

На правах рукописи



ПАНКРАТОВ Евгений Владимирович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕКУПЕРАТИВНЫХ  
УСТРОЙСТВ С ЗАКРУЧЕННЫМ ТЕЧЕНИЕМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ**

Специальность 05.14.04 — Промышленная теплоэнергетика

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Казань – 2021

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова»

Научный руководитель: **Карпов Сергей Васильевич**  
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Попов Игорь Александрович**  
доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ», профессор кафедры теплотехники и энергетического машиностроения;

**Ковальногов Владислав Николаевич**  
доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Ульяновский государственный технический университет" заведующий кафедрой тепловой и топливной энергетики;

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "**Череповецкий государственный университет**" город Череповец

Защита состоится «16» декабря 2021 года в 11<sup>00</sup> часов на заседании диссертационного совета Д 212.082.02, созданного на базе ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет» по адресу: 420066, город Казань, улица Красносельская дом 51, аудитория Д-224.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписями, заверенными печатью учреждения, просим направлять по адресу: 420066, г. Казань, ул. Красносельская, 51, КГЭУ, Ученому секретарю диссертационного совета Д 212.082.02.

С диссертацией и авторефератом можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет» и на сайте <https://kgeu.ru/Diss/Dissertant/199?idDiss=124>

Автореферат разослан «15» октября 2021 г.

Ученый секретарь диссертационного  
совета Д 212.082.02  
кандидат технических наук



Власов Сергей Михайлович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Согласно «Энергетической стратегии России на период до 2035 года», разработанной Министерством Энергетики Российской Федерации, стратегической задачей является развитие энергосбережения и повышение энергоэффективности технологического оборудования.

Высокотемпературные технологические установки различных производств являются крупными потребителями высококалорийного, дорогостоящего жидкого или газообразного топлива, поэтому задача повышения эффективности его использования является весьма актуальной. В связи с высоким потенциалом теплоты отходящих газов особенно возрастает роль ее вторичного использования. Однако зачастую высокотемпературные установки эксплуатируются без утилизации теплоты уходящих газов, в результате чего потери теплоты могут составлять более 60 %. Поэтому использование современных тепловых утилизационных устройств, обоснованное научными проработками и технико-экономическими расчетами, создает возможности получения значительной экономии тепловой энергии и топлива.

Таким образом, направленность современного курса развития энергетики на энергосбережение путем реализации возврата части тепловой энергии в цикл производства и уменьшение выбросов дымовых газов в атмосферу обуславливает актуальность темы данной работы.

**Степень разработанности темы.** Интенсификацией теплообмена в технологических устройствах, использующих закрученное течение теплоносителя, в разные годы занимались Г.Ф. Кнорре, Д.Н. Ляховский, Л.А. Вулис, Б.П. Устименко, М.А. Гольдштик, П.М. Михайлов, Л.Н. Сидельковский, А.В. Тонконогий, Халатов А.А., В.К. Щукин, Э.П. Волчков, В.И. Терехов, А.У. Пуговкин, А.Н. и К.А. Штым, О.В. Митрофанова, С.Е. Барк, А.Л. Бергауз, И.Н. Власова, Пиралишвили Ш.А., Е.Л. Медиокритский, А.Л. Бергауз, Э.И. Розенфельд, Э.Н. Сабуров, С.В. Карпов, С.И. Осташев, Ю.Л. Леухин, А.Н. Орехов и другие отечественные и зарубежные ученые.

Большое количество работ посвящено изучению аэродинамики и теплообмена в рекуперативных устройствах с закрученным течением теплоносителя. Однако недостаток научно обоснованных рекомендаций по выбору геометрических и режимных характеристик не позволяет в полной мере использовать возможность интенсификации конвективного теплообмена при закрутке потока. В то же время для ряда рекуперативных аппаратов интенсификация конвективного теплообмена является практически единственным способом повышения их теплогидравлической эффективности. Обозначенные выше практические и теоретические проблемы позволили сформулировать цель и задачи настоящего исследования.

**Целью работы** является повышение энергетической и теплогидравлической эффективности рекуперативных устройств за счет интенсификации конвективного теплообмена в кольцевых каналах, разработка практических рекомендаций по их проектированию.

**Объект исследования:** рекуперативные устройства с закрученным течением теплоносителя.

Для достижения этой цели поставлены следующие **задачи:**

1. Проанализировать современное состояние вопроса исследований аэродинамических характеристик закрученного потока и его влияния на теплоотдачу поверхностей кольцевых каналов, в том числе и для сужающихся каналов;

2. Разработать и создать экспериментальные стенды для исследования аэродинамики и конвективного теплообмена в кольцевом канале рекуператора с закрученным течением потока, оценить погрешности прямых и косвенных измерений;

3. Получить сеточно-независимое решение и провести верификацию численного расчета с экспериментальными данными. Исследовать аэродинамику и конвективный теплообмен в кольцевом канале с закрученным течением потока на основе численного расчета;

4. Установить и обобщить закономерности распределения аэродинамических характеристик и конвективного теплообмена в предложенных конструкциях кольцевого канала циклонного рекуператора при варьировании основных геометрических и режимных характеристик;

5. На основе полученных результатов разработать инженерную методику расчета рекуперативного устройства, дать практические рекомендации по проектированию, предложить и оформить патенты на изобретения конструкций рекуперативного устройства.

**Соответствие диссертации паспорту специальности 05.14.04 – «Промышленная теплоэнергетика»** по формуле специальности: «разработка и создание нового и наиболее совершенного теплотехнического и теплового технологического оборудования ... уменьшение энергетических затрат на единицу продукции ... защита окружающей среды»; по областям исследований: пункту 3 «Теоретические и экспериментальные исследования процессов тепло- и массопереноса в тепловых системах и установках, использующих тепло. Совершенствование методов расчета тепловых сетей и установок с целью улучшения их технико-экономических характеристик, экономии энергетических ресурсов»; пункту 4 «Разработка новых конструкций теплопередающих и теплоиспользующих установок, обладающих улучшенными эксплуатационными и технико-экономическими характеристиками»; пункту 6 «Разработка и совершенствование аппаратов, использующих тепло, и создание оптимальных тепловых систем для защиты окружающей среды».

**Научная новизна** диссертационной работы заключается в следующем:

1. Разработаны экспериментальные установки для исследования аэродинамики и конвективного теплообмена в кольцевом канале рекуператора с закрученным течением теплоносителя;

2. На основе экспериментальных данных предложены обобщающие зависимости для расчета: аэродинамических характеристик, сопротивления и конвективного теплообмена в сужающихся кольцевых каналах циклонного рекуператора в закрученном потоке теплоносителя, теплогидравлической эффективности;

3. Установлены основные закономерности влияния вторичных вихрей на конвективный теплообмен в закрученном потоке при различных степенях сужения кольцевых каналов, образованных неподвижными поверхностями.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Результаты данной работы показывают, что использование сужающихся кольцевых каналов с закрученным потоком теплоносителя приводит к росту коэффициента теплоотдачи за счет увеличения скорости потока и интенсифицирующего влияния вторичных течений.

Разработана инженерная методика теплового и аэродинамического расчета рекуперативного устройства с закрученным течением теплоносителя. Разработаны и защищены патентами рекуперативная горелка и два варианта конструкции рекуперативно-горелочных блоков.

**Методология и методы исследования.** Исследование аэродинамики и конвективного теплообмена выполнено на основе физического эксперимента и численных расчетов методом конечных объемов. Анализ полученных данных выполнен на основе теории подобия, регрессионного и корреляционного методов.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Экспериментальные установки для исследования аэродинамики и теплоотдачи в кольцевых каналах с закрученным течением теплоносителя;
2. Результаты исследования аэродинамики закрученного потока в кольцевых каналах рекуперативных устройств при варьировании основных геометрических и режимных характеристик;
3. Результаты исследования конвективного теплообмена в кольцевых каналах рекуперативных устройств при варьировании геометрических и режимных характеристик;
4. Уравнения подобия для расчета средних и локальных коэффициентов теплоотдачи на внешней и внутренней поверхностях кольцевых каналов рекуперативных устройств и оптимального соотношения площадей выхода и входа потока в кольцевой канал.

