

Некоммерческое акционерное общество
«Алматинский университет энергетики и связи
имени Гумарбека Даукеева»

УДК [621.181:697.326]:662.951.2-047.37(043.3)

На правах рукописи

АМРЕНОВА АЙГУЛЬ ЖАНУЗАКОВНА

**Разработка и исследование горелочного устройства водогрейного
котлоагрегата с низкими вредными выбросами**

8D07102 – Теплоэнергетика

Диссертация на соискание ученой степени
доктора философии (PhD)

Научный консультант:
д.т.н., профессор Достияров А.М.
Зарубежный научный консультант:
доктор PhD, профессор Илиев И.К.
Научно-технический консультант:
доктор PhD Яманбекова А.К.

Республика Казахстан
Алматы, 2026

СОДЕРЖАНИЕ

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ	4
ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	5
ВВЕДЕНИЕ	6
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ	11
1.1 Обзор улучшения и совершенствования малых водогрейных котлов.....	11
1.2 Анализ интенсификации теплообмена поверхностей нагрева малых водогрейных котлов.....	16
1.3 Анализ малоэмиссионных горелочных устройств.....	21
1.4 Постановка цели и задач исследования.....	33
2 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ УЛУЧШЕНИЮ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВОДОГРЕЙНОГО КОТЛА	35
2.1 Исследование интенсификации теплообмена в конвективном газоходе малых водогрейных котлов.....	35
2.2 Разработка нового горелочного устройства с микрофакельной оголовкой.....	54
2.3 Экспериментальное исследование конструктивных решений для низкоэмиссионного горелочного устройства.....	56
2.4 Выводы по главе 2.....	68
3 ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ СЖИЖЕННОГО ГАЗА В РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТАХ НАСАДОК	69
3.1 Методика проведения исследований.....	70
3.2 Создание геометрии и сетки.....	74
3.3 Проверка адекватности модели.....	76
3.4 Результаты и обсуждение.....	79
3.5 Выводы по главе 3.....	97
4 РАЗРАБОТКА И ПАТЕНТОВАНИЕ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ НИЗКОЭМИССИОННЫХ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ И СПОСОБОВ СЖИГАНИЯ	99
4.1 Новые технические решения.....	99
4.2 Запатентованные технические решения.....	99
4.3 Разработки, находящиеся на экспертизе.....	102
4.4 Выводы по главе 4.....	105
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	107
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	109
ПРИЛОЖЕНИЕ А – Копии Патентов	117
ПРИЛОЖЕНИЕ Б – Акт внедрения	119
ПРИЛОЖЕНИЕ В – Список научных трудов, опубликованных по теме диссертации	120

ПРИЛОЖЕНИЕ Г – Фотографии с испытательной площадки.....	122
----------------------------------------------------------------	------------

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

В данной диссертации используются ссылки на следующие стандарты:

1. «Инструкция по оформлению диссертации и автореферата», Высший аттестационный комитет. – Алматы: 2004 год, № 377-3 ж.
2. ГОСТ 7.1 – 2003. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

АУЭС – Алматинский университет энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева;

ВК – водогрейный котел;

ПГ – парниковый газ;

МВК – малый водогрейный котел;

МФС – микрофакельное сжигание;

МФУ – микрофакельное устройство;

ГТУ – газотурбинная установка;

КПД – коэффициент полезного действия;

ТВС – топливовоздушная смесь;

C_{NO_x} – концентрация оксидов азота;

C_{CO} – концентрация оксида углерода;

G_v – расход воздуха [кг/с];

G_t – расход топлива [кг/с];

NO_x – оксиды азота;

ppm – parts per million (частей на миллион);

α (φ) – коэффициент избытка воздуха.

