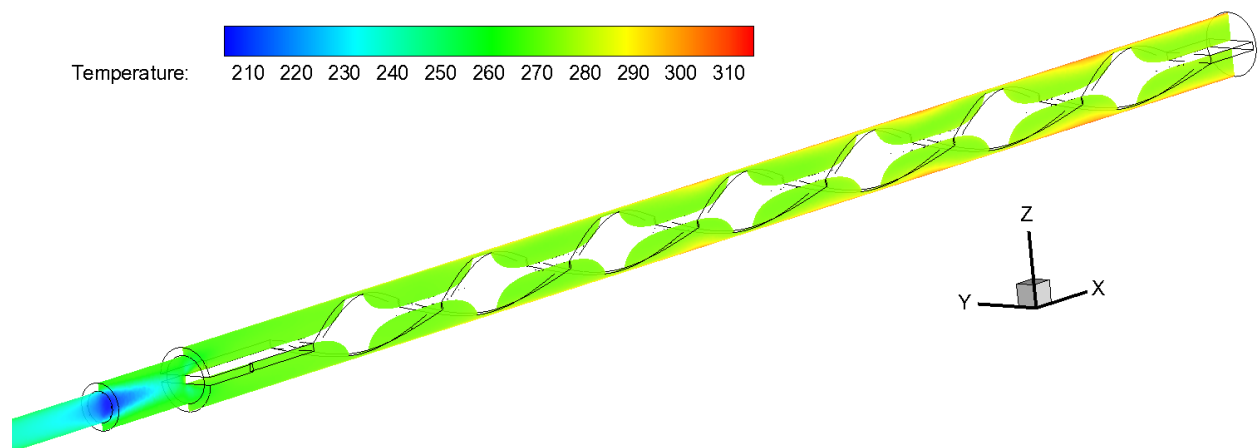
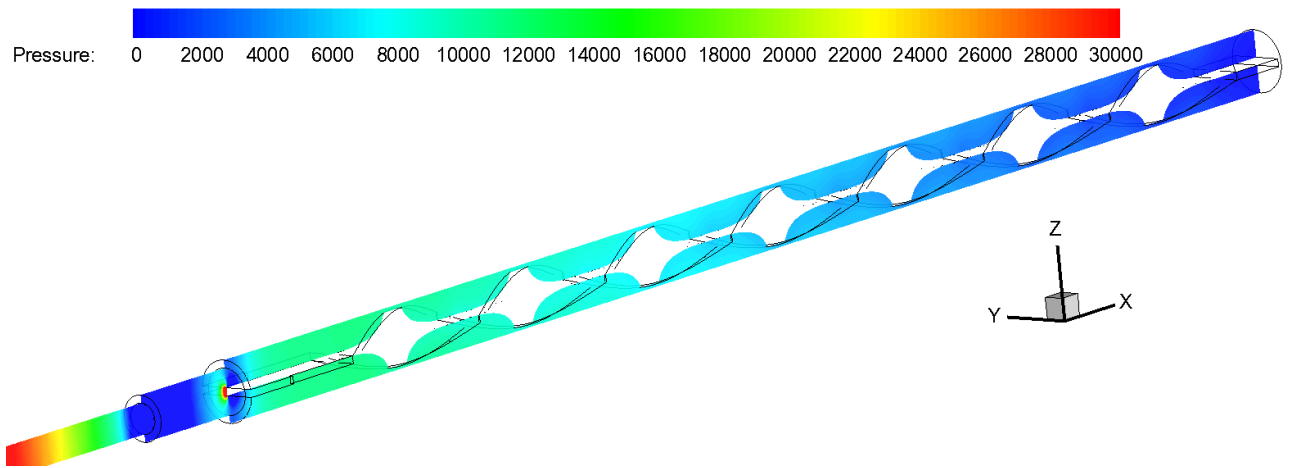


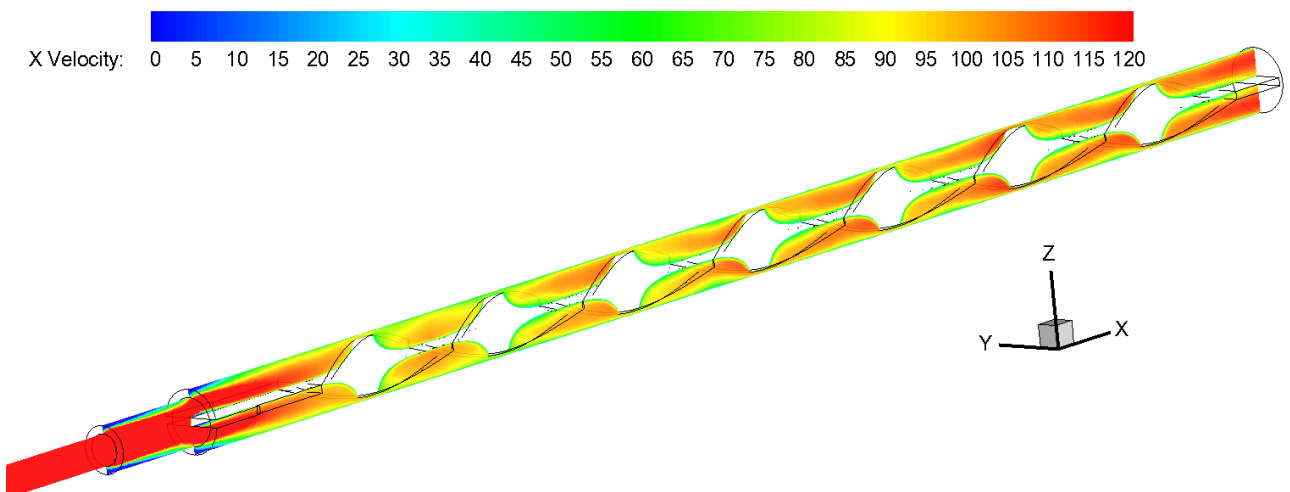
Рисунок 3.17 – Поле температур при интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

На рисунок 3.18 представлено поле распределения давления, ввиду низкой скорости течения теплоносителя, заметный градиент наблюдается только в осевом направлении и практически полностью отсутствует в меридиональном сечении.



Рисунке 3.18 – Поле давлений при интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

Поле продольной составляющей скорости представлено на рисунке 3.19. Вблизи стенок и на поверхности скрученной ленты можно наблюдать резкое изменение скорости. Большая разница в абсолютном значении скорости между входным участком и течением в области скрученной ленты объясняется существенным изменением проходной площади сечения. Малый диаметр трубки привел к тому, что существенным становится значение толщины скрученной ленты.



Рисунке 3.19 – Поле скорости при интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

При использовании скрученной ленты в качестве способа интенсификации теплообмена возникает несколько физических явлений: разрушение ламинарного подслоя за счет закрутки потока, увеличение теплоотдающей поверхности, изменение структуры течения. Линии тока в рассматриваемом канале представлены на рисунке 3.20.

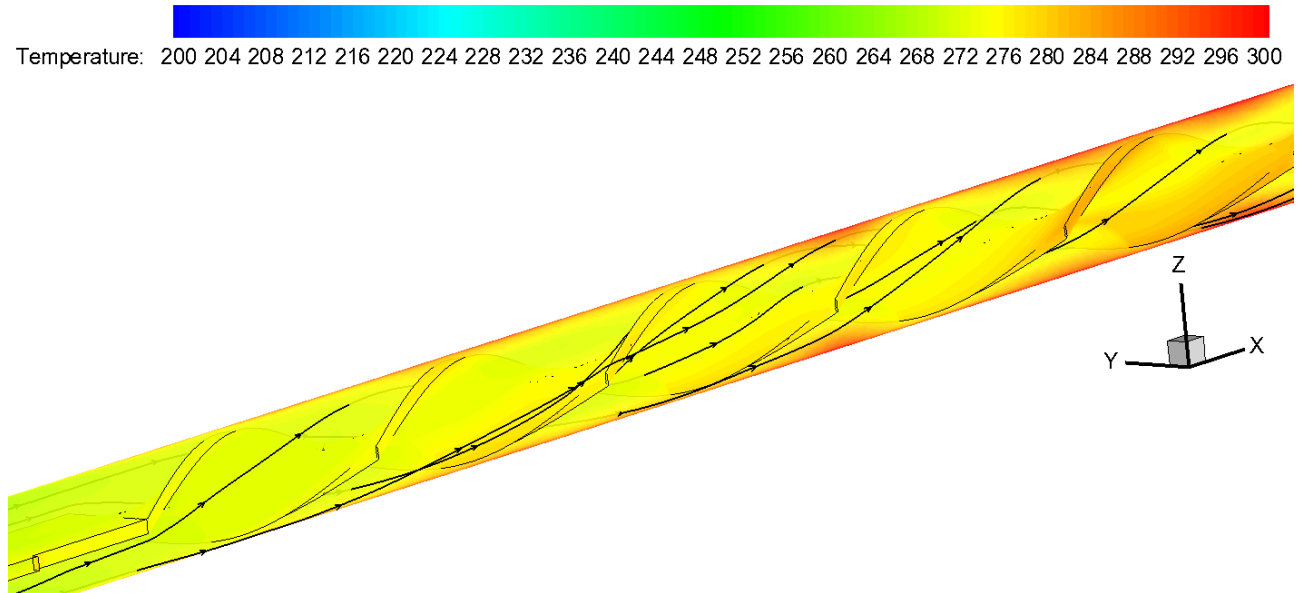


Рисунок 3.20 – Линии тока при интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

Для всего исследуемого диапазона режимов течения были построены тепловые и гидравлические характеристики данного способа интенсификации теплообмена. Результаты численного расчета тепловых и гидравлических характеристик были сравнены с известными формулами Манглика-Берглеса [103] и М. Х. Ибрагимова [104] соответственно:

$$Nu_{\text{эксп}}(Re) = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \left(1 + \frac{0.769}{s/d}\right) \quad (3.7)$$

$$\zeta_{\text{эксп}}(Re) = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \left(1 + \frac{14.375}{(s/d)^4}\right) \cdot \left(\frac{\pi}{\pi - 4\delta/d}\right)^{0.8} \left(\frac{\pi + 2 - 2\delta/d}{\pi - 4\delta/d}\right)^{0.2} \left(\frac{T_{\text{ж}}}{T_{\text{ст}}}\right)^{0.45} \quad (3.8)$$

$$\cdot \left(\frac{\pi}{\pi - 4\delta/d}\right)^{1.75} \left(\frac{\pi + 2 - 2\delta/d}{\pi - 4\delta/d}\right)^{1.25}$$

где s – шаг закрутки ленты; δ – толщина ленты.

Средние значения для тепловой характеристики в рассмотренном канале представлены на рисунке 3.21. в виде зависимости $Nu(Re)$, аналогично предыдущему случаю. Для шага закрутки ленты $s/d = 3.5$ наблюдается хорошее согласование результатов численного моделирования с расчетной зависимостью Манглика-Берглеса особенно в области малых значений чисел Рейнольдса. С увеличением числа Рейнольдса наблюдается увеличение расхождения между данными, однако, несмотря на это все точки находятся в диапазоне относительной погрешности не более 8%. Занижение значений теплоотдачи в области высоких чисел Рейнольдса, возможно, связано с тем, что с увеличением скорости преобладающими механизмами, влияющими на теплоотдачу, становятся те, что протекают в ядре потока, а не в пристеночной области.

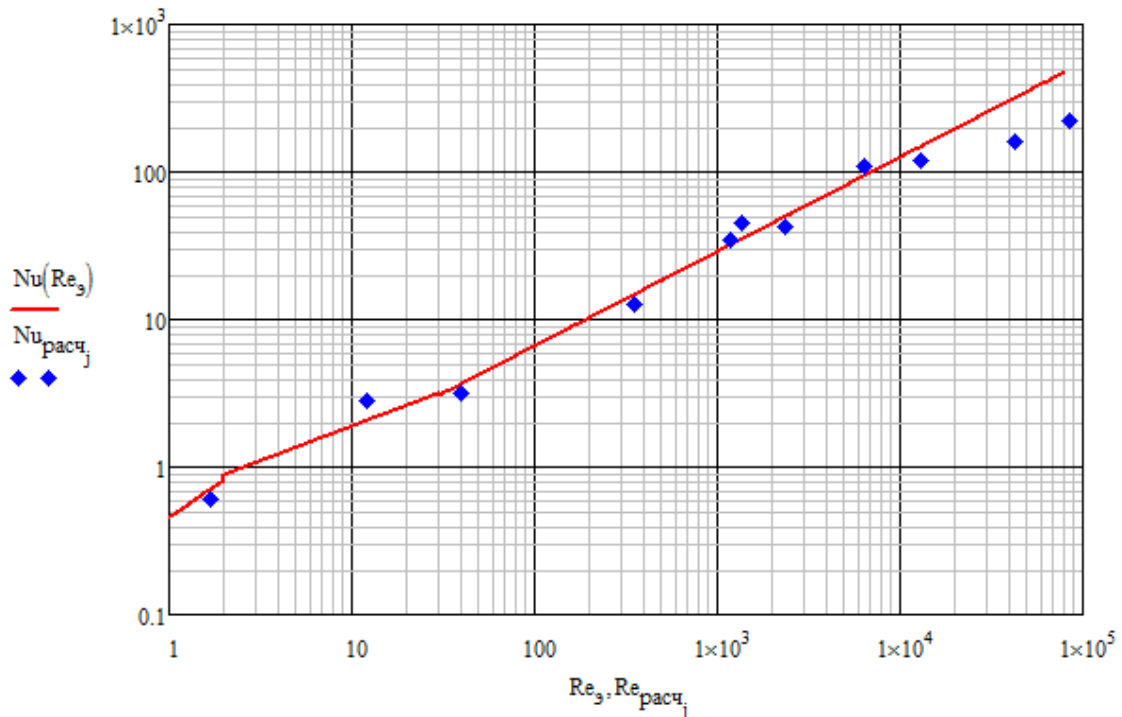


Рисунок 3.21 – Тепловая характеристика для интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

Результаты сравнения гидравлической характеристики представлены на рисунок 3.22. Из представленной зависимости видно, что наблюдается хорошее согласование результатов численного моделирования, с максимальной погрешностью 5%, с расчетной зависимостью М.Х. Ибрагимова во всей области

исследованных чисел Рейнольдса. В представленных результатах расчета гидравлической характеристики не наблюдается какой-то закономерности отклонений от известной экспериментальной зависимости.

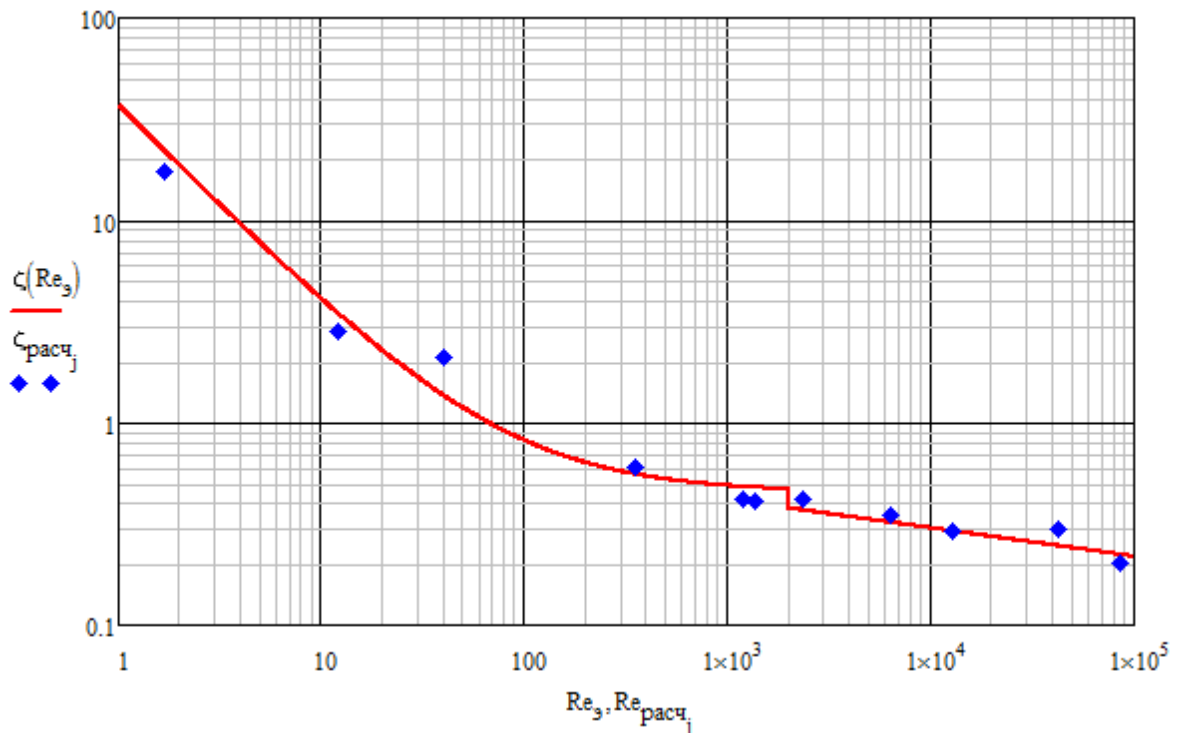


Рисунок 3.22 – Гидравлическая характеристика для интенсификации теплообмена с помощью спирали

Проведенные численные расчеты указывают на то, что численный эксперимент может являться альтернативой экспериментального исследования и позволяет на этапе разработки производить не только оценочные, но и проектировочные расчеты теплоотдачи и гидросопротивления в каналах с интенсификаторами. В результате расчетов на двух различных способах интенсификации установлено, что точность численного моделирования тепловых и гидравлических характеристик вполне достаточна для решения большинства инженерных задач. Значит, такой подход может быть использован для определения тепловых и гидравлических характеристик новых или недостаточно исследованных способов интенсификации теплообмена.

СПИРАЛЬ+ЛЕНТА

Использование комбинированных методов интенсификации теплообмена зачастую позволяет получить эффект в той области, где каждый из отдельных методов не показывал значительных результатов. Проволочный спиральный завихритель оказывает турбулизирующее воздействие в пограничном слое, разрушая его и закручивая поток. При этом рост коэффициента теплоотдачи для данного способа интенсификации сильно ограничен, ввиду ограниченного воздействия на поток. Более сильным воздействием на поток обладает способ использования ленточных или шнековых вставок в поток. Но более сильное воздействие на поток приводит и к большему росту гидравлического сопротивления, а значит менее выгодному соотношению роста теплообмена по сравнению с сопротивлением. При сочетании этих двух способов интенсификации теплообмена в настоящей работе было выбрано еще и противоположное направление закрутки потока. Совмещение этих двух способов может позволить выявить новые эффекты интенсификации теплообмена. Похожее сочетание способов интенсификации теплообмена было исследовано экспериментально в [105] и рамках диссертационной работы [106], где скрученная ленты была вставлена в трубу с накаткой. При этом оба автора считают недостатком данного метода, что рост гидравлического сопротивления канала опережает рост теплообмена.

На трубку, в которой используется скрученная лента и проволочный спиральный завихритель, представленной на рисунке 3.3, была построена структурированная расчетная сетка примерно с 5.5 млн. элементов. Адаптация сетки к поверхностям самой трубки и скрученной спиральной ленты обеспечивает значение величины $y^+ \leq 1$. Аналогично в расчетной модели стенки трубки, скрученная лента, проволочный спиральный завихритель рассматривается как единое твердое тело. Фрагмент расчетной сетки представлен на рисунке 3.23.

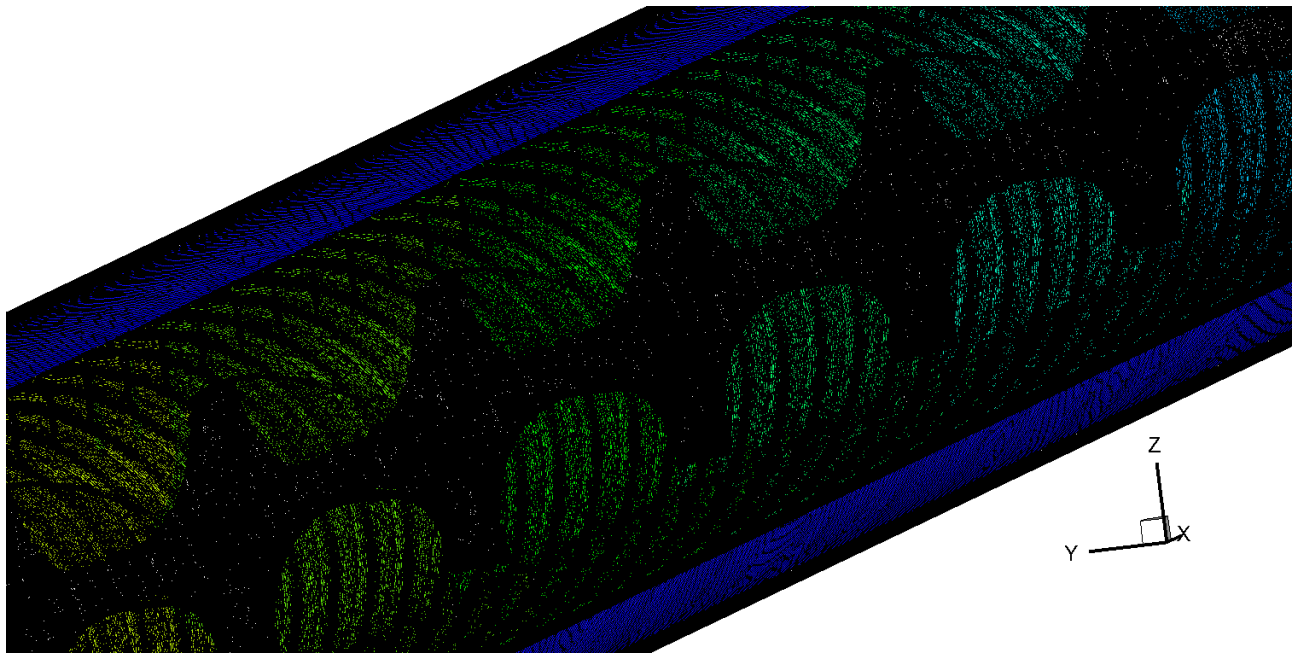
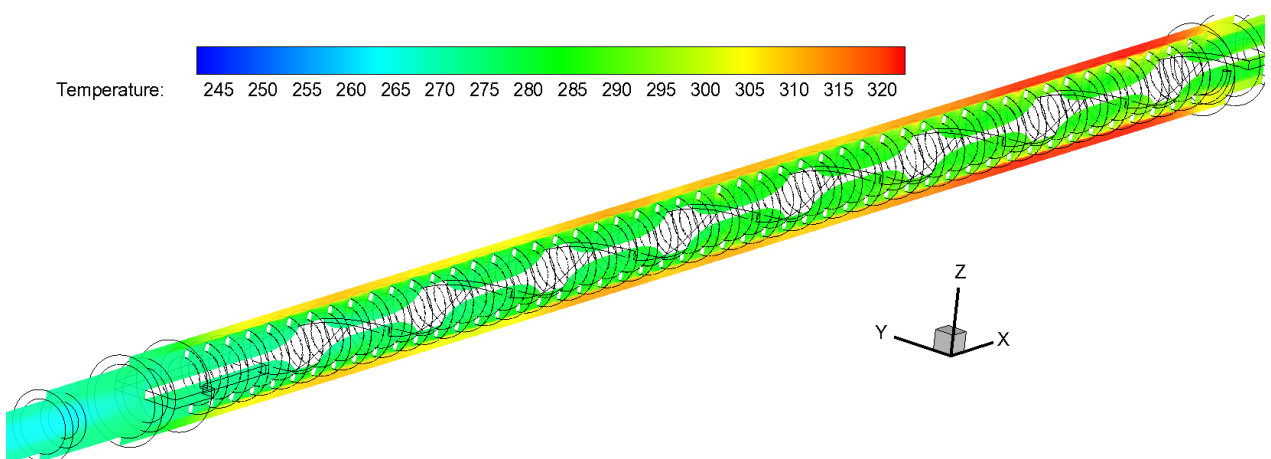


Рисунок 3.23 – Фрагмент расчетной сетки при интенсификации теплообмена с помощью спирали

Поле температур в рассматриваемом канале представлено на рисунке 3.24. Большая теплообменная поверхность способствует нагреву охладителя. При этом можно видеть большие «холодные» области в пристеночной области за витком спирали. Наличие таких областей связано с резким изменением скорости в области пересечения спирального проволочного завихрителя и скрученной ленты. Такой рост скорости вызван перекрытием проходного сечения.



Рисунке 3.24 – Поле температур при интенсификации теплообмена с помощью ленты и спирали

Поле распределения давления, представленное на рисунке 3.25, на всей трубке мало наглядно, однако, если изобразить локальные области отдельных витков проволочного завихрителя и скрученной ленты можно видеть повышение давления. Причины повышения давления не только в относительно большей локальной скорости течения, но и в местных потерях, связанных с разворотом потока.

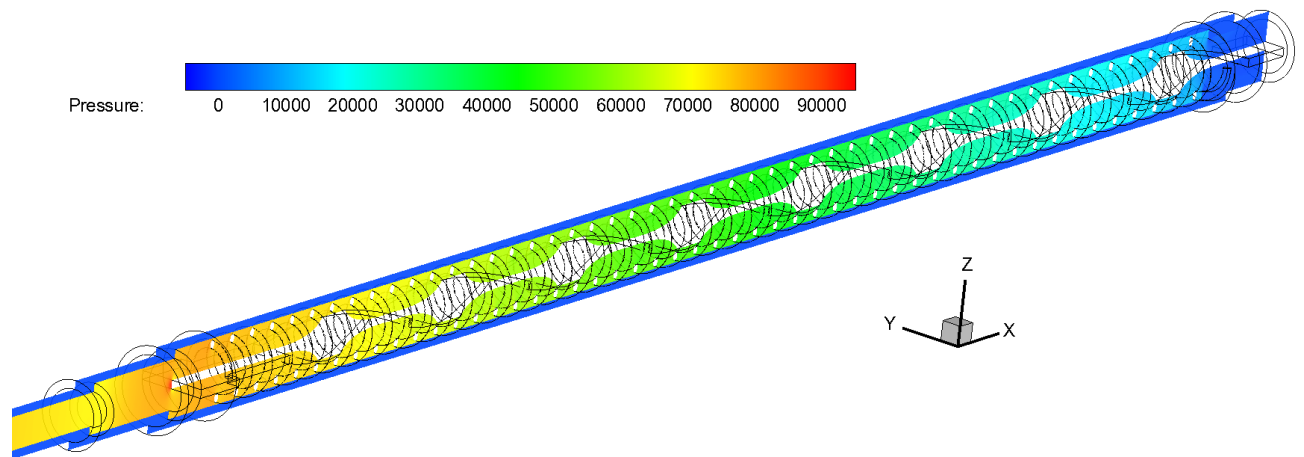
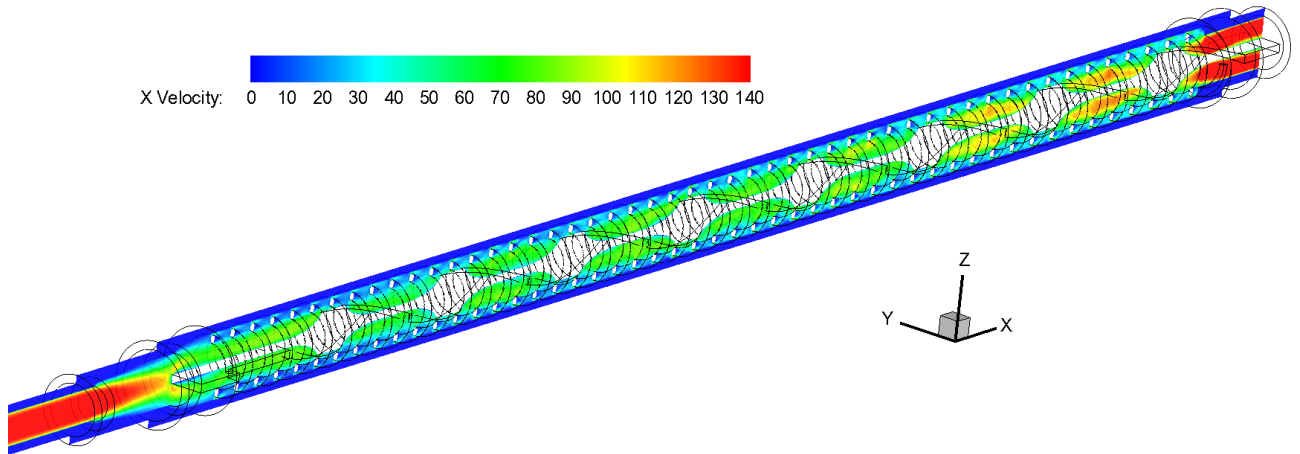


Рисунок 3.25 – Поле давлений при интенсификации теплообмена с помощью ленты и спирали

На поле скорости, представленном на рисунке 3.26, можно видеть множество гидродинамических особенностей течения. Одной из них является наличие большого количества отрывных зон, прямо за витками проволочного спирального завихрителя, и в области пересечения завихрителя и ленты. Необходимо также отметить повышение скорости течения над витками спирали, что может способствовать дополнительной диссипации тепловой энергии.



Рисунке 3.26 – Поле продольной составляющей скорости при интенсификации теплообмена с помощью ленты и спирали

Линии тока, полученные в канале с лентой и спиралью представлены на рисунке 3.27.

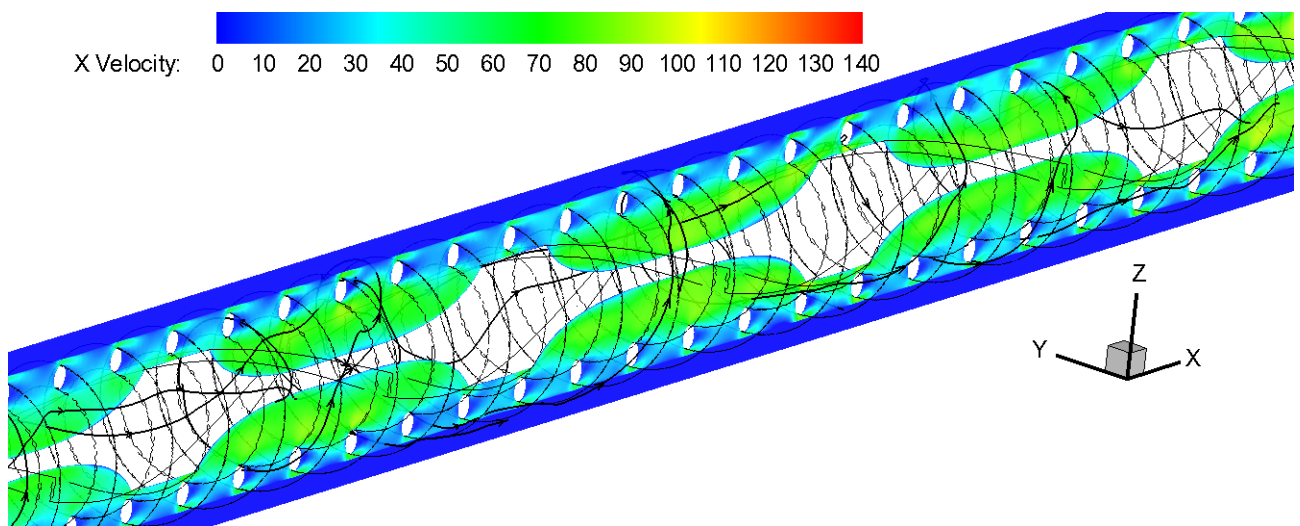


Рисунок 3.27 – Линии тока при интенсификации теплообмена с помощью ленты и спирали

Тепловая характеристика, полученная с помощью численного моделирования, представлена на рисунке 3.28. Методика определения числа Нуссельта, аналогична вышерассмотренным случаям. Как можно видеть из представленной зависимости даже на больших числах Рейнольдса сохраняется тенденция к росту теплоотдачи. При этом абсолютные значения превосходят все вышерассмотренные случаи, особенно в области ламинарного и переходных режимов течения. Очевидно, что это связано с турбулизацией потока при

взаимодействии ядра потока, закрученного в одном направлении и пристеночной области, закрученной в противоположном направлении.

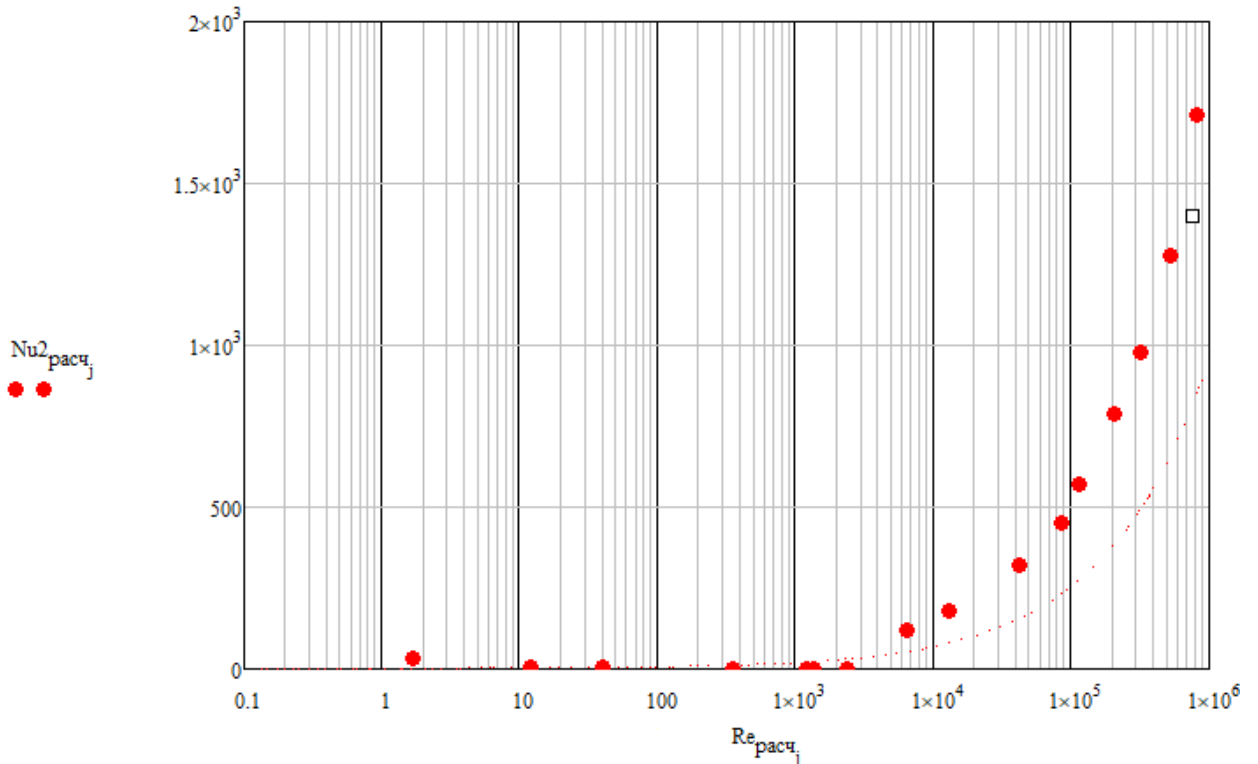


Рисунок 3.28 – Тепловая характеристика для интенсификации теплообмена с помощью ленты и спирали

Гидравлическая характеристика данного способа интенсификации теплообмена также была получена с помощью численного моделирования в широком диапазоне изменения числа Рейнольдса. На рисунке 3.29 можно видеть, резкий характер роста коэффициента гидравлического сопротивления особенно в области высоких чисел Рейнольдса. В разы превосходящий предыдущие случаи рост вызван использованием сильно развитых теплообменных поверхностей, сложной вихревой структурой течения, резкими сменами направления течения и большими отрывными зонами. В ламинарной и переходной области течения также наблюдается существенное нарастание гидравлического сопротивления.

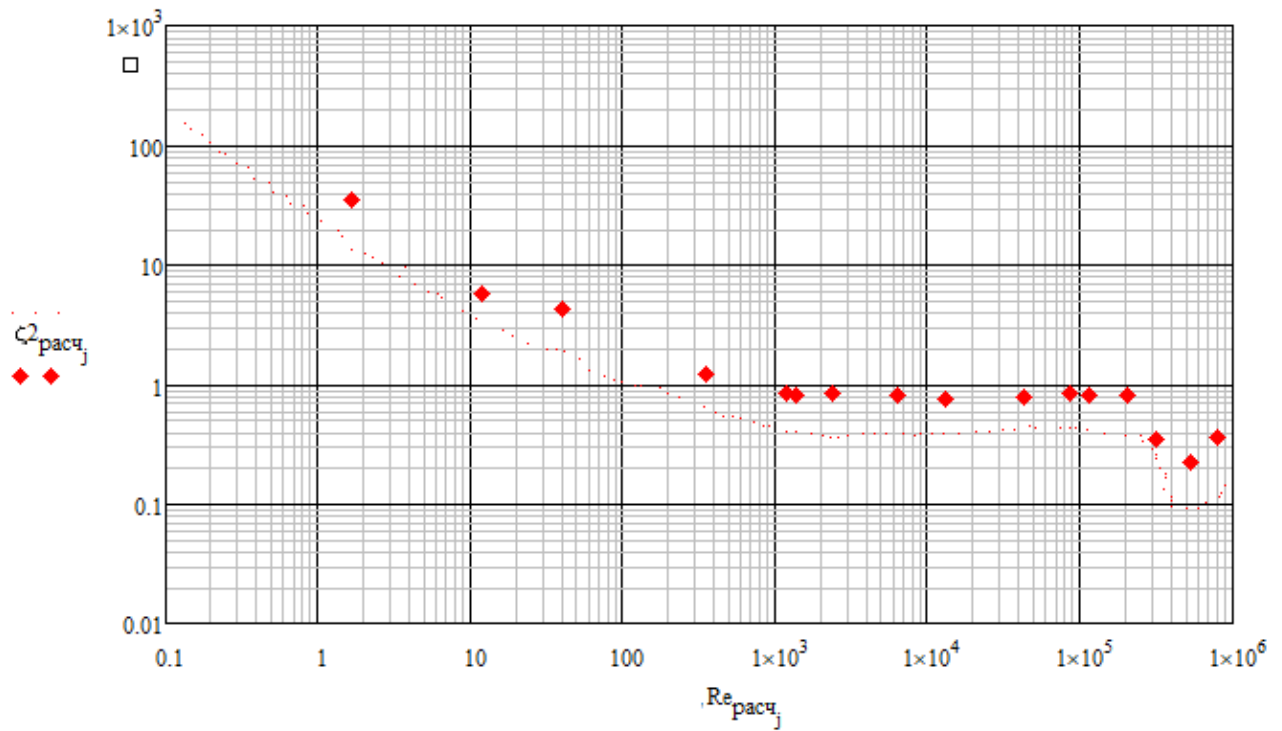


Рисунок 3.29 – Гидравлическая характеристика для интенсификации теплообмена с помощью ленты и спирали

Проведенное исследование выявило принципиальную возможность определения тепловых и гидравлических характеристик для комбинированного недостаточно изученного способа интенсификации теплообмена на основании численного моделирования. Кроме того, установлены основные закономерности и особенности данного способа интенсификации теплообмена для всех рассмотренных режимах течения. По аналогии с другими похожими способами интенсификации, установлено, что повышение теплоотдачи сопровождается значительным ростом гидравлического сопротивления. При этом есть области режимов течения, где такой рост теплоотдачи может быть вполне оправдан ввиду относительно малого расхода рабочего тела через канал. Также необходимо отметить, использование данного способа интенсификации не вполне рационально в области развитого турбулентного течения. Выявленные особенности и характер изменения тепловых и гидравлических характеристик безусловно нуждается в экспериментальном подтверждении, но возможно сокращение числа экспериментальных исследований. А более детальное численное моделирование

позволит установить наиболее оптимальные области применения как по режимным, так и по геометрическим параметрам.

ПРОФИЛИ

Ранее представленное численное моделирование различных способов интенсификации проводилось в стационарной постановке. Одной из особенностей, не позволяющих добиться эффективного роста теплоотдачи, является стремительный рост гидравлического сопротивления. В ходе различных исследований было обнаружено, что теплообмен увеличивается при высоком уровне звукового давления. В этой связи вводится понятие «критического уровня звукового давления» $L_{кр}$, т.е. звуковое давление, выше которого звуковое поле интенсифицирует теплообмен.

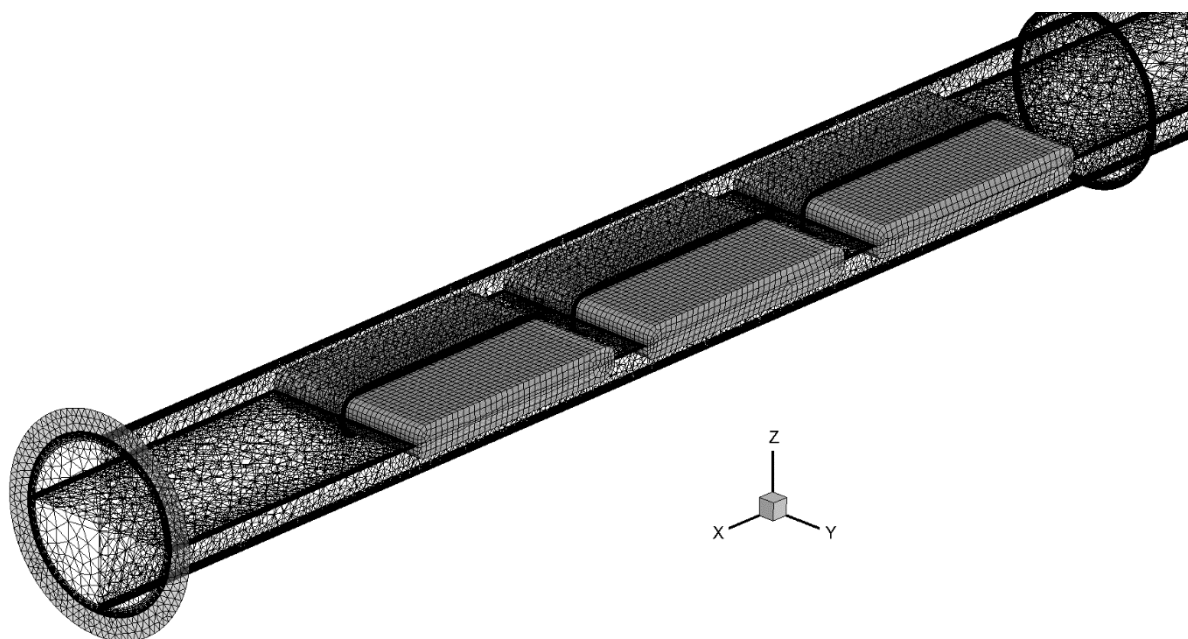
В работе [107] отмечается, что уровень $L_{кр}$, зависит от режимных и конструктивных параметров, изменяется в диапазоне 140-160 дБ. Технически реализовать столь мощные колебания весьма сложно, кроме того, потребуются чрезвычайно высокие энергозатраты. По мнению авторов работы [107] это главная причина того, что применение акустических колебаний в теплообменных устройствах не нашло широкого распространения.

В настоящем разделе рассматривается пассивный метод возбуждения акустических, не требующих дополнительных внешних источников энергии. Вдоль оси канала устанавливаются профили, как показано на рисунке 3.30. При обтекании профилей потоком однофазного теплоносителя с задних кромок происходит периодический срыв вихрей с частотой, пропорциональной скорости набегающего потока. С увеличением скорости течения увеличивается частота срыва вихрей, приближаясь к одной из собственных частот колебаний газа. Затем в канале происходит явление захватывания и в некотором диапазоне изменения скорости набегающего потока в канале наблюдаются резонансные колебания. Наличие профилей в канале приводит к тому, что форма колебаний соответствует в области, занятой профилями, продольными колебаниями, а вне профилей – экспоненциально затухающими с узлом давления на оси канала. Форма колебаний, при которой они локализируются вокруг профилей, обеспечивает достижения

высоких уровней колебаний давления (до 176 дБ или 12% от среднего давления). Потеря акустической энергии происходит в основном из-за ее диссипации на трение. Механизм возбуждения такого рода колебаний подробно рассмотрен в [108, 109].

В данном разделе проводится численное моделирование интенсификации теплообмена за счет акустических автоколебаний в круглой трубе и определены тепловые и гидравлические характеристики данного способа интенсификации.

На трубку с профилями была построена расчетная сетка, включающая в себя примерно 3 млн. элементов. Вблизи стенки и профилей построен призматический пограничный слой, обеспечивающий значение величины $y^+ \leq 1$. На рисунке 3.30 представлен фрагмент расчетной сетки для геометрической модели трубки с профилями.



Рисунке 3.30 – Фрагмент расчетной сетки для интенсификации теплообмена с помощью профилей

Начальные и граничные условия были такими же, как и в предыдущих случаях. Задача теплообмена в данном случае решалась в нестационарной постановке, с шагом по времени $\tau = 5 \times 10^{-7}$ с. Такой шаг по времени, позволяет правильно определить период пульсации давлений.

На рисунке 3.31 представлено изменение значения среднемассового статического давления, определенного за первым профилем. Амплитуда пульсаций давления составляет не менее 2.5% от среднего значения. Определенная расчетным образом частота пульсаций давлений в данном случае $f = 30$ кГц.



Рисунке 3.31 – Фрагмент расчетной сетки для интенсификации теплообмена с помощью профилей

В результате проведенного численного моделирования определены поля газодинамических параметров в диапазоне значений чисел Рейнольдса от 358 до 652000, представленные на рисунке 3.32 – 3.35. Число Рейнольдса определялось по параметрам воздушного потока на входе. Для всех рассмотренных режимов течений определены тепловые характеристики $Nu(Re)$ и гидравлические $\zeta(Re)$, аналогично предыдущим случаям.

На рисунке 3.32 представлено поле температур в меридиональном сечении канала. Из представленном поле видно сформировавшееся на задней кромке профиля вихревое течение, которое периодически сходит, формируя пульсации давления. Сформировавшиеся пульсации разрушают тепловой и динамический пограничный слой, тем самым существенно интенсифицируя теплообмен. Резкое

затухание колебаний за профилями приводит к тому, что там не нарастает гидравлическое сопротивление.