**Степень достоверности полученных результатов** подтверждается использованием современного высокоточного оборудования, проходящего регулярную поверку в соответствии с техническими требованиями, а также оценкой погрешности измерений. Для подтверждения полученных данных численными методами был выполнен поиск сеточно-независимого решения и проведена верификации полученных данных с экспериментальными значениями величин.

**Апробация результатов работы.** Основные результаты диссертационной работы представлялись, докладывались и обсуждались на следующих научно-технических конференциях и семинарах: XXI, XXII и XXIII Школах-семинарах молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева (Санкт-Петербург, 2017 г.; г. Москва, 2019 г., г. Екатеринбург 2021г., диплом за лучший доклад); XIII Всероссийской молодежной школе-конференции «Лобачевские чтения - 2014» (Казань, 2014 г., диплом за лучший доклад); VIII Всероссийском конгрессе молодых ученых (Санкт-Петербург, 2015 г., диплом III степени); V, VI, VII Всероссийских конференциях с международным участием «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках» (Казань, 2015 г.; Новосибирск, 2017 г.; Рыбинск, 2019 г.); Научных конференциях профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов САФУ имени М.В. Ломоносова (Архангельск, 2015 – 2021 гг.); Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (Москва, 2017 г.); VII Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, 2018 г.); XI Семинаре ВУЗов по теплофизике и энергетике (г. Санкт-Петербург, 2019 г.) и др.

**Публикации.** По теме диссертационного исследования опубликовано 16 научных работ, 2 из которых в журналах, включенных в перечень ВАК, 3 в сборниках, индексируемых в международных базах WoS и Scopus, получены 3 патента на изобретения.

**Личный вклад автора** состоит в подготовке литературного обзора, разработке экспериментальных стендов, проведении теоретического анализа, численных и физических экспериментов, разработке инженерной методики и её программной реализации, апробации результатов и подготовке публикаций по тематике научного исследования.

**Объем и структура работы** Общий смысл и логика исследования определили структуру и содержание диссертационной работы. Она состоит из введения, шести глав, заключения, списка использованных источников и четырех приложений.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность проблемы исследования, проведен анализ степени разработанности темы, определены объект и предмет исследования, цели исследования, сформулированы задачи и методы их решения, приведены основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** приведен обзор научной литературы по современному состоянию исследований аэродинамики закрученных потоков и конвективного теплообмена в кольцевых каналах рекуперативных устройств. В результате обзора и анализа существующих исследований установлено:

1. Применение закрученного потока способствует интенсификации теплообмена и повышению эффективности работы рекуперативных устройств;

2. В существующих рекуперативных теплообменных аппаратах теплообмен интенсифицируется, за счет развития теплообменных поверхностей при осевом течении потока, что приводит к неравномерному распределению плотности теплового потока по теплообменной поверхности;

3. Требуют дополнительного исследования аэродинамические характеристики закрученных потоков в сужающихся кольцевых каналах, а также коэффициентов теплоотдачи на внутренних и внешних поверхностях таких каналов;

4. Недостаточно изучено влияние вторичных течений, возникающих при закрутке потока на теплоотдачу с поверхностей сужающихся кольцевых каналов, образованных неподвижными поверхностями;

5. Существующие уравнения, основанные на экспериментальных и теоретических данных, не позволяют создать инженерную методику расчета рекуператоров с сужающимися кольцевыми каналами.

Анализ данных выводов позволил сформулировать основные задачи и содержание настоящей работы.

**Во второй главе** описаны экспериментальные стенды, рассмотрены и проанализированы различные методы измерения скорости, расхода и плотности теплового потока, а также определены погрешности прямых и косвенных измерений. Для выполнения экспериментальных работ была разработана программа экспериментов.

Исследование аэродинамики сужающегося кольцевого канала выполнено на модели, представленной на рисунке 1, состоящий из генератора закрутки 4, кольцевого канала 2, образованного наружной 3 и внутренней 1 и поверхностями.

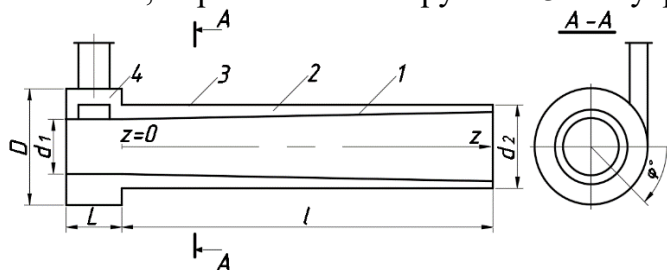


Рисунок 1 – Сужающийся кольцевой канал рекуператора с закруткой потока

Генерация закрутки потока осуществлялась в циклонной камере, представляющей из себя полый гладкостенный цилиндр с внутренним диаметром  $D = 242$  мм и длиной  $L = 130$  мм, к которому тангенциально внутренней поверхности подводился воздух через шлиц с относительной площадью входного канала  $\bar{f}_{вх} = 4f_{вх}/\pi D^2$

равной  $4.65 \cdot 10^{-2}$ . К генератору закрутки присоединен кольцевой канал рекуператора,

при этом внутренняя поверхность кольцевого канала имела форму усеченного конуса с переменным по длине диаметром внутренней поверхности. Внутренний диаметр  $d_1$  при  $z = 0$  равнялся 152 мм. Было рассмотрено пять вариантов сужения канала. В каждом варианте изменялось соотношение площадей поперечных сечений на выходе из канала  $f_k^{в\text{ых}}$  (при  $z = l$ ) и на входе в него  $f_k^{в\text{х}}$  (при  $z = 0$ ). Данные соотношения последовательно уменьшались от 100% до 20% с шагом в 20%. Диаметр  $d_1 = 2r_1$  в выходном сечении при этом увеличивался от 152 мм до 178.1 мм, а угол конуса от  $0^\circ$  до  $1.9^\circ$ . Длина кольцевого канала и диаметр наружного цилиндра оставались неизменными и равными соответственно  $l = 840$  мм,  $d_2 = 2r_2 = 184$  мм.

Исследования выполнены при изменении числа Рейнольдса  $Re_k^{в\text{х}}$  от  $11.3 \cdot 10^3$  до  $77.1 \cdot 10^3$  ( $Re_k^{в\text{х}} = w_z^{в\text{х}} d_k^{в\text{х}} / \nu$ ,  $w_z^{в\text{х}}$  - средняя скорость потока на входе в кольцевой канал,  $d_k^{в\text{х}} = d_2 - d_1$  - гидравлический диаметр входного сечения кольцевого канала,  $\nu$  - кинематический коэффициент вязкости).

Для исследования аэродинамики и конвективного теплообмена были разработаны два экспериментальных стенда модели рекуператора.

На стенде № 1, который показан на рисунке 2, определялись осредненные характеристики закрученного потока в кольцевых каналах и генераторе закрутки при помощи лазерной доплеровской измерительной системы (ЛДИС).