ВВЕДЕНИЕ

Глава государства неоднократно обозначает приоритетные задачи для обеспечения безопасного, стабильного и эффективного функционирования энергетического комплекса с целью обеспечения благополучия и устойчивого роста экономики страны. Согласно концепции развития топливно-энергетических отраслей доля вырабатываемой тепловой энергии за счет использования угля, газа и мазута составляет соответственно около 80, 15 и 5 %, при этом износ тепловых систем превышает 59 %, в то время как потеря конкурентного преимущества угля в ближайшей перспективе не ожидается. Ряд экспертов и ученых скептически относятся к достижению поставленных амбициозных целей по увеличению мощности станций на возобновляемых источниках энергии, основанных на экологических вызовах, в связи со сложностью обеспечения надежности энергоснабжения, что сдерживает широкое внедрение данных технологий. В связи с этим, необходима практическая реализация экологических подходов и энергоэффективности при сжигании угля, газа и другого топлива в ключе противодействия изменению климата и приверженности принципам устойчивого развития [1, 2, 3].

Топливо-энергетический комплекс является одной из значимых составляющих производственной инфраструктуры государства, от которой напрямую зависит не только рост и развитие экономической системы, но и состояние национальной безопасности. Энергия является одной из основ существования современной цивилизации, поскольку улучшает комфорт людей, поддерживает технологическое, промышленное и социально-экономическое развитие и усиливает политическую мощь нации. Из-за значительного роста населения и интенсификации промышленной деятельности в последнее время наблюдается высокий спрос на нее, что приводит к заметному повышению цен на топливо.

В условиях интенсификации промышленной деятельности на фоне постоянного спроса на энергию на сегодняшний день остро стоит вопрос качества окружающей среды. Озабоченность мирового сообщества состоянием качества атмосферного воздуха набирает обороты и носит глобальный характер. В глобальном рейтинге загрязнения атмосферного воздуха Казахстан занимает 32 позицию из 106 стран за 2020 год [4].

Постоянное сжигание ископаемого топлива для удовлетворения спроса населения продолжает вызывать прогрессирующую деградацию окружающей среды за счет вредных выбросов токсичных газов. Длительное воздействие даже небольших концентраций выбросов резко увеличивает количество острых и хронических респираторных заболеваний. В условиях современных требований к энергоэффективности и экологической безопасности, а также ухудшения качества атмосферного воздуха возникла насущная потребность в усовершенствовании теплотехнического оборудования в котельных агрегатах.

В условиях широкомасштабной урбанизации городской среды и вытекающей потребности в обеспечении населения тепловой энергией активно развивается автономная система теплоснабжения. Водогрейные котлоагрегаты, выполняя ключевую функцию и являясь важной составляющей системы теплоснабжения, выступают дополнением, а, порой, альтернативой в обеспечении населения и промышленных предприятий тепловой энергией. Однако, в системах автономного, индивидуального и промышленного теплоснабжения страны наблюдаются низкая эффективность и доминирование экологически неблагоприятных технологий. При производстве и транспортировке тепла имеется ряд проблем: потери тепла, высокая уязвимость технологического оборудования к появлению коррозии металла, низкий уровень автоматизации производственных процессов [5, 6].

Улучшение теплотехнических параметров водогрейных котлов и разработка эффективной конструкции микрофакельной горелки позволит улучшить технологические, экономические и экологические показатели котельного оборудования, повысить КПД котлоагрегатов и сократить вредные выбросы в атмосферу. Следовательно, **актуальность** работы обусловлена необходимостью исследований по модернизации водогрейных котлоагрегатов и поиском путей улучшения экологической ситуации при конструктивном изменении микрофакельных горелок. Актуальность также подтверждается участием в грантовых проектах с государственным финансированием №АР19680488 «Исследование эффективности и разработка оптимальных схемных решений комбинированных систем теплоснабжения с учетом использования ВИЭ в условиях Казахстана» и № АР26104599 «Разработка и исследование новых схем и конструкции камер сгорания перспективных двигателей: ГТУ и двигателя Стирлинга, для повышения экологической безопасности и эффективности их работы в Казахстане», где результаты исследования докторанта были использованы в научных отчетах.