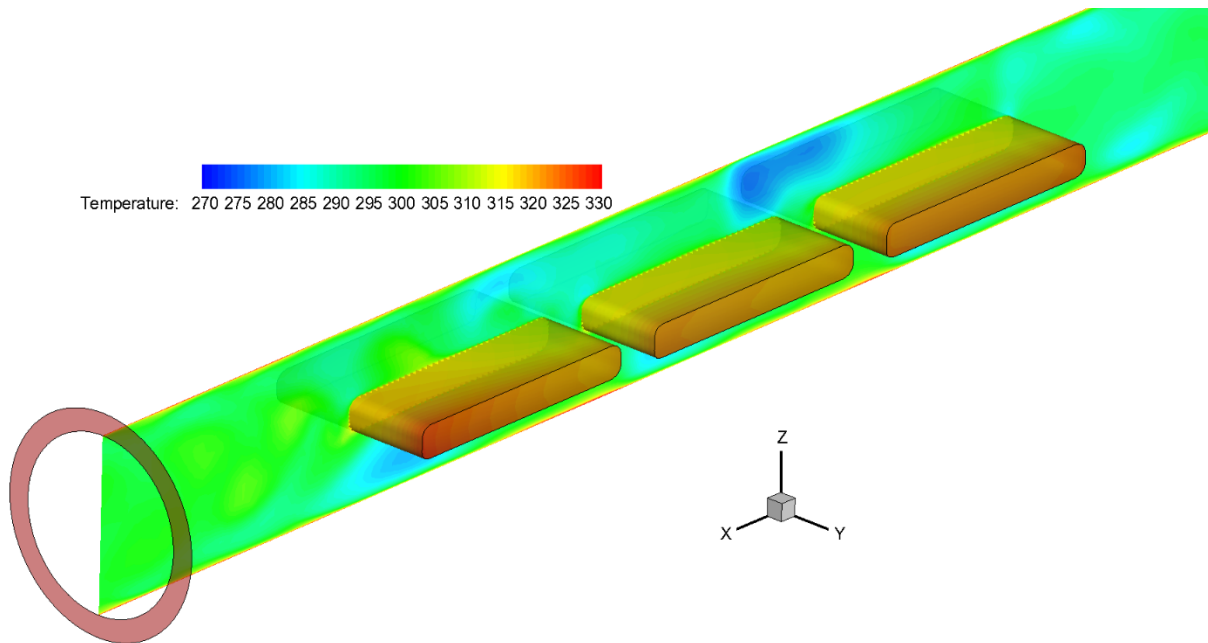


Рисунок 3.32 – Поле температур для интенсификации теплообмена с помощью профилей

Поле давления представлено на рисунке 3.33 также в меридиональном сечении. На передней кромке прослеживается поле повышенного давления, при этом между группой профилей прослеживается снижение давления. Таким образом, над профилями наблюдается повышение давления и снижение давления между профилями.

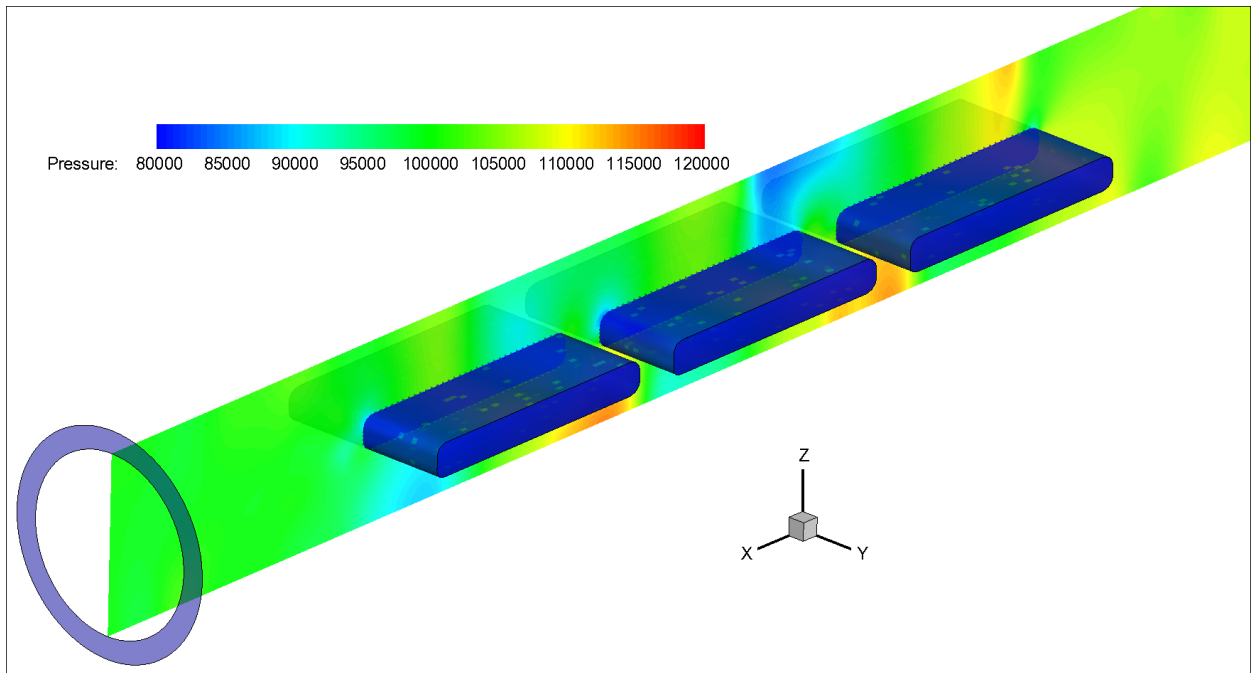


Рисунок 3.33 – Поле давлений для интенсификации теплообмена с помощью профилей

Сложный нестационарный характер течения представлен на рисунок 3.34. Наблюдаются вихревые области над профилями, что способствует диссипации тепловой энергии. На представленном поле также видна область зарождения вихрей, находящейся на задней кромке профиля.

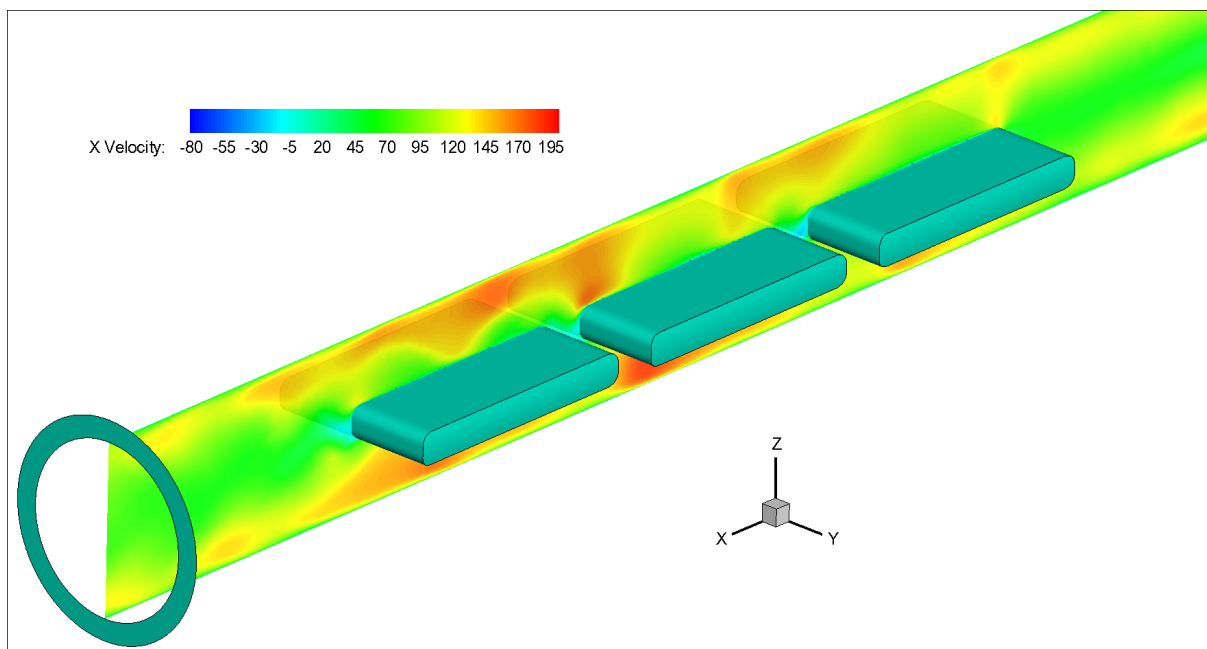
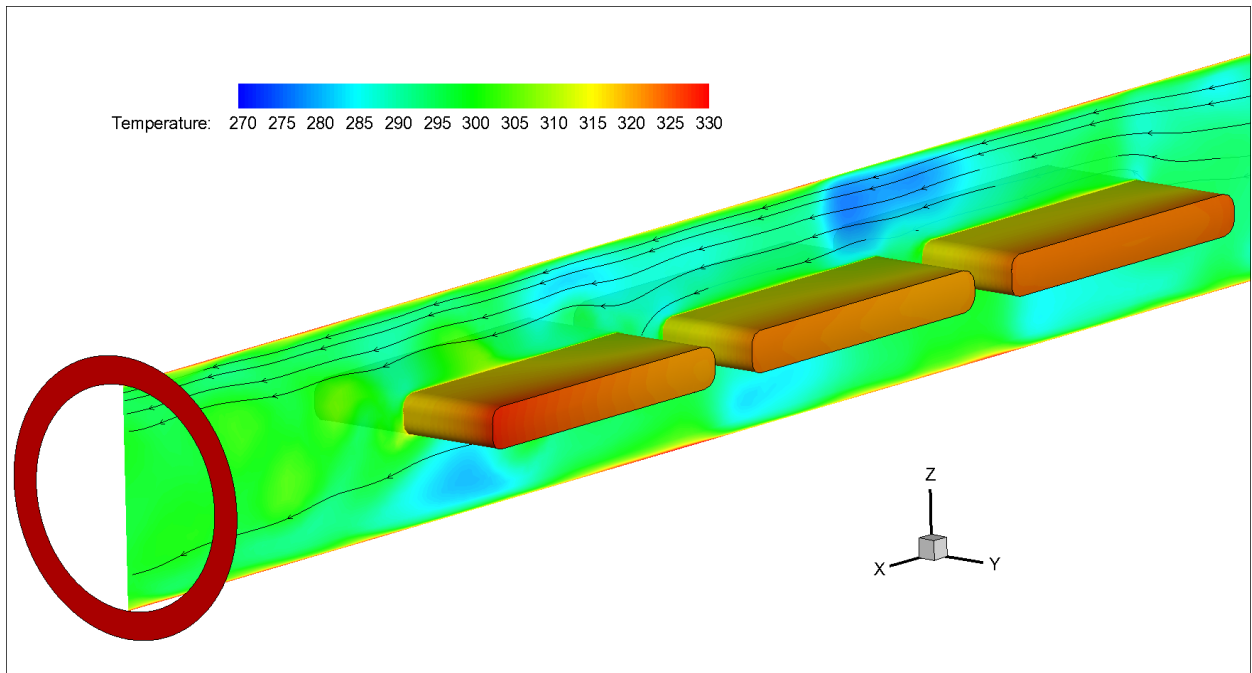


Рисунок 3.34 – Поле скорости для интенсификации теплообмена с помощью профилей



Рисунке 3.35 – Линии тока для интенсификации теплообмена с помощью профилей

Теоретически не совсем корректным представляется использование существующих полуэмпирических подходов для определения теплоотдачи в колеблющихся газовых потоках. Как известно, турбулентные стационарные потоки включают в себя большой диапазон частот колебаний параметров потока. Возможно, что колеблющийся поток определенной частоты может избирательно включаться в энергетический спектр турбулентных пульсаций. Турбулентные пульсации частоты, частоты которых близки к частоте вынужденных колебаний, могут возбуждаться, тогда как турбулентные пульсации с другой частотой, наоборот, могут подавляться под действием вынужденных колебаний.

В случае высокочастотных колебаний, когда толщина колеблющегося пограничного слоя много меньше, чем толщина вязкого стационарного подслоя ($\delta_k/\delta_0 \ll 1$), в первом приближении можно считать, что влияние колеблющегося потока сказывается только в вязком подслое, тогда как в турбулентном ядре профиль скорости квазистационарный. В этой области возможен приближенный теоретический анализ, основанный на методе расчета для ламинарного колеблющегося пограничного слоя.

В случае средних частот колебаний толщина колеблющегося пограничного слоя больше, чем толщина вязкого подслоя ($\delta_k/\delta_0 > 1$), и вынужденным колебаниям будет подвергаться не только вязкий подслой, но и профиль скорости в турбулентном ядре потока. Поскольку турбулентная вязкость в ядре потока значительно больше, чем в пристеночной области, то деформация профиля скорости в основном будет наблюдаться вблизи поверхности. При ускорении потока профиль скорости будет более заполненным, а при замедлении, наоборот, менее заполненным по сравнению со стационарным случаем. Колебания профиля продольной скорости будут сопровождаться колебаниями поперечной скорости потока.

Таким образом, влияние колеблющегося потока на теплообмен при турбулентном режиме течения обусловлено, во-первых, изменением коэффициента турбулентной теплопроводности посредством воздействия вынужденных колебаний на энергетический спектр турбулентных пульсаций, во-вторых, вынужденные колебания продольной скорости генерирует колебания поперечной скорости потока, что приводит к дополнительному поперечному переносу количества тепла.

Поскольку целью данной работы является исследование эффективности различных способов интенсификации теплообмена, для чего необходимо определять тепловые и гидравлические характеристики в одинаковых условиях, то не будем углубляться в особенности нестационарного теплопереноса в колеблющихся потоках.

Используя аналогичный всем ранее рассмотренным способам интенсификации теплообмена метод определения тепловой характеристики, получаем обобщенную критериальную зависимость для числа Нуссельта в диапазоне изменения числа Рейнольдса от 2×10^4 до 3.2×10^4 .

$$Nu_{\text{расч}}(Re) = 10^{-5} Re^{1.4} Pr^{0.43} \quad (3.10)$$

Полученная зависимость представлена на рисунке 3.36.

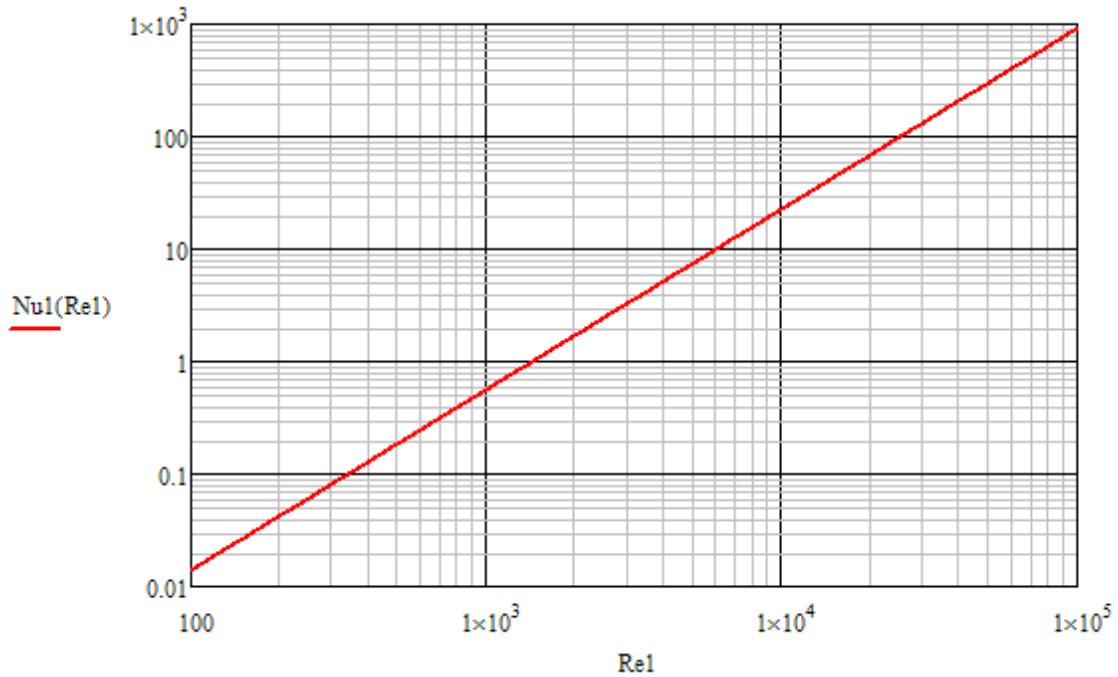


Рисунок 3.36 – Тепловая характеристика для интенсификации теплообмена с помощью профилей

Численное моделирование нестационарных способов интенсификации теплообмена чрезвычайно требовательно к вычислительным ресурсам и требует тщательной настройки решателя. Представленная зависимость не описывает достаточно полно влияние нестационарных колебаний на теплообмен на различных режимах течения и не учитывает всех факторов. В связи с тем, что явление представляет интерес в дальнейшем требуется проведение дополнительных исследований.

Определение гидравлических характеристик для способа интенсификации теплообмена с помощью профилей основано также осреднении по времени сложной гидродинамики колеблющихся потоков.

Колебания давления и скорости, наложенные на осредненное течение, могут служить причиной возмущающего воздействия на устойчивость и структуру течения. В случае ламинарного течения эти воздействия могут ускорить или замедлить переход к турбулентному режиму течения, а в случае турбулентного потока – существенно изменить гидродинамические характеристики потока, в

частности спектр турбулентности, и даже привести к образованию вихревых течений.

Вопрос о влиянии возмущений на устойчивость течения в экспериментальном и теоретическом аспектах рассматривалось в классической теоретической работе [103].

Основная информация об устойчивости пульсирующих течений получена в виде экспериментальных зависимостей и частых теоретических решений.

Наиболее разработанная является теория устойчивости пограничного слоя. Поле скоростей пульсирующего течения в первом приближении обладает свойствами, характерными для колеблющегося пограничного слоя, который возникает как при естественных, так и при вынужденных возмущениях в процессе перехода.

Увеличение уровня звукового сигнала, соответствующего области неустойчивости, приводит к увеличению синхронизирующего воздействия внешних колебаний. При этом синхронизация наблюдается при большей разности частот колебаний естественных вихрей и вынужденной частоты. Исследование влияния энергии и спектра акустических возмущений на переход ламинарного пограничного слоя в турбулентный показало, что при воздействии распространяющегося вдоль потока звуковых колебаний достаточно большой интенсивности резко возрастает турбулентность продольной составляющей скорости, в то время как интенсивность турбулентности поперечных составляющих пульсаций скорости остается неизменной.

Экспериментальные работы по исследованию влияния колебаний на гидродинамику турбулентных потоков в каналах тоже показали, что при наличии наложенных регулярных колебаний скорости взаимодействие турбулентных пульсаций с наложенными регулярными колебаниями возможно в том случае, когда частота наложенных регулярных колебаний скорости совпадает с частотой турбулентных пульсаций, соответствующей малым волновым числам.

Теоретический анализ влияния наложенных регулярных колебаний на гидродинамику турбулентных потоков осуществить не удастся, поскольку пока не

существует строгой теории турбулентных пульсаций. Однако качественную картину влияния регулярных колебаний на структуру турбулентных потоков можно получить, используя приближенные методы, применяемые в теории акустики и стационарных турбулентных потоков.

При анализе нестационарных турбулентных потоков необходимо, как и в случае анализа процесса теплообмена, выделить две области возможных частот колебаний: низкочастотные и высокочастотные. К низкочастотным колебаниям относятся колебания, частота которых много меньше, чем основная (или низшая) частота турбулентных пульсаций. К высокочастотным колебаниям следует отнести колебания, частота которых соизмерима или больше основной частоты турбулентных пульсаций.

Следует отметить, что только при сравнительно низкочастотных колебаниях возможно использовать метод осреднения турбулентных пульсаций по минимальному периоду их возмущения, который в данном случае много меньше, чем период основных регулярных колебаний.

В случае высокочастотных колебаний, когда период регулярных возмущений совпадает с минимальным периодом турбулентных пульсаций, картина течения существенно усложняется: регулярные колебания могут взаимодействовать с турбулентными пульсациями, в результате чего спектр турбулентных колебаний может изменяться. В спектре одновременно будут существовать как случайные турбулентные колебания, так и регулярные.

Проводимое для данного способа интенсификации теплообмена математическое моделирование фактически является численным экспериментом. Для определения осредненного по времени коэффициента гидравлического сопротивления в первом приближении можно воспользоваться стационарной методикой, измеряя в численном расчете перепад давления на определенной длине расчетного участка. В этом случае коэффициент гидравлического сопротивления целесообразно определять как отношение касательного напряжения на стенке канала к полной кинетической энергии потока. В данном случае методика определения коэффициента гидравлического сопротивления будет соответствовать

выше использованной. При этом естественно возникает вопрос, на сколько точно определяется осредненное по времени давление. В данном случае используемый период осреднения выбирался в 10 раз больше зафиксированной частоты пульсации давления за первым профилем и составил $\tau_{cp} = 10^{-3}$ с.

Все полученные результаты определения коэффициента гидравлического сопротивления достаточно точно описываются зависимостью (3.11).

$$\zeta(Re) = 91(Re)^{-0,55} \quad (3.11)$$

Изменение коэффициента гидравлического сопротивления представлено на рисунке 3.37.

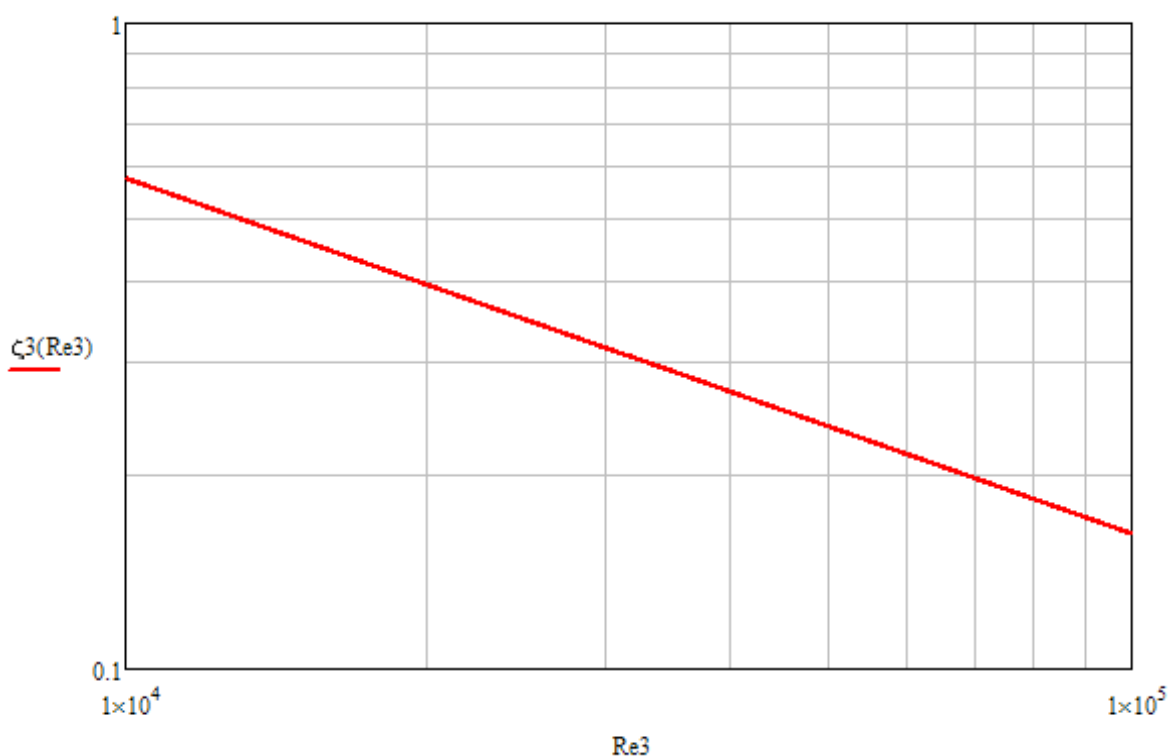


Рисунок 3.37 – Гидравлическая характеристика для интенсификации теплообмена с помощью профилей

В результате проведенного расчетного исследования нестационарного способа интенсификации теплообмена с помощью установки профилей впервые выявлены нестационарные особенности течения и теплообмена, определены характерные амплитуда и частота пульсаций давления. Также впервые получены тепловые и гидравлические характеристики данного способа интенсификации

расчетным путем. Эти данные могут быть использованы для разработки и проектирования теплообменных аппаратов.

Указанные особенности: отсутствие источников внешней энергии, устойчивое воспроизведение развитых колебаний значительной амплитуды в широком диапазоне изменения скоростей течения и геометрических параметров, в сочетании с простым конструктивным способом необходимым для реализации таких режимов, является неоспоримым преимуществом в плане применения таких колебаний для интенсификации теплообмена.

3.1.3. Численное моделирование гидродинамики и определение тепловых и гидравлических в компланарных каналах различной конфигурации

Геометрическая твердотельная модель плоского тракта с вихревыми каналами обладает рядом геометрических параметров: длина исследуемого тракта $L = 0.1$ м. (остаётся постоянной во всех вариантах исследования), толщины: огневой стенки $\delta_1 = 0.001$ м., силовой стенки $\delta_2 = 0.001$ м., ребра $\delta_r = 0.005$ м. (остаются постоянными во всех вариантах расчета). Так же не изменяется шаг оребрения $t = 0.01$ м. Одним из важнейших геометрических параметров, определяющих интегральные тепловые и гидравлические характеристики плоского тракта с вихревыми каналами, является угол взаимного пересечения 2β . В данном исследовании угол взаимного пересечения плоского тракта с вихревыми каналами варьировался $2\beta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$.

На каждый угол пересечения была разработана твердотельная модель, которая включает в себя область с самим материалом и область течения теплоносителя.

Для разработанных твердотельных моделей создавалась структурированная расчетная сетка. Поскольку в данном исследовании необходимо решать совместную задачу гидродинамики и теплообмена, то это накладывает определенные условия на построение расчетной сетки. Расчетная сетка должна обеспечивать попадание наибольшего числа ячеек в зону скоростного

пограничного слоя с целью минимизации параметра y^+ . Более того, поскольку в данном случае могут образовываться дополнительные вихревые структуры течения, способствующие дополнительной диссипации тепловой энергии, расчетная сетка должна быть достаточно мелкой для предсказания этого явления. Адаптация сетки к твердой поверхности так же должна обеспечивать разрешение температурного пограничного слоя.

Из предыдущего опыта исследований было выявлено, что для полного разрешения пограничного слоя необходимо, чтобы выполнялся критерий $y^+ \leq 1$. Таким образом, на все твердотельные модели была построена структурированная сетка с числом элементов около 19 млн.

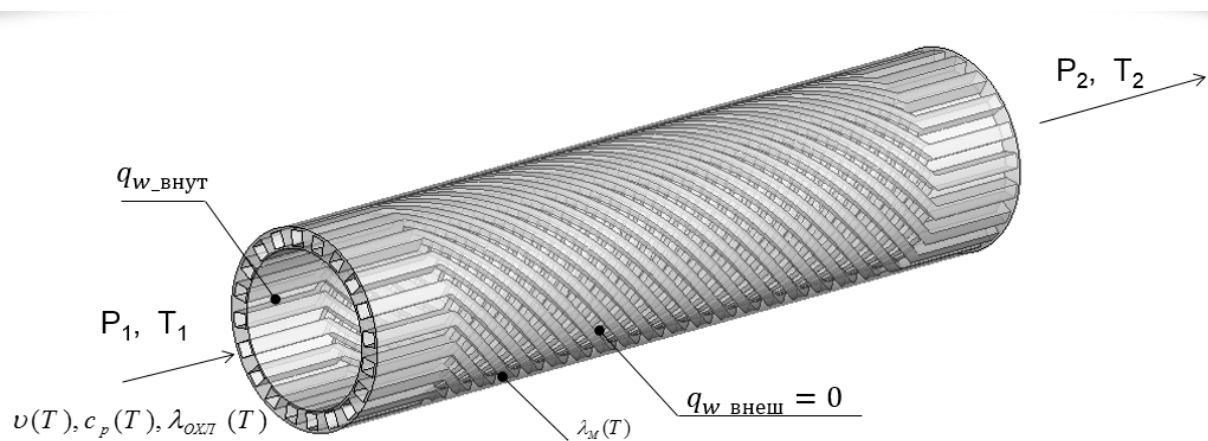


Рисунок 3.38 – Схема начальных и граничных условия для осесимметричного тракта с компланарными каналами

В данном исследовании рассматривался диапазон чисел Рейнольдса $Re = 10^3 \dots 1.5 \times 10^5$. Такой диапазон достигался путем варьирования массового расхода охладителя. При описании реальных тепловых процессов в теплообменных устройствах необходимо учитывать зависимость свойств материала и рабочего тела от температуры. Таким образом, в данной работе рассматриваются теплофизические свойства охладителя c_p, λ, ν как функции от температуры $f(T)$, которые задаются в виде полиномиальных зависимостей и передаются в расчет. Рассмотренные теплофизические свойства по своим характеристикам ближе всего к теплофизическим свойствам воды. Коэффициент теплопроводности материала так же задавался в виде температурной

полиномиальной функции $\lambda = f(T)$. Для материала рассматривались два различных полинома, характеризующие теплопроводность стали и теплопроводность меди. Расчетная схема осесимметричного тракта с компланарными каналами представлена на рисунке 3.38. Компьютерное моделирование было выполнено для аналогичных граничных условий для плоского и осесимметричных компланарных каналов. Результаты компьютерного моделирования приведены на рисунках 3.39 – 3.44

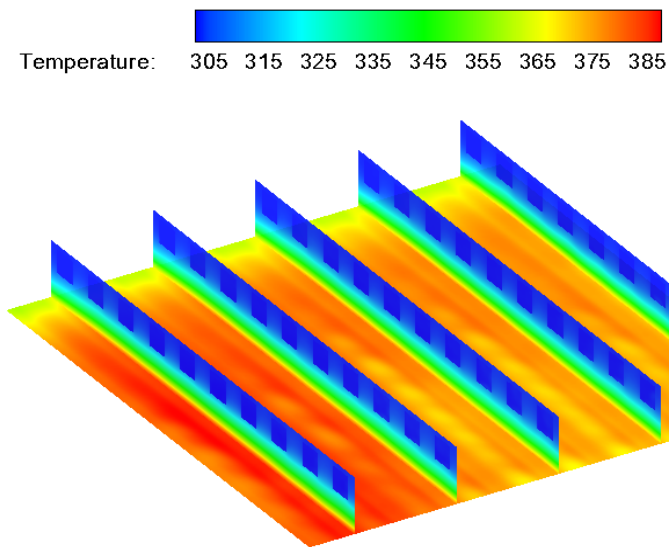


Рисунок 3.39 – Поле температур в плоском тракте с компланарными каналами

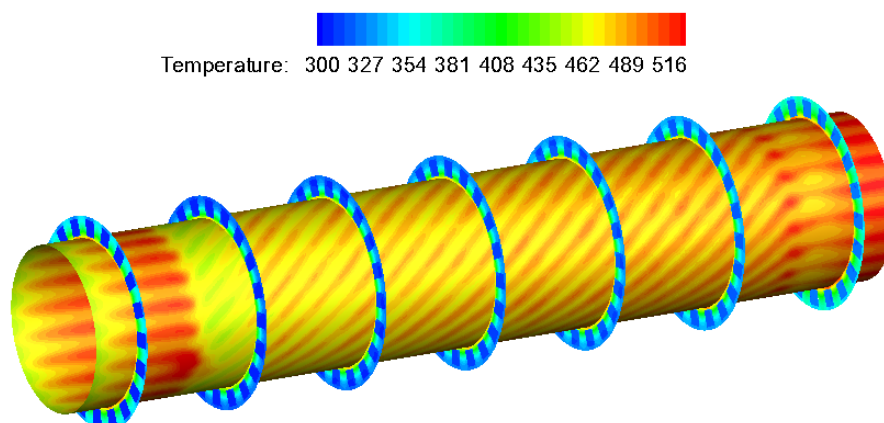


Рисунок 3.40 – Поле температур в осесимметричном тракте с компланарными каналами

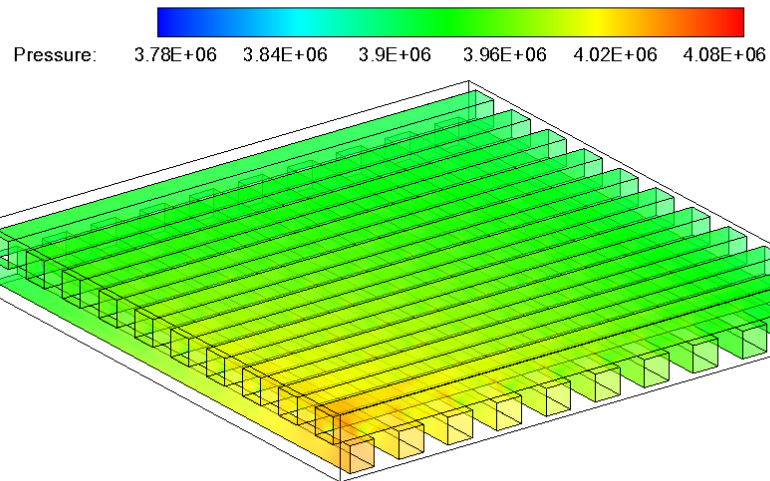


Рисунок 3.41 – Поле давлений в плоском тракте с компланарными каналами

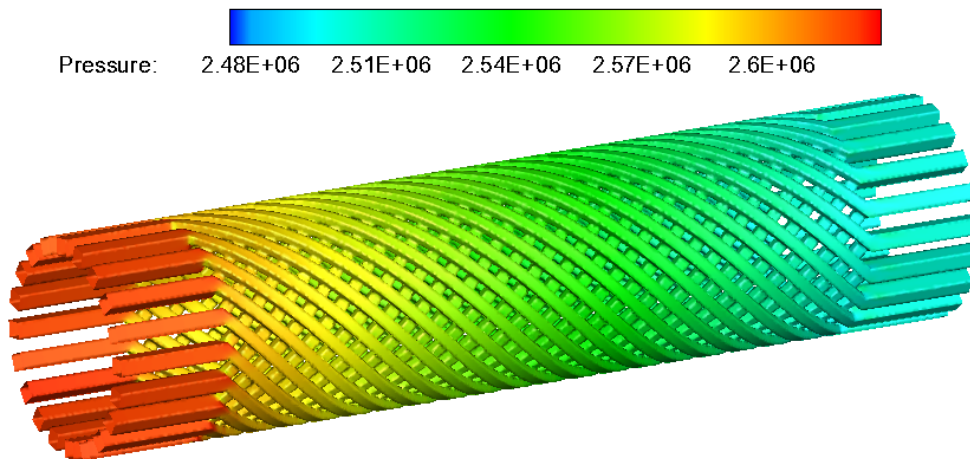


Рисунок 3.42 – Поле давлений в осесимметричном тракте с компланарными каналами

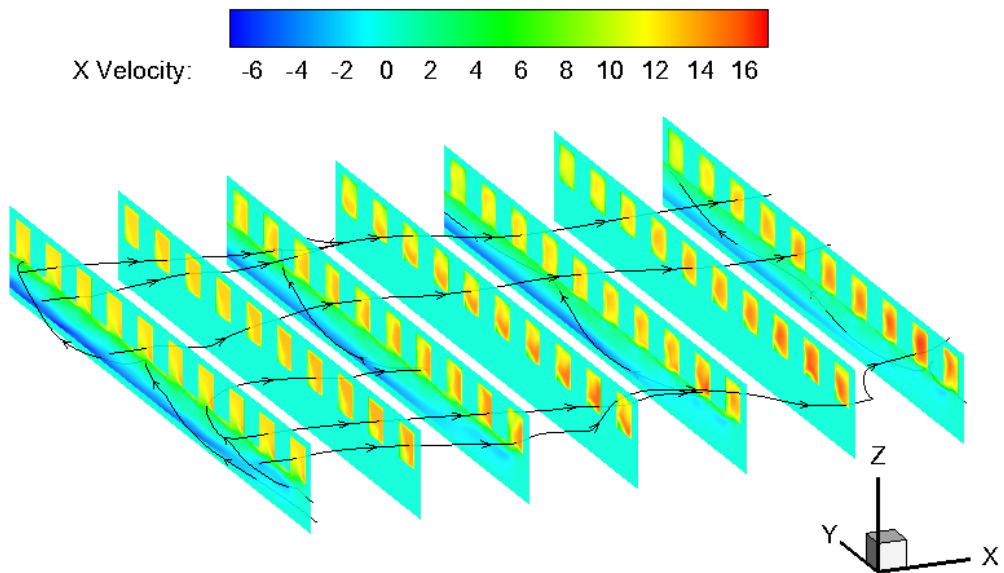


Рисунок 3.43 – Линии тока в плоском тракте с компланарными каналами

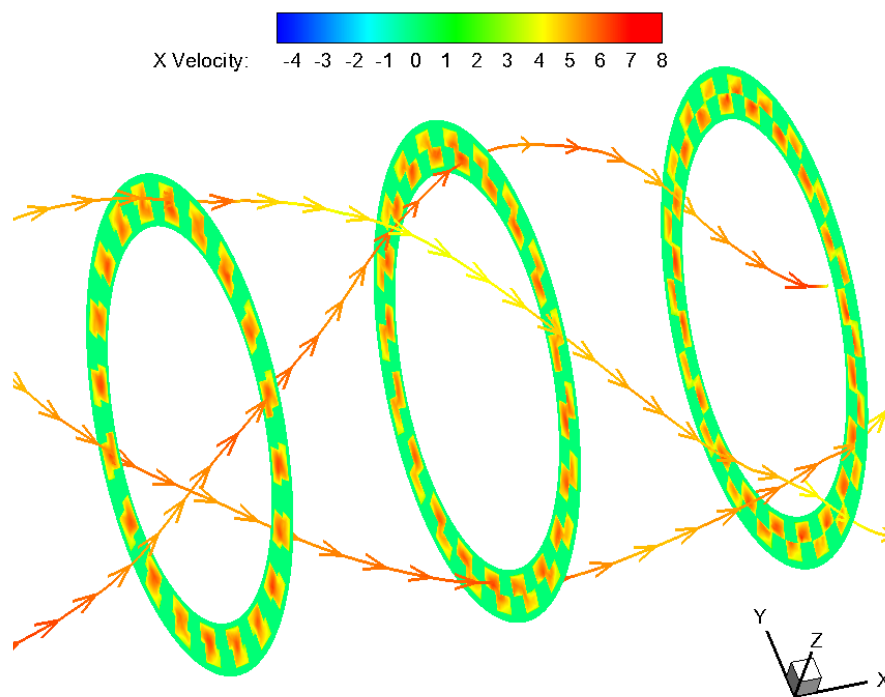


Рисунок 3.44 – Линии тока в осесимметричном тракте с компланарными каналами

Кроме проведенных серий расчетов для плоского тракта с вихревыми каналами, был также проведен расчет для обычного оребренного канала, в интересах прямого сравнения, при аналогичных условиях. Рассчитывался оребренный тракт с такими же геометрическими параметрами, с такими же

параметрами режима течения, теплофизических свойств и расходов охладителей, тепловыми потоками со стороны огневой стенки. Целью этого расчета было сравнение температуры огневой стенки по длине тракта. Для этого по направлению течения теплоносителя тракт разбивался на ряд перпендикулярных сечений. В этих сечениях находилась средняя по площади температура огневой стенки. Результаты этого сравнения приведены на рисунке 3.45.

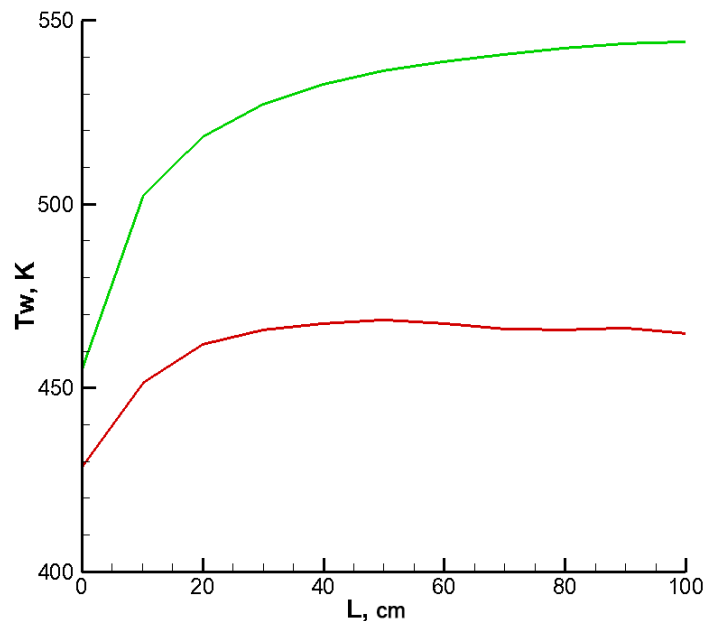


Рисунок 3.45 – Температура огневой стенки в плоском тракте с компланарными каналами по сравнению с гладким каналом

Можно видеть, что температура огневой стенки обычного оребренного тракта на всей длине больше температуры огневой стенки в плоском тракте с вихревыми каналами, при этом различие между этими температурами может достигать 100 К. Можно сделать вывод о том, что при одинаковых расходах и тепловых потоках температурное состояние конструкции плоского тракта с вихревыми каналами является менее напряженным.

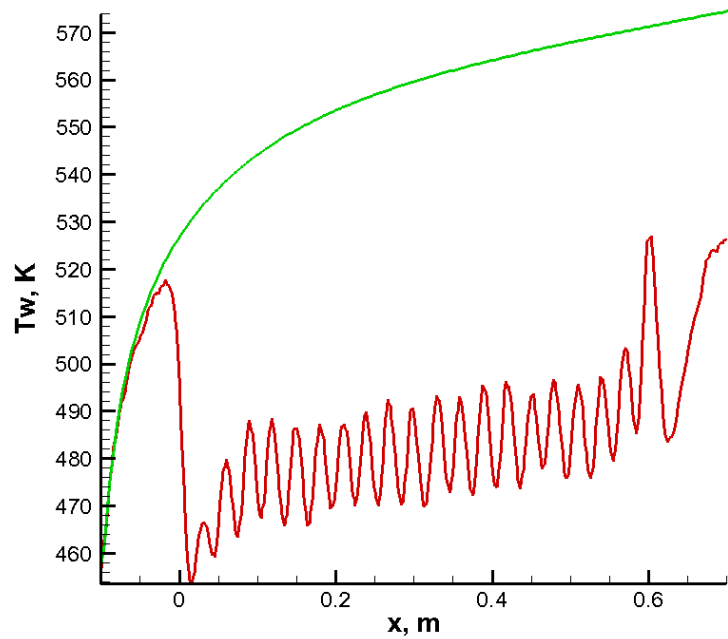


Рисунок 3.46 – Температура огневой стенки в осесимметричном тракте с компланарными каналами по сравнению с гладким каналом

Для большей наглядности тепловую характеристика плоского тракта с вихревыми каналами сравнивалась с эталонным гладким щелевым каналом. Безразмерный коэффициент теплоотдачи (число Нуссельта) для гладкого канала определялся по следующей зависимости, известной как соотношение Нуссельта-Крауссольда. По заданному алгоритму было рассчитано изменение числа Нуссельта от числа Рейнольдса для трех различных взаимных углов пересечения вихревых каналов $2\beta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$. Изменение числа Нуссельта рассматривалось в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 10^3 \dots 1.5 \times 10^5$. Было проведено сравнение полученных значений со значениями в гладком канале при тех же числах Рейнольдса.

В известных работах [110], посвященной определению тепловых и гидравлических трактов с вихревыми каналами, была получена обобщенная экспериментальная зависимость для определения числа Нуссельта

$$Nu(Re) = \exp(-2.47 + 0.81\beta) Re^{0.68} Pr^{0.43} \quad (3.12)$$

Согласно [110] данная обобщенная экспериментальная зависимость определяет число Нуссельта с погрешностью $\pm 15\%$.

На рисунке 3.47 приведены тепловые характеристики плоского тракта с вихревыми каналами, полученные расчетным путем и определенные по обобщенной экспериментальной зависимости. Наибольших значений тепловая характеристика достигает при угле $2\beta = 90^\circ$, превосходя теплоотдачу в гладком канале более чем в 2 раза. При этом с увеличением числа Рейнольдса значение тепловой характеристики уменьшается, но везде в исследуемом диапазоне значение тепловой характеристики остается больше единицы: $\eta_{Nu}(Re) > 1$.