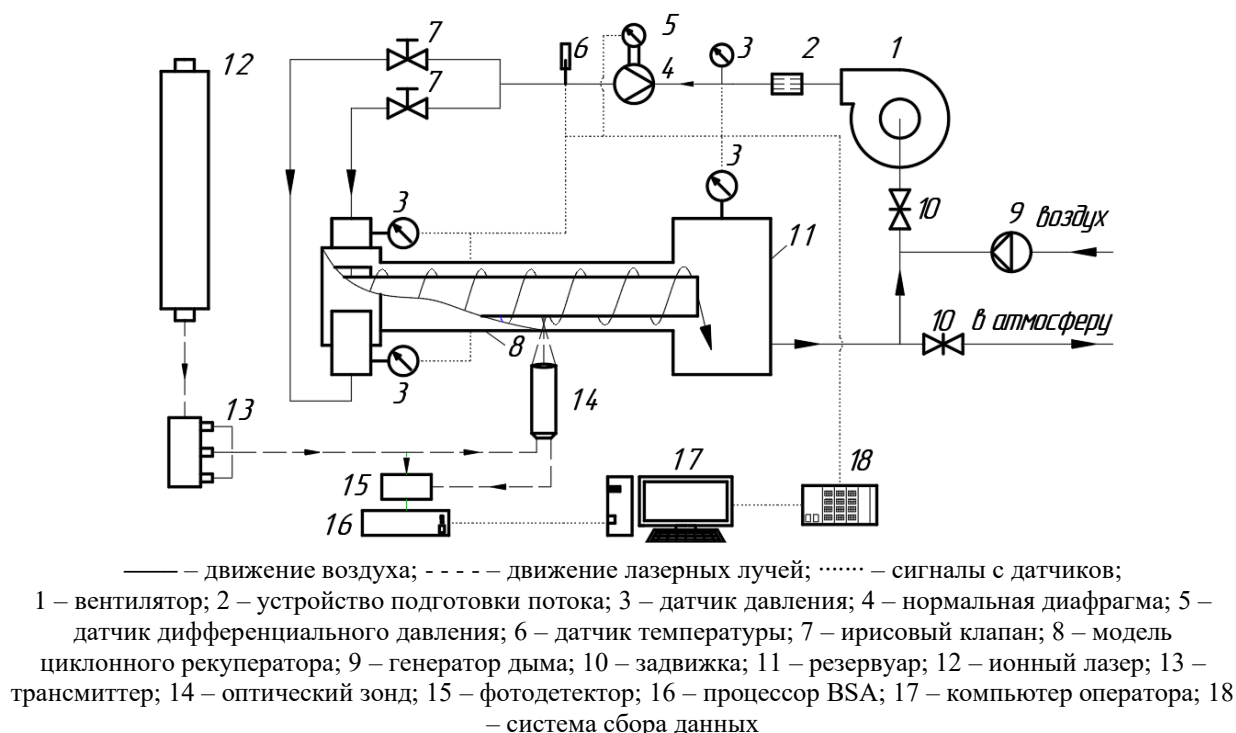
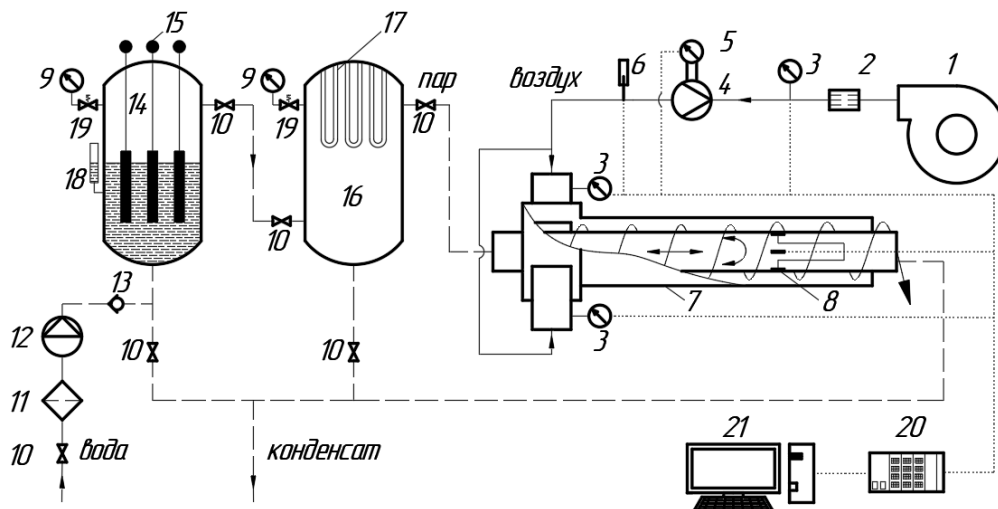


Рисунок 2 – Схема экспериментального стенда по исследованию аэродинамики в кольцевом канале циклонного рекуператора

Воздух, расход которого регулируется вентилятором со встроенным частотным преобразователем, смешивается с трассирующими частицами размером от 1 до 1.5 мкм в генераторе тумана и подается в измерительный трубопровод, оборудованный диафрагмой для определения расхода. После измерительного трубопровода воздух попадает в оптически прозрачную модель рекуперативного устройства. Далее три пары лазерных лучей фокусируются в измеряемой области модели. Лучи, отраженные от трассирующих частиц в воздушном потоке, регистрируются фотодетектором, который определяет интенсивность флуктуации электрического поля. Полученные сигналы на процессоре устройства преобразуются в компоненты скорости и передаются на

компьютер оператора для дальнейшего анализа. Относительная погрешность во всех исследуемых диапазонах параметров не превышает: по измерению скорости лазерным анемометром - 0,4 %, давления - 1%, объемного расхода - 2,8%.

На стенде № 2, который показан на рисунке 3, исследовался конвективный теплообмен в кольцевом канале. Внутренний цилиндр представлял собой калориметр, в который подавался пар с температурой 105...110°C. На калориметре заподлицо с внутренней поверхностью кольцевого канала были установлены градиентные датчики



..... – сигналы с датчиков, - - - - движение пара — — — — движение воздуха  
 1 – вентилятор; 2 – устройство подготовки потока; 3 – датчик давления; 4 – нормальная диафрагма; 5 – датчик дифференциального давления; 6 – датчик температуры; 7 – модель циклонного рекуператора; 8 – датчики теплового потока; 9 – манометр; 10 – задвижка; 11 – фильтр; 12 – электронасос; 13 – обратный клапан; 14 – парогенератор; 15 – электроды парогенератора; 16 – пароперегреватель; 17 – ТЭНы пароперегревателя; 18 – датчик уровня воды; 19 – клапан предохранительный; 20 – система сбора данных; 21 – компьютер оператора

Рисунок 3 – Схема экспериментального стенда по исследованию конвективного теплообмена в кольцевом канале циклонного рекуператора

теплового потока, имеющие размеры 5×5 мм, толщину 0,50 мм и время реакции 150 мс. Измерение теплового потока в поперечном сечении производилось путём вращения калориметра через 10° вокруг его оси, а по длине – перемещением калориметра в горизонтальной плоскости. Относительная погрешность измерения плотности теплового потока не превышала 1 %.

**В третьей главе** представлены основные уравнения численной модели рабочего процесса в кольцевом канале с закрученным течением теплоносителя. Для проведения численного расчета была построена структурированная гексаэдрическая сеточная модель, на основе которой было получено сеточно-независимое решение по определению основных исследуемых характеристик в программном пакете ANSYS Fluent.