Целью работы является исследование особенностей рабочих процессов при микрофакельном сжигании газообразных топлив и разработка нового малоэмиссионного горелочного устройства для водогрейного котла.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Исследована, апробирована и предложена новая конструкция микрофакельного горелочного устройства для сжигания газообразного топлива;
2. Результаты расчетных исследований процесса микрофакельного сжигания газообразного топлива и образования термических NO_x с использованием пакетов программ ANSYS Fluent, ANSYS CFD;
3. Получены новые экспериментальные результаты по влиянию конструктивных и режимных параметров (коэффициента избытка топлива) на экологические (NO_x , CO) и тепловые характеристики четырех различных типов горелочных насадок;

4. Установлены зависимости влияния конструкции горелки (в частности, аэродинамической и температурной структуры факела) на механизмы образования NO_x ;

5. Научная новизна технических решений защищена патентами РК на изобретения (№37157 и № 37126).

На защиту выносятся следующие основные **научные положения и результаты**:

1. Результаты разработки и экспериментальной апробации новой конструкции микрофакельного горелочного устройства, подтверждающие её экологические преимущества по сравнению с традиционными вихревыми аналогами.

2. Результаты численного (CFD) моделирования рабочих процессов в микрофакельной горелке, валидированные по экспериментальным данным.

3. Экспериментально установленные зависимости, связывающие конструктивные параметры (тип и геометрию горелочной насадки) и режимные факторы (коэффициент избытка воздуха, скорость подачи топлива и воздуха) с экологическими и теплотехническими характеристиками горения.

4. Рекомендованы новые технические решения, направленные на снижение вредных выбросов и расширение диапазона устойчивого горения в водогрейных котлоагрегатах малой мощности, что подтверждается патентами Республики Казахстан.

Практическая значимость исследования состоит в возможности внедрения разработанных конструктивных решений в существующие и новые водогрейные котлоагрегаты. Это позволит значительно сократить выбросы вредных веществ (NO_x , CO) и повысить экологическую безопасность тепловых электростанций и котельных в Казахстане.

Практическая применимость полученных результатов подтверждается актами внедрения, выданными котельным заводом ТОО «Казкотлосервис».

Материалы диссертационной работы могут быть включены в учебную программу при чтении экологических курсов, так и технических дисциплин, при подготовке дипломных проектов и магистерских диссертаций.

Достоверность работы и полученных результатов обеспечивается:

- Применением современных высокоточных и сертифицированных средств измерений и проведением оценки погрешностей измерений;

- Воспроизводимостью экспериментальных данных и их сопоставлением с результатами аналогичных исследований зарубежных авторов;

- Валидацией результатов численного моделирования путем их сопоставления с данными, полученными в ходе собственных натурных экспериментов;

- Исследуемая проблема нашла отражение в отчетах по проектам, госбюджетных тем: «Исследование эффективности и разработка оптимальных схемных решений комбинированных систем теплоснабжения с

учетом использования ВИЭ в условиях Казахстана» (№АР19680488) и «Разработка и исследование новых схем и конструкции камер сгорания перспективных двигателей: ГТУ и двигателя Стирлинга, для повышения экологической безопасности и эффективности их работы в Казахстане» (№Р26104599);

- Подтверждением научной новизны полученными патентами РК на изобретения (№37157, № 37126).

Все полученные автором результаты основываются на корректном использовании современной литературы и подтверждаются сходимостью результатов опытных испытаний с данными расчетов числового моделирования и актом внедрения.

Личный вклад диссертанта заключается в:

- постановке задач исследования;
- обзоре и анализе литературных и патентных источников по теме диссертации;
- проведении математического моделирования в численных исследованиях процессов горения и образования вредных выбросов;
- выполнении чертежей и изготовлении физической модели новой горелки для ВК;
- сборке экспериментального стенда и непосредственное проведение экспериментов;
- разработке новых технических решений малоэмиссионных горелочных устройств и оформление заявок на патенты;
- анализе и обобщении полученных результатов.