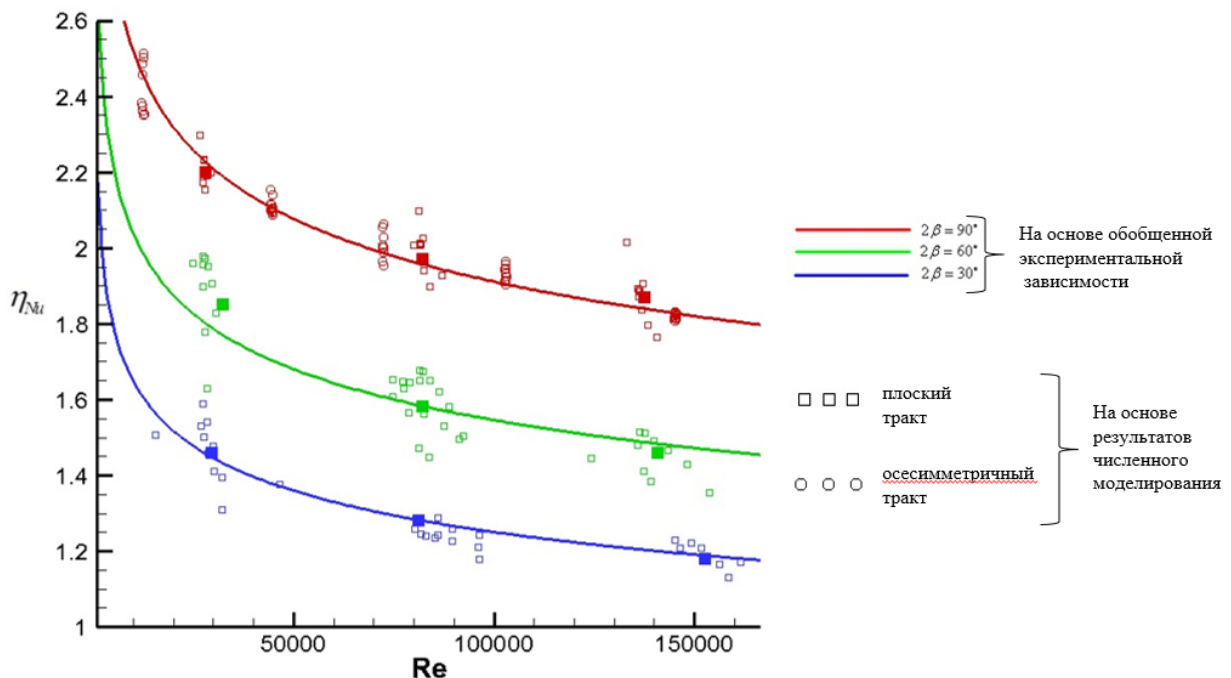


Рисунок 3.47 – Тепловая характеристика плоского и осесимметричного тракта с компланарными каналами

Проведенное сравнение между значениями, полученными расчетным путем и значениями, полученными по обобщенной экспериментальной зависимости, показало, что разница не превышает точность определения обобщенной экспериментальной зависимости $\pm 15\%$. Такое совпадение между экспериментальными и расчетными результатами свидетельствует о достоверном определении интегральной тепловой характеристики плоского тракта с вихревыми каналами.

Коэффициент гидравлического сопротивления в эталонном гладком канале в данном исследовании рассчитывался по формуле Блазиуса. После аналогичного, как и в определении тепловых характеристик, разбиения тракта на сечения производился расчет коэффициента гидравлического сопротивления в плоском тракте с вихревыми каналами. В зависимость для определения коэффициента гидравлического сопротивления входят осредненные на заданном участке давление и температура. Осреднение в данном исследовании осуществлялось по массе. Расчет коэффициента гидравлического сопротивления осуществлялся в каждом сечении, для различных углов взаимного пересечения каналов 2β , в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 10^3 \dots 1.5 \times 10^5$. Затем определялась гидравлическая характеристика в виде отношения коэффициентов гидравлического сопротивления в исследуемом и гладком тракте при одинаковых числах Рейнольдса. Гидравлическая характеристика выражается аналогично тепловой характеристики, как функция числа Рейнольдса.

В вышеупомянутой экспериментальной работе [110], посвященной определению тепловых и гидравлических характеристик трактов с вихревыми каналами, также приводится обобщенная зависимость для определения коэффициента гидравлического сопротивления:

$$\zeta(Re) = \exp(5.24 + 2.94\beta)Re^{-1.32} + \exp(-4.7 + 3.46\beta) \quad (3.13)$$

Обобщенная экспериментальная зависимость, определяющая коэффициент гидравлического сопротивления, имеет погрешность вычисления $\pm 10\%$.

На рисунке 3.48 приведена гидравлическая характеристика плоского тракта с вихревыми каналами. Можно отметить, что с увеличением числа Рейнольдса возрастает коэффициент гидравлического сопротивления. Наибольший рост гидравлического сопротивления наблюдается при угле взаимного пересечения $2\beta = 90^\circ$. Коэффициент гидравлического сопротивления в исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса может вырасти до 8 раз по сравнению с эталонным гладким каналом. При этом необходимо отметить, что при угле взаимного пересечения

$2\beta = 30^\circ$ рост коэффициента гидравлического сопротивления лишь немногим большим единицы.

Сравнивая результаты расчета гидравлической характеристики, полученной по обобщенной экспериментальной зависимости и расчетным способом, получаем, что и в этом случае разница не превышает точности определения обобщенной экспериментальной зависимости. Значит, и в случае определения интегральной гидравлической характеристики плоского тракта с вихревыми каналами расчетным путем имеет место достоверный результат.

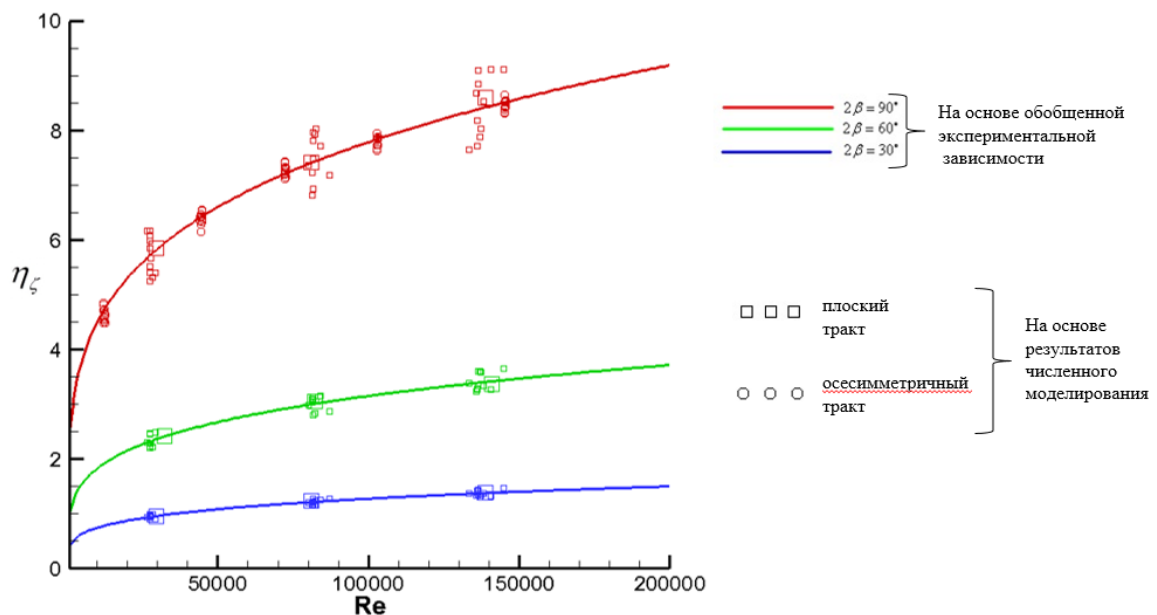


Рисунок 3.48 – Гидравлическая характеристика плоского и осесимметричного тракта с компланарными каналами

В результате проведенного численного исследования процесса теплоотдачи в плоском и осесимметричном тракте с вихревыми каналами, удалось установить тепловые и гидравлические характеристики тракта. Показано удовлетворительное соответствие этих характеристик имеющимся экспериментальным данным.

Установлено, что температура огневой стенки плоского тракта с вихревыми каналами меньше температуры огневой стенки обычного ореренного тракта. Таким образом, можно сделать вывод о том, что при одинаковых расходах и

тепловых потоках тепловое состояние конструкции плоского тракта с вихревыми каналами является менее напряженным.

Более детальное изучение гидродинамики течения в этом виде тракта, вопросы наиболее оптимального использования, вопросы прочностного анализа требуют дальнейших более глубоких исследований.

3.2. Разработка метода оценки эффективности интенсификации теплообмена

Одним из перспективных направлений совершенствования теплотехнических устройств и аппаратов в настоящее время является интенсификация теплоотдачи в теплообменных трактах. Существует множество способов решения этой задачи, сюда относятся: создание специально организованной гидродинамической структуры течения теплоносителя, развитие теплоотдающей поверхности трактов и др. Это достигается путями различной степени сложности. На сегодняшний день достигнуты уровни подъема теплоотдачи в несколько раз больше по сравнению с гладким каналом.

Однако очевидно, что любое мероприятие по форсированию теплоотдачи сопровождается неизбежным ростом гидравлических потерь на прокачку теплоносителя. Для разных способов интенсификации теплообмена их мера роста будет различной, поэтому в практических задачах возникает вопрос о целесообразности применения того или иного способа интенсификации теплообмена, на основании оценки обоих факторов, что в общем виде представляет определенные трудности. Главным в данной проблеме является выбор достаточно универсальных и научно обоснованных критериев оценки.

В качестве критериев оценки возможно использование различных показателей. Наиболее простыми являются относительные показатели эффективности отдельно по теплоотдаче $St/St_{г\lambda}$ (или $Nu/Nu_{г\lambda}$) и по гидросопротивлению $\xi/\xi_{г\lambda}$, где $St_{г\lambda}$ (или $Nu_{г\lambda}$) и $\xi_{г\lambda}$ – соответственно значения коэффициентов теплоотдачи и гидросопротивления для выбранного в качестве эталона гладкого канала. Однако, использование таких критериев эффективности

не дает наглядного представления о физических свойствах объекта, представляющих инженерный интерес.

Может быть использован критерий в виде отношения безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Стантона) к коэффициенту трения St/c_f , для соответствующей поверхности менее чувствительный к изменению критерия режима течения – числа Рейнольдса, но существенно отличающийся для различных типов трактов с интенсификацией теплообмена. Фактически эта величина есть фактор аналогии Рейнольдса $S = \frac{1}{2} c_f / St$, который показывает степень преобладания роста гидрпотерь над ростом теплоотдачи при ее форсировании различными способами и который для эталонного гладкого канала приблизительно равен единице. Интересен способ оценки интенсификации теплообмена по степенному соотношению относительных коэффициентов теплоотдачи и гидросопротивления для теплообменной поверхности [10]: $(\zeta/\zeta_{ГЛ})^a / (St/St_{ГЛ})^b$

Очевидно, что наиболее полным, отвечающим конечной цели поставленной задачи интенсификации теплообмена, будет являться критерий, единый для всего устройства в целом, в качестве которого обычно выступает либо коэффициент полезного действия, либо ресурс объекта и его стоимость, либо тот или иной энергетический или силовой параметр. Разнообразие конкретных решаемых технических задач, а также предлагаемых способов форсирования теплоотдачи в теплообменных трактах во многом усложняет выбор универсального критерия и метода оценки эффективности. Однако, для большинства практических задач это многообразие может быть сокращено, как по типам трактов (одиночная труба, кольцевой канал, совокупное множество каналов) так и по целевым функциям задач (увеличение тепловой мощности, уменьшение объема и массы аппарата, снижение гидравлических потерь и т.п.). На основании этого для оценки эффективности интенсификации теплообмена необходимо построить прозрачную физико-математическую модель.

3.2.1 Оценка эффективности интенсификации в кольцевом канале

Известный метод оценки эффективности [10] может быть использован и развит применительно к задаче интенсификации теплоотдачи в рубашке охлаждения жаровой трубы. Охлаждающий тракт (теплообменное устройство) представляет собой кольцевой канал длиной L (рисунок 3.49) с фиксированными размерами внутренней огневой (теплоотдающей) стенки D_1 . Целью интенсификации теплоотдачи может являться чаще всего либо снижение температуры стенки, способствующее повышению надежности работы системы охлаждения, либо увеличение теплового потока – тепловой мощности устройства, для обеспечения заданной температуры стенки трубы.

В качестве приоритетного критерия для рассматриваемой задачи примем тепловую мощность аппарата или устройства Q . Для описания модели объекта удобнее всего использовать безразмерные переменные, отнесенные к эталонному в данном случае кольцевому гладкому каналу. Ниже приведены выводы значения критерия оценки эффективности интенсификации теплообмена при одностороннем нагреве теплоносителя в канале кольцевого типа малой кривизны, т.е. при $h \ll D_1$, полагая, что коэффициент теплоотдачи в кольцевом канале намного меньше, чем в камере.

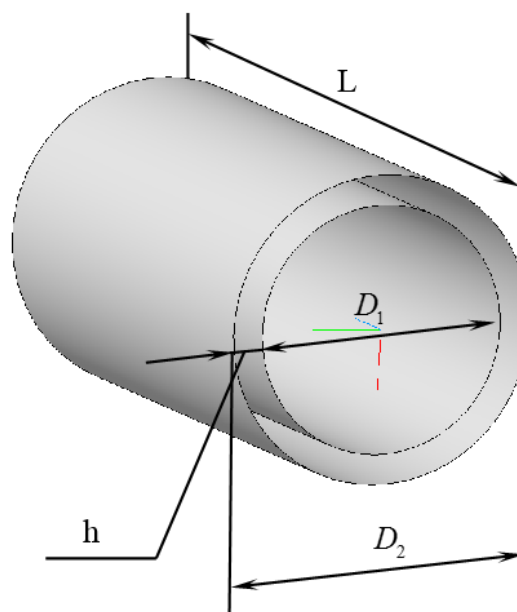


Рисунок 3.49 – Геометрическая модель кольцевого канала

Тепловой поток Q в кольцевой трубе в приближении одностороннего теплового потока можно представить в виде

$$Q = \alpha S \Delta T \quad (3.14)$$

где

α – коэффициент теплоотдачи;

S – площадь теплоотдающей поверхности;

ΔT – температурный напор (разность между температурой стенки и средней температурой охладителя).

Эти величины определяются следующим образом:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_3}; S = \pi D_1 L; \Delta T = T_{ст} - T_{охл}$$

где

$T_{ст}$ - температура стенки;

$T_{охл}$ - средняя температура охладителя.

Потерю давления представим зависимостью:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho u^2}{2} \cdot \frac{L}{d_3} \quad (3.15)$$

где

ζ – коэффициент гидравлического сопротивления;

ρ – плотность охладителя;

u – скорость потока;

L – длина тракта;

d_3 – эквивалентный диаметр.

Расход охладителя определяется по формуле:

$$G = \rho u F \quad (3.16)$$

где F – площадь проходного сечения, определяемая зависимостью:

$$F = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)$$

где $D_2 = D_1 + 2h$.

Критериальные зависимости для коэффициента теплоотдачи (числа Нуссельта) и гидравлического сопротивления в турбулентных потоках в зависимости от режима течения рекомендуется представить в общепринятом виде:

$$Nu = ARe^n Pr^k = \left(\frac{Nu}{Nu_{гЛ}}\right)_{Re} C_1 Re^n Pr^k, \quad (3.17)$$

$$\zeta = BRe^m = \left(\frac{\zeta}{\zeta_{гЛ}}\right)_{Re} C_2 Re^m \quad (3.18)$$

где

$\left(\frac{Nu}{Nu_{гЛ}}\right)_{Re} = \eta_{Nu}$ – коэффициент интенсификации теплоотдачи при числах Re , реализуемых в исследуемом объекте;

C_1 – эмпирический коэффициент пропорциональности для коэффициента теплоотдачи в гладких каналах;

$\left(\frac{\zeta}{\zeta_{гЛ}}\right)_{Re} = \eta_{\zeta}$ – коэффициент изменения гидравлического сопротивления при числах Re , реализуемых в исследуемом объекте;

C_2 – эмпирический коэффициент пропорциональности для гидравлического сопротивления в гладких каналах.

Отношение этих критериальных зависимостей для объекта и эталона в принятых упрощениях, для ряда условий: $\lambda, c_p, \mu, \rho = \text{const}$; $D_1, L = \text{const}$; $\Delta T = \text{const}$; будет иметь вид:

$$\frac{Nu}{Nu_{гЛ}} = \left(\frac{Nu}{Nu_{гЛ}}\right)_{Re} \frac{C_1 Re^n Pr^k}{C_1 Re_{гЛ}^n Pr^k} = \eta_{Nu} \left(\frac{Re}{Re_{гЛ}}\right)^n \quad (3.19)$$

$$\frac{\zeta}{\zeta_{гЛ}} = \left(\frac{\zeta}{\zeta_{гЛ}}\right)_{Re} \frac{C_2 Re^m}{C_2 Re_{гЛ}^m} = \eta_{\zeta} \left(\frac{Re}{Re_{гЛ}}\right)^m \quad (3.20)$$

А уравнения модели объекта в безразмерном виде можно представить, как:

$$K_Q = \frac{Q}{Q_{ГЛ}} = \frac{\alpha}{\alpha_{ГЛ}} = \frac{Nu}{d_э} \cdot \frac{d_{эГЛ}}{Nu_{ГЛ}} = \eta Nu \left(\frac{Re}{Re_{ГЛ}} \right)^n \frac{d_{эГЛ}}{d_э} \quad (3.21)$$

$$K_{\Delta p} = \frac{\Delta p}{\Delta p_{ГЛ}} = \frac{\zeta}{\zeta_{ГЛ}} \left(\frac{u}{u_{ГЛ}} \right)^2 \frac{d_{эГЛ}}{d_э} = \eta \zeta \left(\frac{Re}{Re_{ГЛ}} \right)^m \left(\frac{u}{u_{ГЛ}} \right)^2 \frac{d_{эГЛ}}{d_э} \quad (3.22)$$

$$K_G = \frac{G}{G_{ГЛ}} = \frac{u}{u_{ГЛ}} \cdot \frac{F}{F_{ГЛ}} \quad (3.23)$$

где Re – число Рейнольдса, реализуемое в исследуемом (сравниваемом) объекте;

$Re_{ГЛ}$ – число Рейнольдса, реализуемое при сходственных условиях в эталонном гладком канале.

Произведем вывод критерия оценки эффективности K_Q из системы уравнений (3.21) – (3.23) при условии, что $K_{\Delta p} = 1$, $K_G = 1$. Для этого необходимо дополнительно установить взаимосвязь соотношений $F/F_{ГЛ}$; $u/u_{ГЛ}$; $d_э/d_{эГЛ}$; $Re/Re_{ГЛ}$. По определению

$$Re = \frac{u d_э \rho}{\mu}; \text{ и тогда: } \frac{Re}{Re_{ГЛ}} = \frac{u}{u_{ГЛ}} \frac{d_э}{d_{эГЛ}}.$$

Также по определению $d_э$ равный гидравлическому диаметру: $d_э = 4F/\Pi$, что для кольцевого канала дает $d_э = 2h$, получается, что $d_э/d_{эГЛ} = h/h_{ГЛ}$.

Из условия $K_G = 1$ получаем, что $\frac{u}{u_{ГЛ}} = \frac{F_{ГЛ}}{F}$. Причем,

$$\frac{F}{F_{ГЛ}} = \frac{(D_2^2 - D_1^2)}{(D_{2ГЛ}^2 - D_1^2)} = \frac{(D_1^2 + 4hD_1 + 4h) - D_1^2}{(D_1^2 + 4h_{ГЛ}D_1 + 4h_{ГЛ}^2) - D_1^2} = \frac{h}{h_{ГЛ}} \cdot \frac{(D_1 + h)}{(D_1 + h_{ГЛ})},$$

т.к. по условию кольцевой канал имеет малую кривизну, т.е. $h \ll D_1$, можно принять $(D_1 + h)/(D_1 + h_{ГЛ}) \approx 1$, тогда

$$\frac{F}{F_{ГЛ}} = \frac{h}{h_{ГЛ}} = \frac{d_э}{d_{эГЛ}} \quad (3.24)$$

$$\text{Таким образом, } \frac{Re}{Re_{ГЛ}} = \frac{u}{u_{ГЛ}} \frac{d_э}{d_{эГЛ}} = \frac{F_{ГЛ}}{F} \frac{d_э}{d_{эГЛ}} = \frac{h_{ГЛ}}{h} \frac{h}{h_{ГЛ}} = 1.$$

Из условия $K_{\Delta p} = 1$, выразим отношение эквивалентных диаметров:

$$\left(\frac{\zeta}{\zeta_{ГЛ}} \right)_{Re} \left(\frac{Re}{Re_{ГЛ}} \right)^m \left(\frac{u}{u_{ГЛ}} \right)^2 \frac{d_{эГЛ}}{d_э} = 1 \Rightarrow \left(\frac{\zeta}{\zeta_{ГЛ}} \right)_{Re} \left(\frac{u}{u_{ГЛ}} \right)^2 \frac{d_{эГЛ}}{d_э} = 1 \Rightarrow \frac{d_{эГЛ}}{d_э} = K_{\zeta}^{-\frac{1}{3}}$$

Найденная взаимосвязь соотношений позволяет найти решение для критерия оценки K_Q из (3.28) при равенстве единице параметров $K_{\Delta p}$ и K_m .

$$K_Q = \eta_{Nu}(\eta_\zeta)^{-\frac{1}{3}}, \quad (3.25)$$

$$K_Q = \eta_{Nu}(\eta_\zeta)^{-\frac{1}{3}} K_{\Delta p}^{\frac{1}{3}} K_G^{(n-\frac{m+2}{3})}$$

Полученное выражение показывает, что критерий эффективности K_Q линейно зависит от η_{Nu} и находится в степенной зависимости от η_ζ . Так что, критерий K_Q более чувствителен к изменению коэффициента η_{Nu} , чем к η_ζ .

Примечательно, что результат вывода не зависит в явной форме от режима течения, т.к. в полученном выражении отсутствуют степенные показатели m и n , характеризующие зависимость данного критерия от режима течения, т.е. числа Re .

Выражение (3.25) позволяет однозначно определить нижнюю границу эффективности интенсификации теплообмена, когда $K_Q = 1$. Таким образом, интенсификация является эффективной при условии, что $\eta_{Nu}^3 > \eta_\zeta$. Эта зависимость в графическом виде представлена на рисунке 3.50.

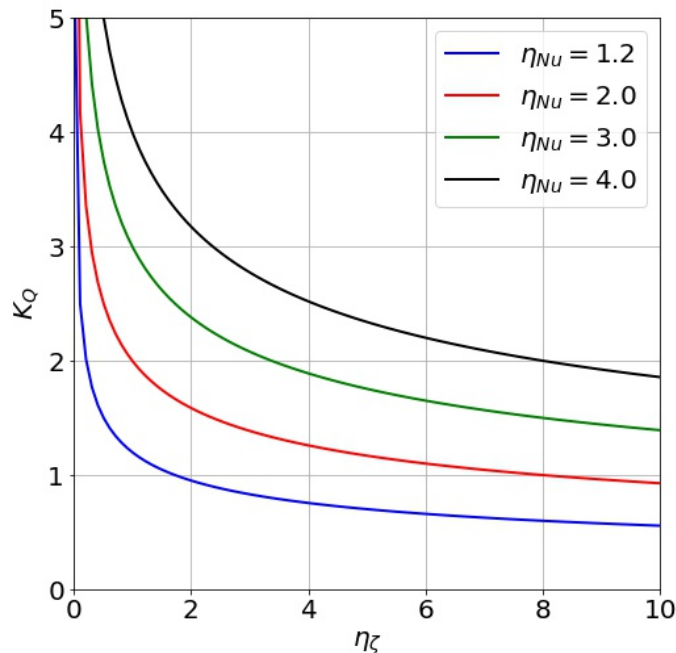


Рисунок 3.50 – Зависимость K_Q от η_ζ при параметрически заданном η_{Nu}

Различные способы интенсификации, в зависимости от их теплогидравлических характеристик могут приводить к изменениям геометрических размеров в различной степени. В связи с этим дополнительно произведем оценку в рамках данной задачи – увеличения размера наружной оболочки рубашки охлаждения. Согласно соотношению (3.24) $\frac{h}{h_{ГЛ}} = \frac{d_{\text{Э}}}{d_{\text{ЭГЛ}}}$, и как было получено выше $\frac{d_{\text{ЭГЛ}}}{d_{\text{Э}}} = \eta_{\zeta}^{-\frac{1}{3}}$. Тогда соотношение высот охлаждений гладкого и интенсифицированного канала будет иметь вид: $\frac{h}{h_{ГЛ}} = \eta_{\zeta}^{\frac{1}{3}}$.

Как отмечалось выше, в практике проектирования более совершенных тепловых машин, могут быть исследованы различные способы интенсификации теплообмена, отличающихся значениями своих тепловых и гидравлических характеристик. Эти характеристики зависят как от режима течения, так и от других факторов и геометрических параметров, присущих данному конкретному способу интенсификации теплообмена.

В работе [10] исследовании метод интенсификации теплообмена с помощью нанесения на наружную часть внутренней трубы искусственной шероховатости. Этот метод реализуется с помощью установки выступов (ребер) или уступов перпендикулярно к продольной оси тракта. Механизм интенсификации теплообмена связан с тем, что при обтекании выступов (уступов), образуется завихрения потока, которые уменьшают ламинарный подслои. Поэтому, высота выступов (уступов) должна быть достаточной, чтобы разрушать ламинарный подслои и при этом не создавать лишнего сопротивления. Исходя из технологических соображений, высота этих уступов составляет примерно $h_{\text{в}} = 10\delta_{\text{л}}$, где $\delta_{\text{л}}$ - толщина ламинарного подслоя. В результате многочисленных экспериментальных исследований было выявлено, что наиболее оптимальное расстояние между выступами, примерно составляет $10h$. В рамках данного исследования к этому методу интенсификации теплообмена была применена вышеизложенная методика. В результате получили следующие значения тепловых и гидравлических характеристик: $\eta_{Nu} = 2.58 \dots 3.0$ и $\eta_{\zeta} = 8.5 \dots 11.6$, при

значениях чисел Рейнольдса $Re = 10^4 \dots 4 \times 10^5$. Графически на рисунках 3.51а и 3.52б показаны зависимости $\eta_{Nu}(Re)$ и $\eta_{\zeta}(Re)$ соответственно, для данного вида интенсификации теплообмена.

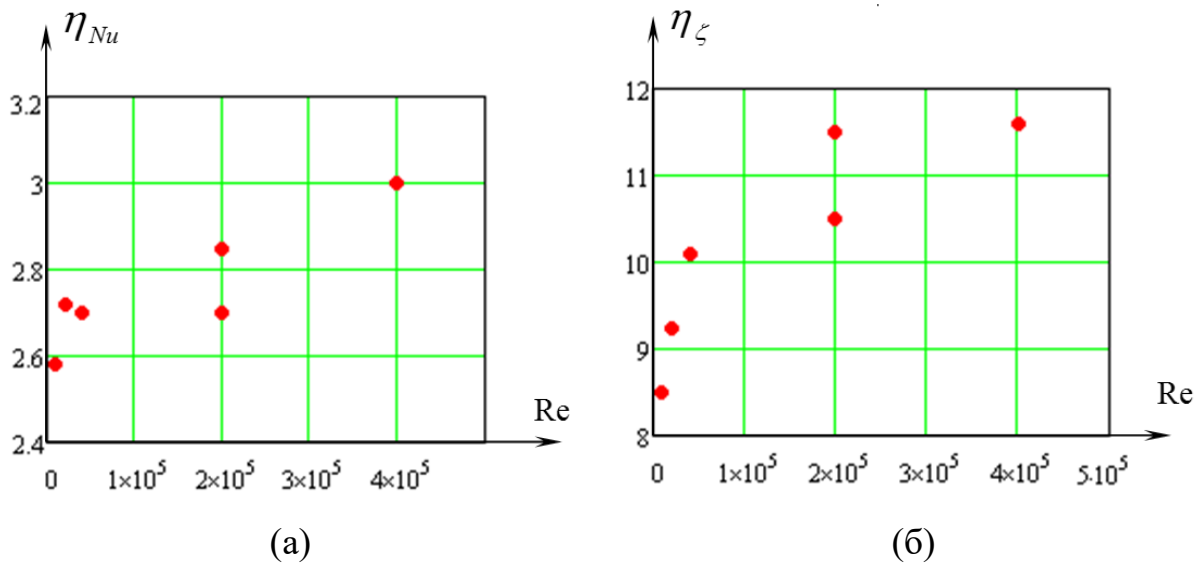


Рисунок 3.51 – Зависимости $\eta_{Nu}(Re)$ и $\eta_{\zeta}(Re)$ для интенсификации теплообмена с помощью искусственной шероховатости

В работе [31] проведено экспериментальное исследование метода интенсификации теплообмена с помощью нанесения на наружную часть внутренней трубы сферических лунок. Механизм интенсификации теплообмена здесь так же связан с разрушением ламинарного подслоя за счет образования завихрений потоков. Кроме того, существует предположение о том, что сферические лунки способствуют образованию вихрей, что в свою очередь приводит к дополнительной турбулизации потока. В данной работе лунки были расположены в шахматном порядке, и глубина лунок опять же не превышала величины $10\delta_L$. Применяя аналогичным способом выше приведенную методику, получаем следующие значения тепловых и гидравлических характеристик: $\eta_{Nu} = 1.65 \dots 2.433$ и $\eta_{\zeta} = 2.326 \dots 4.133$, при значениях чисел Рейнольдса $Re = 6.5 \times 10^4 \dots 3 \times 10^5$. Графически на рисунках 3.52а и 3.52б показаны эти зависимости $\eta_{Nu}(Re)$ и $\eta_{\zeta}(Re)$ соответственно, для данного вида интенсификации теплообмена.

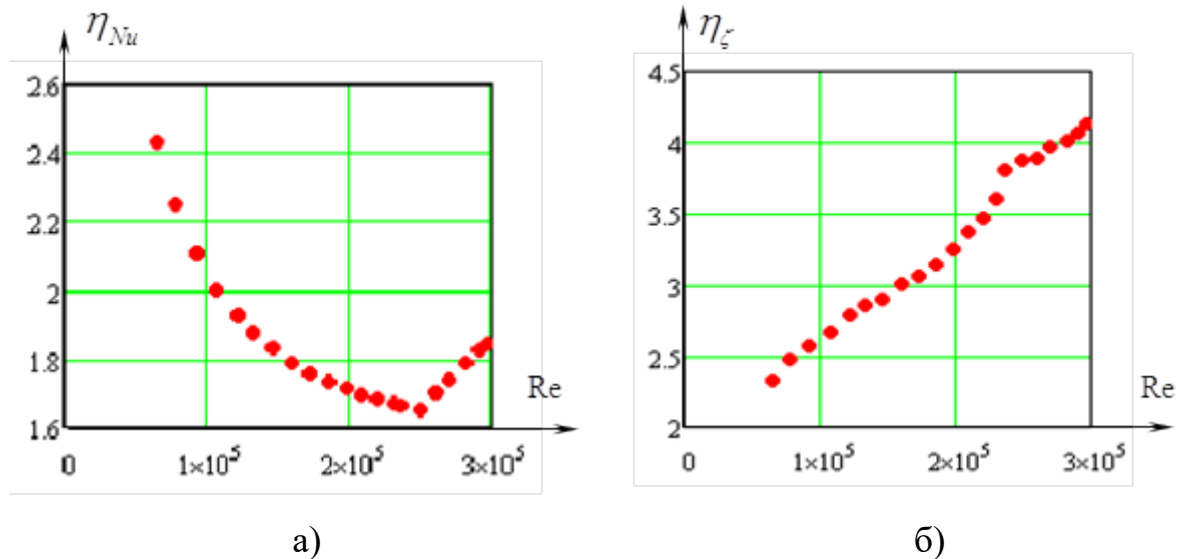


Рисунок 3.52 – Зависимости $\eta_{Nu}(Re)$ и $\eta_{\zeta}(Re)$ для интенсификации теплообмена с помощью сферических лунок

В работе [32] с помощью эксперимента удалось исследовать интенсификации теплообмена с помощью закрученной ленты (шнековой проставки). В этом методе в тракт охлаждения вставляется закрученная лента. При этом лента плотно прилегает к стенкам. Механизм интенсификации связан с развитием поверхности и турбулизацией потока связанной с тем, что становится существенным влияние компоненты скорости перпендикулярной продольной оси тракта. Обработав данные по соответствующей методике, мы получили следующие результаты по тепловым и гидравлическим характеристикам: $\eta_{Nu} = 1.685 \dots 2.07$ и $\eta_{\zeta} = 2.07 \dots 2.395$, при значениях чисел Рейнольдса $Re = 10^4 \dots 10^5$. Графически на рисунках 3.53а и 3.53б показаны эти зависимости $\eta_{Nu}(Re)$ и $\eta_{\zeta}(Re)$ соответственно, для данного вида интенсификации теплообмена.

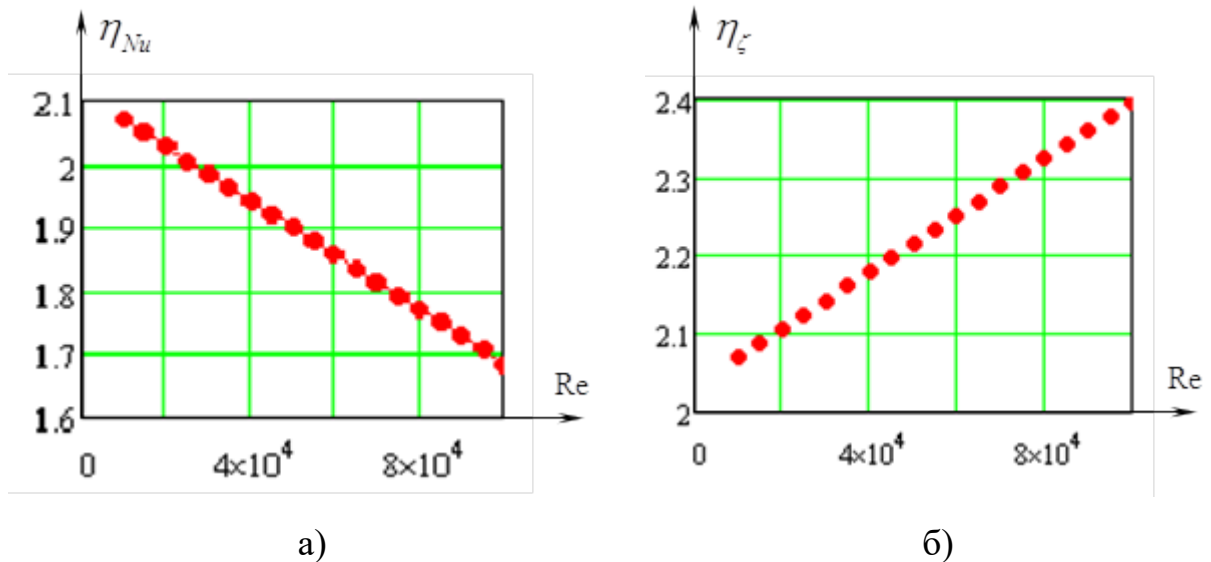


Рисунок 3.53 – Зависимости $\eta_{Nu}(Re)$ и $\eta_{\zeta}(Re)$ для интенсификации теплообмена с помощью закрученной ленты

Как видно из выше приведенных графических зависимостей, несмотря на существенное возрастание у каждого из методов интенсификации теплообмена тепловых характеристик $\eta_{Nu} > 1$, также существенно и возрастание гидравлических характеристик $\eta_{\zeta} > 1$. При этом степень возрастания гидравлических потерь на прокачку теплоносителя по сравнению с гладким каналом различна для каждого метода интенсификации. Для инженерных расчетов важно определить не только степень достигаемого совершенствования с помощью интенсификации теплообмена, но и определить какой ценой достигается эта степень совершенства. Сравним вышеприведенные методы интенсификации теплообмена на основе критерия K_Q . Это позволит продемонстрировать, как на основе предложенной методики оценить эффективность интенсификации теплообмена по критерию максимального теплосъема. В результате проведенного исследования была получена оценка эффективности интенсификации теплообмена для трех вышеприведенных методов интенсификации теплообмена: для искусственной шероховатости значения критерия $K_Q = 1.196 \dots 1.325$; сферических лунок $K_Q = 1.05 \dots 1.836$; закрученной ленты (шнековых проставок) $K_Q = 1.26 \dots 1.624$. Графически эти зависимости для трех способов

интенсификации теплообмена критерия K_Q как функция от Re представлены на рисунке 3.54.

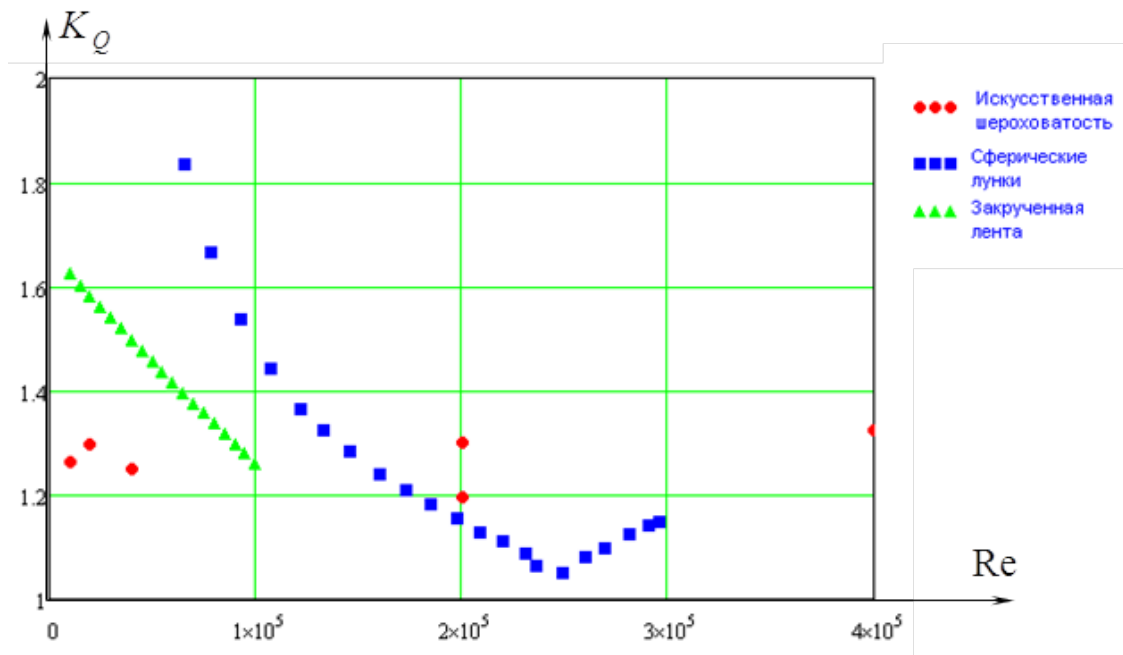


Рисунок 3.54 – Значения критерия эффективности интенсификации теплообмена K_Q как функции от Re для различных способов интенсификации теплообмена

Как видно из приведенной графической зависимости для способа интенсификации существует своя область режима течения, которая приводит к максимальной эффективности того или иного способа интенсификации. Поэтому, выбирая способ интенсификации теплообмена, в первую очередь необходимо знать в каком диапазоне режима течения будет использован способ интенсификации. Однако, из приведенных методов интенсификации теплообмена, наиболее стабильными характеристиками во всем диапазоне чисел Re обладает искусственная шероховатость, хотя и увеличение эффективности относительно не велико всего 20-30%. График так же позволяет оценить тенденцию изменения критерия эффективности K_Q , то есть увеличивать или уменьшать число Re , чтобы повысить эффективность.

Проведенные исследования эффективности интенсификации теплообмена в кольцевых трактах охлаждения показали зависимость критерия K_Q от тепловых и

гидравлических характеристик интенсификации теплообмена. Результаты этих исследований могут быть использованы для оперативной оценки эффективности интенсификации теплообмена при инженерных расчетах, и в научно-исследовательской работе.

3.2.2 Оценка эффективности в оребренном тракте охлаждения

Охлаждающий тракт в виде щелевого гладкого канала не нашел широкого применения в реактивных двигателях. Общим недостатком камер, имеющих щелевой охлаждающий тракт, является недостаточная способность к теплосъему высоких тепловых потоков, возникающих в камере. Кроме того, жесткость камеры со щелевым охлаждающим трактом даже при наличии отдельных подкреплений недостаточна.

Поэтому в современных конструкциях используются тракты с частыми связями в виде ребер. Использование такой геометрии тракта охлаждения позволяет улучшить теплосъем, как за счет развития поверхности. Кроме того, полученная скрепленная оболочка с частыми связями обладает большой жесткостью и прочностью.

Для оценки эффективности интенсификации теплообмена в оребренном тракте охлаждения камер сгорания используется та же методика, что и для кольцевого пустого канала, изложенная выше.

На рисунке 3.55 изображен оребренный тракт охлаждения, где L – длина тракта охлаждения; β – угол наклона ребра к продольной оси тракта, t – нормальный шаг оребрения; δ_r – толщина ребра; h – высота охлаждающего тракта; D_1 – внутренний диаметр тракта; D_2 – наружный диаметр тракта. Как и в гладком канале примем следующие допущения: $h \ll D_1$ – кольцевой тракт малой кривизны, $\alpha_2 \ll \alpha_1$ – коэффициент теплоотдачи внутри камеры много больше, чем коэффициент теплоотдачи в тракте охлаждения; $\delta_{ст} \rightarrow 0$ – толщина стенок оболочки незначительна по сравнению с диаметрами.

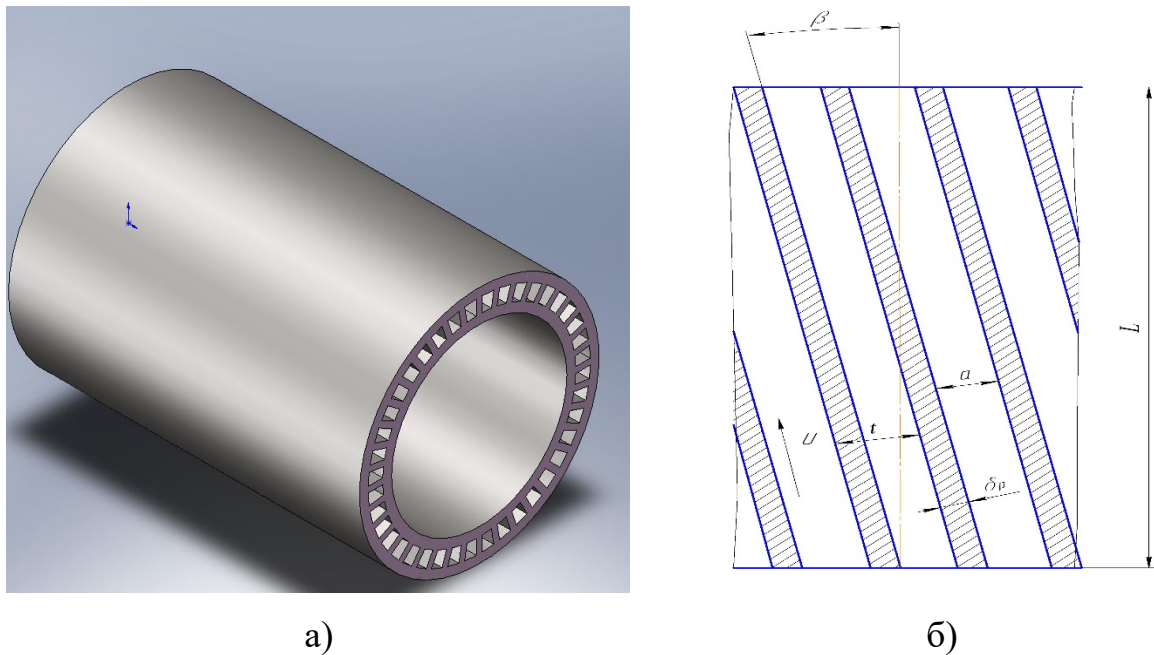


Рисунок 3.55 – Кольцевой оребренный тракт охлаждения
 а) общий вид тракта; б) расчетная схема меридионального сечения

При наличии ребер теплоотдача от стенки камеры двигателя к охлаждающей жидкости растет за счет увеличения теплоотдающей поверхности. Такое увеличение теплоотдачи удобно учитывать, введя коэффициент оребрения η_p и эффективный коэффициент теплоотдачи с учетом оребрения $\alpha_{\text{э}} = \eta_p \alpha$ [111]. Тогда, с учетом геометрических и физических особенностей оребренного тракта охлаждения математическую модель можно представить следующей системой уравнений.

Тепловой поток Q в оребренном тракте охлаждения в приближении одностороннего теплового потока:

$$Q = \eta_p \alpha S \Delta T, \quad (3.26)$$

где все входящие в уравнение величины могут быть определены аналогично гладкому каналу. Потерю давления на прокачку теплоносителя представим следующей зависимостью:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho u^2 L}{2} \frac{1}{d_3 \cos \beta}. \quad (3.27)$$

Расход теплоносителя через рубашку охлаждения можно определить, как:

$$G = \rho u F. \quad (3.28)$$

Зависимости для коэффициента конвективной теплоотдачи (числа Нуссельта) и гидравлического сопротивления имеют тот же вид что и в неоробренном канале (выражения (3.17) и (3.18)).

Площадь проходного сечения:

$$F = \frac{a_N \cos \beta}{a_N + \delta_p} \pi h (D_1 + h)$$

Эквивалентный диаметр в оробренном тракте определяется по следующей формуле

$$d_э = \frac{2a_N h}{a_N + h}$$

(далее для простоты обозначается d).