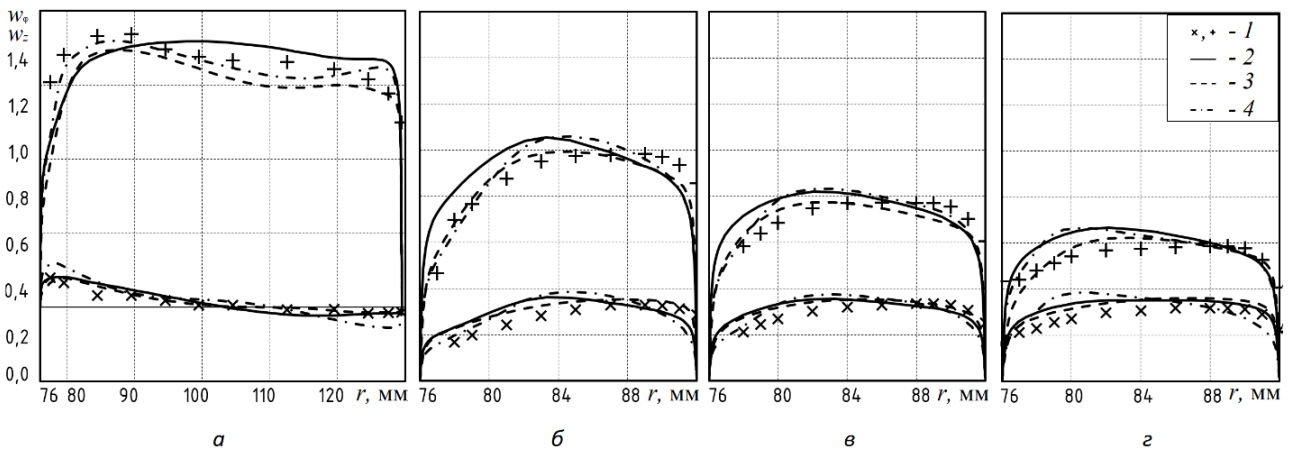
Размер сеточной модели варьировался от 9 до 14 миллионов элементов в зависимости от степени сужения канала. Минимальные размеры ячеек у поверхностей  $y^+ \approx 1$  составляли  $2 \cdot 10^{-6}$  м.

На рисунке 4 представлено сопоставление опытных и расчетных распределений тангенциальной  $w_\phi$  и осевой  $w_z$  составляющих скорости в кольцевом канале при различных моделях турбулентности. Лучшую сходимость с экспериментом показала двухпараметрическая модель сдвиговых напряжений Ментера  $k-\omega$  с поправкой на



кривизну линий тока. Численный расчет был верифицирован на основе экспериментальных данных.

В четвертой главе приведены исследования аэродинамики закрученного течения в кольцевых каналах рекуперативных устройств.



а – в среднем сечении закручивателя при  $\varphi=180^\circ$ ; б – в сечении  $z=290$  мм при  $\varphi=0^\circ$ ; в – в сечении  $z=538$  мм при  $\varphi=0^\circ$ ; г – в сечении  $z=808$  мм при  $\varphi=0^\circ$ ; 1 – экспериментальные данные; 2 – модель standard k- $\epsilon$ ; 3 – модель SST k- $\omega$ ; 4 – модель RSM

Рисунок 4 – Сопоставление опытных и расчетных распределений  $\bar{w}_\varphi$  и  $\bar{w}_z$  при различных моделях турбулентности

Установлено, что односторонний ввод газа в генератор закрутки определяет значительную азимутальную неравномерность распределения в нем и в канале полной скорости и всех ее составляющих. Выполнение внутреннего цилиндра кольцевого канала в виде усеченного сужающегося конуса, для исследованных значений геометрических характеристик, не приводит к изменению аэродинамики генератора закрутки и условий истечения из него потока.

При закрутке потока тангенциальная составляющая скорости  $w_\varphi$  имеет преобладающее значение по сравнению с остальными компонентами скорости в кольцевом канале. Продвижение потока к выходному сечению характеризуется уменьшением максимумов скорости и центростремительного ускорения, а положение ее максимального значения смещается от внешней стенки к середине канала, как показано на рисунке 5 для случая  $f_k^{вых}/f_k^{вх} = 0.4$  (здесь и далее при расчете  $\bar{z} = z/d_3$ ,  $d_3 = d_2 - d_1$  – эквивалентный диаметр вычислялся по текущему значению  $d_1$  в канале).

Уменьшение относительной площади выходного сечения канала приводит к возрастанию полной скорости потока за счет роста осевой ее составляющей. Крутка потока по длине понижается за счет уменьшения тангенциальной скорости, и одновременного увеличения осевой. Из-за раскрутки потока уровень центростремительного ускорения и его максимальные значения  $\bar{j}_m$ , снижаются по длине канала. Очевидно, что

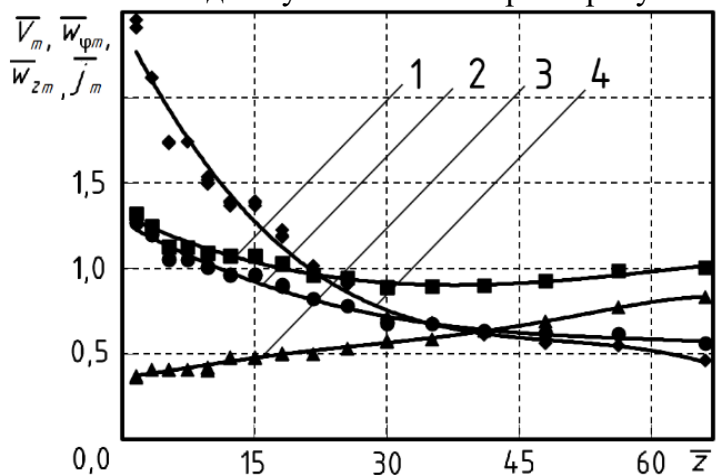


Рисунок 5 – Изменение  $\bar{V}_m$  – линия 1,  $\bar{w}_{\varphi m}$  – 2,  $\bar{w}_{z m}$  – 3 и  $\bar{j}_m$  – 4 по длине кольцевого канала при  $f_k^{вых}/f_k^{вх} = 0.4$ .

уменьшение  $\bar{j}_m$  с увеличением  $\bar{z}$  приводит к снижению как активного, так и консервативного воздействия массовых сил на поток по длине кольцевого канала.

Крутка потока снижается также с уменьшением числа Рейнольдса  $Re_k^{BX}$ . Изменение локальной максимальной тангенциальной скорости в канале  $w_{\varphi m}$ , отнесенной к максимальной тангенциальной скорости в генераторе закрутки  $w_{\varphi m}^{3y}$  при изменениях  $f_k^{BIX}/f_k^{BX}$  от 0.2 до 1 и  $Re_k^{BX}$  от  $11.3 \cdot 10^3$  до  $77.1 \cdot 10^3$  может быть описано уравнением:

$$\frac{w_{\varphi m}}{w_{\varphi m}^{3y}} = a + b \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\bar{z}}{c} \right)^{0.77} \right]^{-1}, \quad (1)$$

где  $a, b$ , и  $c$  – коэффициенты, учитывающие влияние сужения канала и числа  $Re_k^{BX}$

$$a = 0.0744 \ln Re_k^{BX} - \left[ 0.630 - 0.38 \left( f_k^{BIX} / f_k^{BX} \right) + 0.960 \left( f_k^{BIX} / f_k^{BX} \right)^2 \right], \quad (2)$$

$$b = \left[ 1.595 - 0.425 \left( f_k^{BIX} / f_k^{BX} \right) + 0.983 \left( f_k^{BIX} / f_k^{BX} \right)^2 \right] - 0.069 \ln Re_k^{BX}, \quad (3)$$

$$c = 3.792 \ln Re_k^{BX} - \left[ 12.1 + 26.9 \left( f_k^{BIX} / f_k^{BX} \right) - 48.2 \left( f_k^{BIX} / f_k^{BX} \right)^2 \right], \quad (4)$$

На рисунке 6 точками показано изменение по длине канала осредненной в поперечном сечении относительной максимальной тангенциальной скорости в зависимости от  $f_k^{BIX}/f_k^{BX}$  при  $Re_k^{BX} = 21 \cdot 10^3$ , а на рисунке 7 от  $Re_k^{BX}$  при  $f_k^{BIX}/f_k^{BX} = 0.2$ .