Апробация результатов диссертации. Основные результаты работы были представлены и обсуждены на 12-й Международной научной конференции «Хаос и структуры в нелинейных системах. Теория и эксперимент» (Павлодар, 2022 г.); в двух тезисах международной научно-практической конференции «II юбилейные чтения Бойко Ф.К.» (Павлодар, 2025 г.); а также представлены в двух тезисах международной научно-технической конференции «Энергетика, инфокоммуникационные технологии и высшее образование» приуроченной к 50-летию университета (Алматы, 2025 г.).

Публикации. Основные результаты диссертационной работы отражены в 13 научных публикациях, в том числе: 3 научные статьи в отечественных изданиях, рекомендованных КОКСНВО; 2 статьи в журналах, индексируемых в базе данных Scopus с процентилем 74 % и 75 %; 6 докладов в сборниках международных научно-технических конференций. Кроме того, получены 2 патента РК на изобретения (№37157, №37126) и 2 заявки (№371482, №370815) находятся на экспертизе.

Объем и структура диссертации. Диссертация изложена на 124 страницах машинописного текста, состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка использованных источников (из 101 наименований) и 4 приложений. Работа содержит 74 рисунка и 15 таблиц.

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи исследования, определены объект и предмет исследования, отражена научная новизна и практическая значимость работы, а также сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

В первом разделе проведен детальный анализ литературных и патентных источников. Рассмотрены существующие конструкции и проблемы эксплуатации малых водогрейных котлов. Проанализированы современные пассивные и активные методы интенсификации теплообмена. Выполнен критический обзор существующих малоэмиссионных горелочных устройств, выявлены их преимущества и недостатки. На основе проведенного анализа сформулирована постановка цели и задач диссертационного исследования.

Во втором разделе представлены результаты экспериментальных исследований. В первой части проведены эксперименты по интенсификации теплообмена и определена оптимальная геометрия оребрения поверхностей нагрева. Во второй части представлена разработанная и запатентованная (Патент РК №37157) новая конструкция горелки. В третьей части приведены результаты основного огневого эксперимента – сравнительных испытаний четырех типов горелочных насадок, где доказываются экологические преимущества (снижение NO_x и CO) разработанной концепции «Тип D».

В третьем разделе представлено теоретическое (CFD) обоснование результатов, полученных в Главе 2. Описана методология моделирования в Ansys Fluent, создание геометрии и сетки, и проведена валидация численной модели по экспериментальным данным. Проведен детальный анализ расчетных полей температур, скоростей и концентраций NO_x , объясняющий физический механизм снижения выбросов в разработанной горелке.

В четвертом разделе представлены новые технические решения, составляющие научную новизну диссертации. Описаны запатентованное «Горелочное устройство со ступенчатым подводом воздуха» (Патент РК №37126) и две заявки, находящиеся на экспертизе, включая горелку для утилизации промышленных газовых отходов.

В заключении сформулированы основные научные и практические выводы по диссертационной работе, подтверждающие достижение поставленной цели и решение поставленных задач.

Приложения содержат копии патентов Республики Казахстан на изобретения, акты внедрения результатов диссертационной работы от ТОО «Казкотлосервис» и список опубликованных научных трудов по теме диссертации.

Данное исследование направлено на решение важной научно-технической задачи, связанной с повышением экологической безопасности и эффективности водогрейных котлоагрегатов, что имеет значительный потенциал для практического применения в условиях Казахстана.

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

В связи с ужесточением экологических требований и необходимостью повышения энергоэффективности теплотехнического оборудования, в последние годы особое внимание уделяется разработке малотоксичных горелочных устройств для водогрейных котлов малой мощности.

Проведение литературного обзора направлено на систематизацию и критический анализ существующих исследований в области совершенствования водогрейных котлов, методов интенсификации тепломассообмена и технологий снижения вредных выбросов.