Как и для предыдущей задачи необходимо привести систему уравнений (3.13 – 3.15) к безразмерному виду. При тех же допущениях, что и в случае гладкого канала ($\Delta T = \text{idem}$, $D_1, L = \text{idem}$, $\alpha, \mu, \rho = \text{idem}$, $\delta_p = \text{idem}$), это система примет вид:

$$K_Q = \frac{Q}{Q_{\text{гл}}} = \frac{\eta_p \alpha}{\alpha_{\text{гл}}} = \frac{\eta_p Nu}{d_э} \frac{d_{э\text{гл}}}{Nu_{\text{гл}}} = \eta_p \eta_{Nu} \left(\frac{Re}{Re_{\text{гл}}} \right)^n \frac{d_{э\text{гл}}}{d_э} \quad (3.29)$$

$$K_{\Delta p} = \frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{гл}}} = \frac{\zeta}{\zeta_{\text{гл}}} \left(\frac{u}{u_{\text{гл}}} \right)^2 \frac{d_{э\text{гл}}}{d_э} = \eta_\zeta \left(\frac{Re}{Re_{\text{гл}}} \right)^m \left(\frac{u}{u_{\text{гл}}} \right)^2 \frac{d_{э\text{гл}}}{d_э} \quad (3.30)$$

$$K_G = \frac{G}{G_{\text{гл}}} = \frac{u}{u_{\text{гл}}} \frac{F}{F_{\text{гл}}}. \quad (3.31)$$

Приоритетным критерием эффективности интенсификации теплообмена здесь так же является K_Q , поскольку камера сгорания является весьма теплонапряженным техническим устройством. Одной из важнейших задач при проектировании является задача теплозащиты камеры. При этом в современных условиях необходимо чтобы эта задача была решена на стадии проектирования как для случаев классической схем охлаждения, так для принятия качественно новых решений в этой области. А для этого необходимо определить, насколько выгоднее

применять тот или иной способ охлаждения. Наложим следующие дополнительные прочие равные условия: $K_G = 1$, $K_{\Delta p} = 1$ и установим необходимые и очевидные дополнительные связи:

$$\frac{d}{d_{\text{гл}}} = \left(\frac{h}{h_{\text{гл}}}\right) \frac{a_N}{a_N+h} \text{ из условия } K_G = 1 \text{ имеем } \frac{u}{u_{\text{гл}}} = \frac{F_{\text{гл}}}{F}, \text{ тогда}$$

$$\frac{F}{F_{\text{гл}}} = \frac{a_N \cos \beta}{a_N + \delta_p} \left(\frac{h}{h_{\text{гл}}}\right) \left(\frac{D_1+h}{D_1+h_{\text{гл}}}\right); \frac{D_1+h}{D_1+h_{\text{гл}}} \approx 1;$$

$$\frac{u}{u_{\text{гл}}} = \left(\frac{h_{\text{гл}}}{h}\right) \frac{(a_N + \delta_p)}{a_N \cos \beta},$$

$$\frac{Re}{Re_{\text{гл}}} = \frac{u}{u_{\text{гл}}} \frac{d}{d_{\text{гл}}} = \frac{(a_N + \delta_p)}{(a_N + h) \cos \beta}.$$

Тогда с учетом этих зависимостей выражение (3.30) примет вид:

$$\eta_{\zeta} \left(\frac{a_N + \delta_p}{a_N + h}\right)^m \left(\frac{1}{\cos \beta}\right)^{m+3} \left(\frac{a_N + \delta_p}{a_N}\right)^2 \left(\frac{a_N + h}{a_N}\right) \left(\frac{h_{\text{гл}}}{h}\right)^3 = 1;$$

а его решение относительно $h/h_{\text{гл}}$:

$$\frac{h_{\text{гл}}}{h} = \eta_{\zeta}^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{a_N + \delta_p}{a_N + h}\right)^{-\frac{m}{3}} (\cos \beta)^{\frac{1}{3}(m+3)} \left(\frac{a_N}{a_N + \delta_p}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{a_N}{a_N + h}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.32)$$

Выражение (6.16) с учетом приведенных зависимостей примет вид:

$$K_Q = \eta_p \eta_{Nu} \left(\frac{h_{\text{гл}}}{h}\right) \left(\frac{a_N + h}{a_N}\right) \left(\frac{a_N + \delta_p}{a_N + h}\right)^n (\cos \beta)^n \quad (3.33)$$

Подставим выражение (3.32) в (3.33) тогда с учетом степенных показателей $n = 0.8$, $m = -0.25$, получим:

$$K_Q = A^* \eta_p \eta_{Nu} \eta_{\zeta}^{-\frac{1}{3}} \quad (3.34)$$

$$K_Q = A^* \eta_p \eta_{Nu} \eta_{\zeta}^{-\frac{1}{3}} K_{\Delta p}^{\frac{1}{3}} K_m^{(n - \frac{m+2}{3})}$$

где:

$$\eta_p = 1 - \frac{1}{\bar{t}} + \frac{2 th(\bar{h}\sqrt{2Bi})}{\bar{t} \sqrt{2Bi}}, \quad (3.35)$$

$$A^* = \left(\frac{\bar{t}}{\bar{t} + \bar{h} - 1}\right)^{0.217} (\cos \beta)^{0.117}, \quad (3.36)$$

$$\bar{t} = \frac{t}{\delta_p}, \bar{h} = \frac{h}{\delta_p}, Bi = \frac{\alpha \delta_p}{\lambda_p}.$$

При анализе формулы (3.34) видно, что для оребренного тракта эффективность интенсификации теплообмена находится в той же зависимости от теплогидравлических характеристик η_{Nu} и η_ζ как и в случае кольцевого не оребренного канала, но при этом появились два параметра, которые отражают геометрические (A^*) и теплофизические особенности оребренного тракта охлаждения (η_p). Проведем исследование влияния этих параметров на эффективность теплообмена в диапазоне реальных параметров тракта.

Толщина ребра δ_p выбирается, исходя из технологических возможностей, и составляет величину порядка 1 мм. Поскольку, в качестве охладителя, в трактах наружного проточного охлаждения, выступают основные компоненты топлива, то заданным можно считать и коэффициент теплоотдачи α . Реальные значения этой величины находятся в диапазоне $\alpha = 10^4 \dots 10^5$ Вт/(м² К). Для материала стенки можно выделить два характерных значения величины коэффициента теплоотдачи: для медных сплавов $\lambda_p = 291$ Вт/(м К), для нержавеющей стали $\lambda_p = 24$ Вт/(м К). Для оценки эффективности интенсификации теплообмена зададим параметрически относительный шаг оребрения $\bar{t} = 2, 4, 7$, что достаточно полно охватывает диапазон реальных значений. Выясним, как изменяется критерий эффективности интенсификации теплообмена K_Q в зависимости от относительной высоты охлаждающего тракта и параметрически заданного относительного шага, для двух характерных материалов медного сплава и нержавеющей стали.

Из анализа выражения (3.36) видно, что увеличение угла наклона оребрения к продольной оси тракта в диапазоне снижает $\beta = 0 \dots 300$, эффективность оребрения до 2...5%, так как уменьшается абсолютное значение параметра оребрения A^* . В дальнейшем будем рассматривать прямые ребра ($\cos\beta = 1$).

В графическом виде зависимость параметра оребрения от относительной высоты $A^*(\bar{h}_p)$, при параметрически заданном относительном шаге \bar{t} представлена на рисунке 3.56.

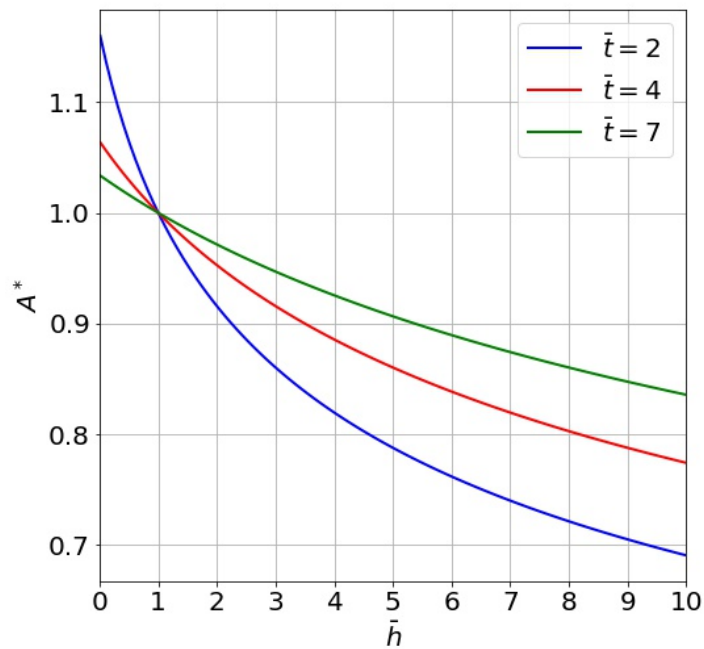


Рисунок 3.56 – Зависимость параметра оребрения A^* от относительной высоты \bar{h} при параметрически заданном относительном шаге \bar{t}

Из графика видно, что геометрический параметр оребрения снижает эффективность оребренного тракта практически во всей области реальных параметров заключением $\bar{h}_p < 1$. С увеличением относительной высоты охлаждающего тракта уменьшается значение параметра A^* , а, следовательно, и критерия эффективности интенсификации теплообмена. При этом это уменьшение более интенсивно для частого оребрения, чем для редких ребер. Таким образом, с точки зрения параметра оребрения A^* в области $\bar{h}_p > 1$ наиболее эффективными являются относительно невысокие редкие ребра.

Для исследования коэффициента оребрения η_p как функции от относительной высоты \bar{h}_p при тех же значениях параметрически заданных шагах \bar{t} необходимо задаться значением числа Био в области реальных значений физических величин. В качестве примера возьмем значение коэффициента теплоотдачи $\alpha = 1.395 \cdot 10^4$ Вт/(м² К), и два значения коэффициента теплопроводности для медного сплава и нержавеющей стали. Таким образом, характерное значение числа Био для медного

сплава $Bi = 0.058$ и для нержавеющей стали $Bi = 0.697$. С учетом этого в графическом виде зависимость $\eta_p(\bar{h}_p)$ представлена на рисунке 3.57.

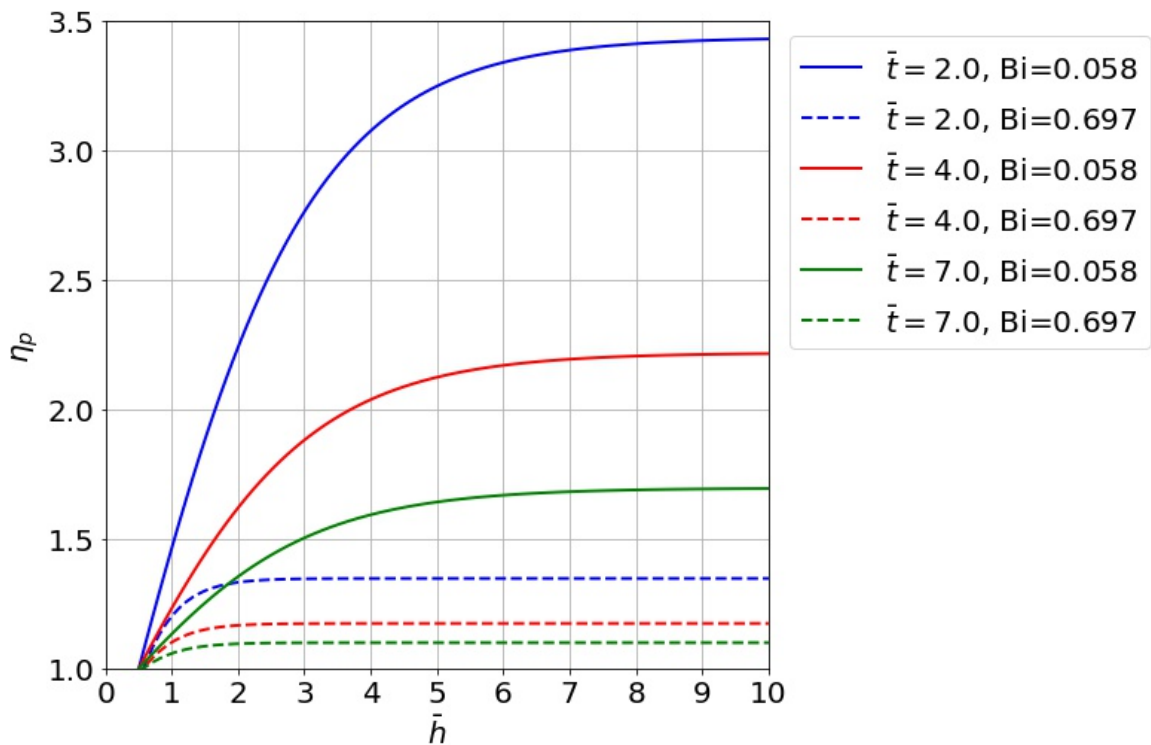


Рисунок 3.57 – Зависимость коэффициента оребрения от относительной высоты $\eta_p(\bar{h}_p)$

Как видно из приведенной графической зависимости с увеличением относительной высоты оребрения увеличивается коэффициент оребрения, а следовательно, и критерий эффективности интенсификации теплообмена. При этом более эффективными являются частые ребра из медного сплава. При этом нетрудно видеть, что значение коэффициента оребрения асимптотически стремится к некоторой величине.

В результате совместного исследования параметра оребрения A^* и коэффициента оребрения η_p видно, что увеличение относительной высоты тракта приводит к противоположной тенденции изменения этих величин. Однако, так как в выражении (3.34) имеет место произведение этих величин, необходимо произвести совместное исследование этих величин как функции от относительной высоты охлаждающего тракта

$$f^*(\bar{h}) = A^*(\bar{h})\eta_p(\bar{h}) \quad (3.37)$$

при параметрически заданных шагах \bar{t} для медного сплава и нержавеющей стали.

Поскольку в аналитическом виде это выражение достаточно громоздко, перейдем сразу к его графическому изображению (рисунок 3.58).

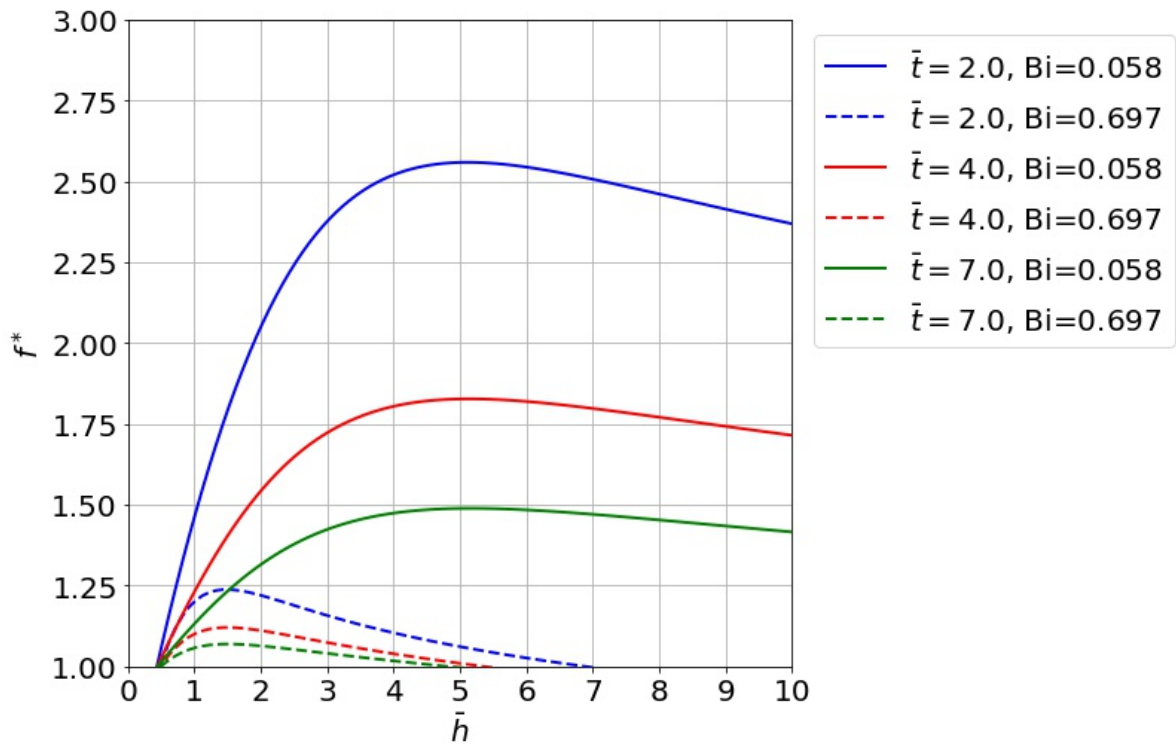


Рисунок 3.58 – Зависимость комплексного параметра оребрения $f^*(\bar{h})$ от относительной высоты охлаждающего тракта

Некоторая оптимальная область значений относительной высоты, которая дает максимальное значение комплексного параметра оребрения. При этом нетрудно видеть, что более эффективными является частая постановка ребер. Для этих же параметрически заданных шагов большую эффективность имеют медные сплавы, при этом оптимальная область смещена в сторону большей высоты охлаждающего тракта. Оптимальная область существует как для каждого значения относительного шага, так и для каждого материала.

Кроме того, комплексный параметр оребрения может быть рассмотрен не только как один из сомножителей критерия эффективности интенсификации

теплообмена K_Q , но при отсутствии конвективной составляющей интенсификации ($\eta_{Nu} = 1$, $\eta_\zeta = 1$) как критерий эффективности интенсификации теплообмена ($K_Q = f^*$). То есть, при этих условиях эффективность интенсификации оребренного тракта может быть полностью определена комплексным параметром оребрения.

В результате исследования эффективности интенсификации теплообмена в оребренном тракте охлаждения получена аналитическая зависимость для критерия K_Q эффективности интенсификации. Критерий эффективности интенсификации зависит от теплогидравлических характеристик трактов K_Q , как и в не оребренном тракте, а также от физико-геометрических параметров оребренного тракта. Найден комплексный параметр оребрения, который имеет некоторую оптимальную область значений относительной высоты охлаждающего тракта, что соответствует максимальному значению критерия эффективности интенсификации теплообмена. Этот параметр может быть рассмотрен как критерий эффективности интенсификации теплообмена при определенных условиях. В большинстве охлаждающих трактов конвективная составляющая интенсификации отсутствует, то есть критерий эффективности теплообмена может быть однозначно определен как комплексный параметр оребрения. Значит, для оребренного тракта охлаждения однозначно может быть определено соотношение между тепловыми потоками в оребренном и гладком тракте охлаждения. Полученные графические и аналитические зависимости могут быть использованы для оперативной оценки эффективности интенсификации теплообмена в классическом оребренном тракте охлаждения камеры сгорания.

3.2.3 Оценка эффективности в тракте охлаждения с компланарными каналами

Ввиду небольших геометрических размеров классических оребренных трактов охлаждения камеры сгорания, реализовать какие-либо дополнительные меры интенсификации теплообмена для повышения конвективных показателей интенсификации теплообмена на практике представляет определенные трудности.

Однако, это проблема может быть решена с использованием компланарных трактов охлаждения, которые представляют собой систему из двух систем взаимоперекрывающихся соприкасающихся ребер на противоположных строках тракта (рисунок 3.59). Закрутка потока в межреберных каналах сильно турбулизирует поток, что приводит к интенсивному развитию конвективных тепловых потоков.

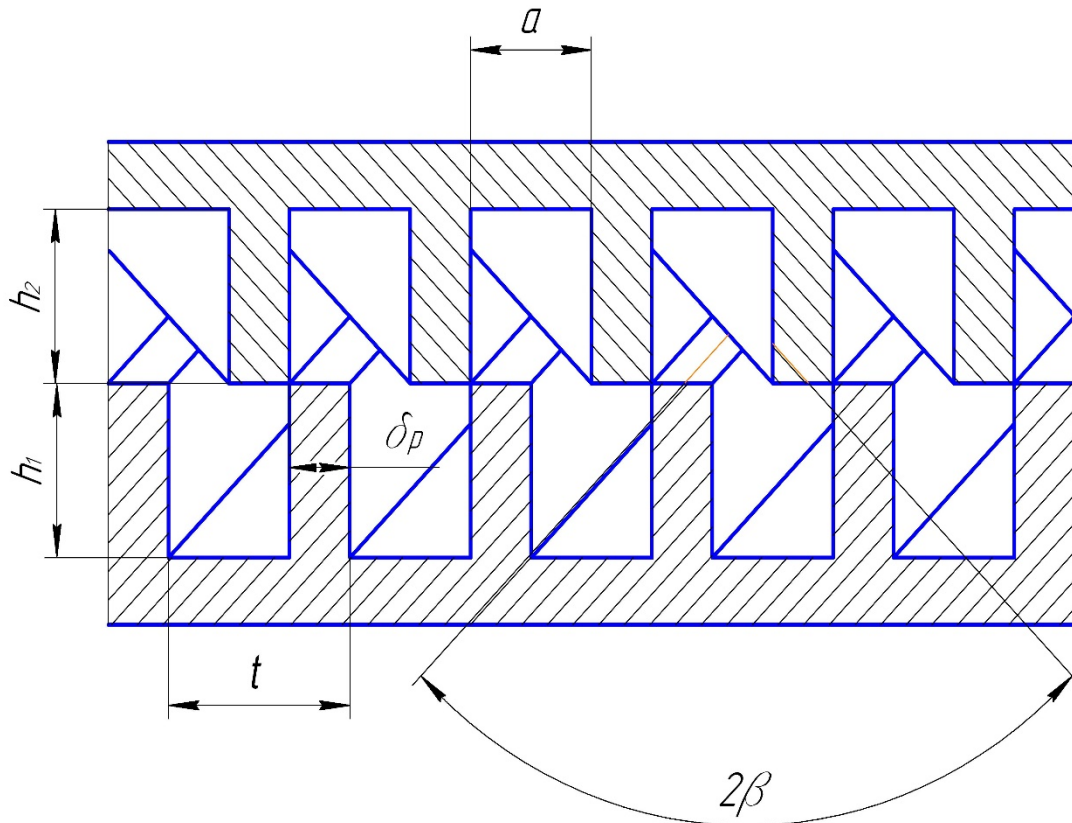


Рисунок 3.59 – Расчетная схема компланарных каналов

Компланарные каналы представляют собой частный случай оребренного тракта. Поэтому, подход к оценке эффективности интенсификации в нем остается таким же, как и для оребренного тракта. Следовательно, неизменной остается система уравнений (3.29) – (3.31) и конечное выражение для критерия эффективности интенсификации теплообмена K_Q (3.34). Однако, при выводе учитывалось, что $h = h_1 + h_2$. Обычно во всех компланарных каналах $h_1 = h_2 = 0.5h$. По причине технологических и геометрических особенностей компланарного канала прирост теплоотдачи от стенки камеры в охлаждающую жидкость будет вносить только ребро на огневой стенке камеры ($h_1 = 0.5h$).

Таким образом, этот факт необходимо учитывать при расчете коэффициента оребрения h_p и комплексного параметра оребрения f^* . Выражение (3.35) можно представить следующим образом:

$$\eta_p = 1 - \frac{1}{\bar{t}} + \frac{2}{\bar{t}} \frac{th(\bar{h}_{1p}\sqrt{2Bi})}{\sqrt{2Bi}}, \quad (3.38)$$

где $h_{1p} = \frac{h_1}{\delta_p}$.

При одних и тех же высотах охлаждающего тракта в случае классического оребрения и компланарного канала имеет место уменьшение значения коэффициента, а, следовательно, и комплексного параметра оребрения. Поэтому возможно имеет смысл увеличения высоты ребра на огневой стенке, однако точно не установлено как при этом поведут себя тепловые и гидравлические характеристика конвективной интенсификации. Зависимость коэффициента оребрения и комплексного параметра оребрения представлено на рисунках 3.60 и 3.61 соответственно.

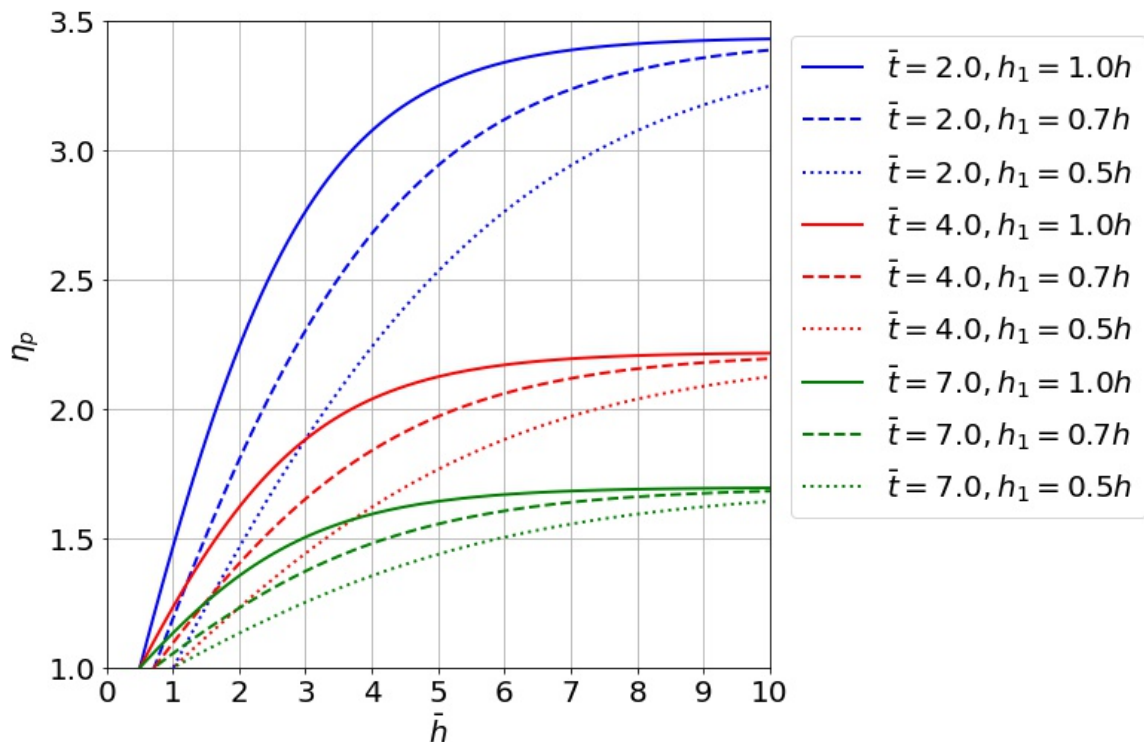


Рисунок 3.60 – Зависимость коэффициента оребрения от относительной высоты \bar{h}_p в компланарном тракте

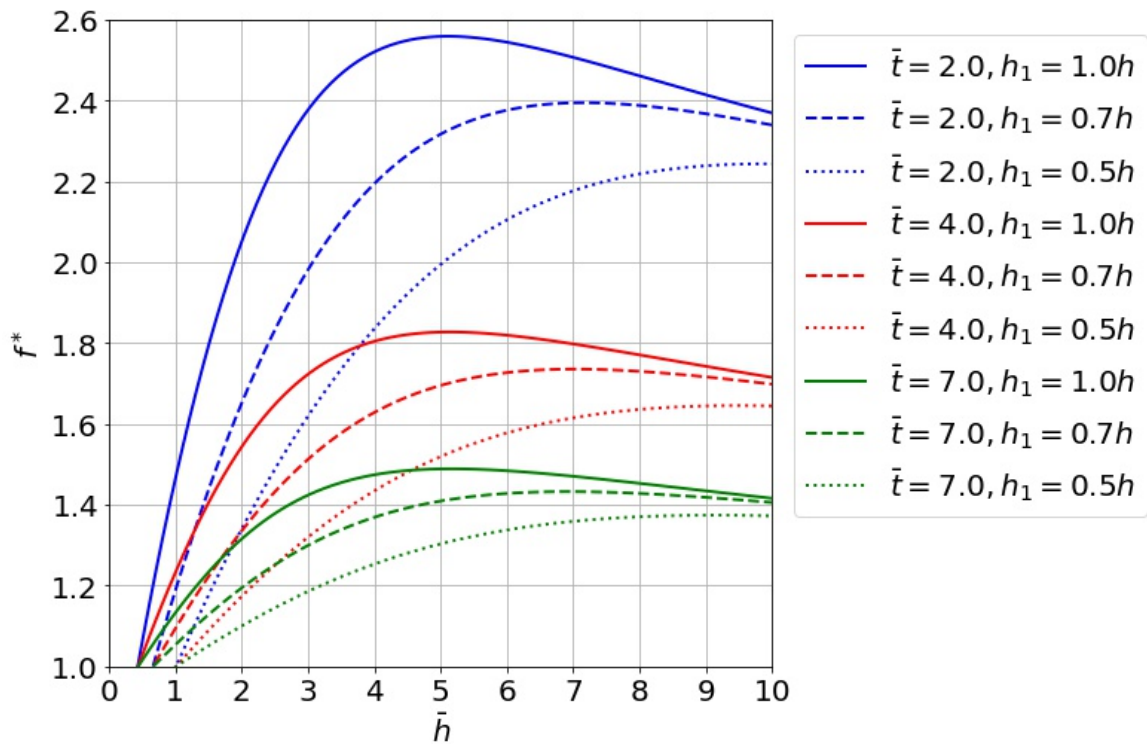


Рисунок 3.61 – Зависимость комплексного параметра оребрения от относительной высоты \bar{h}_p в компланарном тракте

Как видно из приведенных графических зависимостей, возможно падение эффективности интенсификации теплообмена в компланарном тракте до 50%. Это происходит за счет уменьшения активно работающей высоты ребра, а, следовательно, и комплексного параметра оребрения. Очевидна тенденция увеличения эффективности за счет некоторого увеличения высоты ребра на огневой стенке. Из данных графиков видно, что по комплексному параметру оребрения компланарный тракт является менее эффективным, чем обычное оребрение, но при этом в компланарном канале имеют место высокие конвективные показатели интенсификации ($\eta_{Nu} \gg 1$). Поэтому, в целом компланарный тракт может считаться более эффективным по критерию эффективности интенсификации теплообмена K_Q .

В результате проведенного исследования эффективности интенсификации теплообмена в оребренных трактах охлаждения получены аналитические и графические зависимости, позволяющие производить оценку эффективности интенсификации теплообмена. Показаны особенности при оценке эффективности

интенсификации теплообмена в компланарном тракте. Обозначены его преимущества и недостатки перед классическим ребренным трактом охлаждения. В результате можно сделать вывод о том, что компланарные каналы могут иметь определенные преимущества по сравнению с классическим ребрением в рамках данной модели. Приведенные графические зависимости могут быть использованы для оперативной оценки при инженерных расчетах.

3.2.4 Оценка эффективности интенсификации теплообмена в кольцевом канале с межканальной транспирацией охладителя

Принципиальная схема участка кольцевого пористого тракта охлаждения с межканальной транспирацией охладителя (МКТТ) представлена на рисунке 3.62. Охладитель из входного коллектора 1 поступает в подводящие, расположенные вдоль тракта, каналы 2 с непроницаемыми торцами 3 и под давлением подачи прокачивается через пористый материал 4 в окружном направлении в соседние отводящие каналы 5 и далее поступает в отводящий коллектор 6.

Идея такого исполнения охлаждения камеры на основе пористого сетчатого материала (ПСМ) состоит в уменьшении длины пути фильтрации охладителя в отношении L/ℓ , где L – длина охлаждаемого участка, ℓ – длина пути движения охладителя от подводящих каналов 2 в соседние отводящие каналы 5, вычисляемая по среднему диаметру кольцевого тракта D_{cp} и определяемая числом подводящих и отводящих каналов N по зависимости $\ell = \frac{\pi D_{cp}}{N}$, а также в реализации межсеточного движения охладителя вместо фронтального его движения в направлении L , что должно способствовать существенному снижению гидравлических потерь.

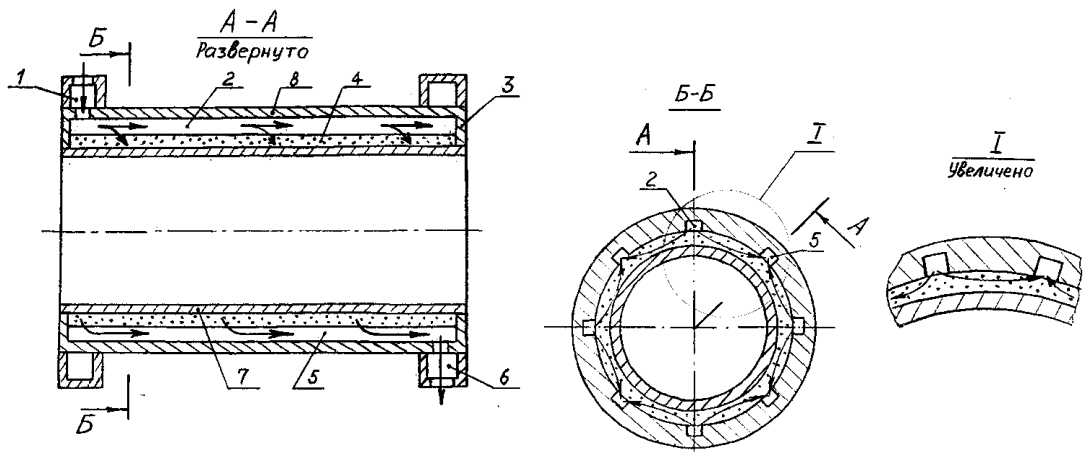


Рисунок 3.62 – Пористый теплообменный тракт с МКТТ

Коэффициент теплоотдачи в тракте МКТТ согласно экспериментальным исследованиям, проведенным в МГТУ им. Н.Э. Баумана [78, 79], может быть определен в пределах $\pm 15\%$ по формуле:

$$St = 0.57Re^{-0.25}Pr^{-0.7}\varepsilon_\rho\varepsilon_\lambda$$

или
$$Nu = 0.57Re^{0.8}Pr^{0.3}\varepsilon_\rho\varepsilon_\lambda \quad (3.39)$$

где $Re = \frac{\rho u d_\rho}{\mu}$;

$$d_\rho = 2h;$$

ε_ρ – поправка на относительную длину пути фильтрации охладителя;

ε_λ – поправка на теплопроводность пористого материала по сравнению с нержавеющей сталью 12X18H10T;

u – скорость движения охладителя по условно пустому сечению кольцевого канала высотой h ; все свойства определяются по средне-массовой температуре охладителя.

Поправка ε_ρ характеризует двумерность течения охладителя из подводящего канала в отводящий и вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_\rho = 0.5945 + 4.279(h/\ell) + 3.86(h/\ell)^2 - 4.995(h/\ell)^3 \quad (3.40)$$

Поправка ε_λ вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_\lambda = \frac{\lambda}{\lambda_{12X18H10T}}$$

где λ – теплопроводность металла, из которого выполнен пористый сетчатый материал.

Формула теплоотдачи (3.39) справедлива диаграмме чисел $Re = 20...8 \times 10^3$, чисел $P_r = 0.7...7$ при пористости сетчатого материала // и относительном пути фильтрации $\ell/h = 2.8...11.3$, где: $\Pi = V_{\Pi}/V$; V_{Π} – объем пустот в материале; V – полный объем, занимаемый ПСМ. Кроме того, установлено, что микропараметры ПСМ по меньшей мере слабо влияют на теплоотдающую характеристику.

Значительно сложнее обстоит вопрос с определением достоверных значений гидравлических характеристик МКТТ из ПСМ. Разброс результатов может достигать десятков и сотен процентов. Это обусловлено как микроструктурой ПСМ так и технологическими особенностями их изготовления. Нестабильность гидравлических характеристик – один из главных факторов, сдерживающих использование ПСМ в системах охлаждения ЖРД. Поэтому значения гидравлических характеристик определяют, как правило экспериментально непосредственно на обрабатываемом образце, либо оценивают по значениям вязкостного (α) и инерционного (β) коэффициентов для подобных образцов в уравнении Дарси:

$$\Delta p/\ell = \alpha \mu u + \beta \rho u^2$$

Математическая модель сравнения эффективности интенсификации в тракте МКТТ в относительном к гладкому пустому кольцевому каналу виде может быть представлена зависимостями:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_Q = \frac{Nu}{Nu_{г\ell}} \cdot \frac{d_{г\ell}}{d} = \eta_{Nu} \left(\frac{Re}{Re_{г\ell}} \right)^n \frac{d_{г\ell}}{d} \\ K_{\Delta p} = \frac{\xi}{\xi_{г\ell}} \left(\frac{u}{u_{г\ell}} \right)^2 \cdot \frac{l}{d} \frac{d_{г\ell}}{L} = \eta_{\xi} \left(\frac{Re}{Re_{г\ell}} \right)^m \left(\frac{u}{u_{г\ell}} \right)^2 \cdot \frac{d_{г\ell}}{d} \frac{l}{L} \\ K_G = \left(\frac{u}{u_{г\ell}} \right) \left(\frac{F}{F_{г\ell}} \right) \end{array} \right.$$

По условиям обработки получаемых характеристик η_{Nu} и η_{ξ} для объекта и эталонного гладкого канала принимаются:

$$\bar{d} = \frac{d}{d_{г\ell}} = \frac{2h}{2h_{г\ell}} = \frac{h}{h_{г\ell}} = \bar{h};$$

$$\begin{aligned}\overline{Re} &= \frac{Re}{Re_{гЛ}} = \left(\frac{u}{u_{гЛ}}\right) \left(\frac{d}{d_{гЛ}}\right) = \bar{u}\bar{h}; \\ \bar{F} &= \frac{F}{F_{гЛ}} = \frac{hLN}{h_{гЛ}\pi D_{ср}} = \bar{h} \frac{LN}{\pi(D+h_{гЛ})} = \bar{h} \frac{L}{l} = \bar{d} \frac{L}{l}; \\ \bar{u} &= \frac{u}{u_{гЛ}} = K_m \cdot \left(\frac{F}{F_{гЛ}}\right)^{-1} = K_G \bar{F}^{-1}.\end{aligned}$$

Подставляя соответствующие соотношения в уравнение гидравлики, определяется относительный гидравлический диаметр:

$$\frac{d}{d_{гЛ}} = \bar{d} = K_p^{-\frac{1}{3}} \eta_\xi^{\frac{1}{3}} Re^{\frac{m}{3}} K_m^{\frac{2}{3}} \left(\frac{L}{l}\right)^{-1} = \eta_\xi^{\frac{1}{3}} K_G^{\frac{m+2}{3}} K_p^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{L}{l}\right)^{-\left(1+\frac{m}{3}\right)} \quad (3.41)$$

На основании этих преобразований решение системы уравнений относительно K_Q может быть представлено в виде:

$$K_Q = \eta_{Nu} \eta_\xi^{-\frac{1}{3}} K_G^{\left(n-\frac{m+2}{3}\right)} K_{\Delta p}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{L}{l}\right)^{\left(1-n+\frac{1}{3}m\right)} \quad (3.42)$$

Анализ этой зависимости показывает, что, как и в предыдущих случаях, эффективность тракта МКТТ по критерию K_Q пропорциональна степени интенсификации теплоотдачи η_{Nu} и обратно пропорциональна интенсивности роста коэффициента гидравлического сопротивления в степени 1/3 (рисунок 3.63). Если принять условия $K_G = 1$ и $K_{\Delta p} = 1$ (прочие равные условия), то эффективность МКТТ будет корректироваться только геометрическим параметром $\left(\frac{L}{l}\right)^{\left(1-n+\frac{1}{3}m\right)}$, при общепринятых значениях коэффициентов $n = 0,8$ и $m = -0,25$ принимающим форму $\left(\frac{L}{l}\right)^{0,12}$. Этот параметр можно представить более наглядно двумя независимыми параметрами $\left(\frac{L}{D}\right)^{0,12} \left(\frac{D}{l}\right)^{0,12}$. Первый из них характеризует общепроектные условия, второй – детализацию проектируемого пористого тракта, т.е. число N .

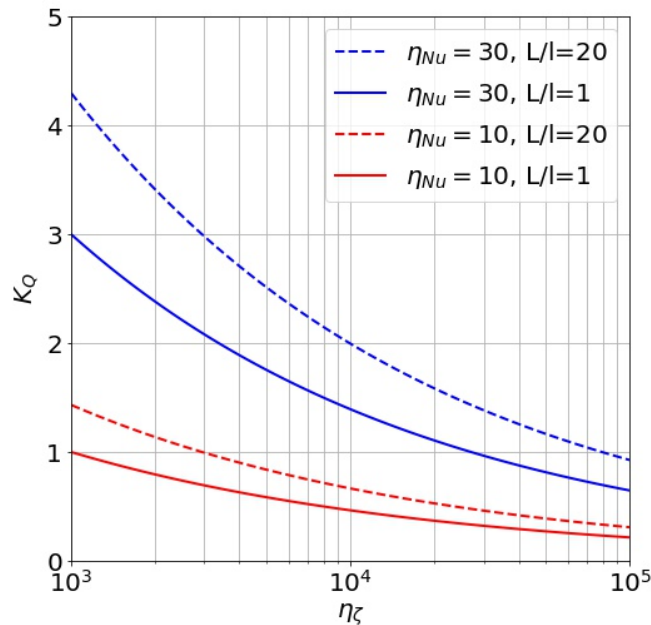


Рисунок 3.63 – Влияние теплогидравлических характеристик на эффективность тракта МКТТ

В результате анализа работ, представленных в разделе 3, можно сделать следующие выводы:

В результате проведенного исследования эффективности интенсификации теплообмена в кольцевых трактах охлаждения камер сгорания выполненных по различным конструктивным схемам: пустой кольцевой тракт, оребренный тракт, компланарный тракт, тракт с МКТТ установлено, что эффективность их работы по критерию максимального теплосъема K_Q при прочих равных условиях ($\Delta p = idem; m = idem$) прямо пропорциональна росту коэффициента конвективной теплоотдачи и обратно-пропорциональна росту коэффициента гидравлического сопротивления в степени $1/3$.

Коэффициентом пропорциональности в этой зависимости выступает некоторый обобщенный параметр, который содержит как чисто геометрические параметр тракта, так и теплофизические свойства процесса теплопереноса. Этот параметр может иметь достаточно сложный характер влияния на конечную эффективность тракта, приводящей как к увеличению, так и уменьшению результирующей эффективности в зависимости от подбора значений

соответствующих параметров, что повышает требования к их оптимальному выбору при проектировании.

Во всех рассмотренных случаях интенсификация теплоотдачи и заполнение кольцевого тракта ребрами или пористым материалом однозначно ведет к увеличению иногда существенному как в МКТТ высоты тракта, что сопряжено с ростом массовых показателей конструкции (таблица 3.1).

$$K_Q = K_{Q_0} \Pi^* K_0, \text{ где } K_{Q_0} = \eta_{Nu} \eta_{\zeta}^{-\frac{1}{3}}, K_0 = K_{\Delta p}^{\frac{1}{3}} K_G^{(n-\frac{m+2}{3})} \quad (3.43)$$

Таблица 3.1– Обобщение формулы для критерия эффективности интенсификации теплообмена в кольцевом канале упомянуть

Вид тракта	K_{Q_0}	Π^*
Кольцевой гладкий канал	$\eta_{Nu} \eta_{\zeta}^{-1/3}$	1
Оребренный тракт	$\eta_{Nu} \eta_{\zeta}^{-1/3}$	$A^* \eta_p$
Компланарный тракт	$\eta_{Nu} \eta_{\zeta}^{-1/3}$	$A^* \eta_p$
Кольцевой тракт с МКТТ	$\eta_{Nu} \eta_{\zeta}^{-1/3}$	$L^{*0.177}$

3.3. Верификация метода оценки эффективности интенсификации теплообмена на основании результатов численного моделирования

В предыдущем разделе предложен метод оценки эффективности интенсификации теплообмена, который может быть сведен к обобщающей зависимости следующего вида:

$$K_i = K_j K_{Re} \Pi^* \quad (3.44)$$

где K_i – критерий эффективности интенсификации теплообмена;

K_j – параметр эффективности интенсификации;

K_{Re} – относительная теплогидравлическая характеристика;

Π^* – теплогеометрический параметр.

Критерий эффективности интенсификации теплообмена выбирается, исходя из целей, которые ставятся при интенсификации теплообмена. Такими целями могут быть увеличение теплосъема (Q); снижение гидравлических потерь на прокачку хладоносителя (Δp); снижение потребного массового расхода охладителя (G); уменьшение массово габаритных характеристик (V) и т.д. Различные методы интенсификации теплообмена могут быть сравнены между собой по критерию эффективности интенсификации теплообмена. Например, способ интенсификации теплообмена будет эффективным по критерию теплосъема, если критерий эффективности $K_Q > 1$. При этом $K_{\Delta p}$ и K_G выступают параметрами интенсификации теплообмена, значения этих параметров позволяют замкнуть систему уравнений с математической точки зрения. С точки зрения физического смысла реальные значения данных параметров делает возможным практическую реализацию целей интенсификации теплообмена. Также эти параметры могут быть отнесены к проектным, с помощью которых может быть сформулировано задание на изменение характеристик теплообменного аппарата. Например, предложить интенсификацию теплообмена, обеспечивающее увеличение теплосъема на 30%, при увеличении потерь давления не более, чем на 25% при том же расходе охладителя. В указанном примере в ходе проводимой интенсификации необходимо получить значение критерия эффективности интенсификации теплообмена $K_Q > 1.3$, при этом $K_{\Delta p} = 1.25$, $K_G = 1$.

Относительная теплогидравлическая характеристика представляет прирост теплоотдачи по сравнению с ростом гидравлического сопротивления для конкретного способа интенсификации теплообмена, в данном случае $K_{Re} = \eta_{Nu}(\eta_\zeta)^{-\frac{1}{3}}$. По сути, этот параметр характеризует эффективность диссипации тепловой энергии в пограничном слое по сравнению с ростом сопротивления. Тепловая и гидравлическая характеристики может быть получена экспериментальным способом или расчетным как выше. Поскольку характер течения и теплообмена очень сильно зависит от режима течения главным фактором, определяющим тепловые и гидравлические характеристики, является

число Рейнольдса. Каждый способ интенсификации сравнивается с эталонным гладким случаем и уже на основании этих значений можно сравнивать различные способы между собой.

Параметр Π^* – характеризует теплогеометрические особенности различных способов интенсификации теплообмена. Для случая оребренных каналов это параметр характеризует влияние геометрических параметров и коэффициента оребрения.

В частном случае данный метод оценки эффективности интенсификации теплообмена может быть сведен к известным критериям эффективности интенсификации теплообмена. Например, при рассмотрении гладкого канала, в котором стоит задача провести интенсификацию теплообмена с целью увеличения максимального теплосъема, т.е. $K_Q > 1.0$, при прочих равных условиях, что означает $K_j = 1$. Если рассматриваемые способы интенсификации теплообмена не приводят к изменению теплогеометрического аргумента Π^* , то фактически эффективность интенсификации будет определяться только значениями тепловых и гидравлических характеристик. Из уравнения (3.13) получим, $K_{Re} = \eta_{Nu}(\eta_\zeta)^{-\frac{1}{3}} > 1$. Таким образом, для того, чтобы интенсификация теплообмена была эффективной по критерию максимального теплосъема, необходимо выполнение следующего неравенства $\eta_{Nu} > (\eta_\zeta)^{\frac{1}{3}}$. Данный критерий эффективности интенсификации показывает степенную зависимость между ростом теплоотдачи и ростом гидравлического сопротивления, является по сути отражением аналогии Рейнольдса. В то же время такой критерий эффективности интенсификации был предложен А.А. Гухманом. Для сравнения эффективности интенсификации теплообмена с помощью сложных поверхностей используется теплогеометрический аргумент Π^* . Аналогичным образом, данный метод может быть сведен к критерию эффективности, предложенного М.В. Кирпичевым.