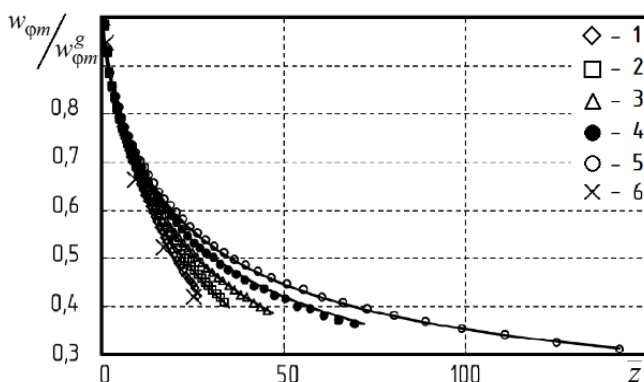


Рисунок 6 – Изменение  $w_{\varphi m} / w_{\varphi m}^{3y}$  по длине канала при  $Re_k^{BX} = 21 \cdot 10^3$  и различных величинах  $f_k^{BIX} / f_k^{BX}$ : 1 –  $f_k^{BIX} / f_k^{BX} = 1$ ; 2 – 0.8; 3 – 0.6; 4 – 0.4; 5 – 0.2; 6 – экспериментальные данные при  $f_k^{BIX} / f_k^{BX} = 1$ . Линии – расчет по

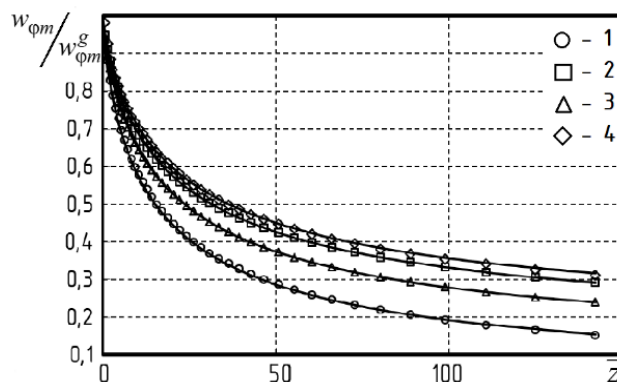


Рисунок 7 – Изменение  $w_{\varphi m} / w_{\varphi m}^{3y}$  по длине канала при  $f_k^{BIX} / f_k^{BX} = 0,2$  и различных величинах  $Re_k^{BX}$ : 1 –  $21.0 \cdot 10^3$ ; 2 –  $15.4 \cdot 10^3$ ; 3 –  $8.1 \cdot 10^3$ ; 4 –  $3.1 \cdot 10^3$ . Линии – расчет по уравнению (2)

На входе в кольцевой канал, от кромки генератора закрутки образуются крупномасштабные нестационарные поперечные вихри в виде периодического процесса, характеризующегося числами Струхала порядка 0.22. Это в свою очередь приводит к формированию вторичных вихрей с чередующимся левым и правым вращением наподобие вихрей Тейлора – Гёртлера, постепенно занимающих все пространство кольцевого зазора, с осями, совпадающими с направлением движения основного закрученного потока.

Уменьшение площади поперечного сечения канала приводит к возрастанию сопротивления всего устройства. В таблице 1 представлены значения общих коэффициентов сопротивления кольцевого канала с генератором закрутки  $\zeta_{\Sigma}$  и его составляющих: генератора закрутки  $\zeta_{\Gamma}$ , кольцевого канала  $\zeta_{\kappa}$  и выхода из него  $\zeta_{BIX}$ .

Таблица 1 – Коэффициент сопротивления устройства и его составляющие

$f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$	$\zeta_\Sigma$	$\zeta_\Gamma$	$\zeta_K$	$\zeta_{ВЫХ}$
1	2.86 (2.94)	0.96 (1.24)	1.56 (1.25)	0.34 (0.45)
0.8	2.92	0.96	1.57	0.39
0.6	3.08	0.96	1.64	0.47
0.4	3.57	0.96	1.85	0.76
0.2	6.21	0.96	2.79	2.47

Все коэффициенты определялись по формуле  $\zeta_i = 2\Delta p_i/\rho V_{ВХ}^2$  ( $\Delta p_i$  - перепад полного давления на расчетном участке). В скобках приведены значения сопротивлений для прямого кольцевого канала, рассчитанные по опытным распределениям скорости и полного давления измеренным при угле  $\varphi = 0^0$ .

Сужение канала приводит к увеличению общего сопротивление устройства за счет роста составляющих  $\zeta_K$  и  $\zeta_{ВЫХ}$ , и не оказывает влияния на сопротивление генератора закрутки. Происходит перераспределение соотношений между составляющими полных сопротивлений. Так с уменьшением  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$  до 0.2 доля генератора закрутки в общем сопротивлении уменьшается с 34% до 15%, канала с 54% до 45%, а выхода из него увеличивается с 12% до 40%.

Рост  $\zeta_K$  с уменьшением  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$  за счет расширения внутреннего конуса объясняется совокупностью дополнительных затрат энергии, связанных с перестройкой потока, изменением его турбулентности, особенно вблизи внутренней поверхности канала, формированием и распадом вторичных вихрей, увеличением потерь на трение. При этом степень влияния перечисленных факторов определяет зависимость  $\zeta_\Sigma$  от числа  $Re_k^{ВХ}$ . Так при  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} > 0.4$  с уменьшением  $Re_k^{ВХ}$  величина полного сопротивления снижается, а при  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} < 0.4$  – возрастает, как показано на рисунке 8. В первом случае снижение  $\zeta_\Sigma$  определяется падением крутки потока, а во втором, рост  $\zeta_\Sigma$  – увеличением коэффициента сопротивления трения. Расчет общего сопротивления при изменении  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$  от 0.2 до 1 и  $Re_k^{ВХ}$  от  $11.3 \cdot 10^3$  до  $77.1 \cdot 10^3$  может быть описано уравнением:

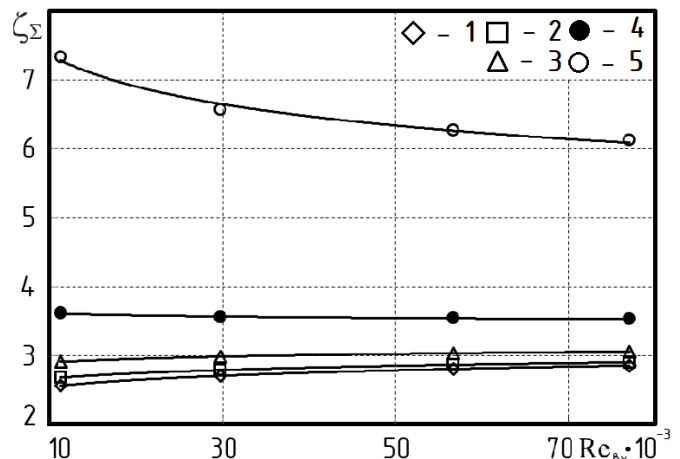


Рисунок 8 – Изменение  $\zeta_\Sigma$  в зависимости от  $Re_{ВХ}$  при различных величинах  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$ : 1 –  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 1$ ; 2 – 0.8; 3 – 0.6; 4 – 0.4; 5 – 0.2

$\zeta_\Sigma = A(Re_k^{ВХ})^n$ , (5)

$$A = 0.84 \exp\left[0.61 / \left(f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}\right)\right], \quad (6)$$

$$n = 0.107 - \left[0.0544 / \left(f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}\right)\right] + \left[0.0029 / \left(f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}\right)^2\right]. \quad (7)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления сужающегося канала при изменении значений  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$  от 0.2 до 1 и  $Re_k^{ВХ}$  от  $11.3 \cdot 10^3$  до  $77.1 \cdot 10^3$  может быть рассчитан по уравнению:

$$\zeta_\phi^{КОН} = B_\phi f_3 Re^{-n_\phi f_4}, \quad (8)$$

где  $B_\phi = 0.348 \left(1 + 1.35 \bar{w}_{\phi m}^2\right)$  и  $n_\phi = 0.25 \exp(-0.1 \bar{w}_{\phi m})$  – коэффициенты, учитывающие влияние закрутки потока на сопротивление,  $f_3$  и  $f_4$  – функции, учитывающие влияние сужения канала:

$$f_3 = a + b(f_k / f_k^{BX}), \quad (9)$$

$$a = (f_k^{ВЫХ} / f_k^{BX})^{-1} - 0.5, \quad (10)$$

$$b = 0.5 + 1.35 \cdot \ln(f_k^{ВЫХ} / f_k^{BX}), \quad (11)$$

$$f_4 = 1 + 2.25 \cdot \exp[-5.5(f_k / f_k^{BX})], \quad (12)$$

В пятой главе приведены результаты исследования конвективного теплообмена в кольцевых каналах рекуперативных устройств с закрученным течением нагреваемого в них воздуха.