Цель обзора – определить текущий уровень научных и инженерных решений, выявить нерешённые проблемы и обосновать направления дальнейших исследований, реализованных в данной диссертации.

1.1. Обзор улучшения и совершенствования малых водогрейных котлов

Для обеспечения производственных и жилых зданий теплом используют водогрейные котлы, работа которых основана на нагреве воды и передаче тепловой энергии по системам труб. Классифицируются такие установки по тепловой мощности, виду сжигаемого органического топлива, назначению, типу циркуляции теплоносителя и нагрева воды.

По тепловой мощности котлы разделяются на: малой, средней и большой мощности (до 400 кВт, до 10 МВт и до 210 МВт соответственно). Первые подогревают воду до 115 °С, два других обеспечивают покрытие теплофикационной нагрузки и нагревают воду до 150 °С, здесь давление воды достигает до 2,5 Па.

В зависимости от используемой энергии для выработки тепла котлы делят на: газовые (природный или сжиженный газ считаются наиболее экономичным и экологичным), твердо- (бурый или каменный уголь, бытовые отходы, дрова, торф, горючий сланец), жидкотопливные (сжигание нефтяных углеводородов) и электрические (для работы используют электроэнергию).

По области применения водогрейные установки предназначены для бытового и промышленного отопления, причем котлы малой мощности используют для отопления небольших помещений; установки средней мощности рассчитаны для обеспечения теплом объектов коммунального хозяйства; а обладающие высокой тепловой производительностью устанавливаются в крупных котельных или ТЭЦ.

В устройствах возможно использование трех типов циркуляции жидкости: естественная (разность плотности воды обеспечивает ее циркуляцию), принудительная (осуществляется за счет работы встроенным насосам) и комбинированная (сочетание двух описанных выше типов).

Исходя из способа подогрева теплоносителя водогрейные котлы делятся на проточные (в такой модели подогрев жидкости обеспечивается за счет

прохождения через нагревательный элемент) и емкостные модели с накопительным баком (сбор воды в специальных баках до необходимого значения подогрева) [7].

Кроме того, существует классификация водогрейных установок по типу тяги в газоздушном тракте, они разделяются на устройства с естественной, уравновешенной тягой и наддувом. В котлах с естественной тягой движение продуктов горения осуществляется под действием напора, который создается за счет разности плотностей атмосферного воздуха и газов в дымовой трубе. Движение продуктов сгорания по газоздушному тракту в устройствах с уравновешенной тягой осуществляется за счет совместной работы дымососа и дутьевого вентилятора. В топке котлов с наддувом сопротивление дымового тракта осуществляется с помощью дутьевых вентиляторов.

Котельные агрегаты также подразделяются по конструкции, по виду материалов поверхностей нагрева, а также по транспортабельности. Так, по конструкции различают секционные, жаротрубные, жарогазотрубные, водотрубные, горизонтально- и вертикально-водотрубные. По исполнению материалов нагревательной поверхности они делятся на чугунные и стальные. А в отношении локации – на передвижные и стационарные, которые устанавливаются на неподвижном фундаменте [8].

Широкий ассортимент выпускаемых устройств водогрейных котлов характеризуются чугунным или стальным исполнением. Тепловая мощность чугунных котлов достигает до 1,75 МВт тогда, как котлы из стали изготавливают в соответствии обеспечения до 210 МВт мощности тепла. Наряду с малой КПД применение чугунных котлов усложняется ручной топкой и большими габаритами. Поэтому возникла необходимость перехода к устройствам в стальном исполнении с автоматизацией систем управления.