Для проведения сравнительной оценки эффективности различных способов интенсификации теплообмена необходимо в данном методе необходимо иметь

теплогидравлические характеристики способа и задать значения параметров интенсификации.

В настоящем разделе представлены результаты верификации данного метода оценки эффективности интенсификации теплообмена на основании результатов вышеприведённых численных расчетов. Сравнение проводилось по критерию изменения потребного массового расхода охладителя для условия равенства максимальной температуры стенки в гладком канале и в канале с интенсификацией. В рассматриваемом случае для обобщения результатов был принят одинаковый тепловой поток на всех режимах, поэтому здесь значение параметра $K_Q = 1$. Выражение для критерия эффективности интенсификации теплообмена, с учетом степенных показателей критериальных уравнения $n = 0.8$, $m = -0,25$:

$$K_G = K_{\Delta p}^{-1,521} \eta_{Nu}^{-4,608} \eta_{\zeta}^{1,521} \quad (3.45)$$

Расчет проводился по данной зависимости и по прямому расчету из численного моделирования. Анализ зависимости (3.45) показывает, что снижение потребного расхода охладителя возможно только если рост тепловой характеристики в третьей степени превосходит рост гидравлических потерь. Значение параметра, отражающего перепад давления, показывает, что чем выше допустимое повышение давления, тем меньшее значение потребного расхода охладителя.

Результаты верификации метода оценки эффективности интенсификации теплообмена с учетом результатов компьютерного моделирования, полученные в разделе 3.1 данной работы, по критерию потребного расхода охладителя представлены на рисунке 3.64 (Полными фигурами показаны результаты моделирования, пустыми показаны результаты расчета по формуле. «квадрат» - лента; «треугольник» - спираль; «ромб» - лента + спираль; «круг» - профили).

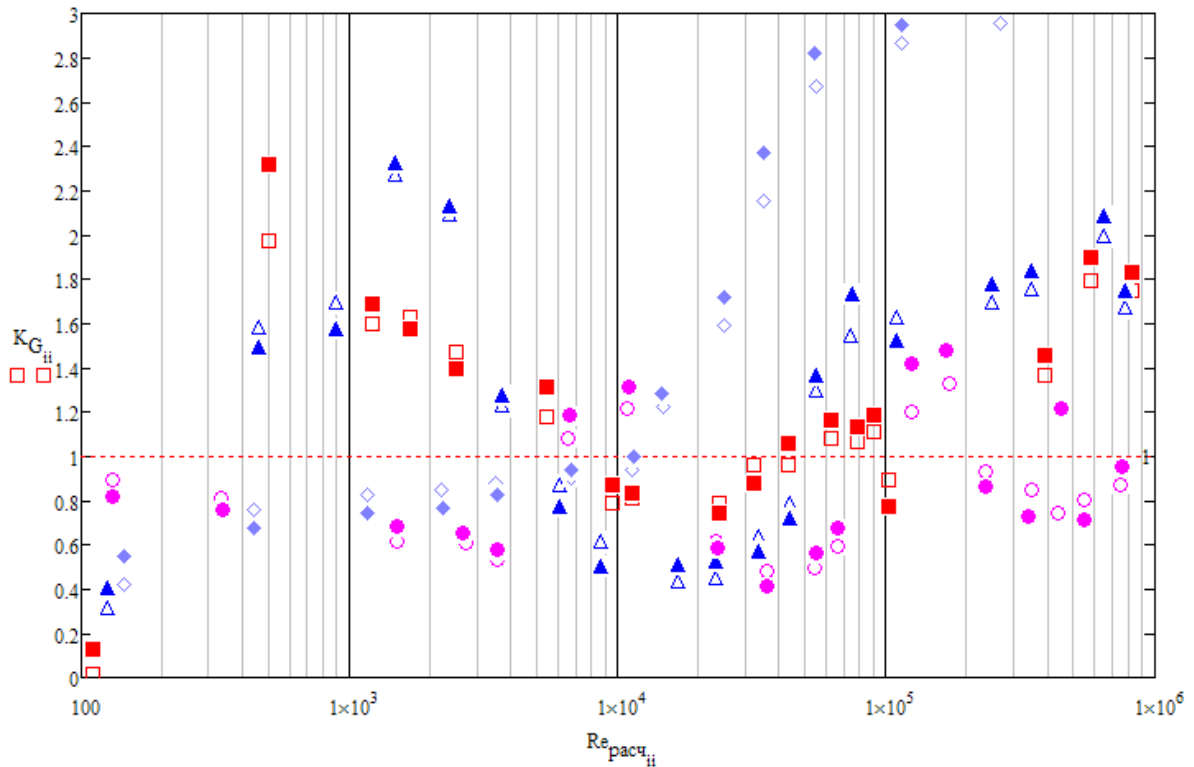


Рисунок 3.64 – Результаты верификации метода оценки эффективности интенсификации теплообмена по критерию потребного расхода

Представленные результаты верификации метода оценки показывают, что для всех рассмотренных способов интенсификации расхождение с результатами численного моделирования в большинстве случаев не превосходит 10%. Таким образом, метод оценки дает удовлетворительные результаты. Для каждого метода оценки эффективности интенсификации выявлены области режимов течения, представляющие практический интерес с точки зрения снижения потребного расхода охладителя. Для интенсификации с помощью скрученной лентой область эффективного использования приходится на диапазон режимов течения от $Re = 10^4$ до $Re = 5 \times 10^4$. Большая площадь поверхности используемого интенсификатора при увеличении скорости течения рабочего тела увеличивает гидравлические потери больше, таким образом, опережая скорость роста теплоотдачи. В случае интенсификации с помощью спирали происходит воздействие на пограничный слой и в данном случае это несколько расширяет область эффективной интенсификации по рассматриваемому критерию в сторону меньших скоростей. Но в области развитого турбулентного течения здесь также

наблюдается снижение эффективности интенсификации. Комбинированный случай интенсификации с помощью спирали и ленты обладает высокими значениями тепловой характеристики, что приводит к возможности интенсификации при низких числах Рейнольдса. При этом большие поверхности, разные направления закрутки потока, создаваемые лентой и спиралью, приводят к резкому росту коэффициента гидравлического сопротивления, что в свою очередь приводит к снижению эффективности. Высокие значения гидравлического сопротивления в данном случае ограничивают эффективное использование комбинированного способа интенсификации с помощью ленты и спирали. Эффективное использование в области развитой турбулентности возможно способа интенсификации теплообмена с помощью профилей, по причине того, что прирост теплоотдачи соизмерим с тем, что наблюдается в предыдущем случае «ленты и спирали», в то же время гидравлическое сопротивление здесь значительно меньше. Умеренный рост гидравлического сопротивления при использовании профилей связан с тем, что возникающие акустические автоколебания воздушного потока экспоненциально затухают между группами профилей. Это позволяет существенно расширить область эффективного использования данного способа интенсификации теплообмена в сторону развитого турбулентного течения.

Разработанный метод оценки эффективности интенсификации при верификации с результатами численного моделирования показал хорошее соответствие результатов. На основании предложенного метода оценки сравнены исследованные в этой главе способы интенсификации. Выявлено, что в области развитого турбулентного течения возможна эффективная интенсификация теплообмена по критерию потребного расхода охладителя.

Выводы по ГЛАВЕ 3

1. Численное моделирование может быть использовано для определения тепловых и гидравлических характеристик. Для тех способов интенсификации теплообмена, где существуют экспериментальные данные результаты расчета тепловых и гидравлических характеристик хорошо совпали с экспериментальными значениями.
2. На основании результатов численного моделирования расширены диапазоны определения тепловых и гидравлических характеристик, предложены критериальные уравнения.
3. Впервые получено с помощью численного моделирования нестационарное решение для способа интенсификации с помощью профилей, установлены нестационарные характеристики процесса. Также впервые, с помощью численного моделирования определены тепловые и гидравлические характеристики способа интенсификации теплообмена с помощью самовозбуждающихся акустических автоколебаний.
4. Расширен и развит метод оценки эффективности интенсификации теплообмена, позволяющий сравнивать различные способы интенсификации по интегральным характеристикам.
5. Впервые проведена верификация метода оценки эффективности интенсификации теплообмена, показано, установлено, что разница между оценкой по методу и численным моделированием не превосходит 15%.
6. Установлено, что в области развитого турбулентного течения наибольшей эффективностью интенсификации теплообмена обладает способ интенсификации с помощью самовозбуждающихся акустических колебаний.

Глава 4. Экспериментальное исследование различных способов интенсификации теплообмена

Согласно поставленным задачам диссертационной работы в настоящей главе представлены результаты экспериментального исследования различных способов интенсификации теплообмена в круглых трубах, проанализированы полученные тепловые гидравлические характеристики. Детальным образом исследованы пульсации давления, возникающие при интенсификации теплообмена с помощью самовозникающих акустических автоколебаний.

Проведено сравнение различных способов интенсификации теплообмена как по их тепловым и гидравлическим характеристикам, так и по методу оценки эффективности, предложенному в предыдущей главе. Сделаны выводы о диапазоне режимов течения, в области которого реализуется наибольшая эффективность каждого отдельного случая.

4.1. Разработка экспериментального стенда и его метрологическое обеспечение для исследования различных способов интенсификации теплообмена

В диссертационной работе проведено экспериментальное исследование тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена, а также на основании метода оценки эффективности интенсификации проведено их сравнение.

4.1.1. Исследование тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена в круглой трубе

Для экспериментального исследования эффективности различных способов интенсификации теплообмена были разработаны и созданы четыре трубки с различными видами интенсификации теплообмена, и гладкая труба для наиболее

корректного сравнения тепловых и гидравлических характеристик. Экспериментальные объекты – представляют собой трубки 10x1, выполненные из материала 12X18Н10Т, в которые устанавливались различные интенсификаторы теплообмена. В каждом экспериментальном объекте установлены отборники давления и специальные отводы, позволяющие для термопар. Дополнительно к каждому объекту устанавливались волноводы, позволяющие производить измерение пульсаций давления.

На рисунке 4.1. представлен сборочный чертеж гладкой трубки. В трубку 10x1 длиной 250 мм, устанавливаются отборники давления, представляющие собой трубки 4x1, приваренные к корпусу основной трубки, а также отборники под термопары, представляющие собой трубки 6x1. В середине трубки также отборник 4x1 под измерения пульсаций давления. Слева от корпуса основной трубки устанавливаются переходники для соединения с воздушной магистралью. Для установки термопар используется разъемное соединение ниппель, гайка, штуцер с резьбовым соединением М14х1.5.

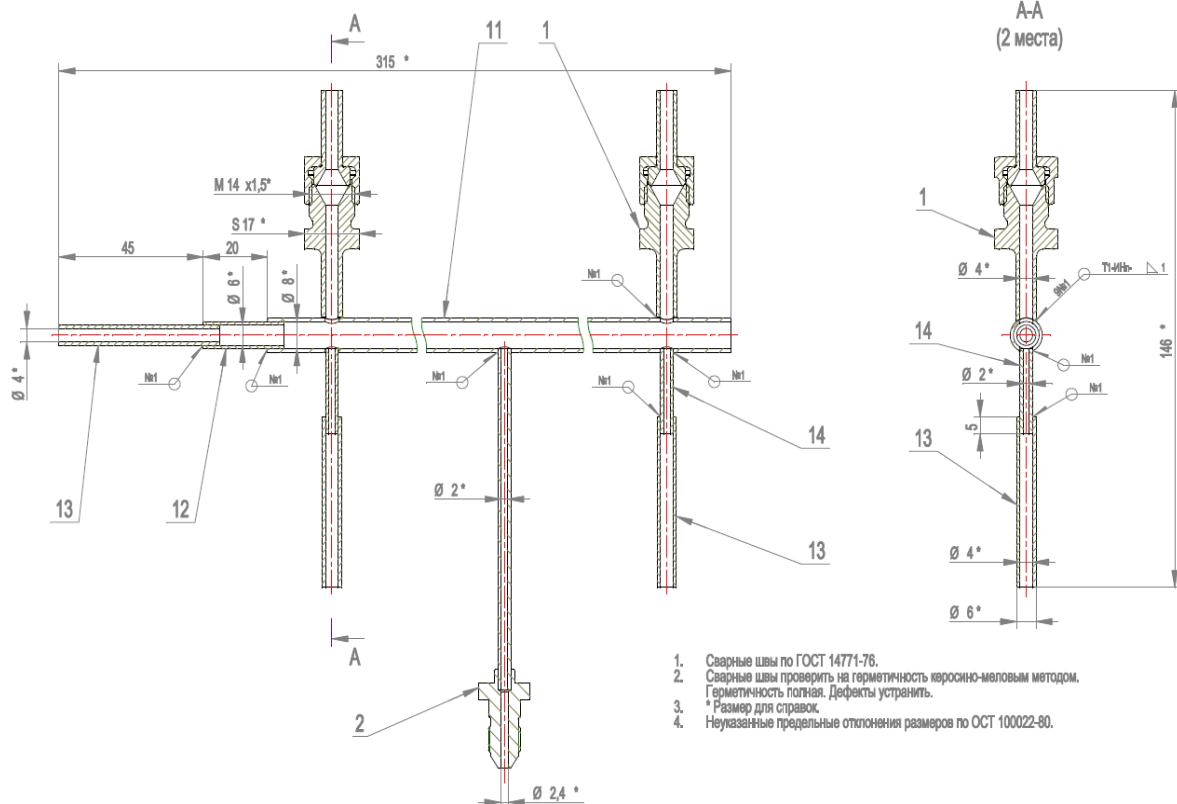


Рисунок 4.1 – Фрагмент сборочного чертежа гладкой трубки

Аналогично выше представленной конструкции гладкой трубки, корпус для установки спирального интенсификатора теплообмена представляет собой трубку 10x1, выполненную из стали 12X18H10T. Трубка с интенсификацией теплообмена с помощью проволочной спирали представлена на рисунке 4.2. Для измерения давления используется аналогичных 4 отборника давления и 4 отборника под установку термомпар. В середине корпуса основной трубки с помощью сварки устанавливается специальный отборник, на который затем монтировался волновод для измерения пульсаций давления. Слева также имеется набор переходников для соединения с магистралью подачи воздуха. В качестве интенсификатора использовалась проволока диаметром 1 мм, навитая на диаметр 6.5 мм. С двух концов спирали оставлены прямые участки длиной 5 мм, которые приварены к корпусу основной трубки. Шаг навивки составлял 5 мм, суммарная длина проволочной спирали 270 мм.

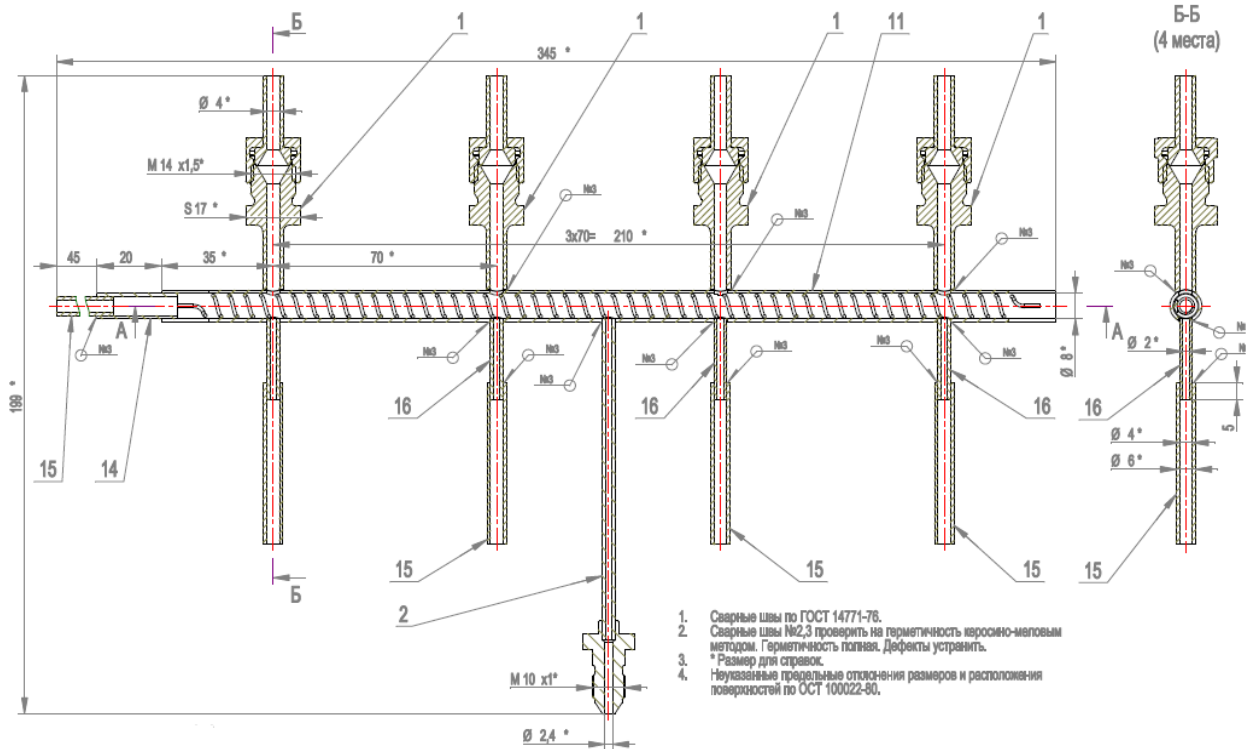


Рисунок 4.2 – Фрагмент сборочного чертежа трубка со спиралью

На рисунке 4.3 представлен фрагмент сборочного чертежа трубки с интенсификатором теплообмена с помощью скрученной ленты. Здесь корпусом

для установки интенсификатора используется трубка 10x1, выполненная из стали 12X18Н10Т. На расстоянии 70 мм друг от друга расположено 4 отборника давления и 4 отборника под установки термопар. Отборники давления и отборники под термопары расположена на противоположных сторонах трубки. В середине корпуса основной трубки установлен отборник для измерения пульсаций давления. Для установки интенсификатора в виде скрученной ленты в корпусе основной трубки были сделаны специальные пазы. Интенсификатор представляет собой скрученную ленту, выполненную из плоской пластины шириной 8 мм, длина свободных концов 15 мм, шаг закрутки 30 мм, длина ленты в деформированном состоянии 240 мм.

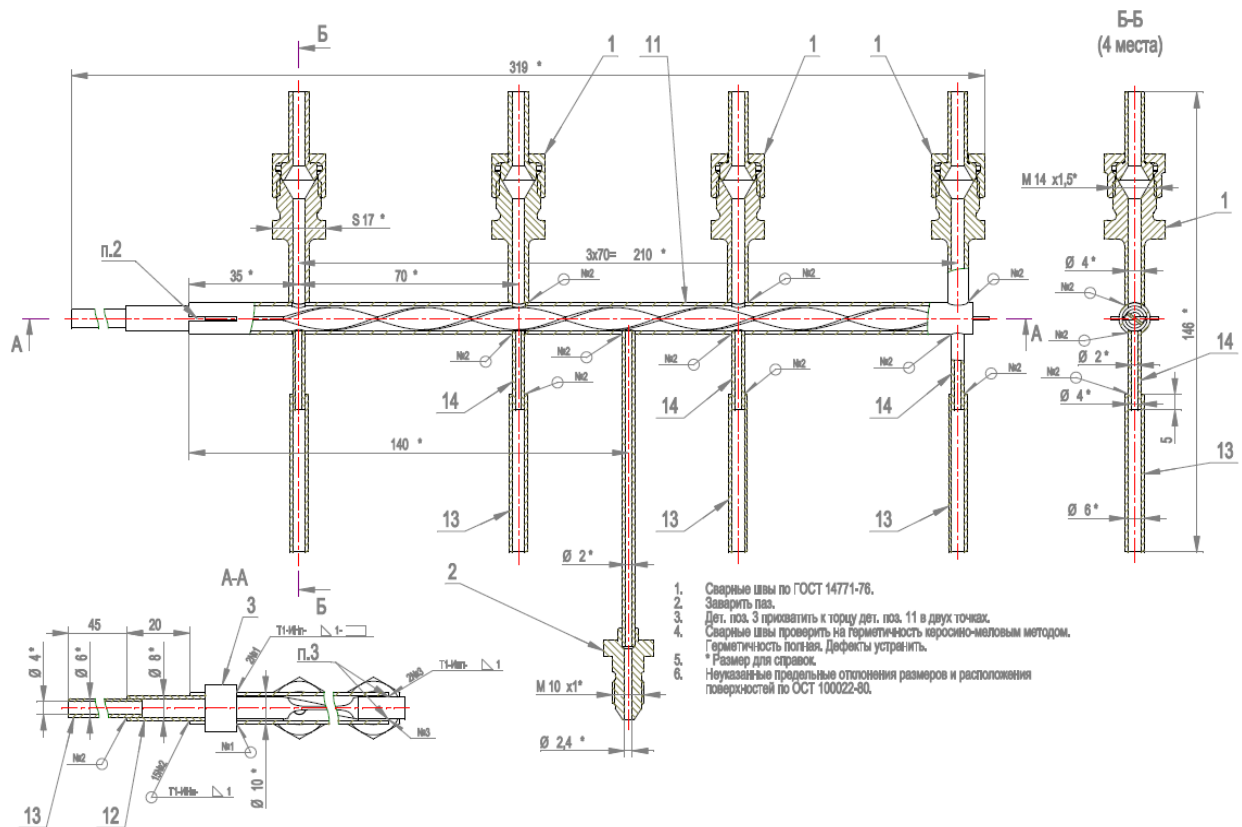


Рисунок 4.3 – Фрагмент сборочного чертежа трубка с лентой

Для исследования смешанного способа интенсификации теплообмена была разработана и создана конструкция трубки, представленная на рисунке 4.4. В корпус трубки 10x1 установлено одновременно два интенсификатора: проволочная спираль и ленточный завихритель. Для проволочной спираль была использована проволока диаметром 1 мм, навитая поверх скрученной ленты вплотную к стенке

установлен датчик пульсаций давления. Первый отбор для пульсаций давления установлен в середине первого по направлению потока профиля, второй устанавливается в середине первой группы профилей. Слева от трубки также установлены переходники для соединения с магистралью подачи воздуха.

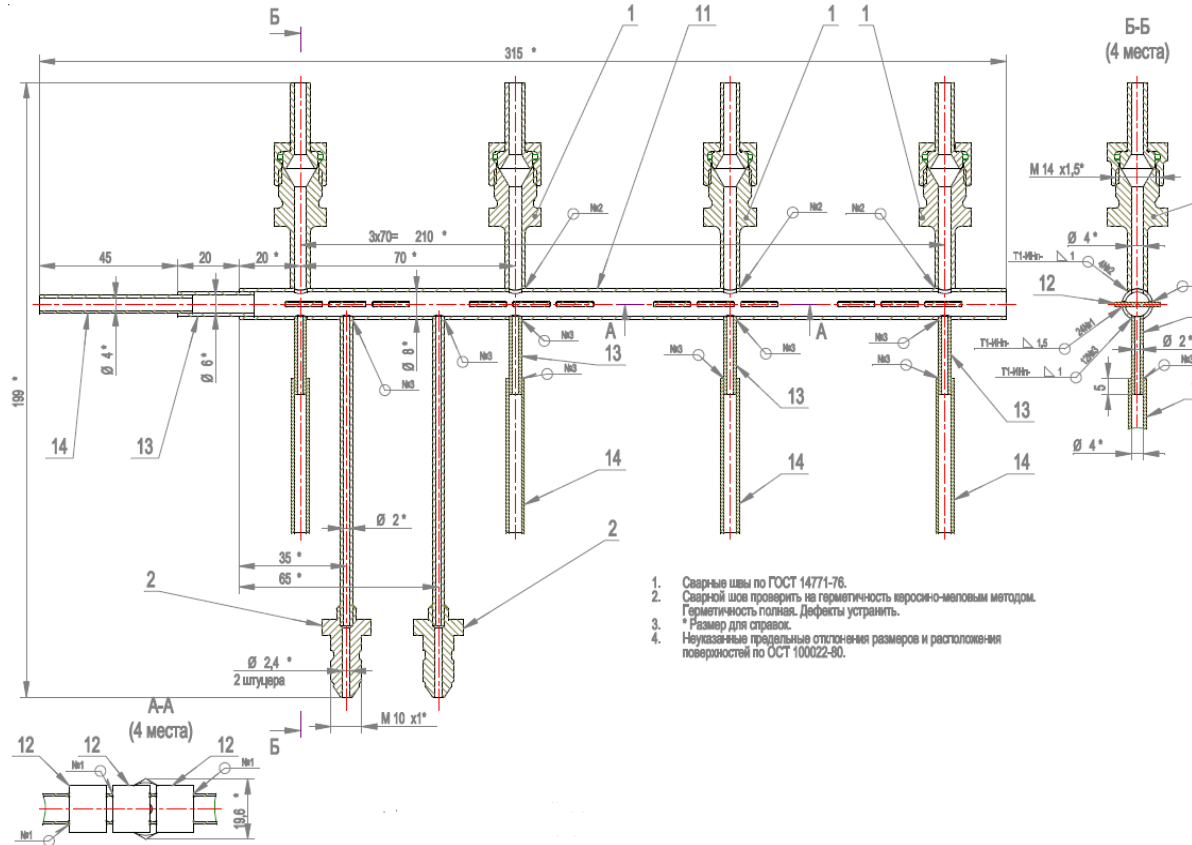


Рисунок 4.5 – Фрагмент сборочного чертежа трубка с профилями

Исследование тепловых и гидравлических характеристик проводилось для тех же способов интенсификации теплообмена, что и в предыдущей главе проводились расчетные исследования: интенсификация с помощью спирали, с помощью ленты, с помощью ленты и спирали, с помощью установленных поперек потока профилей. Для полностью корректного расчетно-экспериментального сравнения исследовался также течение и теплообмен в гладкой трубе. Геометрические размеры используемых трубок и интенсификаторов полностью аналогичны используемым в расчетных исследованиях.

На рисунке 4.6 представлены изготовленные по чертежам с рисунков 4.1 – 4.5 трубки с интенсификаторами.

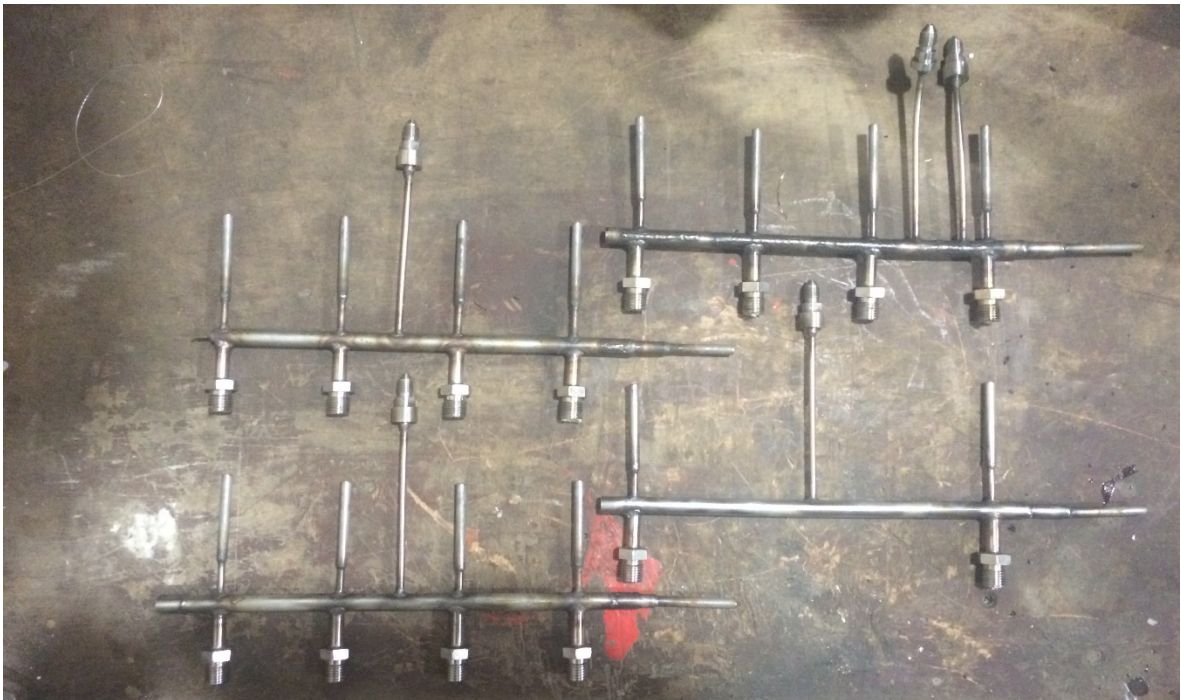


Рисунок 4.6 – Изготовленные трубки с интенсификаторами

На каждой трубке, изготовленной из трубы 10x1, материала 12X18Н10Т установлено по 4 отборника давления и по 4 отборника под установку хромель капель термопар. Небольшое заужение справа стороны трубки необходимо для установки специальных соединений в экспериментальном стенде. В середине трубки установлен специальный отборник для установки датчика пульсаций давления. Для интенсификации теплообмена с помощью профилей предусмотрено два места для установки отборника под запись пульсаций давления над первым профилем и в конце первой группы профилей.

В результате разработано и создано 4 трубки одинаковых геометрических размеров, местами установки измерительных каналов и одна эталонная гладкая трубка для проведения корректного сравнения. Созданные экспериментальные объекты позволили сравнить между собой тепловые и гидравлические характеристики различных способов интенсификации теплообмена, а также на основании проведенных замеров провести сравнение эффективности различных способов интенсификации теплообмена между собой по методу, описанному в главе 3.

4.1.2. Исследование тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена в круглой трубе

На рисунке 4.7 представлена фотография экспериментальной установки, в состав которой вошли:

- магистраль подачи воздуха;
- спрямляющий участок;
- экспериментальной объект (ЭО);
- расходомерный участок;
- спиральный нихромовый нагреватель;
- датчики измерения температуры, давления и пульсации давлений;
- автоматизированная информационно-измерительная система (АИИС).

Магистраль подачи воздуха представляет собой систему трубопроводов, обеспечивающих подачу воздуха к экспериментальной установке с избыточным давлением до 4 бар. Экспериментальным объектом выступили 4 круглых трубки с интенсификаторами различной конфигурации, а также эталонная гладкая труба, описание конструкции экспериментальных объектов представлено в предыдущем разделе. Для регулировки расхода воздуха используется специальный кран. Измерение расхода осуществляется на расходомерном участке, представляющий собой мерную шайбу, а также необходимые датчики температуры и давления. Между расходмерным участком и экспериментальным объектом располагается специальный спрямляющий участок, обеспечивающий более равномерный поток воздуха на входе в ЭО. Нагрев экспериментального объекта осуществляется спиральной нихромовой проволокой, которая наматывается на внешнюю стенку трубок. Измерение температуры осуществлялось ХА термомпарами. Для измерения давления использовались датчики ИКД-27. В середине каждого экспериментального объекта устанавливался волновод, к которому подключался датчик пульсаций давлений. Сбор и обработка информации от всех датчиков осуществлялся с помощью автоматизированной информационно-измерительной системы. Для того, чтобы тепло, создаваемое нихромовой нитью передавалось в

воздушный поток, сверху трубки устанавливалась теплоизоляция в виде кремнеземной нити.

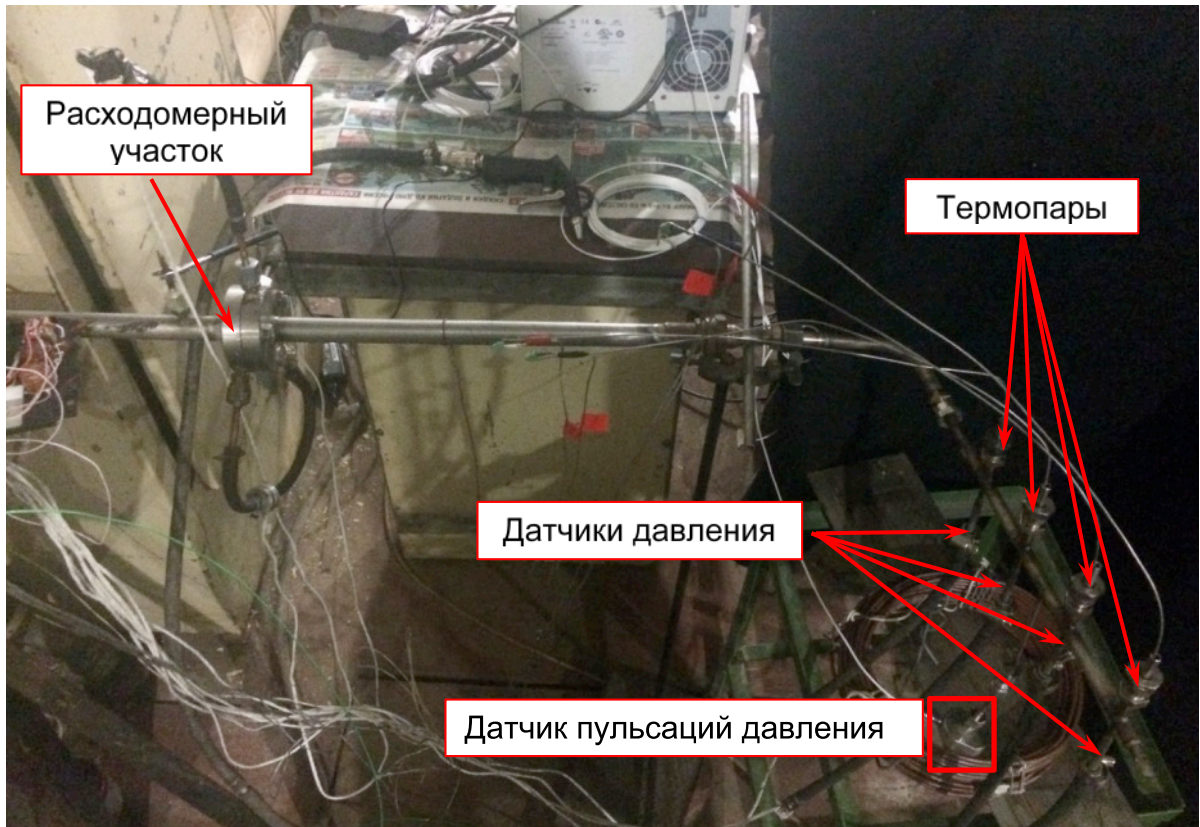


Рисунок 4.7 – Экспериментальная установка

Экспериментальное исследование проводилось в несколько этапов. В начале проводились холодные гидравлические продувки ЭО при этом перед расходомерным участком устанавливалось давление от 1.05 бар до 4.0 бар, далее осуществлялась регистрация сигналов с датчиков давления и датчика пульсации давления. В представленном диапазоне устанавливалось примерно 20 различных значений давлений перед расходомерным участком. Далее после достижения максимального давления осуществлялся обратный ход снижения давления перед расходомерным участком. Таким образом, была получена холодная гидравлическая характеристика для всех видов ЭО. Особое внимание необходимо обратить, что изначально, для способа интенсификации теплообмена с помощью акустических колебаний воздушного потока, давления на которых получены различные моды колебаний получены во время холодных гидравлических продувок. После холодных гидравлических продувок осуществлялся нагрев ЭО с

помощью нихромовой спиральной проволоки. Далее изменялось давление в прямом и обратном порядке аналогично холодным гидравлическим продувкам.

Для проведения измерений использовались датчики, прошедшие калибровку по нижеописанным процедурам.

Измерение давления

Для каждого датчика ИКД-27 проводится статическая калибровка канала – «датчик + канал регистратора устройства сопряжения с объектом (УСО)» в следующей последовательности:

- установка 5...10 значений эталонного давления;
- число калибровок для каждого диапазона не менее 3;
- цикл калибровки включает прямой и обратный ход нагружения.

На каждой ступени калибровки регистрируется заданное (входное) и измеренное значение давления. Для задания давления используется специально созданный калибровочный стенд с диапазоном 0...2 МПа. Основная погрешность эталонного преобразователя давления ИПД $\pm 0.06...0.15$ % от верхнего предела измерений (ВП). Класс точности цифрового вольтметра Щ300 0.05. Паспортная погрешность датчиков ИКД-27 ± 3 % от ВП. При индивидуальной калибровке уровень погрешностей составляет менее ± 0.5 %.

Измерение температуры

Для термоэлектрических преобразователей (термопар) ХА проводится статическая калибровка измерительных каналов УСО. При расшифровке сигналов термопар используется стандартная калибровочная характеристика по ГОСТ 8.585-2001. Для ТХА второго класса точности допустимые погрешности измерений $\pm 0.25...0.75$ % при $-40...1000^{\circ}\text{C}$.

Определение погрешности проводится по методике МП 600-32-08. В качестве рабочего эталона источника милливольтового напряжения, задающего калибровочный сигнал термопары, используется штатный компаратор напряжений Р-3003, с диапазоном измерения 0...100мВ, класс точности 0.001. Калибровочные сигналы поступают на измерительные каналы УСО модульной измерительной системы L-CARD, а затем регистрируются с частотой опроса 100 Гц и

обрабатываются на ЭВМ. Калибровка проводится в помещении с температурой 15...20°C.

Погрешность измерения сигналов термопар оценивается по данным 40-кратных измерений восьми значений эталонного напряжения при частоте дискретизации 100 Гц на канал. Обработка результатов измерений проводится согласно ОСТ 100487-83. Максимальная погрешность каналов измерительного комплекса температуры для термопар ХА для диапазона -40...1000°C составляет $\pm 0.184\%$.

При испытаниях изделий «холодные спаи» термопар помещаются в нуль-термостат, представляющий собой сосуд с тающим льдом. Температура тающего льда контролируется ртутным термометром класса ± 0.1 °C. Стабильность температуры «холодного спаея» термопар по высоте сосуда с тающим льдом обеспечивается конструктивными решениями по теплозащите и составляет ± 0.2 °C.

Погрешности каналов измерения температуры (Δ) вычисляются по формуле:

$$\Delta = \sqrt{\Delta_{\text{шт}}^2 + \Delta_{\text{ик}}^2 + \Delta_{\text{хс}}^2 + \Delta_{\text{апр}}^2}, \quad (4.1)$$

где $\Delta_{\text{шт}}$ – погрешность термопары ГОСТ8.585-2001;

$\Delta_{\text{ик}}$ – погрешность измерительного канала без термопары,

$\Delta_{\text{хс}}$ – погрешность температуры «холодных спаев»,

$\Delta_{\text{апр}}$ – погрешность вычисления температуры по сигналу первичного преобразователя.

Составляющая погрешности $\Delta_{\text{апр}}$ не превышает ± 0.06 °C.

Полученные результаты расчета максимальной суммарной погрешность $\Delta_{\text{сум}}$ сквозного канала измерения температуры «термопара + канал регистратора УСО» термопарами ХА составляют $\pm 0,75$ % от ВП.

Таким образом, погрешности измерения температуры каналами АИИС У - 310 при частоте дискретизации 100 Гц на канал не превышают $\pm 0.77\%$ ВП в диапазоне -40...1000 С (термопара ХА 2кл.).

Для измерения температуры воздушного потока и локальных мест ЭО использовались термопары ХА, а для контроля всего теплового состояния использовался тепловизор.

Измерение массового расхода воздуха

Измерение массового расхода газообразных компонентов на установке У - 310 осуществляется специальными расходомерными устройствами (РМУ) с установленными в них расходомерами со специальными мерными шайбами.

Относительная погрешность измерения массового расхода определяется по формуле:

$$\delta G = \pm \sqrt{(\delta K_{\pi})^2 + (\delta K_g)^2 + (\delta \mu)^2 + \frac{1}{2} \cdot (\delta P)^2 + (\delta F)^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{2} \delta T_0\right)^2}, \quad (4.2)$$

где K_{π} – коэффициент, учитывающий пересчет статического давления в полное;
 K_g – коэффициент, учитывающий несовершенство газа (фактор сжимаемости);
 μ – коэффициент расхода сопла;

P – давление;

F – площадь критического сечения сопла;

T_0 – полная температура на входе в сопло.

При этом $\delta K_{\pi} = \pm 0.03 \%$; $\delta K_g = \pm 0.6 \%$; $\delta \mu = \pm 0.6 \%$; $\delta P = \pm 0.25 \%$;
 $\delta F = \pm 0.3 \%$; $\delta T_0 = \pm 0.5 \%$.

Таким образом, относительная погрешность определения массового расхода составляет $\delta G = \pm 0.935 \%$.

Предельные погрешности измеряемых параметров представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Предельные погрешности измеряемых параметров

Параметр	Погрешность
Статическое давление	$\pm 0.28 \%$.
Температура	$\pm 0.77 \%$.
Расход	$\pm 0.935 \%$.

Градуировка измерительного канала расхода газообразной среды

Методика составлена в соответствие с [122, 123]. Измерение массового расхода газообразных компонентов (воздух, кислород, азот, метан, водород) на стенде Ц16ВК осуществляется специальными расходомерными устройствами (РМУ) с установленными в них расходомерами с критическими соплами (РКС). РКС оснащается соответствующими средствами измерения (СИ). Схема РКС показана на рисунке 4.8.

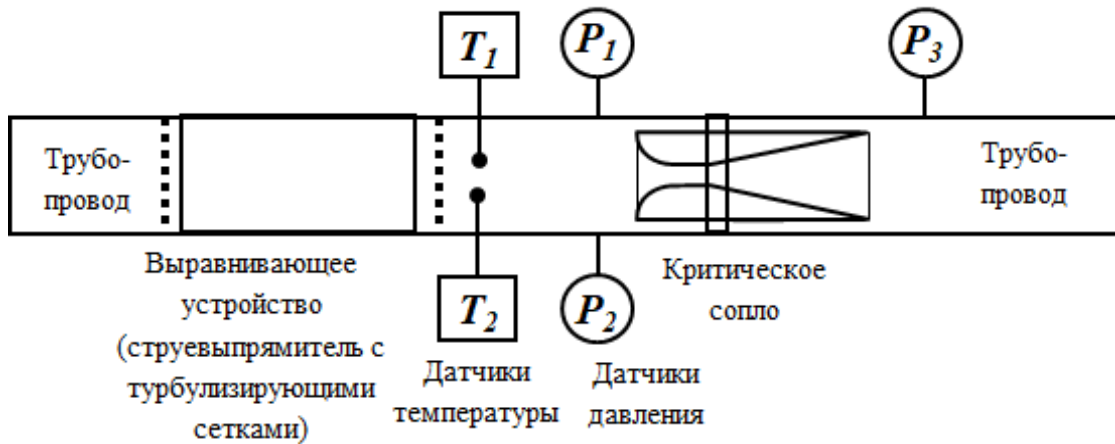


Рисунок 4.8 – Схема расходомерного устройства с расходомерным критическим соплом

Принцип действия РКС основан на применении суживающего устройства (сопла), в котором осуществляется течение с критической скоростью (скорость газа в критическом сечении сопла равна скорости звука). При известных теплофизических свойствах газа в предположении стационарности и однофазности потока массовый расход газа определяется по формуле:

$$G = K_{\pi} \cdot K_g \cdot \mu \cdot \frac{P \cdot F}{\sqrt{T_0}} \quad (4.3)$$

где G – массовый расход газа, кг/с;

K_{π} – коэффициент, учитывающий пересчет статического давления в полное;

K_g – коэффициент, учитывающий несовершенство газа (фактор сжимаемости);

μ – коэффициент расхода сопла;

P – давление, Па;

F – площадь критического сечения сопла, м²;

T_0 – полная температура газа на входе в сопло. Коэффициент:

$$K_\pi = \frac{1}{\pi(\lambda)} \approx 1 + 0.25 \cdot q(\lambda)^2 = 1 + 0.25 \cdot \left(\frac{F}{F_{\text{вх}}}\right)^2 \quad (4.4)$$

где $\pi(\lambda)$, $q(\lambda)$ - известные газодинамические функции;

$F_{\text{вх}}$ - площадь проходного сечения РМУ перед входом в сопло (в сечении отбора давления газа).

Коэффициент, учитывающий несовершенство газа (фактор сжимаемости), аппроксимируется полиномиальной зависимостью вида:

$$K_g = \sum_{m,n=0}^{M,N} a_{mn} \cdot T_0^m \cdot P^n \quad (4.5)$$

Где a_{mn} – коэффициенты полиномиальной зависимости, определяемые для каждого конкретного газа путем аппроксимации табличных значений.

Для коэффициента расхода сопла используется обобщенное значение, согласно $\mu = 0.988$ для чисел Рейнольдса $Re \geq 0.3 \times 10^6$

Статическое давление P измеряется двумя датчиками давления (P1 и P2 на рисунке 4.8) типа ДДМ или ADZ. Датчики давления ДДМ проходят индивидуальную градуировку. Датчик P3 на рисунке 4.8 на участвует в процессе измерения расхода и является индикаторным, показывающим наличие достаточного перепада давления на РКС для осуществления критического режима течения. При правильном профилировании сопла критическое течение обеспечивается при перепаде давления на РКС в 10...20%.

Полная температура потока T_0 измеряется двумя термопарами (T1и T2 на рисунке 4.8) типа ЖК.

Площадь критического сечения сопла определяется по результатам замера диаметра критики в нескольких радиальных направлениях на специальном микроскопе в лаборатории линейных измерений НИЦ ЦИАМ или нутромером с микрометром.