С уменьшением  $f_k^{ВЫХ} / f_k^{BX}$  более интенсивно снижается по длине канала уровень центростремительного ускорения, что приводит к снижению как активного, так и консервативного воздействия инерционных массовых сил на течение потока и теплоотдачу поверхностей кольцевого канала. Снижение консервативного влияния центробежных сил на поток и увеличение осевой скорости приводят к интенсификации теплоотдачи на внутренней поверхности кольцевого канала, как показано на рисунке 9.

На участке канала, который примыкает к генератору закрутки и ограничен безразмерной координатой  $\bar{z}$  равной 2.5, коэффициент теплоотдачи определяется условиями истечения закрученного потока в кольцевой канал и уменьшается по длине. На участке с координатой  $\bar{z} \geq 7$ , определяющее влияние на теплоотдачу внутренней поверхности оказывают эффекты, связанные с увеличением степени сужения канала. На внешней поверхности влияние сужения канала на теплоотдачу проявляется только во второй половине канала при  $f_k^{ВЫХ} / f_k^{BX} < 0.6$ . Вероятно, при  $f_k^{ВЫХ} / f_k^{BX} \geq 0.6$  снижение активного влияния центробежных сил на теплоотдачу компенсируется увеличением около нее осевой скорости. Следует отметить, что при  $f_k^{ВЫХ} / f_k^{BX} = 0.2$  вблизи выходного сечения линии, характеризующие изменение местного коэффициента теплоотдачи на обеих поверхностях, практически сливаются. В этом месте локальная теплоотдача внутренней поверхности интенсивнее в 3.6, а внешней в 1.9 раза, чем в прямом канале, а средняя по всей длине теплоотдача – соответственно в 1.8 и 1.1 раза.

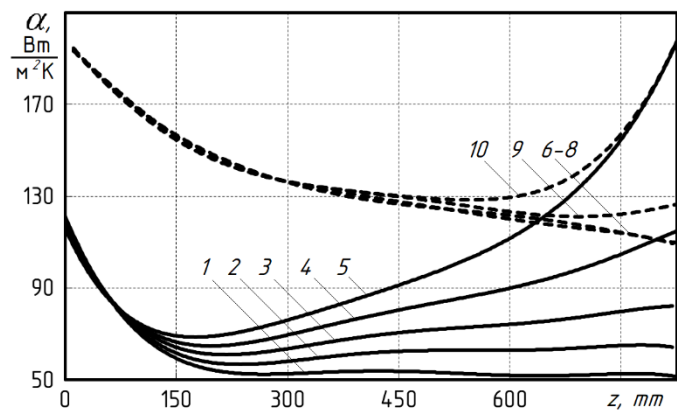


Рисунок 9 – Распределение локального коэффициента теплоотдачи на внутренней (1...5) и внешней (6...10) поверхности сужающегося кольцевого канала 1, 6 –  $f_k^{ВЫХ} / f_k^{BX} = 1$ ; 2, 7 – 0.8; 3, 8 – 0.6; 4, 9 – 0.4; 5, 10 – 0.2.

Вторичные вихри оказывают существенное влияние на турбулентность потока в кольцевом канале. На рисунке 10 представлены распределения полной скорости  $V$  и эффективной вязкости  $\mu_{ef}$  на расстоянии 2 мм от его поверхностей, а также плотностей теплового потока  $q$  на поверхности в поперечном сечении канала  $z = 800$  мм.

Согласно приведенным рисункам, а также из анализа других результатов следует, что сужение канала, в исследованных вариантах, приводит к увеличению среднего значения полной скорости у внешней поверхности на 24...27%, а у внутренней – на 57...60%. Наблюдается неравномерное распределение эффективной вязкости  $\mu_{ef}$  в поперечном сечении не только в радиальном, но и в азимутальном направлении,

причем у внешней поверхности на одном и том же радиусе значения  $\mu_{ef}$  могут различаться в 3 и более раз, а у внутренней – в 1.6 раза.

Кривые, описывающие изменения плотности теплового потока по периметру внешней стенки, имеют хорошее качественное совпадение с распределениями около нее полной скорости. Так на этой поверхности, при снижении турбулентности потока

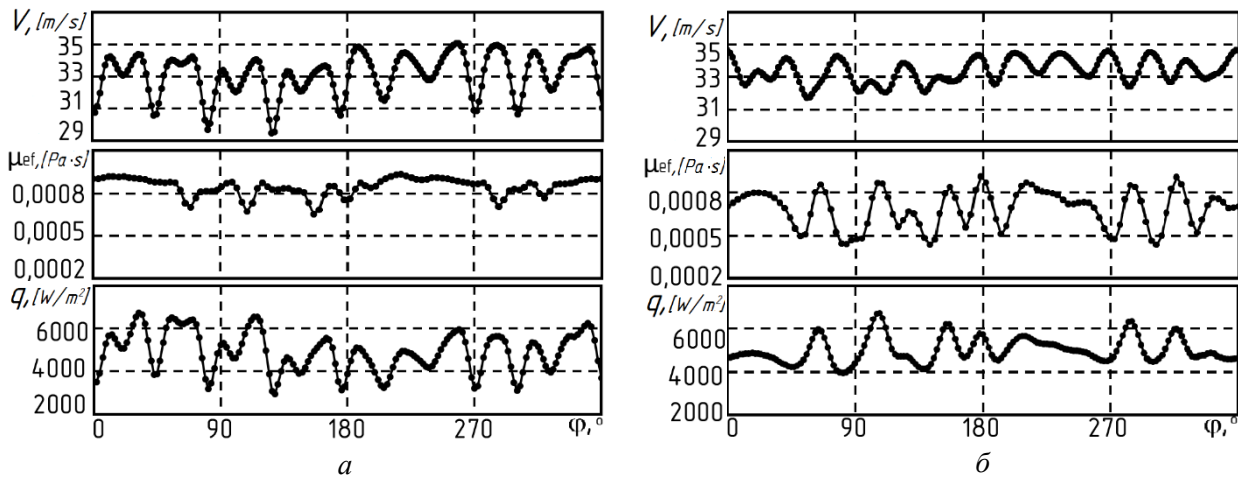
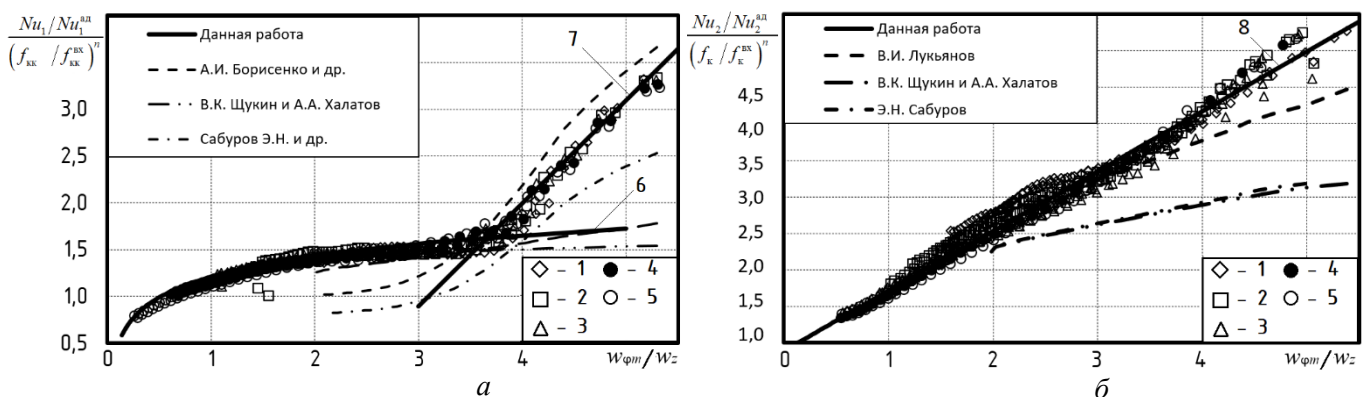