В условиях экономии топливно-энергетических ресурсов, повышения стоимости отпускаемой теплоты, а также неудовлетворения качеством централизованного теплоснабжения существенное значение имеют исследования, связанные с котлами малой мощности. Подавляющее большинство таких водогрейных котлов выполнены водотрубными, как с естественной, так и с принудительной циркуляцией, по принципу проточных или емкостных водонагревателей. В качестве топлива чаще всего используется природный газ. Работа таких котлов полностью автоматизировано и оснащены всеми видами защиты. Опыт эксплуатации котлов малой тепловой мощности позволил выявить ряд недостатков, которые необходимо устранить и в конечном счете улучшению данных котлов уделить особое внимание.

Поэтому в этой главе проведен анализ литературных источников по вопросу совершенствования агрегатов малой мощности, направленное на повышение их эффективности, снижение эксплуатационных затрат и минимизацию воздействия на окружающую среду.

Основу модернизации водогрейных котлов могут составить следующие направления:

- конструктивные решения: замена морально и физически изношенных узлов, и элементов котла, топочных и горелочных устройств;
- технологическое усовершенствование: разработка наиболее эффективных горелок и автоматизация процессов регулирования и управления;
- режимные мероприятия: обеспечение экологической безопасности на фоне длительной эксплуатации оборудования (снижение тепловых потерь и негативного влияния выбросов в атмосферу).

Достаточно большой круг исследователей постсоветского пространства занимается вопросами улучшения работы водогрейных котлов, среди которых ведущее место занимают работы российских и украинских ученых.

Во время эксплуатации котлов малой тепловой мощности одним из недостатков является низкое техническое решение. Так, по сравнению с зарубежными аналогами в технологическом процессе производства тепловой энергии российских моделей наблюдаются слабые стороны. Кроме этого, автором отмечается некачественные разработки, отставание серийного производства высокоэффективных водогрейных котлов, а также отсутствие комплектующих оборудования. Поэтому он предлагает внедрение новой конструкции малогабаритного водогрейного котла, принцип работы которой сочетает в себе простоту, надежность и низкую трудоемкость исполнения [9].

Технологическая схема малогабаритного котла КВа-0,25 Гн представлена на рисунке 1.1.