В этом случае относительная погрешность измерения массового расхода равна:

$$\delta G = \pm \sqrt{(\delta K_{\pi})^2 + (\delta K_g)^2 + (\delta \mu)^2 + \frac{1}{2} \cdot (\delta P)^2 + (\delta F)^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{2} \delta T_0\right)^2} \quad (4.6)$$

где относительные погрешности:

$$\delta K_{\pi} = \pm 0.03 \% \text{ в диапазоне изменения } \frac{F}{F_{ex}} = 0 \dots 0.4;$$

$$\delta K_g = \pm 0.2 \% \text{ - для кислорода (M=3, N=3),}$$

$$= \pm 0.5 \% \text{ - для воздуха (M=3, N=3),}$$

$$= \pm 0.6 \% \text{ для метана (природного газа) (M=4, N=3),}$$

$$\delta \mu = \pm 0.6 \%;$$

$$\delta P = \pm 0.8 \% \text{ для датчиков ДДМ,}$$

$$= \pm 0.25 \% \text{ для датчиков ADZ;}$$

$$\delta F = \pm 0.3 \% \text{ по результатам замера плюс дополнительную погрешность}$$

вносит изменение диаметра сопла за счет температурного расширения;

$$\delta T_0 = \pm 0.5 \%.$$

В этом случае относительная погрешность определения массового расхода составит:

$$\delta G = \pm 1.1 \% \text{ для водорода и метана,}$$

$$= \pm 1.0 \% \text{ для воздуха и кислорода.}$$

При необходимости РКС может быть индивидуально отградуирован по образцовому РКС (ОРКС). В этом случае получается зависимость коэффициента расхода сопла $\mu = \mu(Re)$. Пример такой зависимости показан на рисунке 4.9.

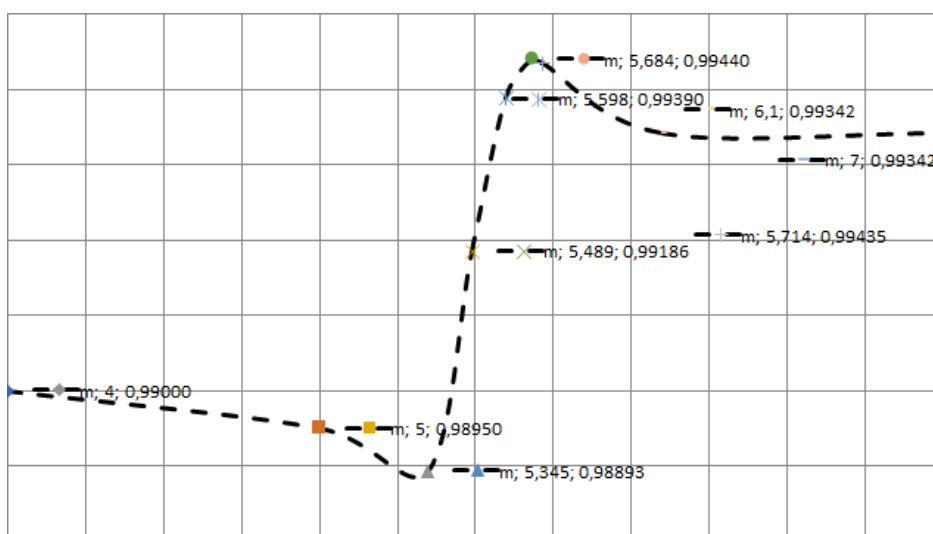


Рисунок 4.9 – Градуировка РКС по ОРКС

На экспериментальной установке измерения температур в конкретных точках конструкции ЭО и системах стенда проводятся в основном термопарами, а для регистрации теплового состояния всего ЭО используется тепловизор.

4.2. Результаты экспериментального исследования тепловых и гидравлических характеристик для различных способов интенсификации теплообмена

Разработанный и созданный экспериментальный стенд позволяет проводить исследования гидродинамических и тепловых процессов, протекающих в круглых трубках с различными способами интенсификации теплообмена. Для каждого экспериментального объекта с использованием запорной арматуры изменяется расход воздуха. На протяжении определенного времени удерживается данное давления до наступления стационарного гидродинамического и теплового режима. Время установления для гидродинамических и тепловых процессов составляет десятки секунд.

Испытания начинаются на больших расходах воздуха для того, чтобы избежать перегревов измерительных каналов. После установления расхода рабочего тела подается напряжение на нихромовый нагреватель до установления стационарной температуры наружной стенки трубки с интенсификатором теплообмена.

4.2.1 Экспериментальное определение перепада давлений на ЭО и подогрева охладителя

На рисунке 4.10 представлена схема разработанной экспериментальной установки. Экспериментальная установка состоит из рабочего участка (1), спирали индукционного нагрева (2) внешней поверхности канала, системы измерений (3),

расходомерного участка (4), баллона (5), заполненного воздухом, и запорной арматуры (6).

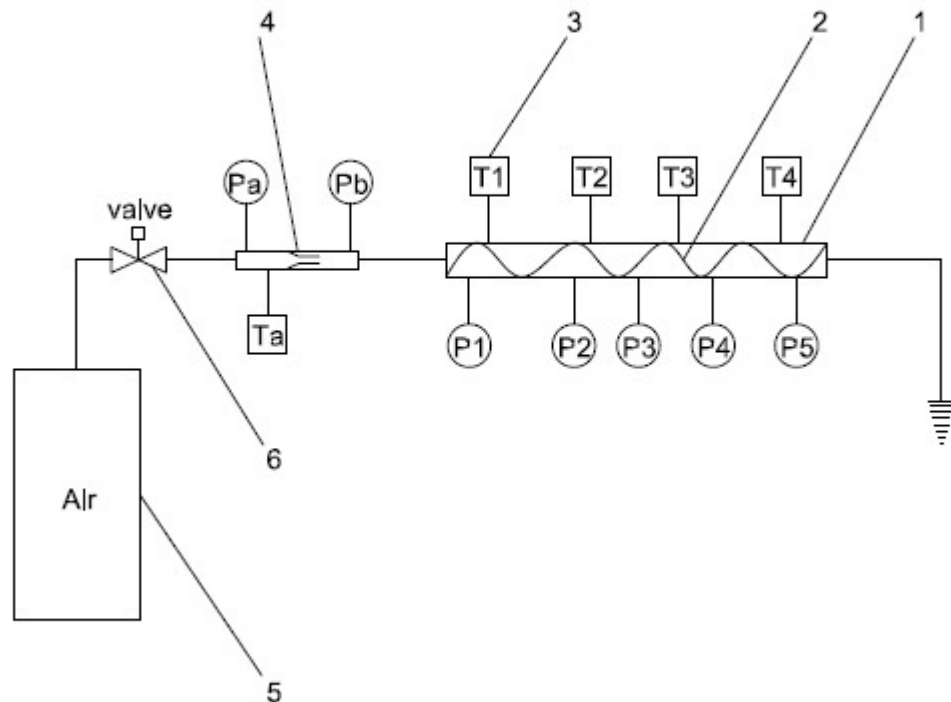


Рисунок 4.10 – Схема экспериментальной установки

В качестве первого экспериментального объекта была выбрана гладкая трубка без интенсификаторов внутри, для которой была реализована такая же последовательность экспериментального исследования, как и для трубок с интенсификаторами теплообмена. На рисунке 4.11 представлено изменение давления в трубке в ходе экспериментального исследования. Показания датчиков давления P1 и P2 соответствуют изменению давления до и после расходомерной шайбы. Показания датчика давления на входе в трубку P3 качественно описывает характер изменения давления выше по потоку. Давление перед расходомерным участком изменялось в диапазоне от 1.05 бар до 3.8 бар, таким образом в трубке реализовывались режимы течения, соответствующие числам Рейнольдса от 10^4 до 6×10^4 .

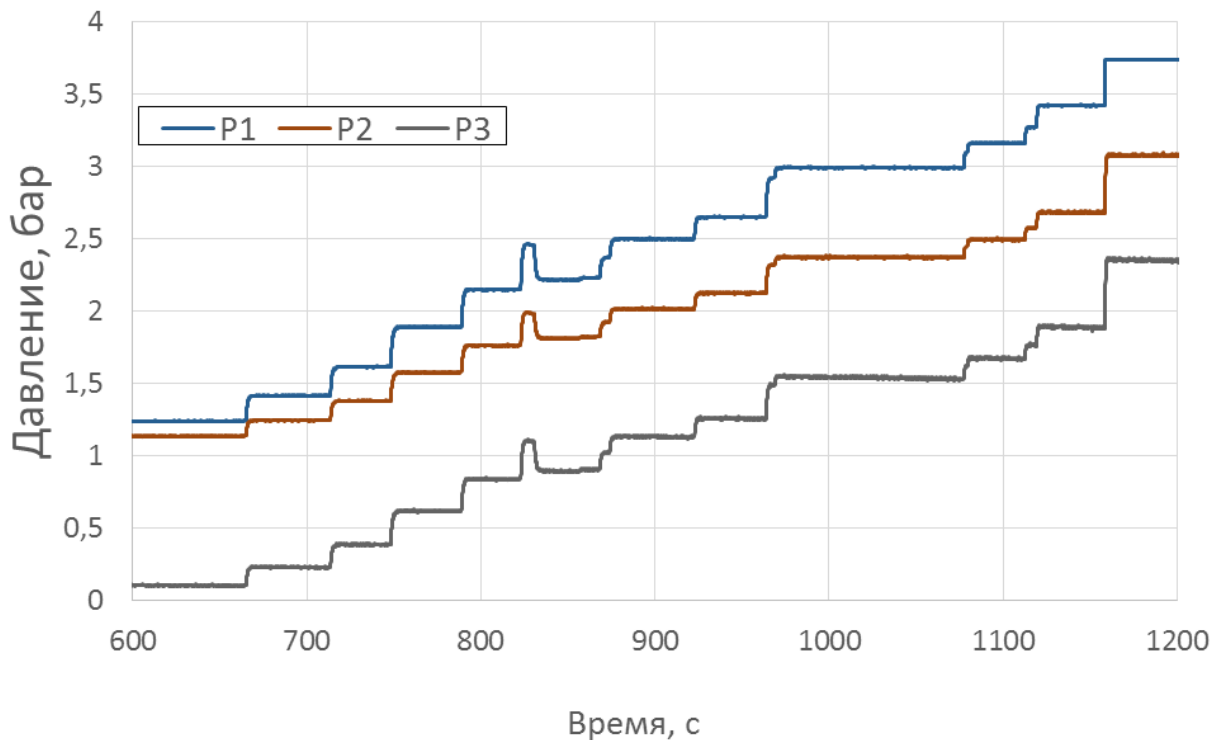


Рисунок 4.11 – Изменение давления в ходе экспериментального исследования для гладкой трубы

Нагрев экспериментального объекта осуществлялся с помощью нихромовой проволоки, на котором устанавливалось напряжение $U = 3.5$ В и сила тока $I = 25$ А. Внешняя поверхность трубки теплоизолирована кремнеземной лентой. Создаваемый таким образом тепловой поток составил примерно 10 кВт/м². На рисунке 4.12 представлено изменение температуры воздуха перед расходомерным участком T1 и на выходе из экспериментального объекта T2. Как видно из представленного распределения даже при минимальном расходе воздуха температура на выходе из экспериментального не превышала 30°C , при этом температура внешней стенки достигала значения в $300 - 350^{\circ}\text{C}$. Этот факт свидетельствует о низкой интенсивности передачи тепла от нагреваемой стенки к рабочему телу.

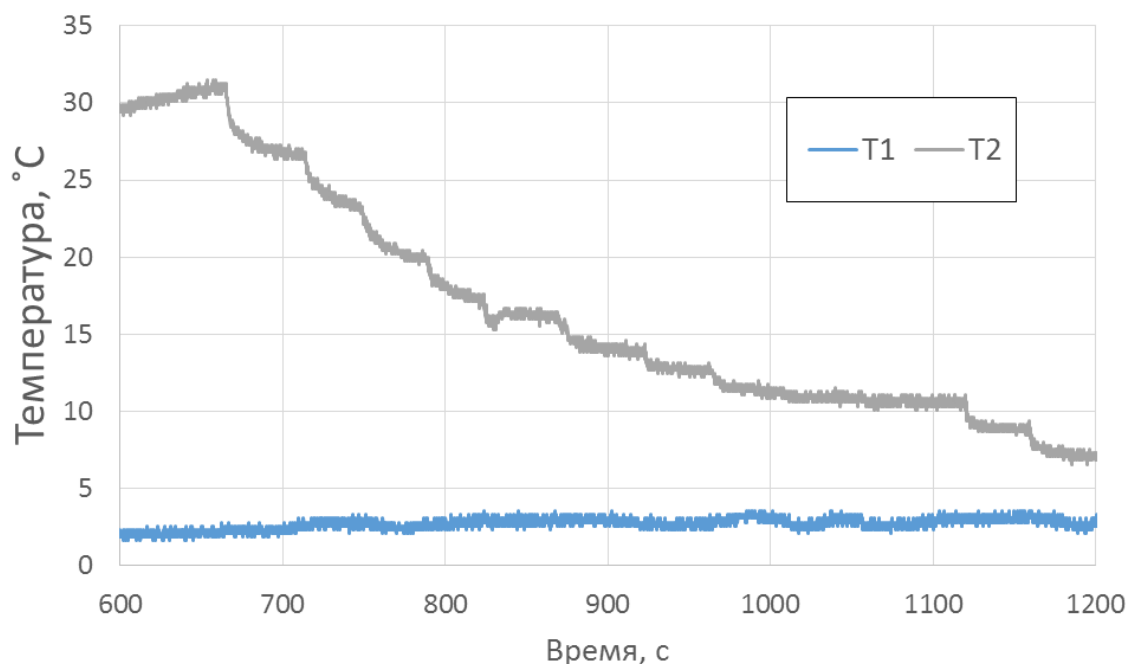


Рисунок 4.12 – Изменение температуры в ходе экспериментального исследования для гладкой трубы

Измеренные параметры позволили установить тепловые и гидравлические характеристики гладкой трубы. В данном диапазоне изменения числа Рейнольдса экспериментальные значения $Nu(Re)$ и $\zeta(Re)$, соответствуют известным теоретическим значениям, рассмотренным ранее в главе 3 диссертационной работы.

Далее такой подход был применен ко всем экспериментальным объектам с различными способами интенсификации теплообмена.

На рисунке 4.10 представлено изменение давления, зафиксированное в трубке с интенсификацией теплообмена с помощью скрученной ленты. Как и в случае с гладкой трубкой показания датчиков P1 и P2 соответствуют изменению давления на расходомерном участке. Показания датчиков давления P3 – P6 соответствуют изменению давления по направлению потока по длине трубки. В ходе экспериментального исследования давление перед расходомерной шайбой устанавливалось в том же диапазоне что и для гладкой трубки. Это обеспечило сходные режимы течения в исследуемых объектах.

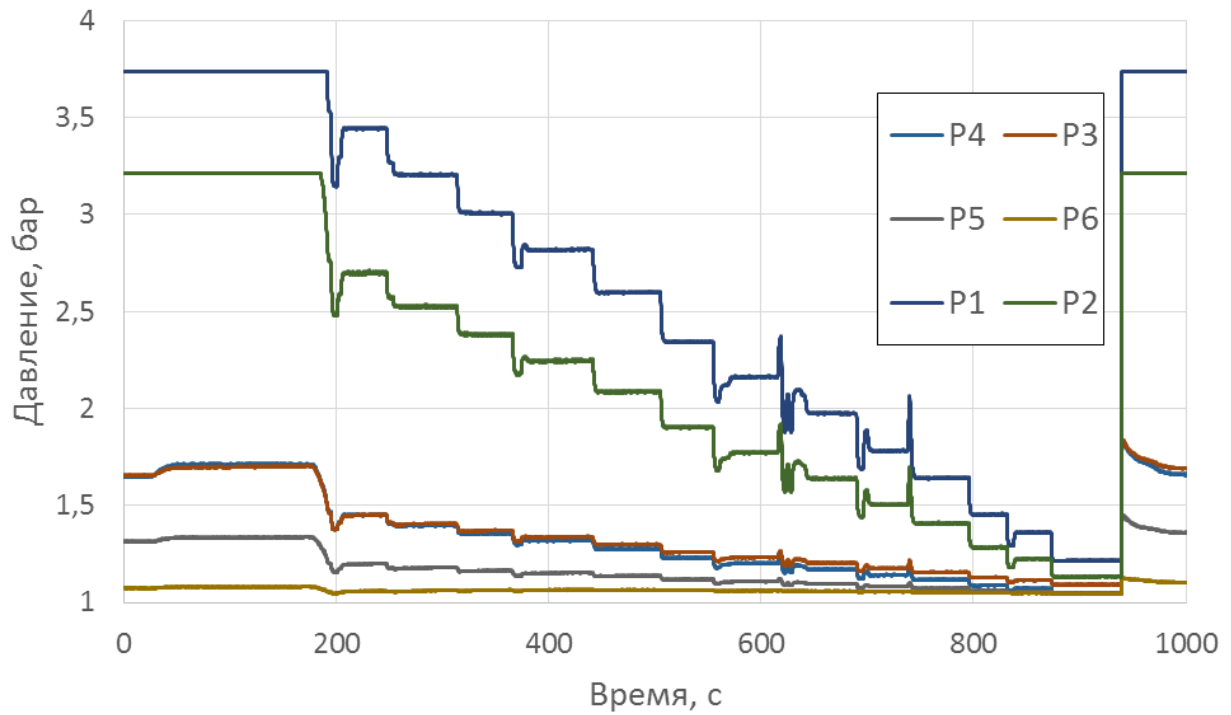


Рисунок 4.13 – Изменение давления в ходе эксперимента при интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

Перепад давления, реализуемый на расходомерной шайбе представлен на рисунке 4.14, это распределение приводит к тому, что расход проходящий через ЭО находится в диапазоне 2...12 г/с, что соответствует числу Рейнольдса, реализуемое в канале от 16000 до 60000.

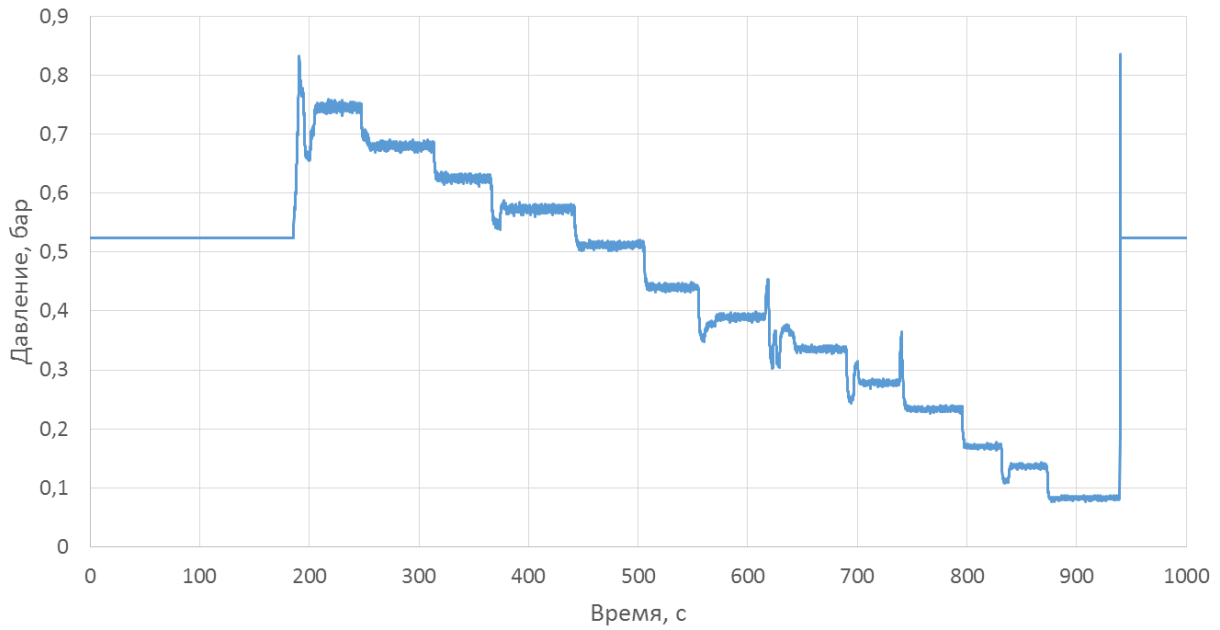
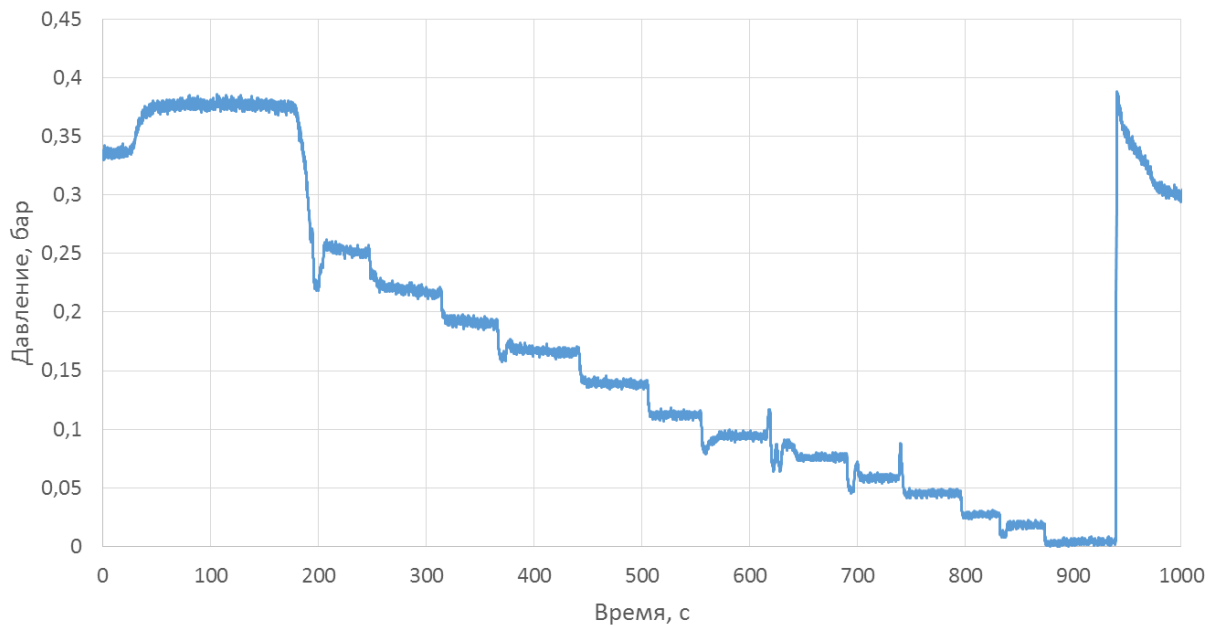


Рисунок 4.14 – Изменение перепада давления на мерной шайбе в ходе эксперимента при интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

Постановка эксперимента позволяет определять как интегральные значения коэффициентов гидравлического сопротивления и числа Нуссельта, так и локальные на каждом промежутке между установленными датчиками измерения температуры и давления. Перепад давления, который реализовался в ходе экспериментального исследования на всем канале представлен на рисунке 4.15.



Рисунке 4.15 – Изменение перепада давления на трубке в ходе эксперимента при интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

На рисунке 4.16 представлено изменение температуры в соответствии со схемой препарировки ЭО. Значение температуры, фиксируемое термопарой Т1, соответствует значению в расходомерном устройстве. После установления давления перед магистралью и установления расхода до фиксации характеристик проходило время до наступления теплового равновесия. Непосредственно в ходе экспериментального исследования установить наступление теплового равновесия осложнено особенностями реализации. Для фиксации тепловых и гидравлических характеристик было принято условие, при котором не одна из термопар не изменяла своего значения на протяжении более чем 60 с.

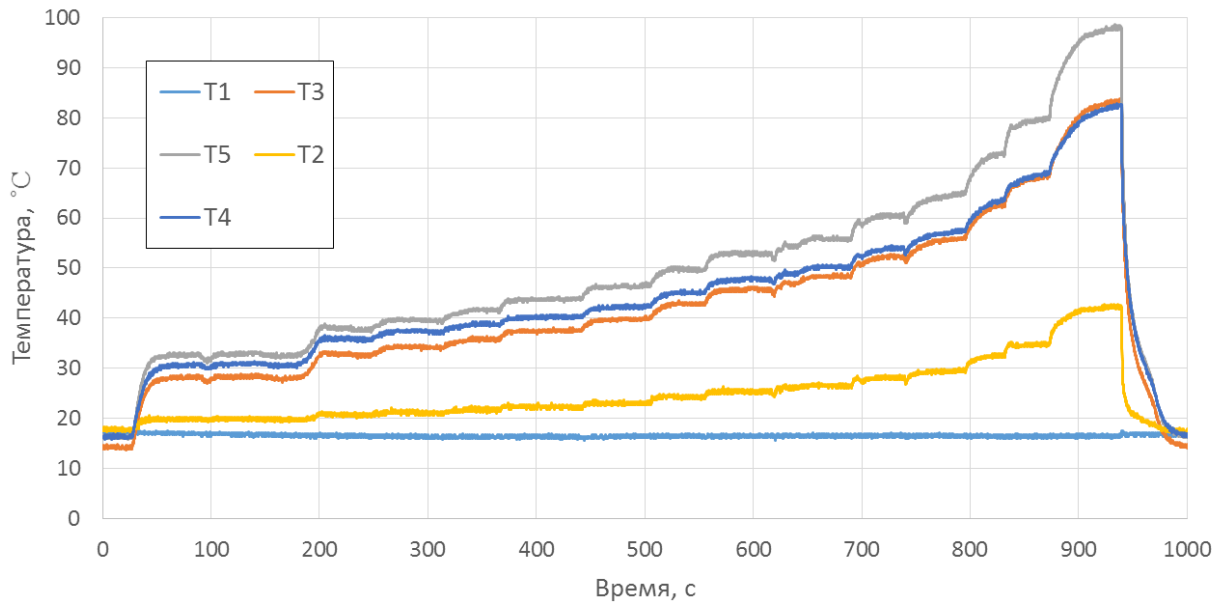


Рисунок 4.16 – Изменение температуры в ходе эксперимента при интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

Интегральный подогрев охладителя на всей длине канала представлен на рисунке 4.17. Увеличение подогрева по времени обусловлено снижением массового расхода рабочего тела через канал в ходе проведения экспериментального исследования.

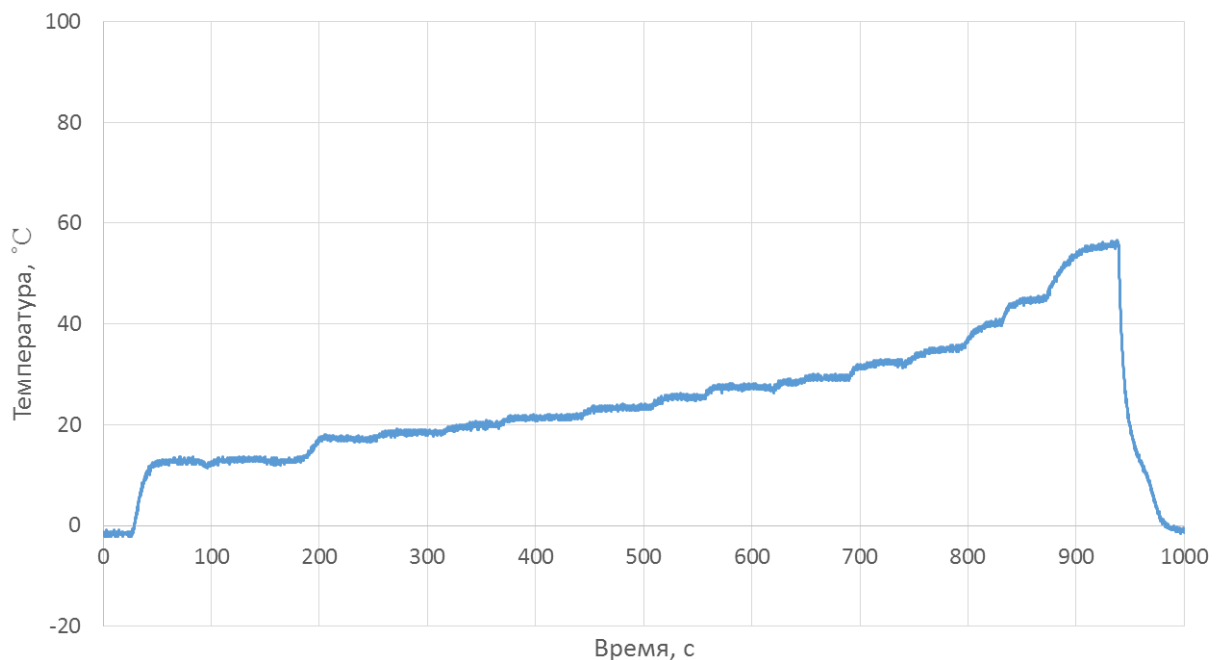


Рисунок 4.17 – Изменение перепада температуры на трубке в ходе эксперимента при интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

Для других способов интенсификации теплообмена распределение температуры и давления аналогично, представленным на рисунках 4.14 – 4.17.

4.2.2 Измерение пульсаций давления в ЭО и определение частотных характеристик в воздушном потоке

Влияние турбулентности на интенсификацию теплообмена существенно зависит от вида воздействия искусственного турбулизатора и связанным с этим изменением турбулентной структуры потока теплоносителя. Такое изменение турбулентной структуры течения может существенно влиять на характеристики турбулентности возникшего потока. Одним из параметров, характеризующих турбулентный поток, является зависимость среднеквадратичных значений пульсаций давлений $\langle P \rangle$ от чисел Рейнольдса Re , определяющих осреднённые гидродинамические параметры течения. Зависимость относительных среднеквадратичных значений пульсаций давления $\langle P \rangle / P$ от чисел Re позволяет оценить эффективность процесса превращения энергии стационарного потока в энергию турбулентных пульсаций давления [112] и определить влияние различных видов искусственных турбулизаторов на этот процесс. В данной работе такие зависимости получены для трёх типов турбулизаторов, с которыми проводились исследования по интенсификации теплообмена и проведено их сравнение с данными для гладкого канала.

При проведении экспериментов пульсации давления измерялись высокочастотным пьезоэлектрическим датчиком с рабочими диапазонами частот до 150 кГц и температур до 130°C. Регистрация сигналов пульсаций давления проведена цифровым регистратором-анализатором, позволявшем в реальном времени проводить экспресс-анализ сигналов. После испытаний обработка сигналов осуществлялась пакетом «WinПОС» разработки НПП «Мера».

На рисунке 4.18 приведены экспериментальные данные зависимостей относительных среднеквадратичных значений пульсаций давления $\langle P \rangle / P$ от чисел Re в каналах с различными турбулизаторами потока, а также в гладком канале.

Видно, что с возрастанием чисел Re происходит монотонное увеличение интенсивности турбулентных пульсаций для всех типов турбулизаторов. Максимальное увеличение среднеквадратичных значений пульсаций давления $\langle P \rangle / P$ зарегистрировано для течения в канале, одновременно содержащем ленту и спираль. Во всём исследованном диапазоне чисел Re величина $\langle P \rangle / P$ для течения с таким турбулизатором превышает её значения для потока в гладком канале в 1.2÷1.4 раза. Максимальное значение $\langle P \rangle / P = 0.031$ зарегистрировано на режиме при $Re = 60000$ при давлении в канале $P = 0.35 \text{ МПа}$ составляет $L \approx 174 \text{ дБ}$.

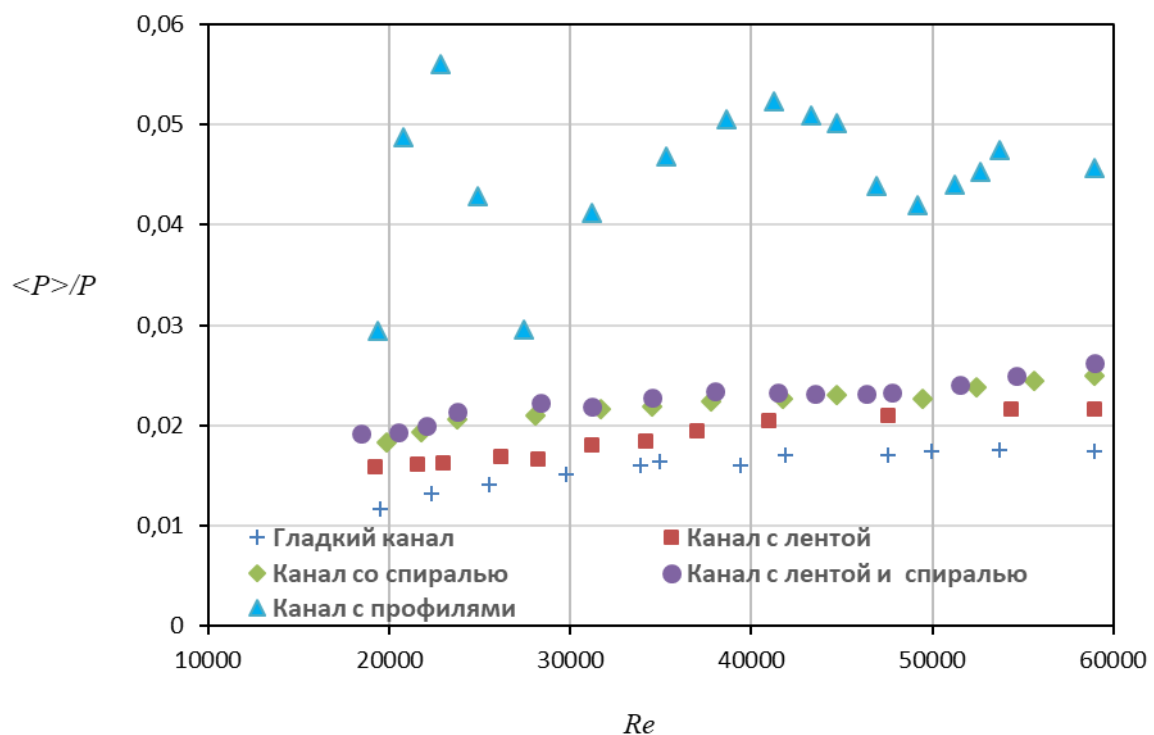


Рисунок 4.18 – Зависимость относительных среднеквадратичных значений пульсаций давления $\langle P \rangle / P$ от чисел Re в каналах с различными турбулизаторами потока

Другим важным параметром, позволяющим получить дополнительную информацию о турбулентном потоке является частотный состав зарегистрированных пульсаций давления. Следует отметить, что влияния турбулентных пульсаций в потоке на интенсификацию теплообмена определяется не только их интенсивностью, но и спектральным составом [113]. На рисунке 4.19 приведены изменение по времени и спектр сигнала пульсаций давления в канале,

одновременно содержащем ленту и спираль для режима при максимальной величине относительного среднеквадратичного значения пульсаций давления $\langle P \rangle / P = 0.031$. при значении числа $Re = 60000$.

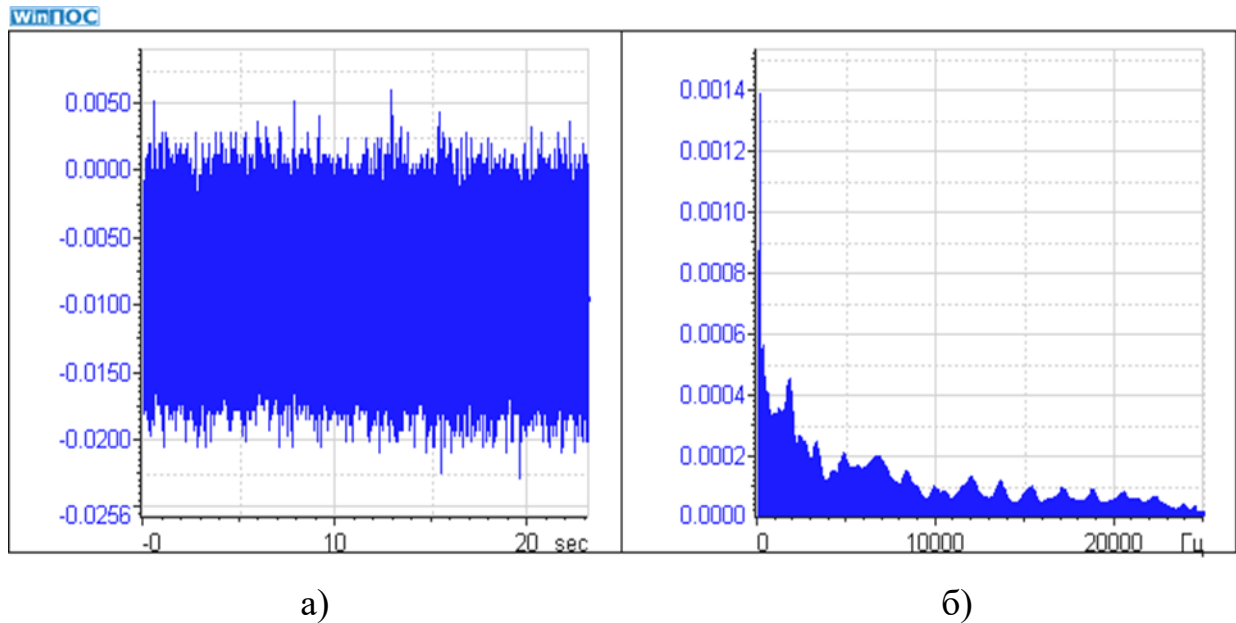


Рисунок 4.19 – Изменение по времени

а) спектр б) сигнала пульсаций давления при течении в канале, одновременно содержащем ленту и спираль для режима при $Re = 57000$

Приведенные на рисунке 4.19 данные показывают, что реализация и спектр сигнала пульсаций давления имеет характерный для развитого турбулентного течения непрерывный вид распределения спектральных амплитуд [114]. Максимальные значения амплитуд частотных составляющих пульсаций давления регистрируются в области частот $f < 2 \text{ кГц}$. Данный диапазон можно отнести к области низкочастотных пульсаций, потому что сигнал содержит все амплитуды спектральных составляющих в области частот до 25 кГц .

Более наглядное представление о пульсационном процессе при течении в канале, одновременно содержащем ленту и спираль для режима при $Re = 57000$, получается, когда зависимости амплитуд спектральных составляющих пульсаций давлений, зарегистрированных во время испытания, представляются в виде функции двух параметров: частоты и времени (3D спектр, рисунок 4.20). Такое преобразование спектров позволяет анализировать свойства процесса одновременно во временной и частотной областях. На представленном рисунке

отчетливо видно, что максимальные амплитуды дискретных спектральных составляющих пульсаций давления в потоке регистрируются в низкочастотной области.

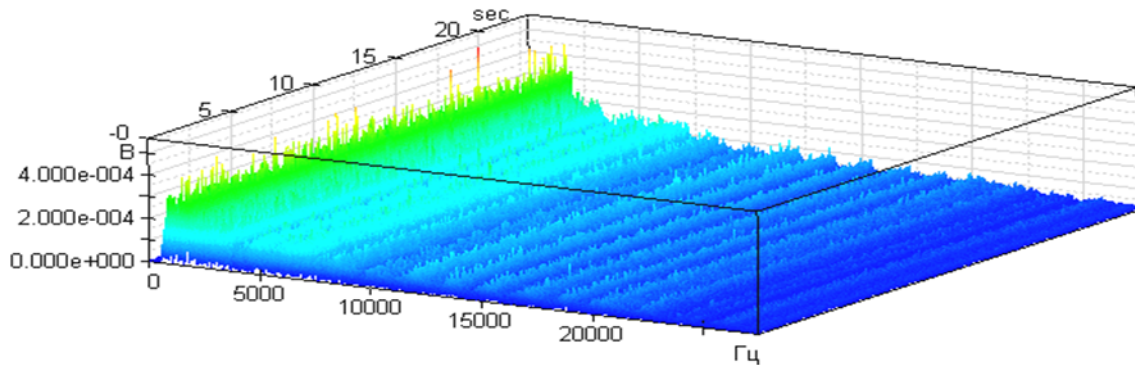


Рисунок 4.20 – Изменение по времени спектра сигнала пульсаций давления

Приведенные данные позволяют провести предварительный качественный анализ влияния турбулизаторов в канале на интенсификацию теплообмена. Основное термическое сопротивление процессу теплоотдачи между стенкой и потоком сосредоточено в узком пристеночном слое толщиной $3\div 5\%$ от радиуса канала. Поэтому для того, чтобы получить существенное увеличение коэффициента теплоотдачи при умеренном росте гидравлического сопротивления, нужно дополнительно турбулизовать только этот пристеночный слой [4]. Существенную роль в переносе тепла в турбулентном потоке играют крупномасштабные вихревые структуры, которым соответствует низкочастотная область пульсаций давления [112]. Такие крупномасштабные пульсации обеспечивают перенос значительных масс теплоносителя из ядра потока к стенке и обратно. Элемент среды, оторвавшийся от поверхности, замещается массой теплоносителя с большей энергией из удаленной от поверхности области, которая и приносит энергию, необходимую для нового отрыва элемента теплоносителя от стенки [113]. В ядре потока турбулентность генерируется и поддерживается массами теплоносителя, пришедшими от стенки [112]. Поэтому дополнительная турбулизация течения в ядре потока с применением искусственных турбулизаторов, предлагаемых в данной работе, может оказаться эффективным способом интенсификации теплообмена.

Как и было показано в предыдущих главах диссертационной работы существуют различные способы решения проблемы интенсификации теплообмена. Эффективным подходом является применение искусственных турбулизаторов течения в каналах с потоком теплоносителя. При таком методе увеличение амплитуд турбулентных пульсаций давления происходит в широкой полосе частот [116, 117]. Также один из способов интенсификации теплообмена применительно к течению однофазного теплоносителя состоит в воздействии на поток развитыми акустическими колебаниями с дискретным спектром частот. В работах [118, 116] приводятся экспериментальные результаты показывающие, что существенное возрастание коэффициентов теплоотдачи, связанное с интенсификацией теплообмена, происходит лишь в том случае, когда уровни амплитуд звукового давления превышают величину называемую «критическим уровнем», которая меняется в пределах $L_{кр} = (140 \div 160)$ дБ. Создание столь мощных колебаний в каналах с использованием источников внешних воздействий, входящих в конструкцию теплообменного аппарата, является неприемлемым, так как требует огромных энергозатрат и решения сложнейших технологических и эксплуатационных проблем. Известен и экспериментально исследован пассивный способ самовозбуждения резонансных автоколебаний звуковых и ультразвуковых частот в потоке воздуха внутри каналов простым конструктивным способом: установкой продольных плоских профилей вдоль оси каналов [118, 119]. При обтекания профилей в канале такое самовозбуждение происходит вследствие акустико-вихревых взаимодействий в диапазоне скоростей потока, при которых частота попеременного схода вихрей с задних кромок профилей (так называемая Струхалевская частота [120]) при числах Рейнольдса $10^2 < Re < 5 \times 10^5$ близка или совпадает с одной из собственных акустических частот системы «канал + профиль».

Исследование интенсификации теплообмена при самовозбуждении резонансных автоколебаний проводилось в цилиндрическом канале диаметром $d = 10$ мм с установленными вдоль его оси трех групп профилей. Каждая группа

состояла из трех профилей с длиной профиля $L = 13\text{мм}$. Расстояние между профилями в группе составляло $t = 2\text{мм}$, а между каждой из групп $t_1 = 10\text{мм}$.

При проведении экспериментов пульсации давления измерялись высокочастотным пьезоэлектрическим датчиком с рабочими диапазонами частот до 150 кГц и температур до 130°C . Датчик пульсаций давления устанавливался над центром среднего профиля в центральной группе. Регистрация сигналов пульсаций давления проведена цифровым регистратором-анализатором, позволявшем в реальном времени проводить экспресс-анализ сигналов. После испытаний обработка сигналов осуществлялась пакетом «WinПОС» разработки НПП «Мера».

Одним из параметров, характеризующих турбулентный поток, в котором происходит самовозбуждения резонансных автоколебаний дискретных частот, является зависимость среднеквадратичных значений пульсаций давлений $\langle P \rangle$ от чисел Рейнольдса Re , определяющих осреднённые гидродинамические параметры течения. Зависимость относительных среднеквадратичных значений пульсаций давления $\langle P \rangle / P$ от чисел Re позволяет оценить эффективность процесса превращения энергии стационарного потока в энергию турбулентных пульсаций давления и регулярных колебаний и определить влияние размещения профилей на этот процесс [116]. В данной работе такая зависимость получена для трёх групп профилей, с которыми проводились исследования по интенсификации теплообмена и проведено их сравнение с данными для гладкого канала.

Согласно приведенным ниже данным спектрального анализа амплитуды среднеквадратичных значений пульсаций давления в канале с профилями определяются суммой широкополосных турбулентных пульсаций давления и регулярных узкополосных автоколебаний. Развитым автоколебаниям соответствуют диапазоны чисел Re , для которых среднеквадратичные значения пульсаций давления достигают своих максимальных значений. На рисунке 4.18 можно отметить три таких локальных области. Во всём исследованном диапазоне чисел Re величина $\langle P \rangle / P$ для течения с профилями превышает её значения для потока в гладком канале в $1.5 \div 2.9$ раза.

На режимах развитых автоколебаний спектры пульсаций давлений содержат, как правило, одну ярко выраженную дискретную составляющую с практически постоянной амплитудой. На рисунке 4.21 приведены зависимости амплитуд спектральных составляющих пульсаций давлений, зарегистрированных во время испытания, представленных в виде функции двух параметров: частоты и времени (3D спектр) на режимах при числах Re с максимальными амплитудами автоколебаний. Такое преобразование спектров позволяет анализировать свойства процесса одновременно во временной и частотной областях.