Рисунок 10 – Распределение  $V$ ,  $\mu_{ef}$  и  $q$  в поперечном сечении конического кольцевого канала при  $z = 800$  мм на расстоянии 2 мм от внутренней (а) и внешней поверхности (б)

вблизи нее, происходит незначительная интенсификация теплоотдачи (на 5...11 %) за счет увеличения осевой составляющей полной скорости. На внутренней поверхности, наоборот, распределение плотности теплового потока не согласуется с характером изменения полной скорости, но полностью соответствует распределению эффективной вязкости. За счет вторичных вихрей, радиально переносящих поток с более высокой турбулентностью к выпуклой стенке, снижается консервативное действие центробежных сил и значительно интенсифицируется теплоотдача (вблизи выходного сечения на 91...98%).

На рисунке 11 представлено обобщение местной теплоотдачи на внутренней поверхности кольцевого канала в зависимости от текущих соотношений  $w_{\phi m}/w_z$  ( $w_z$  – текущая среднеинтегральная осевая скорость в поперечном сечении кольцевого канала) и  $f_k/f_k^{BX}$  (где  $f_k$  – текущая площадь поперечного сечения).



1 –  $f_k^{BIX}/f_k^{BX} = 1$ ; 2 – 0.8; 3 – 0.6; 4 – 0.4; 5 – 0.2. Строка 6 соответствует вычислению по уравнению (13), строка 7 по уравнению (14), строка 8 по уравнению (15),

Рисунок 11 – Обобщение результатов теплообмена сужающейся внутренней (а) и внешней (б) поверхности кольцевого канала

В диапазоне изменения  $0.28 < w_{\phi m}/w_z < 3.7$  при значениях  $f_k^{BIX}/f_k^{BX}$  от 0.2 до 1 и  $Re_k^{BX}$  от  $11.3 \cdot 10^3$  до  $77.1 \cdot 10^3$  теплоотдача удовлетворительно обобщается уравнением:



$$\frac{Nu_1}{Nu_1^{ад}} = \left[ 1.21 + 0.33 \ln \left( \frac{w_{\phi m}}{w_z} \right) \right] \cdot \left( \frac{f_k}{f_k^{BX}} \right)^{-0.2}, \quad (13)$$

а при изменении  $3.7 < w_{\phi m}/w_z < 5.3$  уравнением

$$\frac{Nu_1}{Nu_1^{ад}} = \left[ 1.1 \left( \frac{w_{\phi m}}{w_z} \right) - 2.4 \right] \cdot \left( \frac{f_k}{f_k^{BX}} \right)^{-1}, \quad (14)$$

Для внешней поверхности в диапазоне изменения  $0.28 < w_{\phi m}/w_z < 5.3$  при значениях  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{BX}$  от 0.2 до 1 и  $Re_k^{BX}$  от  $11.3 \cdot 10^3$  до  $77.1 \cdot 10^3$  описывается уравнением:

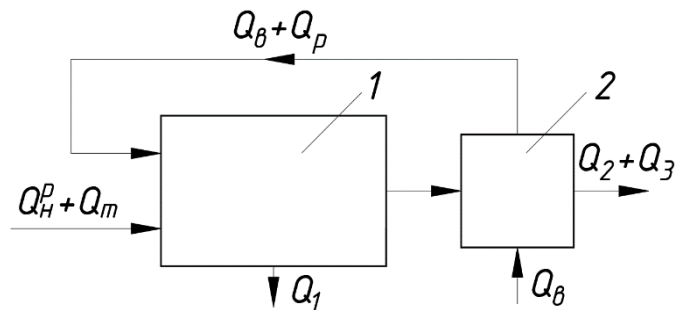
$$\frac{Nu_2}{Nu_2^{ад}} = \left[ 0.89 + 0.82 \left( \frac{w_{\phi m}}{w_z} \right) \right] \cdot \left( \frac{f_k}{f_k^{BX}} \right)^{0.15}. \quad (15)$$

В шестой главе приведена инженерная методика теплового и аэродинамического расчета рекуперативно-горелочного блока. Расчеты выполнены при сравнении прямого кольцевого канала ( $f_k^{ВЫХ}/f_k^{BX} = 1$ ) с сужающимся при  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{BX} = 0.4$ .

Тепловой баланс промышленной печи с рекуператором для подогрева воздуха, представлен на рисунке 12. Уравнение теплового баланса можно представить в следующем виде:

$$Q_n^p + Q_m + (Q_\phi + Q_p) = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (16)$$

где  $Q_n^p$  – низшая теплота сгорания газа;  $Q_m$  – теплота, вносимая в печь единицей объема подогретого топлива;  $Q_\phi$  – теплота, вносимая в печь с воздухом;  $Q_p$  – рекуперированная теплота, возвращаемая в печь;  $Q_1$  – полезная теплота, используемая в рабочем пространстве печи;  $Q_2$  – теплота, теряемая печью с уходящими дымовыми газами;  $Q_3$  – теплота, теряемая вследствие химической неполноты сгорания.



1 – печь; 2 – рекуператор  
Рисунок 12 – Тепловой баланс промышленной печи с рекуператором для подогрева воздуха

Установлено, что при температуре уходящих газов равной  $1200^\circ\text{C}$  и  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{BX} = 0.4$ , интенсивность теплоотдачи на внутренней стенке кольцевого канала повышается на 54%, температура ее снижается с  $679^\circ\text{C}$  до  $607^\circ\text{C}$ , а температура внешней стенки уменьшается с  $573^\circ\text{C}$  до  $473^\circ\text{C}$ . При этом температура нагреваемого воздуха увеличивается с  $262^\circ\text{C}$  до  $283^\circ\text{C}$ .