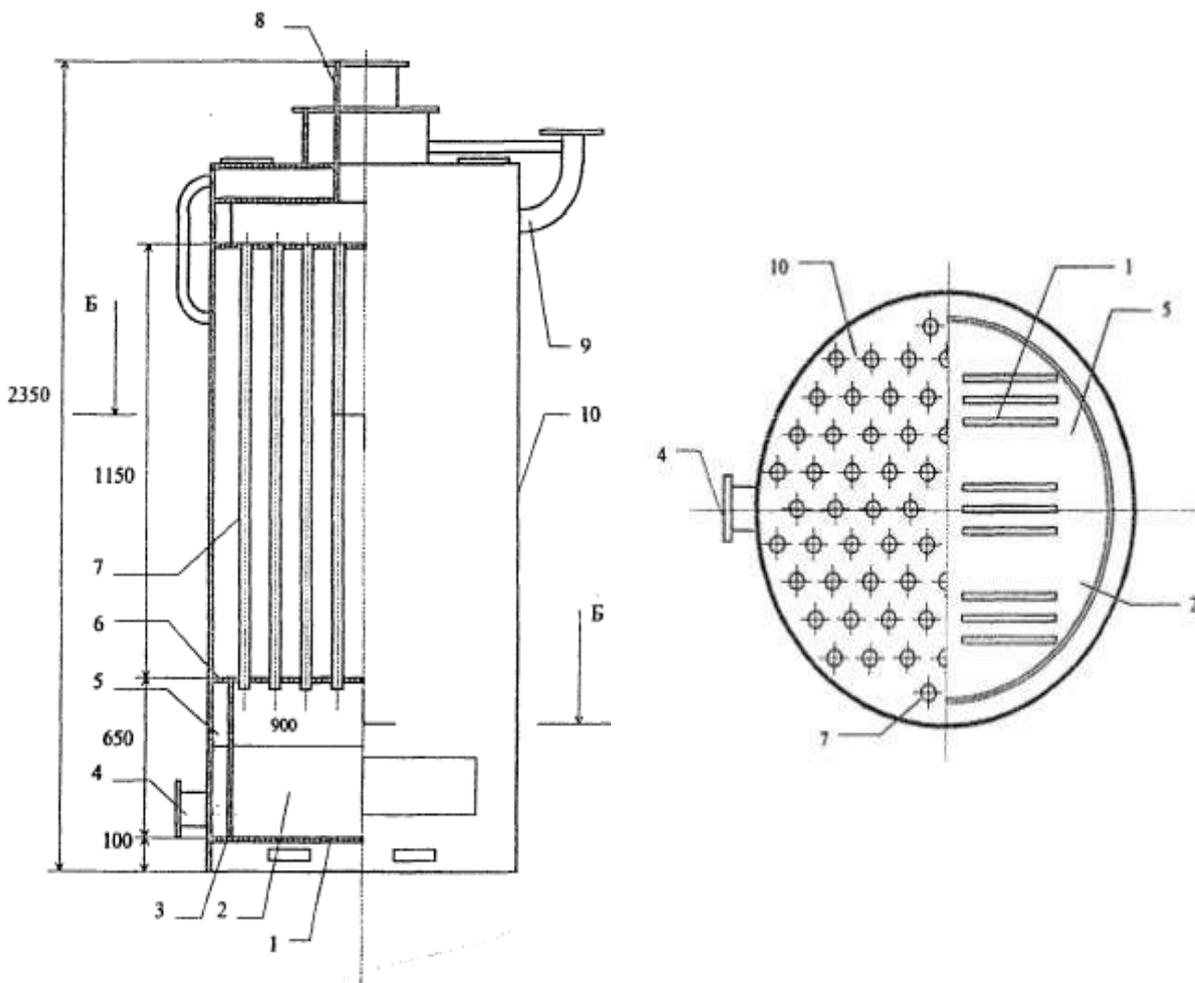
Благодаря движению воздуха сверху вниз в кольцевом зазоре между кожухом и корпусом котла, он нагревается и вносит физическую теплоту в топку, что существенно снижает тепловые потери в окружающую среду и повышает коэффициент полезного действия котла. Высокие технико-экономические показатели обеспечиваются также тем, что на основе установки спиральных турбулизаторов дымовых газов внутри труб происходит интенсивный теплообмен в радиационно-конвективном пучке труб.

Разработкам отечественных водогрейных котлов малой мощности с энергосберегающими технологиями, а именно совершенствование тепловых схем котельных посвящены две более современные, также российские работы [10, 11], которые рассматривают совершенствование технологического процесса производства теплоты за счет внедрения своих конструкций горелочных устройств.

Так, в исследовании [11] отмечается отклонение локальных температур дымовых газов в топке от их усредненных значений, достигая по некоторым данным значений $400 \div 500$ К, следствием чего являются локальные перегревы труб поверхностей нагрева и снижение надежности теплоснабжения.

Разработанная конструкция водогрейного котла малой мощности нашла практическое применение в действующей модели котла MORA-N котельной г. Курска и подтверждена патентом [12]. При сравнении данных матмодели и натурных экспериментов расхождение значений по исследованиям лучистого

теплообмена в топках котлов сочли удовлетворительным (не более 18 %), поскольку в известных формулах по подобным расчетам приведены большие погрешности (до 40 %).



А. Продольный разрез

1. Отражательный лист
2. Камера сгорания топлива
3. Опорная рама
4. Водяной патрубков
5. Водяная рубашка
6. Нижняя трубная доска

Б. Поперечные разрезы

7. Радиационно-конвективный пучок
8. Устройство для отвода продуктов сгорания топлива
9. Выходной патрубков
10. Корпус

Рисунок 1.1 – Водогрейный котел КВа-0,25 Гн

Для совершенствования работы водонагревательных установок другим автором [11] предлагается разработка конструкции инжекционного газогорелочного устройства. Здесь автором также доказана достоверность разработанной числовой модели для изучения процессов сжигания газа, эффективность инжекционной газовой горелки, а также проведены исследования по работе котельной малой мощности с каскадной компоновкой котлов «NEVALUX» с установкой в котлоагрегатах разработанных газогорелочных устройств.