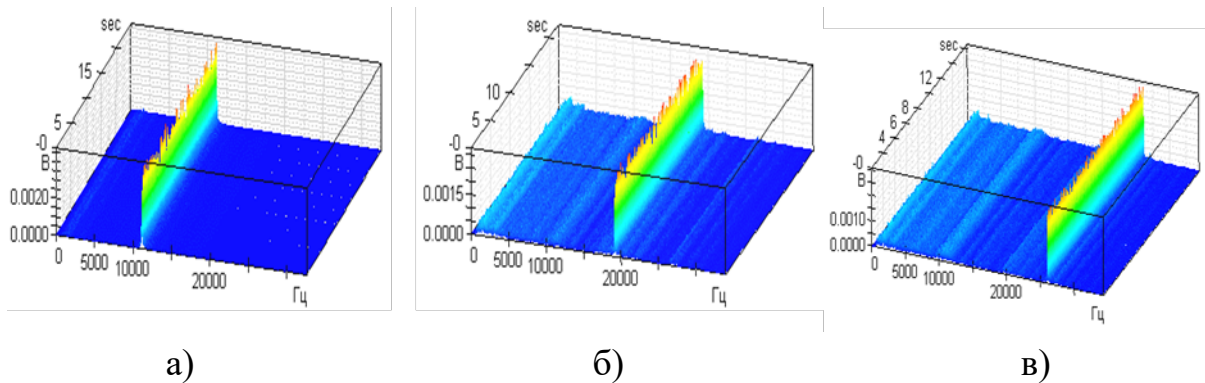


Рисунок 4.21 – Изменение по времени спектра сигнала пульсаций давления на режимах при числах Re с максимальными амплитудами автоколебаний:

- а) $Re = 22825$ $f_1 = 11166$ Гц, $P = 1.42$ бар; б) $Re = 41279$ $f_2 = 19197$ Гц,
 $P = 2.63$ бар; в) $Re = 53726$ $f_3 = 26137$ Гц, $P = 3.41$ бар

Максимальные среднеквадратичные уровни амплитуд звукового давления для приведенных режимов составляют, соответственно, $L \approx (172, 177, 178)$ дБ. Данные значения существенно превышают величину, называемую «критическим уровнем» звукового давления $L_{кр}$ [113, 114].

Для значений чисел Re , при которых происходит срыв автоколебаний, амплитуды среднеквадратичных значений пульсаций давления уменьшаются, а спектральный состав сигналов перестраивается.

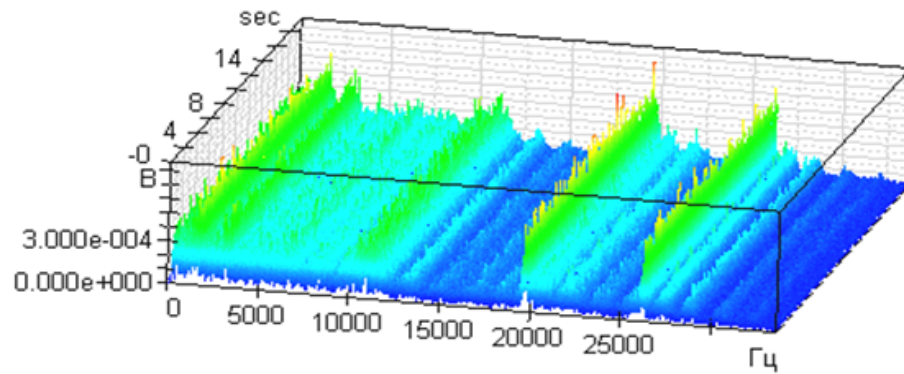


Рисунок 4.22 – Изменение по времени спектра сигнала пульсаций давления на режиме срыва автоколебаний при $Re = 49156$

Спектры сигналов пульсаций давления содержат несколько дискретных составляющих, как правило, близких к частотам соответствующих максимальным амплитудами автоколебаний, на фоне широкополосных турбулентных пульсаций давления. Пример 3D спектра пульсаций давления для такого режима с числом $Re = 49156$ приведен на рисунке 4.22.

Для более детального определения частотного состава пульсаций давления на режимах, при которых происходит самовозбуждения резонансных автоколебаний дискретных частот, была построена зависимость частот максимальных амплитуд спектральных составляющих пульсаций давлений от чисел Re , приведенная на рисунке 4.23

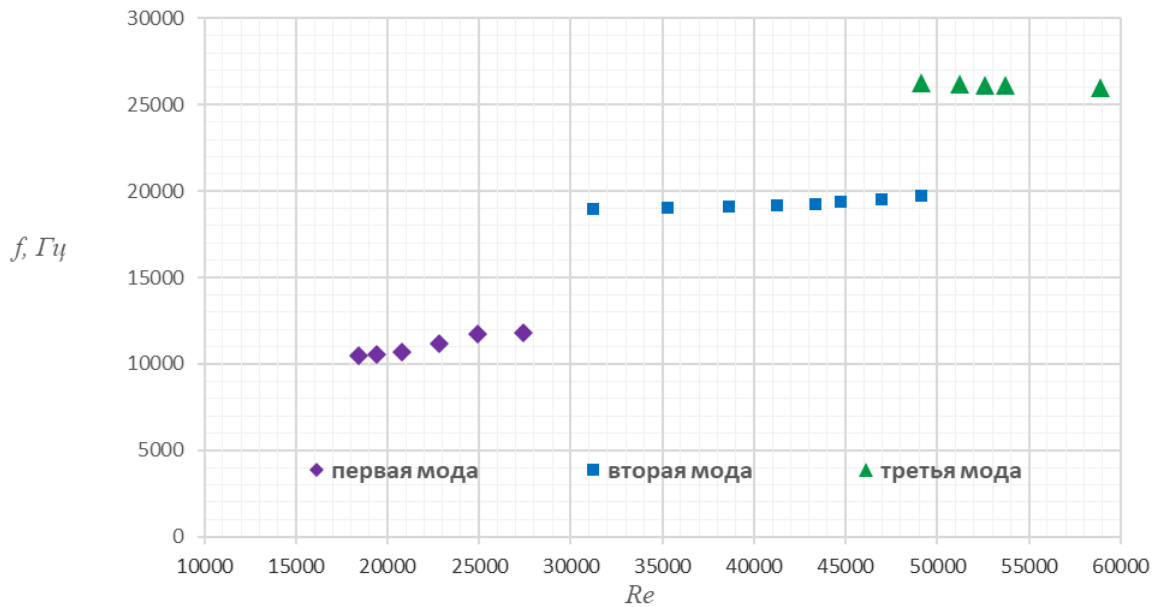


Рисунок 4.23 – Зависимость дискретных частот на режимах самовозбуждения резонансных автоколебаний от чисел Re в канале с профилями

В областях развитых автоколебаний максимальное изменение частот дискретных составляющих пульсаций давлений регистрируется для первого режима при $Re = 18433-27414$, которое не превышает 8%, для остальных режимов эта величина меньше 1%.

Результаты расчетов и экспериментов [118, 119] показывают, что в канале с профилями пространственное распределение амплитуды колебаний давления имеет сложную структуру. Наличие профилей в цилиндрическом канале приводит к тому, что мода колебаний в области, занятой профилями, соответствует продольным колебаниям, а вне профилей – экспоненциально затухающим по длине поперечным собственным тангенциальным модам канала (стоячим волнам) с узлами давления в виде диаметральных плоскостей [118, 121]. Форма колебаний, при которых они локализованы вокруг профилей, обеспечивает достижение высоких уровней амплитуд звукового давления (до ~ 178 дБ).

Выражения для определения собственных частот для канала с прямоугольной формой поперечного сечения с установленными в них профилями получены в [118]. В простейшем случае цилиндрического канала с расположенным вдоль его оси профилем выражение для частот f собственных мод несколько видоизменяется. Соотношения для расчета частот собственных мод колебаний газа

f в канале от отношения длины L профиля к диаметру канала d определяются выражениями:

$$\frac{f/f_m}{\sqrt{1 - (f/f_m)^2}} = \begin{cases} ctg\left(\frac{f}{f_m} \cdot \alpha_m \cdot \frac{L}{d}\right) \\ -tg\left(\frac{f}{f_m} \cdot \alpha_m \cdot \frac{L}{d}\right) \end{cases} \quad (4.7)$$

Первое из уравнений (ctg) в области над профилем определяет симметричное распределение с пучностью амплитуды над центром, а второе ($-tg$) – несимметричное с узлом давления над центром профиля. Следует отметить, что несимметричное распределение реализуется только при условии $L/d > 1$. Величина $f_m = \frac{\alpha_m \cdot c}{\pi \cdot d}$ определяет частоту собственной тангенциальной моды порядка m , определяющего число узлов давления, цилиндрического канала с диаметром d , c – скорость звука, α_m – первый корень производной функции Бесселя J_m порядка m . Значения α_m согласно приведенным в [118, 121] данным равны: $\alpha_1 = 1.841$, $\alpha_2 = 3.054$, $\alpha_3 = 4.201$. Для режимов с максимальной амплитудой автоколебаний при значении $L/d = 1.3$ и $c = 340$ м/с зарегистрированная в эксперименте частота $f_1 = 11166$ Гц определяется решением первого уравнения и соответствует симметричному распределению амплитуды над профилем и второй f_2 $m = 2$ тангенциальной моде колебаний с двумя узлами давления в виде диаметральных плоскостей вне профилей. Вторая частота $f_2 = 19197$ Гц определяется решением второго уравнения и соответствует несимметричному распределению амплитуды над профилем и первой f_1 $m = 1$ тангенциальной моде колебаний с одним узлом давления в виде диаметральной плоскости вне профилей. Третья частота $f_3 = 26137$ Гц также определяется решением второго уравнения и соответствует несимметричному распределению амплитуды над профилем и второй f_2 $m = 2$ тангенциальной моде колебаний с двумя узлами давления в виде диаметральных плоскостей вне профилей.

4.2.3 Определение тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена на основании результатов экспериментального исследования

Проводимые в ходе эксперимента измерения, описанные выше, позволили определить интегральные характеристики различных способов интенсификации теплообмена и эталонной гладкой трубки.

Под гидравлической характеристикой понимается зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса: $\zeta(Re)$, которая определяется следующим образом:

$$\zeta(Re) = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot d}{\rho u^2 \cdot L} \quad (4.8)$$

где

$\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ – потери полного давления на прокачку теплоносителя через трубку;

d – внутренний диаметр трубки;

L – длина трубки,

ρ – плотность воздуха на входе;

u – скорость воздуха на входе;

Re – число Рейнольдса, определяемое также по параметрам на входе.

Последовательность расчета коэффициента гидравлического сопротивления, следующая:

1. По измеренным перепаду давлений (обозначенные на схеме P_a и P_b) и температуре (T_a) на расходомерном устройстве определялся расход воздуха (рисунок 4.10).

2. Через уравнение состояния идеального газа по температуре газа на входе определялась плотность ρ и вязкость μ газа.

3. Рассчитывалось число Рейнольдса $Re = \frac{\rho u d}{\mu}$ и скорость газа u .

4. Для каждого режима определялось гидравлическое сопротивление $\zeta(Re)$ по зависимости (4.8).

Под тепловой характеристикой понимается зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса: $Nu(Re)$, которая определяется следующим образом:

$$Nu(Re) = \frac{q_w}{\Delta \bar{T}} \cdot \frac{d}{\lambda} \quad (4.9)$$

где

q_w – тепловой поток, задаваемый с внешней стороны трубки;

$\Delta \bar{T} = T_{ст_г} - T_{г_сп}$ – средний температурный перепад;

λ – средняя теплопроводность газа, соответствующая температуре стенки.

Как и в случае с гидравлической характеристикой, тепловая характеристика является интегральным параметром, демонстрирующим интенсивность теплообменного процесса на всей длине рабочего участка, а не в локальной области. Последовательность расчета числа Нуссельта для каждого режима, следующая:

1. По измеренному значению напряжения U и силы тока I на нихромовой нити, служившей нагревателем для экспериментального объекта, определялось количество тепла приходящееся на объект $Q = IU$

2. Определялось плотность теплового потока $q_w = \frac{Q}{S_{бок}}$, где $S_{бок}$ – площадь боковой поверхности.

3. Далее по измеренному значению температуры внешней стенки $T_{ст_вн}$ и известной толщине стенки определялась средняя температура стенки со стороны газа $T_{ст_г}$.

4. По замерам термопар Т1 – Т4 было определено среднее значение температуры газа $T_{г_сп}$.

5. Для каждого режима определялось по формуле (4.9) значение числа Нуссельта $Nu(Re)$.

Полученное в ходе проводимого экспериментального исследования изменение гидравлической и тепловой характеристики представлены на рисунках

4.24 и 4.25 соответственно. На рисунках символами отмечены значения коэффициента гидравлического сопротивления для исследуемых способов интенсификации, сплошной линией отмечены значения для эталонного гладкого канала. В результате анализа установлено, что наибольшим гидравлическим сопротивлением обладает способ интенсификации с помощью спирали и ленты, что объясняется большим пережатием проходного сечения и сложной структурой обтекания интенсификаторов. Такой рост гидравлического сопротивления в тоже время сопровождается и ростом теплоотдачи от горячей стенки к охладителю. Соизмеримое увеличение теплоотдачи наблюдалось также в способе интенсификации с помощью самоподдерживающихся акустических колебаний. От других способов интенсификации данный способ отличается тем, что увеличение гидравлического сопротивление и теплоотдачи вызвано нестационарными явлениями.

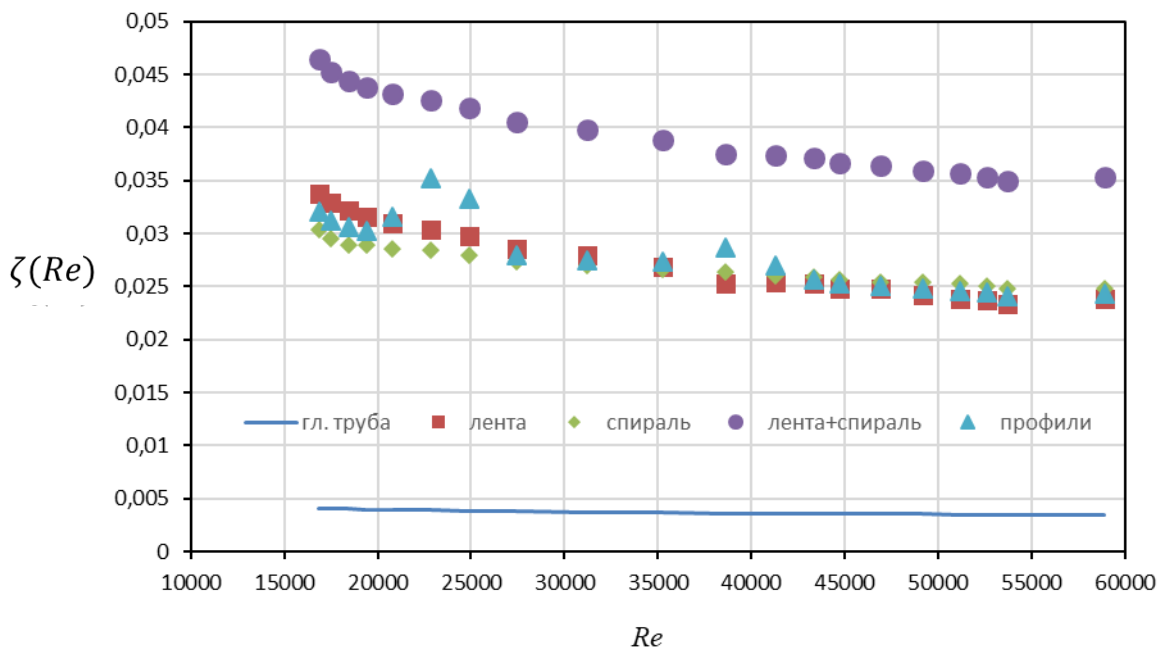


Рисунок 4.24 – Сравнение гидравлической характеристики для различных способов ИТ

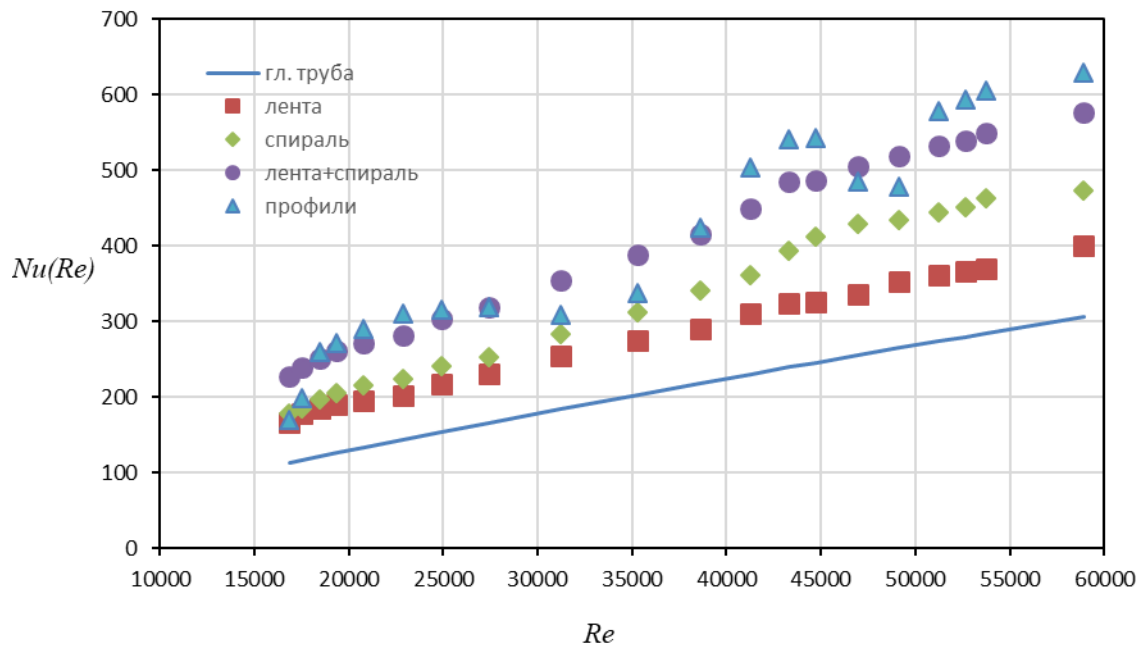


Рисунок 4.25 – Сравнение тепловой характеристики для различных способов ИТ

Представленные тепловые и гидравлические характеристики для разных способов интенсификации обладают всеми характерными физическими особенностями: наибольшее значение теплоотдачи соответствует наибольшему приросту гидравлического сопротивления. Одним из традиционных способов сравнения различных методов интенсификации между собой является сравнение полученных тепловых и гидравлических характеристик с эталонным гладким каналом, характеристики которого хорошо известны. Одной из важных особенностей данной работы является тот факт, что характеристики гладкого канала также получены экспериментально, что позволяет напрямую сравнивать прирост теплоотдачи и гидравлического сопротивления.

Числа Нуссельта $Nu_{пр}$ при интенсификации теплообмена акустическими колебаниями для течения в трубке с профилями превышают их величины при нагреве потока в гладкой трубке $Nu_{гл}$ в $Nu_{пр}/Nu_{гл} = 1.507 \div 2.257$ раза, а при интенсификации теплообмена в потоке в трубке с лентой и спиралью $Nu_{л,сп}$ в $Nu_{л,сп}/Nu_{гл} = 1.88 \div 2.076$ раза. Минимальное возрастание чисел Нуссельта в канале с профилями $Nu_{пр}$ происходит в диапазонах чисел Рейнольдса Re , при которых фиксируется срыв автоколебаний (рисунок 4.26).

Коэффициенты гидравлических сопротивлений в трубке с профилями $\zeta_{пр}$ возрастают относительно их величин при нагреве потока в гладкой трубке $\zeta_{гл}$ в $\zeta_{пр}/\zeta_{гл} = 6.91 \div 9.04$ раз, а при интенсификации теплообмена в потоке в трубке с лентой и спиралью $\zeta_{л_сп}$ увеличение происходит в $\zeta_{л_сп}/\zeta_{гл} = 10.2 \div 11.024$ раз. Максимальное увеличение коэффициентов гидравлических сопротивлений в канале с пластинами происходит в диапазонах чисел Рейнольдса Re , соответствующих режимам развитых автоколебаний с наибольшими амплитудами пульсаций давления (рисунок 4.27)

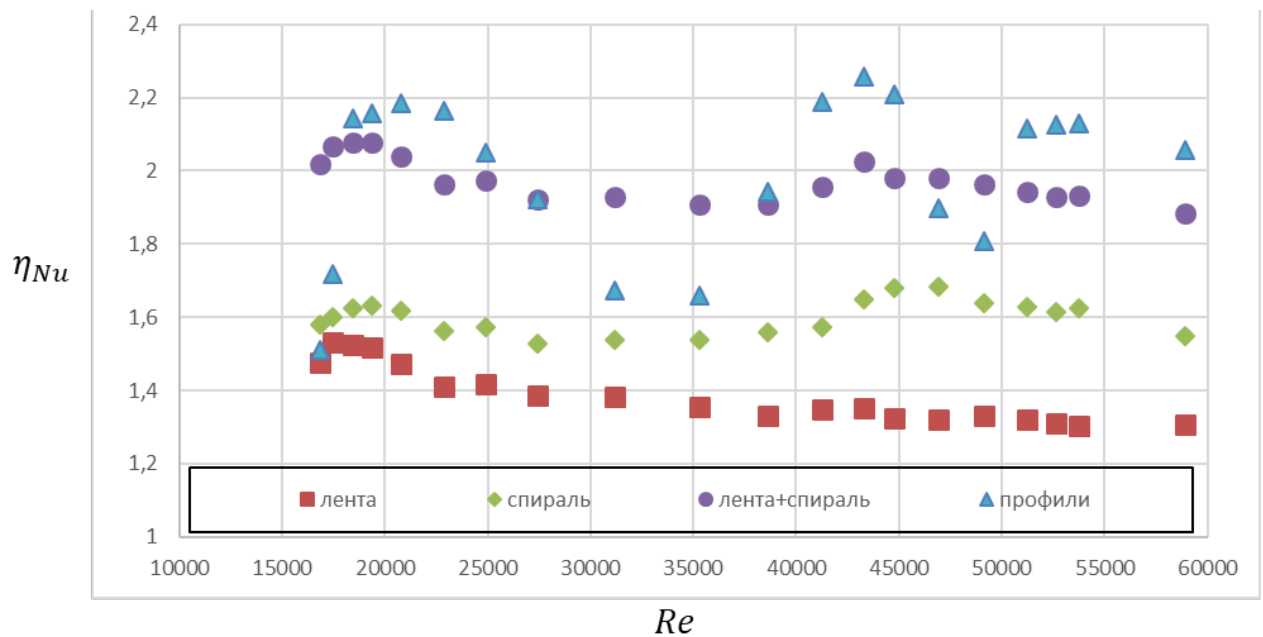


Рисунок 4.26 – Сравнение относительной тепловой характеристики для различных способов ИТ

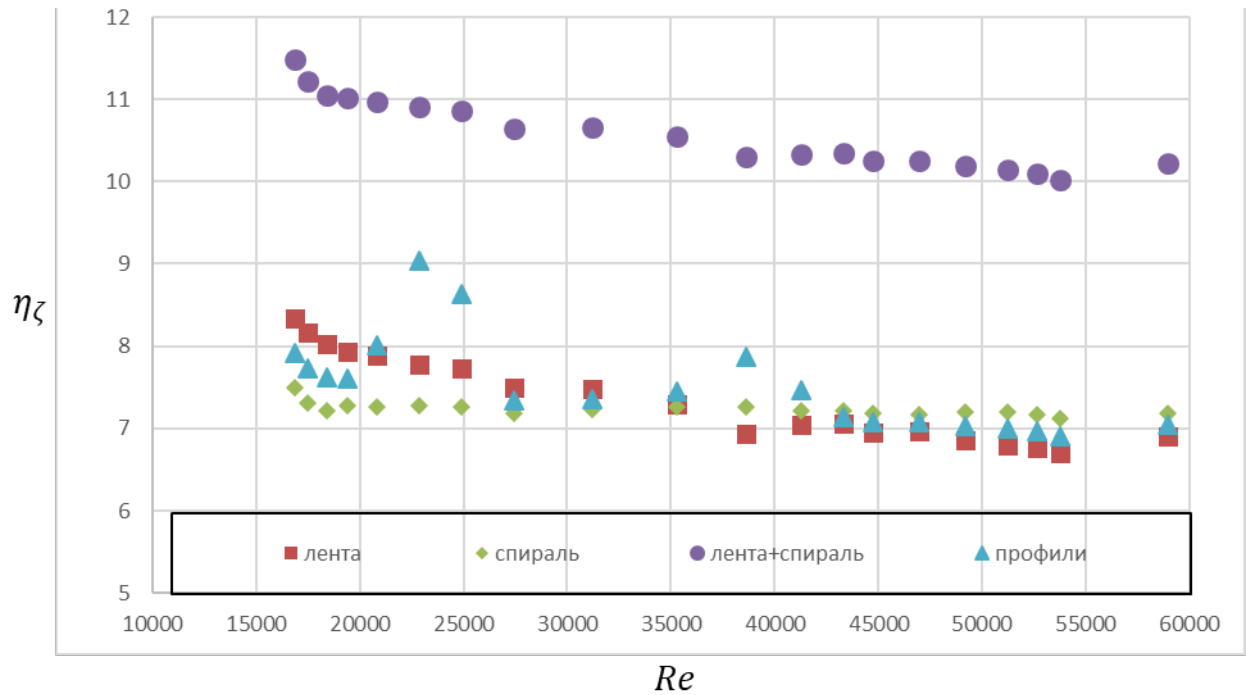


Рисунок 4.27 – Сравнение относительной гидравлической характеристики для различных способов ИТ

Использование относительных тепловых и гидравлических характеристик существенно более наглядно, чем использование абсолютных значений, но тем не менее не дает ясного представления о характеристиках теплообменного аппарата. Для более наглядного сравнения рассмотрим метод оценки эффективности интенсификации, предложенный в разделе 3.2.

4.3. Сравнение эффективности различных способов интенсификации теплообмена на основе результатов экспериментального исследования

Проводя экспериментальное исследование среди замеренных параметров, кроме давления и температуры измерению подлежат еще и интегральные параметры, такие как расход, давление, количество тепла. На рисунке 4.28 представлена схема ЭО для иллюстрации сравнения эффективности интенсификации теплообмена. Воспользуемся методикой, описанной в разделе 3.2 диссертационной работы. Поскольку подводимое напряжение и ток к нихромовому нагревателю никак не зависят от условий в трубке, то примем равенство тепла между интенсифицированными и гладкими трубками $K_Q = 1$.

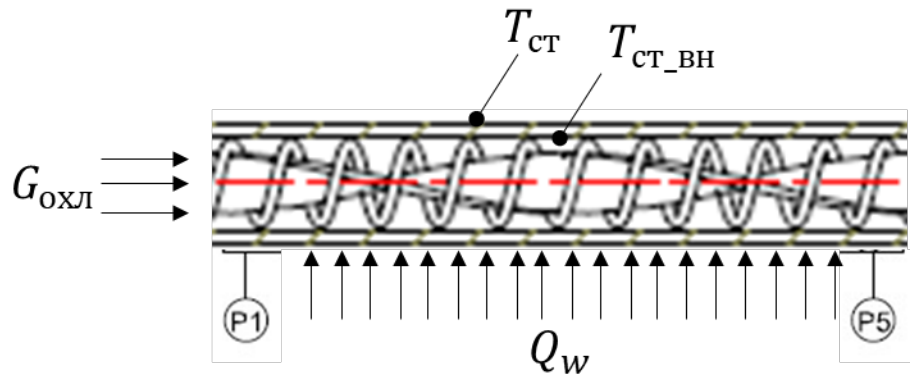


Рисунок 4.28 – Схема ЭО для сравнения эффективности различных способов интенсификации теплообмена

Вышеописанное экспериментальное исследование позволяет напрямую сравнить расходы рабочего тела при достижении одинаковой температуры стенки $T_{ст}$. Результаты такого распределения представлены на рисунке 4.29. Как видно из представленной зависимости все способы интенсификации приводят к снижению потребного расхода охладителя. В теоретической оценке эффективности интенсификации теплообмена можно определять критерий эффективности при параметрах равных $K_{\Delta p} = 1$, однако, в данном экспериментальном исследовании при достижении одинаковой температуры стенки разные не только расходы рабочего тела, но и перепад давления.

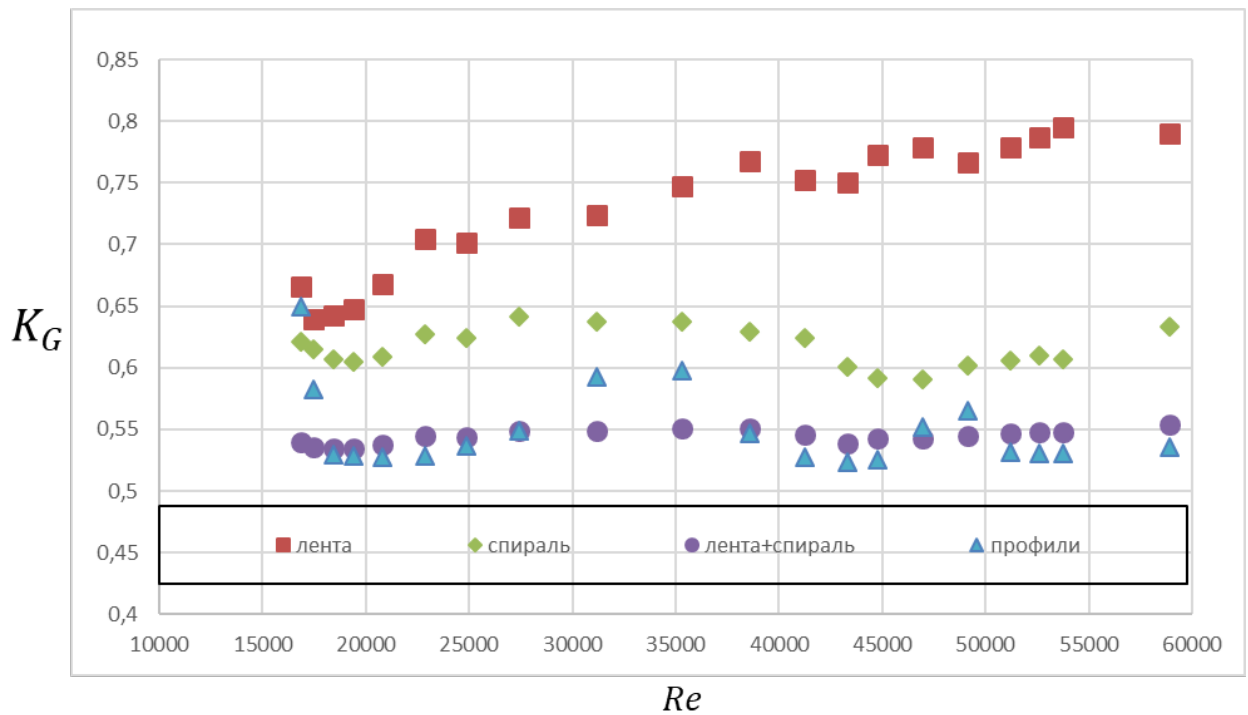


Рисунок 4.29 – Сравнение различных способов интенсификации теплообмена по значению расходов рабочего тела

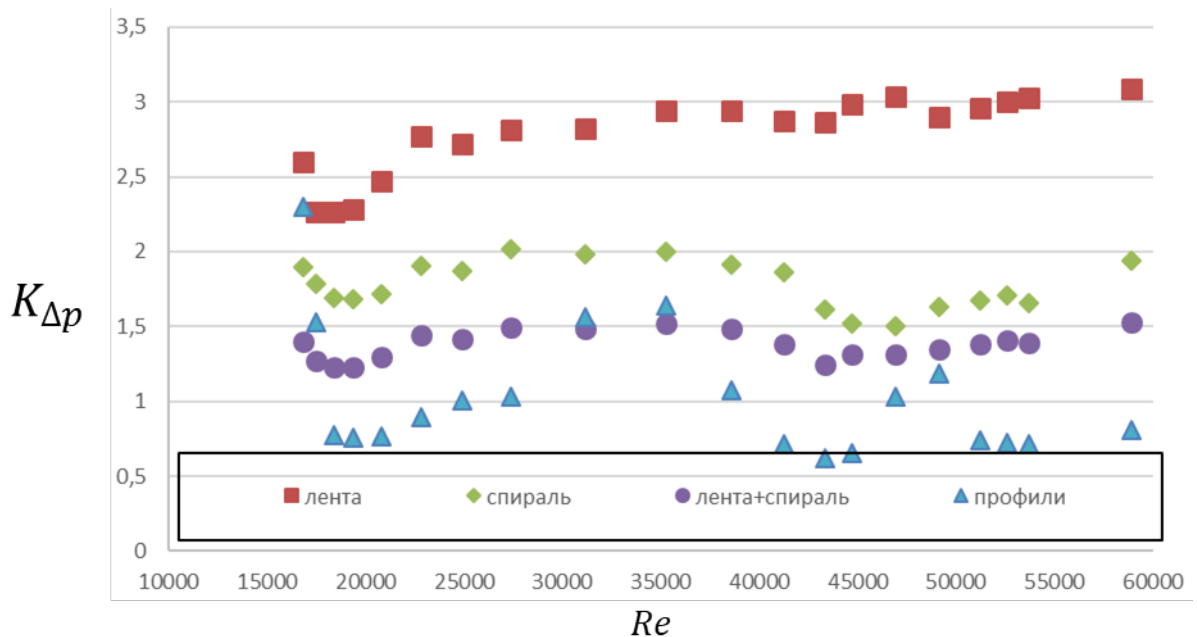


Рисунок 4.30 – Сравнение различных способов интенсификации теплообмена по значению расходов рабочего тела

Сильное снижение потребного расхода охладителя, ожидаемо сопровождается существенным ростом гидравлического сопротивления на прокачку теплоносителя. В представленной зависимости можно выявить несколько характерных особенностей. Наибольшее потери давления по сравнению с гладкими

каналами обладает способ интенсификации теплообмена с помощью ленты. При этом способ интенсификации теплообмена для случая с профилями наблюдается значение меньше, чем в гладком канале, что обусловлено малым расходом рабочего тела. В случае сравнения при сходственных, близких режимов течения правильно будет пользоваться зависимостью, полученной в разделе 3.2.

$$K_G = (K_{\Delta p}^{-1} \eta_{Nu}^{-3} \eta_{\zeta})^{\frac{1}{3n-m-2}} \quad (4.10)$$

Поскольку в расчетной и экспериментальной части исследования рассматриваются одинаковые объекты целесообразным представляется проведение валидации полученных результатов и метода оценки эффективности интенсификации теплообмена.

4.4. Валидация тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена и метода оценки эффективности интенсификации теплообмена

Для подтверждения корректности выполняемого в данной работе компьютерного моделирования представлены результаты валидации тепловых и гидравлических характеристик и разработанного метода оценки эффективности интенсификации теплообмена. В качестве экспериментальных данных используются результаты вышеописанного экспериментального исследования.

Согласно ГОСТ Р 57700.23-2020 «Компьютерные модели и моделирование. Валидация. Общие положения» под валидацией понимается определение соответствия программного обеспечения компьютерной модели (ПО КМ) реальному миру. Валидация обеспечивает обоснование того, что ПО КМ в заявленной области применения позволяет правильно и с определенной точностью моделировать реальные процессы.

В данном исследовании характеристикой реальных процессов являются тепловые и гидравлические характеристики различных способов интенсификации теплообмена. В свою очередь тепловые и гидравлические характеристики в

эксперименте рассчитываются на основании измерения температуры и давления в соответствии с метрологическими процедурами, описанными в разделе 4.1. Ввиду того, что для измерения давления и температуры имеют свою погрешность измерения точность математического моделирования и определения соответствующих характеристик в идеализированном случае не должна выходить за пределы погрешностей измерений.

4.4.1 Валидация тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации

Расчетные и экспериментальные исследования построены аналогичным образом. Используются одинаковые виды интенсификаторов, построены тредотельные модели с высокой степенью детализации, существует натурная и компьютерная модель эталонной гладкой трубы. Обработка результатов измерений и расчетов также носит аналогичный характер, в том числе при определении тепловых и гидравлических характеристик.

В этой связи представляется целесообразным проводить сравнение тепловых и гидравлических характеристик в относительном (по сравнению с гладким случае) виде. На рисунке 4.31 представлено сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований тепловой характеристики интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты. Исходя из анализа полученных зависимостей, видно, что погрешность определения относительной тепловой характеристики не превосходит значения в 5%, что является весьма приемлемым результатом. Во всем рассматриваемом диапазоне значение тепловой характеристики определенной расчетным образом находится несколько выше экспериментальной, что предположительно может являться следствием допущения о едином твердом теле скрученной ленты и внешней трубки в расчетной модели. Технология изготовления экспериментального объекта с интенсификатором в виде скрученной ленты делает практически невозможным плотный контакт между скрученной лентой и трубкой.

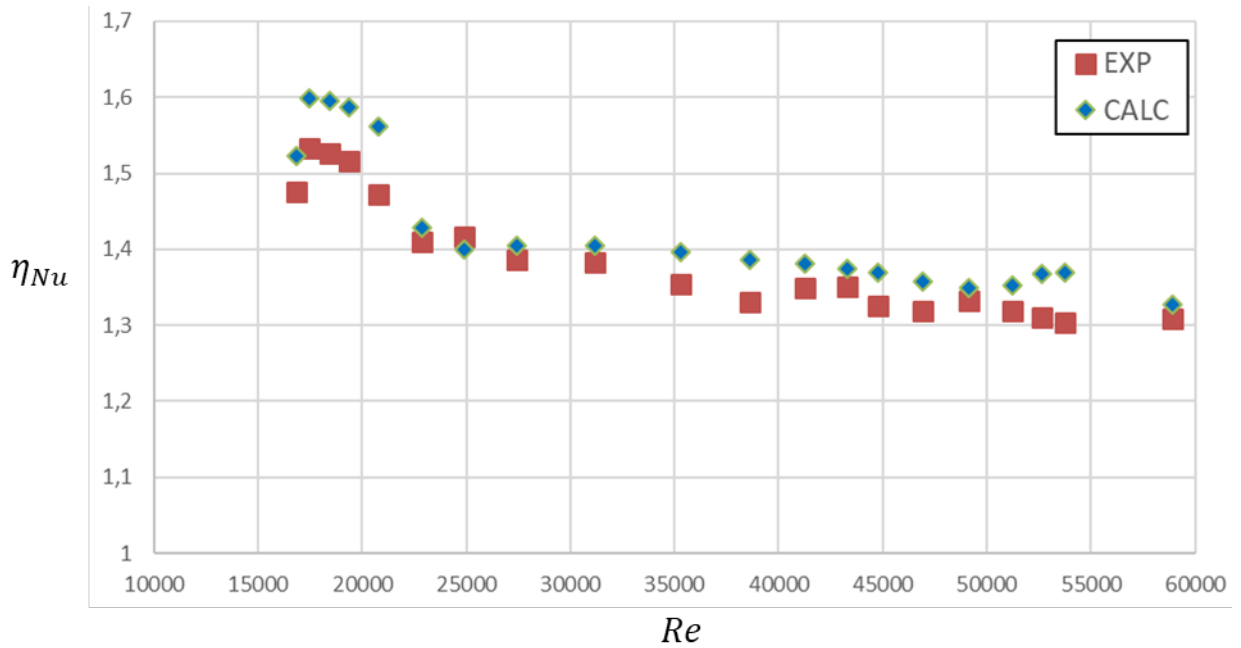


Рисунок 4.31 – Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований тепловой характеристики интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

Сравнение гидравлической характеристики представлено на рисунке 4.32. значений находится на уровне не более 3% в большей части кривой значение расчетных значений находятся ниже экспериментальной.

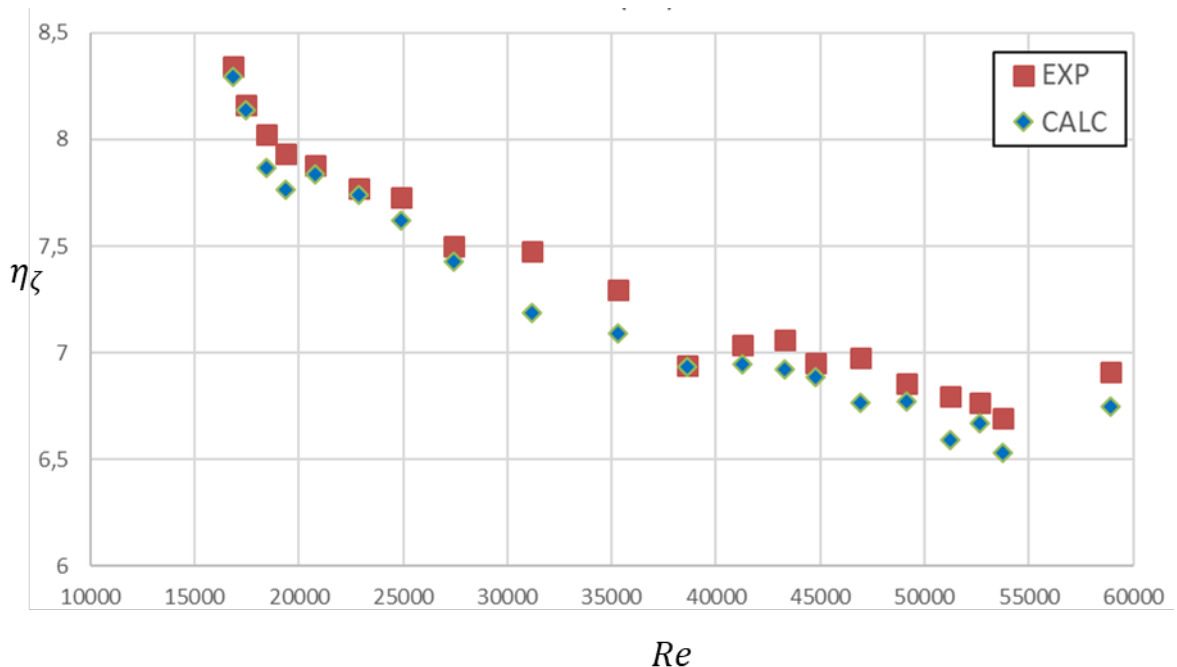


Рисунок 4.32 – Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований гидравлической характеристики интенсификации теплообмена с помощью скрученной ленты

В вышерассмотренном способе интенсификации теплообмена рассматривалось доминирующим физическим воздействием на поток является закрутка потока.

Одним из самых распространенных способов интенсификации теплообмена является способ использования дискретной шероховатости. Этот способ позволяет воздействовать только на пограничный слой, не создавая дополнительного сопротивления в ядре потока. Различные виды внутреннего спирального оребрения позволяют сочетать в себе преимущества дискретной шероховатости и закрутки потока. В данной работе в качестве способа организации внутреннего спирального оребрения использовалась проволочная спираль.

Результаты сравнения тепловой характеристики, полученной расчетным и экспериментальным образом, для проволочного спирального завихрителя представлена на рисунке 4.33. Анализ представленных зависимостей демонстрирует разницу в значениях тепловой характеристики не превосходящей 8%. В данном случае отличия больше, чем для способа интенсификации с помощью скрученной ленты. Вероятнее всего в данном случае причина отличия в относительно большом значении толщины проволочной спирали.

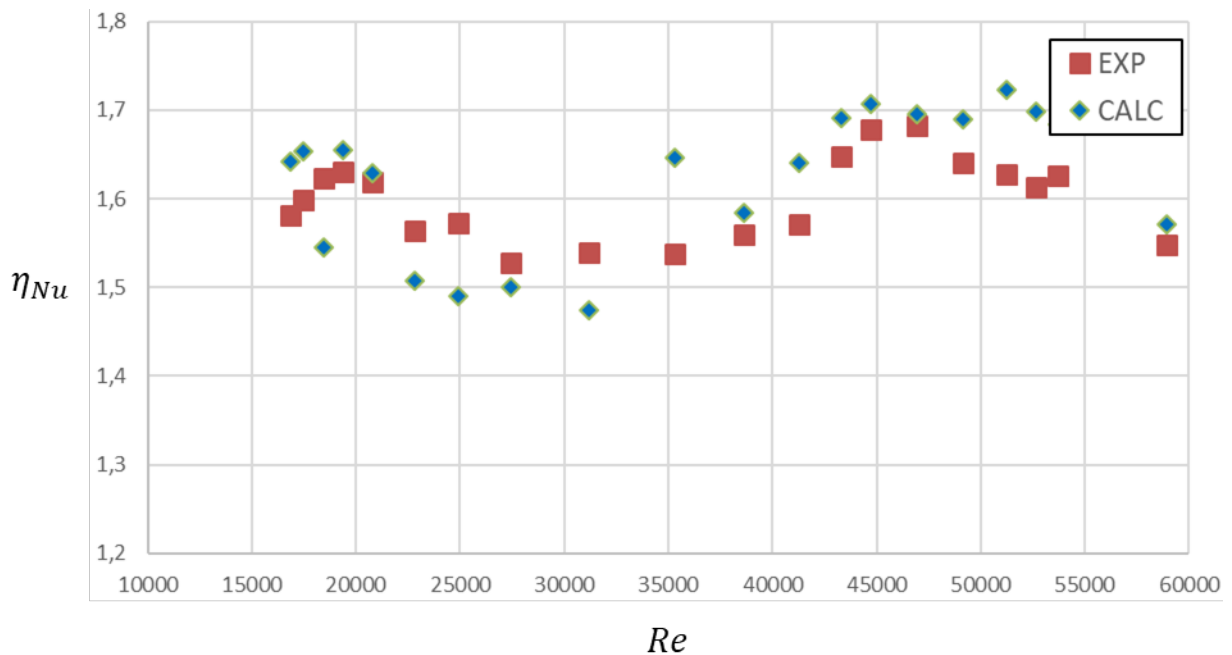


Рисунок 4.33 – Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований тепловой характеристики интенсификации теплообмена с помощью проволочной спирали

На рисунке 4.34 представлено сравнение гидравлической характеристики для интенсификации теплообмена с помощью проволочной спирали. В данном случае отличия не превосходят 5%, что также является приемлемой точностью моделирования.