По полученным результатам был определен процент сужения кольцевого канала, обеспечивающего наибольшую теплогидравлическую эффективность:

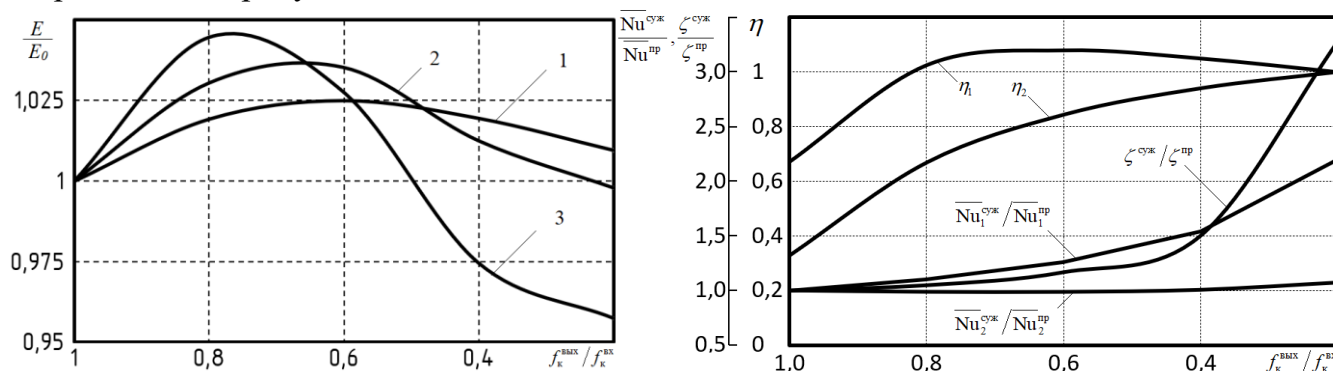
$$\eta = \frac{Nu_1^{кон} / Nu_1^{пр}}{\zeta_1^{кон} / \zeta_1^{пр}}. \quad (17)$$

А также энергетическую эффективность, которая определялась по уравнению:

$$E = \frac{Q_n^p + Q_m + (Q_\phi + Q_p) - Q_2 - Q_3}{N_B + N_D} \quad (18)$$

где  $N_B$  и  $N_D$  – мощности электродвигателей привода вентилятора и дымососа.

Влияние изменения  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$  на относительную энергетическую  $E/E_0$  (где  $E_0$  – энергетическая эффективность при  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 1$ ) и теплогидравлическую эффективность  $\eta$  для всех рассмотренных в данной работе вариантов сужения приведено на рисунке 16.



а мощность горелочного устройства: 1 – 140 кВт; 2 – 230 кВт; 3 – 390 кВт; б  $\eta_1$  – на внутренней поверхности,  $\eta_2$  – на внешней поверхности

Рисунок 13 – Влияние изменения  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$  на энергетическую и теплогидравлическую эффективность

Исходя из полученных результатов максимальной энергетической и теплогидравлической эффективностью обладают сужающиеся кольцевые каналы с отношением  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 0.6$  за счет интенсификации теплообмена на внутренней поверхности кольцевого канала.

**В приложении А** приведена блок-схема алгоритма теплового и аэродинамического расчета рекуператора.

**В приложении Б** приведен листинг программы консольного приложения теплового и аэродинамического расчета инженерной методики на языке программирования Python 3.9.

**В приложении В** приведены патенты на изобретения рекуперативно-горелочных блоков, полученные по результатам настоящего исследования.

**В приложении Г** приведены акты о внедрении.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основе анализа современного состояния исследований установлены основные закономерности аэродинамики закрученного потока и его влияния на теплоотдачу поверхностей кольцевого канала, в том числе и для сужающихся каналов;

2. Разработаны экспериментальные стенды для изучения аэродинамики и конвективного теплообмена закрученного потока в кольцевых каналах рекуператора, оценены погрешности прямых и косвенных измерений;

3. Численный расчет, основанный на сеточно-независимом и верифицированном с данными физического эксперимента решении, позволил исследовать аэродинамику и конвективный теплообмен закрученного потока в кольцевом канале, а также влияние на них вторичных течений на них;

4. Установлено, что основным параметром, определяющим аэродинамику и сопротивление сужающегося кольцевого канала, является соотношение площадей поперечных сечений на входе и выходе из него. Получены уравнения, позволяющие определить распределение по длине максимальной тангенциальной скорости, общее и гидравлическое сопротивление устройства в зависимости от  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ}$  и числа Рейнольдса;

5. Установлено, что в сужающихся каналах за счет увеличения осевой составляющей полной скорости наблюдается повышение теплоотдачи внешней поверхности на 5...11 %. Повышение турбулентности потока и увеличение осевой скорости около внутренней поверхности интенсифицирует на ней среднюю теплоотдачу на 91...98 %. Локальная теплоотдача на внутренней поверхности вблизи выходного сечения выше в 3.6, а на внешней в 1.9 раза, чем в прямом канале;

6. Разработана инженерная методика теплового и аэродинамического расчета, а также проведен расчет энергоэкономической эффективности рекуперативного устройства с закрученным течением теплоносителя в кольцевых каналах при  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 0.2...1$ ;

7. Расчеты, выполненные по инженерной методике, позволили установить, что максимальной энергетической и теплогидравлической эффективностью обладают сужающиеся кольцевые каналы с отношением  $f_k^{ВЫХ}/f_k^{ВХ} = 0.6$ ;

8. По результатам исследований разработаны две конструкции рекуперативно-горелочных блоков и одной рекуперативной горелки, на которые получены патенты на изобретения. Предложены рекомендации по их проектированию.

### **Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:**

*Научные статьи, опубликованные в рецензируемых журналах из перечня ВАК:*

1. Чернов, А.А. Численное моделирование топочного процесса низкоэмиссионного вихревого котла с использованием программного пакета ANSYS Fluent // Вестник ЧГУ /А.А. Чернов, П.А. Марьяндышев, Е.В. Панкратов, В.К. Любов. – Череповец – 5 (74) – 2016. – 36 – 40 с

2. Леухин, Ю.Л. Исследование аэродинамики и теплоотдачи сужающихся кольцевых каналов с закрученным течением потока / Ю.Л. Леухин, Е.В. Панкратов, С.В. Карпов // Вестник ЧГУ. – 2018. – № 1 (82) – С. 34–39.

*Научные статьи, опубликованные в международных базах цитирования Scopus и Web of Science:*

3. Leukhin, Yu. L. Investigation into aerodynamic and heat transfer of annular channel with inner and outer surface of the shape truncated cone and swirling fluid flow / Yu. L. Leukhin, E. V. Pankratov, S. V. Karpov – 2017. – Vol.891. UNSP 012143

4. Chernov, A. A. CFD simulation of the combustion process of the low-emission vortex boiler / A.A. Chernov, P.A. Maryandyshchev, E.V. Pankratov, V.K. Lubov – 2017. – Vol.891. UNSP 012216

5. Leukhin, Yu. L. Aerodynamics and heat transfer in a narrowing annular channel with a swirling flow and a different taper of inner surface / Yu. L. Leukhin, E. V. Pankratov, – 2020. – AIP Conference Proceedings DOI: 10.1063/5.0000791

*Патенты и свидетельства о государственной регистрации:*

6. Пат. 2624676 Российская Федерация, МПК F23D 14/66. Рекуперативная горелка [Текст] / Ю.Л. Леухин, Е.В. Панкратов ; заяв. и патентообладатель ФГАУ ВО САФУ имени М.В. Ломоносова. – № 2016118142; заявл. 10.05.2016 ; опубл. 05.07.2017, Бюл. № 19.

7. Пат. 2682202 Российская Федерация, МПК F23L 15/04. Рекуперативно-горелочный блок [Текст] / Ю.Л. Леухин, Е.В. Панкратов ; заяв. и патентообладатель ФГАУ ВО САФУ имени М.В. Ломоносова. – № 2018117155; заявл. 08.05.2018 ; опубл. 15.03.2019, Бюл. № 8.

8. Пат. 2682214 Российская Федерация, МПК F23L 15/04. Рекуперативно-горелочный блок [Текст] / Ю.Л. Леухин, Е.В. Панкратов ; заяв. и патентообладатель ФГАУ ВО САФУ имени М.В. Ломоносова. – № 2018125464; заявл. 11.07.2018 ; опубл. 15.03.2019, Бюл. № 8.

*и другие публикации.*

Подписано в печать 12.10.2021 Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. 1,0. Тираж 100 экз. Заказ №7776.

Отпечатано с готового оригинал-макета в издательском доме имени В.Н. Булатова САФУ

163060, г. Архангельск, ул. Урицкого, д. 56