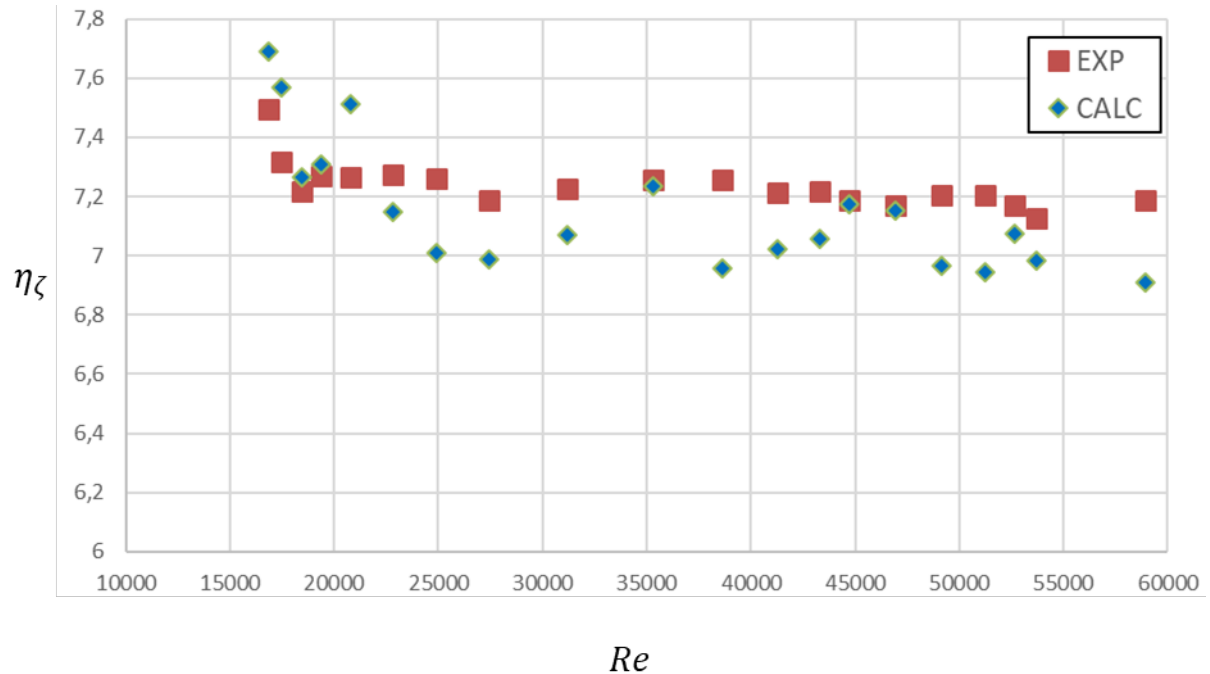


Рисунок 4.34 – Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований гидравлической характеристики интенсификации теплообмена с помощью проволочной спирали

Два ранее рассмотренных способа интенсификации теплообмена являются хорошо изученными способами интенсификации теплообмена, нашедшими широкое применение в различных отраслях промышленности. Особый интерес с точки зрения исследования и практического применения представляют способы интенсификации, которые являются комбинацией хорошо изученных способов. С целью создания комбинированной конфигурации интенсификатора были объединены два предыдущих способа. Для усиления эффекта диссипации тепловой энергии закрутка на ленте и проволочной спирали направлены в разные стороны. Как было описано выше был создан такой экспериментальный объект, также для этого объекта было выполнено компьютерное моделирование с целью определения его тепловых и гидравлических характеристик и определения эффективности. Чтобы расчетно и экспериментально можно было сравнить между собой разные

способы интенсификации интенсификатор «лента+спираль» был встроен в ту же трубку.

Сравнение тепловой характеристики для комбинированного способа интенсификации представлено на рисунке 4.35. здесь отличия уже достигают существенных 10%. Одной из причин отличия в полученных результатах является тот факт, что в расчетной модели единым твердым телом является проволочная спираль, ленточный завихритель и внешняя трубка. Таким образом сразу с внешней стенки тепло начинает распространяться по твердому телу и взаимодействуя с потоком нагревает его. В реальной конструкции, если не использовать аддитивные технологии добиться такого плотного теплового контакта невозможно, только до части поверхностей распространяется тепло, остальные поверхности участвуют в формировании структуры течения.

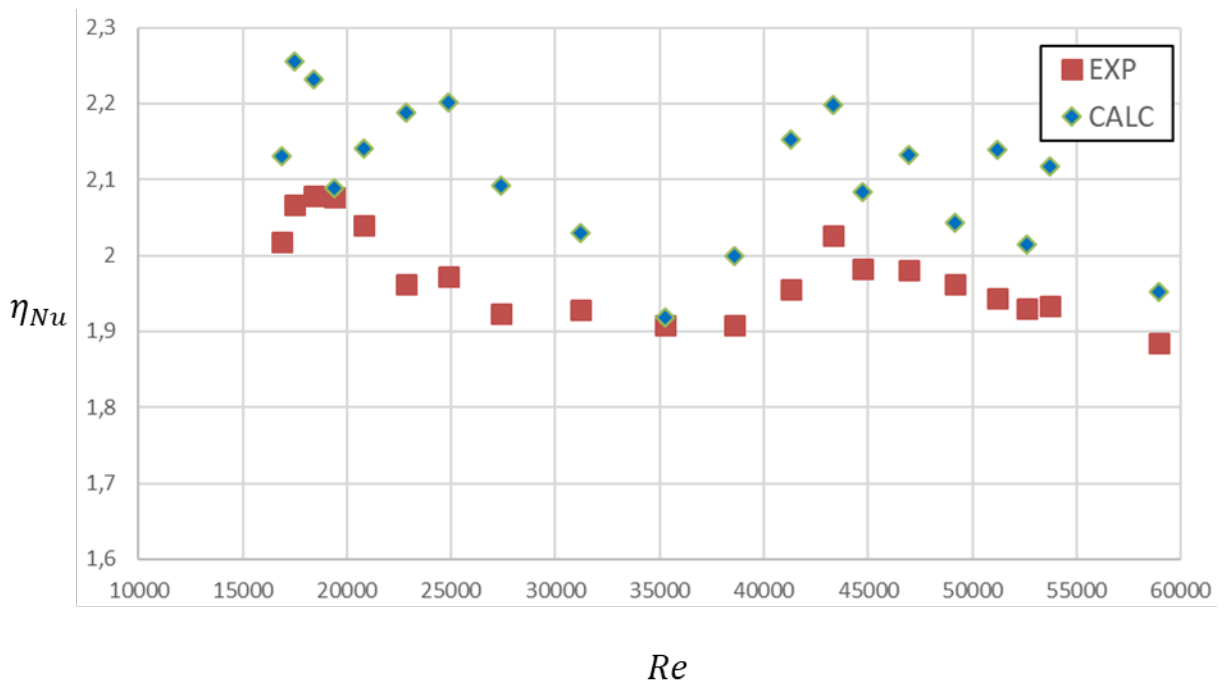


Рисунок 4.35 – Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований тепловой характеристики интенсификации теплообмена с помощью интенсификатора «лента+спираль»

Результаты валидации по гидравлические характеристики для интенсификатора «лента+спираль» представлена на Рис. 4.36. Максимальное отличие между экспериментальными и расчетными характеристиками составляет не более 6.5%. Множество неизбежных технологических неточностей, которые

трудно учесть в расчетных моделях не привело к критической разнице в гидравлической характеристике. А значит компьютерное моделирование может быть использовано для определения тепловых и гидравлических характеристик различных способов интенсификации теплообмена. Данный способ интенсификации теплообмена обладает наибольшим приростом гидравлического сопротивления, что подтверждается экспериментами и расчетом. Причина такого прироста заключается в сильном загромождении проходного сечения.

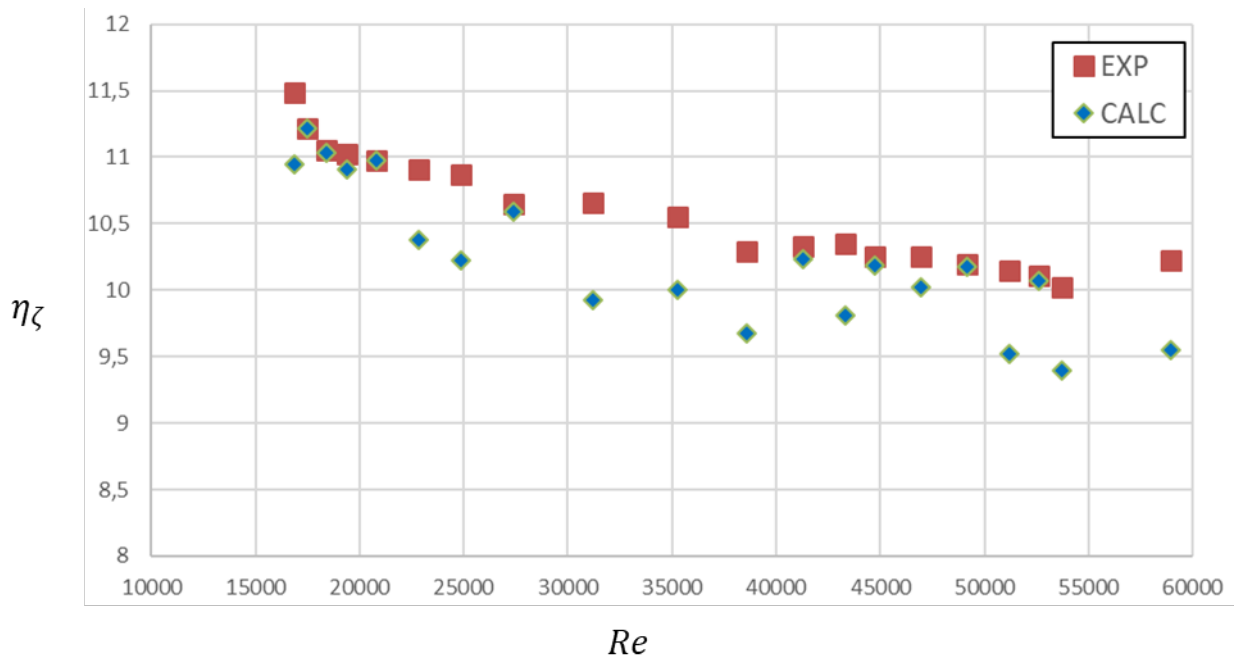


Рисунок 4.36 – Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований гидравлической характеристики интенсификации теплообмена с помощью интенсификатора «лента+спираль»

Все ранее рассмотренные способы интенсификации теплообмена увеличивают коэффициент теплоотдачи за счет известных физических явлений: развитие поверхности, формирование специальной закрученной структуры потока, воздействие на пограничный слой. Есть и отдельный класс способов интенсификации теплообмена за счет акустического воздействия. Определение тепловых и гидравлических характеристик таких способов интенсификации имеет свои математические и физические особенности.

С точки зрения компьютерного моделирования сложность заключается в том, что решаемые уравнения газовой динамик должны носить строго нестационарный

характер, а значит ожидаемая частота пульсации воздушного потока должна однозначно коррелировать с шагом по времени в численной схеме. В то же время рассматриваемая конструкции трубки с интенсификатором обладает собственным теплосодержанием. В этой связи стоит иметь ввиду, что установление теплового равновесия, необходимого для определения теплогидравлической характеристики, наступает на временах существенно превосходящих период колебаний.

Экспериментальные особенности определения характеристики заключается в необходимости иметь настроенное метрологическое оборудование позволяющее зафиксировать пульсации давления на необходимых частотах.

На рисунке 4.37 представлено сравнение тепловой характеристики для интенсификаторов в виде профилей. В данном случае отличие экспериментальных и расчетных значений находятся в диапазоне погрешностей не более 7.3%. Ключевой особенностью данного способа интенсификации является то, что максимальный прирост теплоотдачи совпадает с максимум акустический колебаний, что подтверждает природу явления данного способа интенсификации теплообмена.

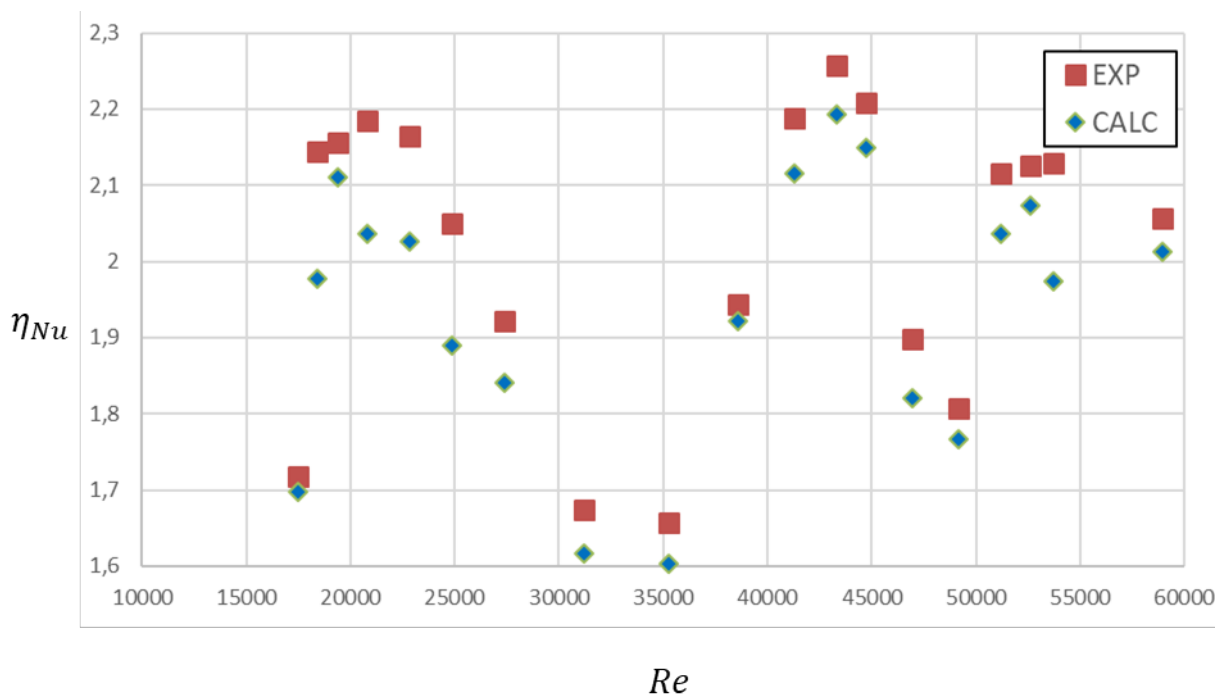


Рисунок 4.37 – Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований тепловой характеристики интенсификации теплообмена с помощью интенсификатора «профили»

Сравнение гидравлической характеристики для способа интенсификации с помощью акустических колебаний представлено на рисунке 4.38. Здесь также, как и в случае с теплоотдачей максимальный прирост гидравлического сопротивления совпадает с максимумом акустических колебаний. Но при этом абсолютные значения гидравлической характеристики находятся ниже, чем на ранее рассмотренном способе интенсификации теплообмена с помощью интенсификатора «лента+спираль». Максимальная погрешность определения в данном случае не превосходит 5%.

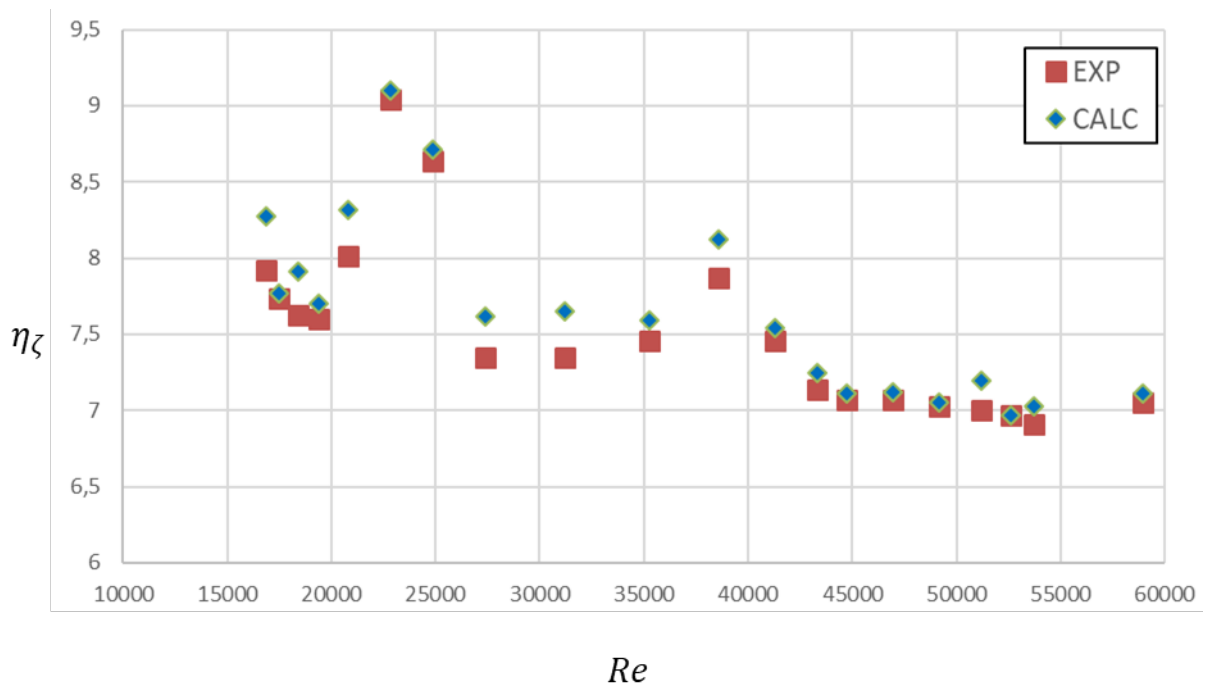


Рисунок 4.38 – Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований гидравлической характеристики интенсификации теплообмена с помощью интенсификатора «профили»

Проведенная валидация результатов компьютерного моделирования показала удовлетворительное соответствие как для тепловой характеристики – погрешность 10%, так и для гидравлической характеристики – погрешность 6.5%. Таким образом, компьютерное моделирование при корректном использовании математических моделей и правильной настройке численного решателя является достаточно достоверным инструментом для определения тепловых и гидравлических характеристик.

В предыдущих разделах диссертационной работы было показано, что использование относительных тепловых и гидравлических характеристик как способа сравнения не всегда достаточно наглядно. В работе предложен метод оценки эффективности интенсификации теплообмена, который обязательно должен быть также провалидирован.

4.4.2 Валидация метода оценки эффективности интенсификации теплообмена

В качестве критерия эффективности интенсификации теплообмена будем использовать критерий расхода, т.е. насколько меньше потребного расхода рабочего тела необходимо использовать в канале с интенсификацией теплообмена при равенстве теплоты в гладком и интенсифицированном канале. Расчетная зависимость имеет вид (4.10).

Для экспериментального случая определения эффективности интенсификации напрямую сравнивались расходы, полученные для способов интенсификации при одинаковых числах Рейнольдса.

В расчетном случае определения эффективности интенсификации использовалась зависимость (4.10), относительные тепловые и гидравлические характеристики использовались также полученные расчетным путем в разделе 3.1. Результаты сравнения критерия эффективности интенсификации теплообмена представлены на рисунке 4.39.

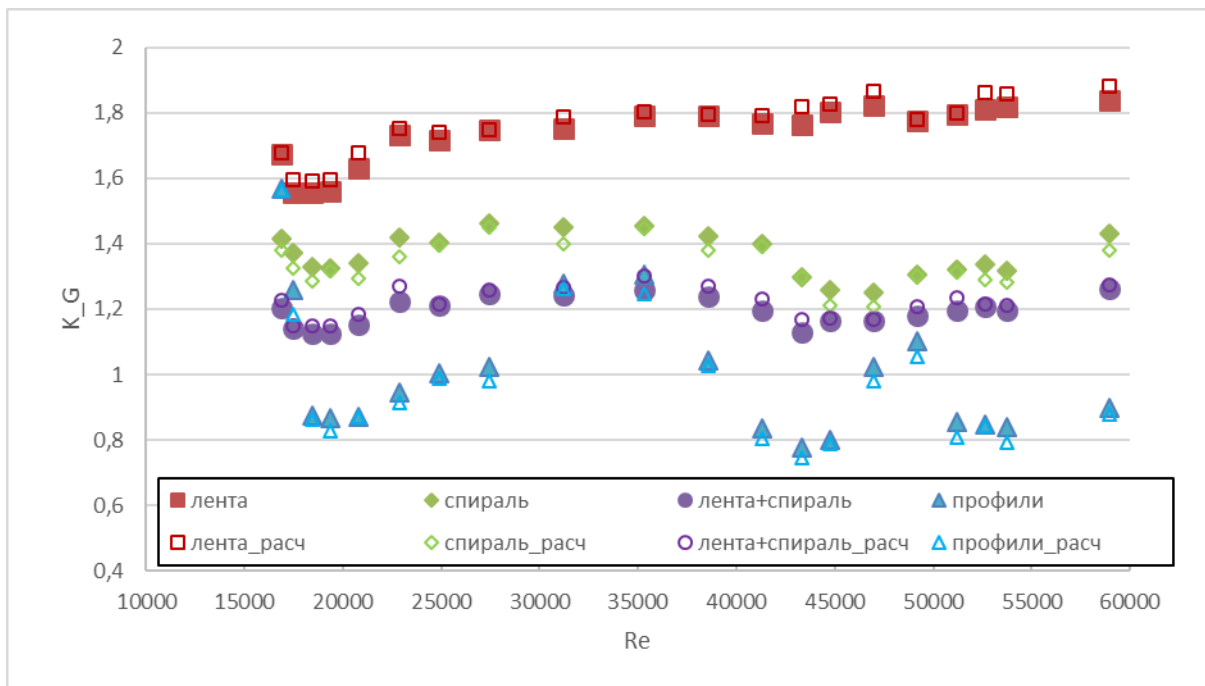


Рисунок 4.39 – Сравнение критерия эффективности интенсификации теплообмена в расчетном и экспериментальном случае

Анализ результатов валидации критерия эффективности интенсификации теплообмена показывает соответствие на уровне 6%. Как видно из представленной зависимости наибольшей эффективностью по критерию потребного расхода рабочего тела обладает способ интенсификации с помощью акустических колебаний, вызванных обтеканием профилей, установленных поперек потока. Особенная эффективность наблюдается в области, где возникают акустические самоподдерживающиеся колебания, в области, где происходит срыв актоколебаний эффективность становится на уровне остальных способов интенсификации теплообмена. Причина высокой эффективности вероятно вызвана тем, что колебания, способствующие диссипации тепловой энергии за счет интенсивного высокочастотного разрушения пограничного слоя не приводят к сопутствующему росту гидравлического сопротивление.

Высокая степень соответствия расчетных и экспериментальных значений критерия эффективности интенсификации теплообмена указывает на достоверность и пригодность разработанного метода оценки. С помощью предлагаемого метода проведена оценка эффективности различных способов интенсификации теплообмена. Выявлено, что среди рассматриваемых способов

наибольшей эффективностью обладают метод интенсификации с помощью самоподдерживающихся акустических колебаний, при этом значения критерия эффективности составляют примерно 0.75, а значит возможно на 25% сократить величину потребного расхода рабочего тела. Наименьшей эффективностью в данном случае обладают способ интенсификации с помощью скрученной ленты.

Выводы по ГЛАВЕ 4

1. Разработана и создана экспериментальная установка, позволяющая проводить исследования тепловых и гидравлических процессов в трубках с различными интенсификаторами.
2. На основании экспериментального исследования определены тепловые и гидравлические характеристики различных способов интенсификации теплообмена.
3. Выполнено экспериментальное сравнение различных способов интенсификации теплообмена по критерию эффективности интенсификации теплообмена, характеризующему снижению потребного расхода охладителя в каналах регенеративной системы охлаждения, на основании разработанного метода оценки эффективности интенсификации.
4. Проведена валидация результатов компьютерного моделирования с помощью выполненного экспериментального исследования. Установлено, что тепловые характеристики определяются с погрешностью до 10%, а гидравлические характеристики с точностью до 6%.
5. Выполнена валидация разработанного метода оценки эффективности интенсификации теплообмена, показано, что его точность лежит в пределах погрешности – 6%.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЯ

В данной диссертационной работе представлены результаты расчетных, экспериментальных и сравнительных исследований по определению эффективности интенсификации различных способов интенсификации конвективного теплообмена в модельных каналах. Предложена методика оценки эффективности интенсификации. Получены следующие основные теоретические и практические результаты:

1. Впервые дано количественное обоснование необходимости использования интенсификации теплообмена в каналах системы охлаждения. Показана возможность снижения потребного расхода охладителя до 42% при максимально допустимой температуре огневой стенки 1000 К.

2. На основании компьютерного моделирования определены тепловые и гидравлические характеристики для 4-х способов интенсификации теплообмена: скрученная лента, спиральная проволока, совмещенный метод интенсификации «лента+спираль», профили. Сравнение полученных тепловых и гидравлических характеристик с имеющимися в открытых источниках экспериментальными данными показало соответствие в пределах 10%. Верификация метода оценки эффективности интенсификации теплообмена показала, что разница между упрощенной формулой и результатами компьютерного моделирования не превышает 3.5%.

3. Впервые предложен метод оценки эффективности интенсификации теплообмена на основании модификации метода Г.А. Дрейцера, характеризующий снижение потребного расхода охладителя в каналах системы охлаждения.

4. Проведено экспериментальное сравнение различных способов интенсификации теплообмена, получены тепловые и гидравлические характеристики. На основании проводимой валидации установлено соответствие экспериментальных и расчетных значений для тепловых характеристик в пределах – 10%, а для гидравлических – 6%.

5. Валидация разработанного метода оценки эффективности интенсификации теплообмена имеет погрешность не более 6%.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года // Прил. к научн., обществ.-дел. журналу "Энергетическая политика". – М.: ГУ ИЭС, 2010. – 184 с.
2. Александр Леонтьев. Современная энергетика и ее перспективы. 1,2 лекции // Канал Культура. АСАDEMIА. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://tvkultura.ru/video/show/brand_id/20898/episode_id/156444
3. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил, Т. 9 /А. А.Халатов, В. В. Романов, И. И. Борисов, Ю.Я. Дашевский, С.Д. Северин// Институт технической теплофизики НАН Украины. - Киев. - 2010. - 317 с.
4. Керн Д., Краус А. Развитые поверхности теплообмена. - М.: Энергия,1977.- 464 с.
5. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. – М.: Энергия, 1966
6. Белов И.А. Кудрявцев Н.А. Теплоотдача и сопротивление пучков труб. – Л. Энергоатомиздат, 1987. – С. 32-36.
7. Воронин Г.И., Дубровский Е.В., Эффективные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. – 95 с.
8. Гортышев Ю.Ф., Олимпиев В.В. Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом. – Казань: Изд-во КГТУ им. А.Н.Туполева, 1999. – 176 с.
9. Интенсификация тепло- и массообмена в энергетика / Б.В. Дзюбенко, Ю.А. Кузма-Кичта, А.М. Кутепов [и др.]. – М.: ФГУП «ЦНИИАТОМ-ИНФОРМ», 2003.
10. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярко С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.
11. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. – М.: Энергоатомиздат, 1986.

12. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367с.
13. Мигай В.К. Моделирование теплообменного и энергетического оборудования. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 263.
14. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М.: Машиностроение, 1982. – 240с.
15. Deissler R. Analysis of turbulent heat transfer, mass transfer in tubes with internal square rib roughening // J. Br. Nucl. Energy Soc. – 1977. – No 2. – P. 152.
16. Prandtl L. Bericht uber unterhungen zur ausgebildeten turbulenz // Z. Angew, Math. Mech. – 1925. – Band 5. – S. 136-139.
17. Назмеев Ю.Г., Интенсификация конвективного теплообмена ленточными закручивателями при течении в трубах аномально вязких жидкостей // ИФЖ. – 1979. – Т. 38. № 2. – С. 239-244.
18. Пермяков В.А., Левин Е.С., Дивова Г.В. Теплообменники вязких жидкостей, применяемых на электростанциях. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 175 с.
19. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
20. Ермолин В.К. Интенсификация конвективного теплообмена в трубах в условиях закрученного потока с постоянным по длине шагом // ИФЖ. – 1960. – Т. 3. - №11. – С. 52-57.
21. Ибрагимов М.Х., Новожилов Е.В., Субботин В.И. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при винтовом движении жидкости в трубе // Теплоэнергетика. – 1961. - №7. – С. 57-60.
22. Клачак А. Теплопередача в трубах с проволочными и ленточными турбулизаторами // Теплопередача. – 1973. – сер. С. - №4. – С. 134-136.
23. Ковальногов А.Ф., Щукин В.К. Экспериментальное исследование теплоотдачи в трубах при местной закрутке потока шнековыми закручивателями // Теплоэнергетика. – 1968. - №6. – С.81-84.

24. Лэндис Ф., Торсен Р. Трение и характеристики теплообмена в турбулентном закрученном потоке при наличии больших поперечных градиентов температуры // Теплопередача. – 1968. - №1. – С. 91-103.
25. Смитберг Е., Лендис Ф. Трение и характеристики теплообмена при вынужденной конвекции в трубах с завихрителями из скрученной ленты // Теплопередача. – 1964. - № 1. – С. 84-86.
26. Koch R. Druckverlust und Wärmeübergang bei verwirbelter Strömung // VDI. Forschungsheft. – 1958. – Bd 24. – P. 52-60.
27. O. Kumar P., Tudd R.Z. Heat Transfer with coiled wire Turbulence Promoters // Can.I. Chem. Eng. – 1970. – Vol. 48. – No 4. – P.378-384.
28. Лобанов И. Е., Дедов А. В. Теория и эксперимент интенсификации теплообмена для закрученного потока внутри трубы //Труды МАИ. – 2010.- 22с.
29. Назмеев Ю.Г. Николаев Н.А. Обобщение опытных данных по теплоотдаче в трубах с ленточными завихрителями // Теплоэнергетика. – 1980. - № 3ю – С.51-53.
30. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. – Л: Энергия, 1980. – 144 с.
31. Щукин В.К. Обобщение опытных данных по теплоотдаче в трубах с ленточными завихрителями // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1967. - № 2. – С. 14-19.
32. Лобанов И. Е. и др. Теоретическое и экспериментальное исследование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в трубах с применением ленточных закручивателей потока //Альманах современной науки и образования. – 2010. – №. 10. – С. 55-70.
33. Галустов В.С. Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 240 с.
34. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 408 с.

35. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. – М.: Энергоиздат, 1986. – 240 с.
36. Поляев В.М., Майоров В.А., Васильев Л.Л. Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов. Москва, Машиностроение, 1988, 168 с.
37. Поляев В.М., Морозова Л.Л., Харыбин Э.В. и др. Интенсификация теплообмена в кольцевом канале. Известия вузов. Сер. Машиностроение, 1976, №2, с. 86-89.
38. Белов С.В. Пористые металлы в машиностроении. Москва, Машиностроение, 1981, 248 с.
39. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в трактах, образованных системой компланарных сообщающихся каналов / Н.Д. Кузнецов, В.М. Кудрявцев, Г.П. Нагога [и др.] // Труды МВТУ. – 1984. – № 417. – С. 54–75.
40. Кудрявцев В.М., Орлин С.А., Поснов С.А. Экспериментальное исследование гидравлического сопротивления в трактах с компланарными каналами // Известия вузов. Машиностроение. – 1983. – № 4. – С. 54–58.
41. Орлин С.А., Поснов С.А. Экспериментальное исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в кольцевых трактах с компланарными каналами // Труды МВТУ. – 1984. – № 417. – С. 9–12.
42. Леонтьев А.И., Шишов Е.В., Белов В.М., Афанасьев В.И. Средние и пульсационные характеристики теплового турбулентного пограничного слоя и теплообмен в диффузорной области // Теплообмен – V: Материалы 1-й Всесоюз. конф. по теплообмену / Ин-т тепломассообмена АН БССР. Минск, 1976. Т.1, ч.1. С. 77–86.
43. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Митяков А.В., Пышный И.А. Интенсификация смерчевого турбулентного теплообмена в асимметричных лунках на плоской стенке // Инженерно-физический журнал. 2003. Т.76. №2. - С.31-34.
44. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Митяков А.В., Пышный И.А. Интенсификация смерчевого турбулентного теплообмена в асимметричных лунках на плоской стенке // Инженерно-физический журнал. 2003. Т.76. №2. - С.31-34.

45. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Баранов П.А. Моделирование смерчевой интенсификации теплообмена при низкоскоростном движении воздуха в прямоугольном канале с лунками. Часть 2. Результаты параметрических исследований. Теплоэнергетика. 2007. Т.54. №8.- С.63-70.
46. Афанасьев В.Н, Чудновский Я.П. Самогенерация вихрей как метод интенсификации теплообмена // Теплообмен – ММФ: Минский международный форум. Минск. 1988. Ч. 1.– С. 8–9.
47. Е.А. Колядин Влияние закрутки потока газов на конвективный теплообмен в утилизационных газотрубных котлах. Вестник Астраханского государственного технического университета. 2007, №2
48. Н. А. Газизулин Исследование конвективной теплопередачи в аппарате с механической мешалкой. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. № 4-2, том 4, 2013 г.
49. В.Г. Козлов Экспериментальное исследование тепловой конвекции в слое, совершающем колебания сферического маятника. Конвективные течения. №2, 2005 г.
50. А.Н. Голованов, Е.В. Рулёва О влиянии периодических пульсаций газоохладителя на характеристики теплообмена в системе пористого охлаждения. Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. №2, 2011 г.
51. Теплопрочность деталей машин, под ред. И.А. Биргера и Б.Ф. Шора. - М.: Машиностроение, 1975. - 456 с.
52. Каблов Е.Н. Авиационное материаловедение в XXI веке. Перспективы и задачи / В кн. Авиационные материалы. Избранные труды «ВИАМ» 1932-2002. М.:МИСиС-ВИАМ. 2002. С.23-47.
53. Каблов Е.Н. Стратегическое направление развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года //Авиационные материалы и технологии. 2012. №5. С. 7-17.

54. Воробьева С.С., Воробьев А.Г. Анализ теплового состояния камеры сгорания ракетного двигателя малой тяги с внутренним завесным охлаждением. Вестник Московского авиационного института. 2016. Т.23. №4 С.45-54.
55. Воробьев А.Г., Воробьева С.С. Метод расчета теплового состояния камеры при установившемся импульсном режиме работы жидкостного ракетного двигателя малой тяги. Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. 2016. Т. 17. № 4. С. 945-955.
56. Богачева Д.Ю., Боровик И.Н. Математические модели для расчета соотношения компонентов топлива в пристеночном слое камеры сгорания жидкостного ракетного двигателя малой тяги. Труды МАИ. 2014. № 73. С. 13.
57. Воробьев А.Г., Боровик И.Н., Ха С.У. Анализ нестационарного теплового состояния ЖРД малой тяги с топливом высококонцентрированной перекись водорода – керосин с учетом завесного охлаждения. Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2014. № 1 (43). С. 30-40.
58. Козлов А.А., Богачева Д.Ю., Боровик И.Н. Исследование тепловой эффективности завесного охлаждения стенки камеры сгорания ракетного двигателя малых тяг. Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2014. № 1 (94). С. 80-92.
59. Shine S.R., Nidhi S. Nidhi. Review on film of liquid rocket engines. Propulsion and Power Research 2018;7(1):1–18.
60. Лебедев В.В. Газодинамические и тепловые процессы при завесном охлаждении торцевой поверхности лопаточной решетки газовой турбины. Теплоэнергетика. 2010. № 2. С. 41-44.
61. Ануров Ю.М. Эффективные методы интенсификации теплообмена в системах охлаждения лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых

- турбин. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Санкт-Петербург, 2005.
62. Liu J.H., Y.B. Liu, L. Liu, Film cooling modeling of a turbine vane with multiple configurations of holes. *Case Studies in Thermal Engineering* 11 (2018) 71–80.
 63. Prashant B.Kuyate, Prof.N.C.Ghughe, Prof.D.D.Palande, Prof.V.S.Daund. A Review on Film Cooling; Methods, Procedures, Analysis. Volume 4; Issue 2; March-April-2016; Page No. 29-36
 64. Han, J. C., Dutta, S., and Ekkad, S. V., *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*, Taylor and Francis, New York, 2000.
 65. Goldstein, R. J., “Film Cooling,” *Advances in Heat Transfer*, Vol. 7, 1971, pp. 321–380.
 66. Болгарский А.В., Мухачев Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача. Учебн. для вузов. М. Высшая школа, 1975.
 67. Физико-химические и эксплуатационные свойства реактивных топлив: Справочник / Н.Ф. Дубовкин [и др.]. М.: Химия, 1985. 240 с.
 68. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей - М.: Наука, 1972.
 69. Белов С.В., ред. Пористые проницаемые материалы: справочное издание. Москва, Металлургия, 1987, 335 с.
 70. Третьяков А.Ф. Модернизация системы охлаждения турбинных лопаток энергетических установок. Часть 1. Исследование механических, гидравлических и технологических свойств пористых сетчатых материалов. Ремонт, восстановление, модернизация, 2015, № 1, с. 22-26.
 71. Осипов М.И., Веретельник А.В. Моделирование сопряженной задачи трения и теплообмена при транспирационном охлаждении лопаток газовых турбин. Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2007. № 1. С. 64-71.
 72. Каблов Е.Н., Светлов И.Л., Демонис И.М., Фоломейкин Ю.И. Монокристаллические лопатки с транспирационным охлаждением для

- высокотемпературных газотурбинных двигателей. Авиационные материалы и технологии. 2003. № 1. С. 24-33.
73. Викулин А.В., Земляная В.А. Разработка транспирационного охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации. 2017. Т. 1. С. 47-51.
74. Cerri, G., Giovannelli, A., Battisti L., and Fedrizzi, R., "Advances in Effusive Cooling Techniques of Gas Turbines," Applied Thermal Engineering, Vol.27, 2007, pp.692-698
75. M. Arai, T. Suidzu. Porous Ceramic Coating for Transpiration Cooling of Gas Turbine Blade. Journal of Thermal Spray Technology. June 2013, Volume 22, Issue 5, pp 690–698
76. Hwang, Ki-Young; Kim, You-I. Research Activities of Transpiration Cooling for High-Performance Flight Engines. Journal of the Korean Society for Aeronautical & Space Sciences. Volume 39, Issue 10, 2011, pp.966-978
77. Поляев В.М., Морозова Л.Л., Харыбин Э.В. и др. Интенсификация теплообмена в кольцевом канале. Известия вузов. Сер. Машиностроение, 1976 № 2, с. 86-89.
78. Пелевин Ф.В., Пономарев А.В., Семенов П.Ю. К вопросу о применении пористых металлов в регенеративной системе охлаждения жидкостных ракетных двигателей. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 5 (650). С. 10-19.
79. Ерохин Б.Т., Пелевин Ф.В., Лозовецкий В.В., Пономарев А.В. Исследование теплогидравлических процессов на модели ядерной энерго-двигательной установки. Известия Российской академии ракетных и артиллерийских наук. 2015. № 1. С. 27-31.
80. Suslov, D. I., Arnold, R., and Haidn, O. J., "Convective and Film Cooled Nozzle Extension for a High Pressure Rocket Subscale Combustion Chamber," AIAA-2010-1150, 2010.
81. Arnold, R., Suslov, D., and Haidn, O. J., "Influence Parameters on Film Cooling Effectiveness in a High Pressure Subscale Combustion Chamber," 47th AIAA

- Aerospace Sciences Meeting, Orlando, FL, January 4th-8th 2009, AIAA-2009-0453.
82. Мубояджян С. А., Комплексные защитные покрытия турбинных авиационных ГТД. Издательство Квист, Екатеринбург, 2008. – 208с
 83. Zhu D., Miller R.A. Thermal conductivity and sintering behavior of advanced thermal barrier coatings /NASA/TM–2002-211481. 2002. 15p.
 84. Viatsumoto V. Development of plasma-sprayed thermal barrier coatings with low thermal conductivity and high oxidation resistance //Journal of Ceramic Society of Japan. 2007. V. 115 (2). 118–123.
 85. Цымбалистая Т.В. Применение теплозащитных покрытий для двигателей внутреннего сгорания (обзор). Автоматическая сварка. 2012. № 6 (710). С. 38-43.
 86. Александров Б.П., Борисенко А.А., Кандоба Л.Н., Смекалкин А.С. Расчёт охлаждения модельного жрд с керамическим теплозащитным покрытием. Труды НПО Энергомаш им. академика В.П. Глушко. 2016. Т. 33. С. 36-47.
 87. Моисеев В.А., Тарасов В.А., Колмыков В.А., Филимонов А.С. Технология производства жидкостных ракетных двигателей. Москва, 2008.
 88. Sebald, T., Beyer, S., Gawlitza, P., Mai, H., Pompe, W., Advanced Thermal Barrier Coatings for High Heat Fluxes in Thrust Chambers of Liquid Rocket Engines, 4th International Conference on Launcher Technology Space Launcher Propulsion, 2002, Liège.
 89. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования/ М.В. Добровольский; под ред. Д.А. Ягодникова.- М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005
 90. Новожилов И.Ф., Мигай В.К. Интенсификация конвективного теплообмена внутри труб путем применения искусственной шероховатости // Теплоэнергетика. – 1964. - № 9. – С. 60-63.
 91. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 240 с.

92. Гортышев Ю.Ф., Олимпиев В.В., Байгалиев Б.Е. Теплогидравлический расчет и проектирование оборудования с интенсифицированным теплообменом. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-т, 2004. – 432 с.
93. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М.: Машиностроение. 1980. – 240 с.
94. Равин А.А. Методы диагностики судового энергетического оборудования: монография. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2013. – 269 с.
95. Дубровский Е.В. Метод относительного сравнения теплогидравлической эффективности теплообменных поверхностей // Известия АН СССР, Энергетика и транспорт. – 1977. – №6. – С.118-128.
96. Валужева Е.П., Доморатская Т.А. Оценка теплогидравлической эффективности рекуперативных теплообменных аппаратов // Теплоэнергетика. – 2002. – №3. – С. 43-48.
97. Валужева Е.П., Доморатская Т.А. Метод оценки теплогидравлической эффективности рекуперативных трубчатых теплообменников // Труды 13 школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством А.Н. Леонтьева. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – Т.2. – С.366–369.
98. Дрейцер Г.А., Дзюбенко Б.В., Якименко Р.И. Интенсификация теплообмена и анализ методов сравнения теплогидравлической эффективности теплопередающих поверхностей. // Труды Второй Российской национальной конференции по теплообмену. – М.: МЭИ. 1998. – Т.6. – С.99-102.
99. Reynolds O. On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion // Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A. 1895. V. 186. P. 123-161
100. Favre A.J. Review of Space-Time Correlations in Turbulent Fluids // Journal of Applied Mechanics. 1965. V. 32. P. 241-257.
101. Фрик П.Г. Турбулентность: подходы и модели. М.: РХД, 2010. 107 с.
102. O. Kumar P., TuddR.Z. Heat Transfer with coie Id wire Turbulence Promoters // Can.I. Chem. Eng. – 1970. – Vol. 48. – No 4. – P.378-384.

103. Manglik, R.M. Bergles A.E. Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: part II-transition and turbulent flows // ASME Journal of Heat Transfer, Т 115, No 890, 1993.
104. Ибрагимов М.Х., Номофилов Е.В., Субботин В.И. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при винтовом движении жидкости в трубе // Теплоэнергетика, Т. 7, № 8, 1961. С. 57-60.
105. Zimparov V., Petkov V. Compound heat transfer augmentation by a combination of spirally corrugated tubes with a twisted tape // Proc. Compact Heat Exchangers A Festschrift on the 60-th Birthday of Ramesh K. Shah. Proceedings of Compact Heat Exchangers the International Symposium in Grenoble 24 August 2002. — Grenoble, 2002. — P.477—482.
106. Щербаченко И.К. Экспериментальное исследование влияния геометрической формы кольцевых турбулизаторов на интенсификацию теплообмена в трубах. Диссертация кандидата технических наук.
107. Галлиулин Р. Г. Репин Б. Б., Халитов Н. Х. Течение вязкой жидкости и теплообмен тел в звуковом поле. Казань: Изд-во Казанского университета, 1978. 127 с.
108. Ильченко М. А., Руденко А. Н., Эпштейн В. Л. Исследование генерации вихревого звука при обтекании профиля в канале // Акуст. журн. 1980. Т. 26 № 5. С. 708-717.
109. Cumpsty N. A. Whitehead D. S. The excitation of acoustic resonances by vortex shedding // J. Sound and Vibration. 1971. V. 18. № 3. P. 353-371.
110. Пелевин Ф.В., Ильинская О.И., Орлин С.А. Применение компланарных каналов в технике. Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника, 2014, № 37, с. 71–85.
111. Зарубин В.С. Об оптимальной геометрии оребрения на поверхности теплообмена // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. 1968. № 3. С. 87-92
112. В.С. Петровский. Гидродинамические проблемы турбулентного шума. Издательство Судостроение, Ленинград, 1966.

113. Б.М. Галицейский, Ю.А. Рыжов, Е.В. Якуш. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. М.: Машиностроение, 1977.
114. А.Н. Антонов, В.М. Купцов, В.В. Комаров. Пульсации давления при струйных и отрывных течениях. М.:Машиностроение, 1990.
115. .К. Калинин, Г.А. Дрейцер, И.Э. Копп, А.С. Мякочин. Эффективные поверхности теплообмена. М.:Энергоатомиздат, 1998.
116. В.С. Петровский. Гидродинамические проблемы турбулентного шума. Издательство Судостроение, Ленинград, 1966.
117. А.Н. Антонов, В.М. Купцов, В.В. Комаров. Пульсации давления при струйных и отрывных течениях. М.:Машиностроение, 1990.
118. М.А. Ильченко, В.В. Крютченко, Ю.С. Мнацаканян, А.С. Рудаков и др. Устойчивость рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1995.
119. Р.Г. Галиуллин, В.Б. Репин, Н.Х. Халитов. Течение вязкой жидкости и теплообмен в звуковом поле. Казань: Издательство Казанского Университета, 1978.
120. Блохинцев Д.И. Акустика неоднородной движущейся среды. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981.
121. М.С. Натанзон. Неустойчивость горения. М.: «Машиностроение», 1986.
122. МИ 1538-86 «ГСИ Расход газа массовый. Методика выполнения измерений критическими расходомерами»
123. «Расходомеры жидкости турбинные типов РТФ и РНФ. Методика поверки» согласована с ВНИИР в 1992 г