Особенностью отопительных котлов американских разработчиков (Teledyne Laars) является использование высокой скорости протекания неподготовленной сетевой воды через теплообменник, что не приводит к образованию накипи в теплообменнике котла. Дополнительно данная технология привела к уменьшению объема водяной части котла, а иначе возникает необходимость использования циркуляционного насоса высокой мощности, который потребляет много электроэнергии.

Немецкие и шведские фирмы (Wiessmann, Buderus, CTC) поставляют на рынок низкотемпературные и конденсационные котлы, при отсутствии и наличии конденсации водяных паров продуктов сгорания соответственно. Конденсация водяных паров при этом приводит к повышению энергетического потенциала топлива (скрытая теплота конденсации усваивается хвостовыми поверхностями нагрева котла) и уменьшению потери теплоты с уходящими газами.

Японская фирма Takuma разработала вакуумный водогрейный котел, который наполнен хорошо очищенной водой, чем обеспечивается надежность и длительная эксплуатация котельного агрегата. Здесь установлены два теплообменника, включенный в отопительный контур и работающий в режиме горячего водоснабжения. Внутри котла за счет небольшого вакуума вода закипает при температуре ниже 100 °С, испаряется, затем конденсируется на теплообменниках и снова поступает в жидкую фазу. Так, очищенная вода не выводится из агрегата и всегда организуется необходимое ее количество [13].

Согласно утвержденной «Концепции развития топливно-энергетического комплекса Республики Казахстан на 2023-2029 годы», теплоэнергетический сектор страны характеризуется высокой степенью износа генерирующего оборудования, который в среднем составляет 57 %. При этом эффективность систем теплоснабжения остается на низком уровне: средний коэффициент полезного действия (КПД) водогрейных котлов по стране оценивается в 75 %, а с учетом потерь при транспортировке общий КПД системы падает до 58 %. В документе также отмечается высокая энергоемкость ВВП Казахстана, которая в 3,2 раза превышает показатели стран ОЭСР, что диктует необходимость внедрения энергоэффективных технологий именно в секторе генерации тепла [5].

Для обеспечения безопасной и эффективной эксплуатации современных водогрейных котлов требуется их комплексная модернизация, направленная на повышение энергетической и экологической эффективности.

Основными направлениями совершенствования являются уменьшение габаритов и металлоёмкости конструкций, предотвращение локальных перегревов и повышение механической прочности труб, а также снижение тепловых потерь.

Особое значение имеет интенсификация процессов горения и теплообмена в топочной камере и на поверхностях нагрева, что позволяет

повысить общий коэффициент полезного действия установки и снизить эмиссию вредных веществ.

Перечисленные задачи определяют необходимость дальнейшего анализа существующих методов интенсификации теплообмена, который представлен в следующем подразделе.

1.2. Анализ интенсификации теплообмена поверхностей нагрева малых водогрейных котлов

Интенсификация процессов теплообмена является актуальной задачей. Способы интенсификации бывают активные, пассивные и смешанные [14, 15]. К пассивным методам относятся: турбулизация потока, применение оребрения [16], применение различных частиц [14, 15]. К активным методам относятся: использование вибрации [17], ЭГД (электрогидродинамика) [18], МГД (магнитогидродинамика) [19]. К составным (комбинированным) технологиям относятся: наночастиц + магнитогидродинамикой [20], электрогидродинамика + модификацией поверхности [21] также различные другие комбинации этих подходов [22] (рис. 1.2).

Из рассмотренных методов наиболее перспективными для внедрения в газоходах котлов, производимых в Казахстане, являются пассивные методы.



Рисунок 1.2 – Методы интенсификации теплообмена в трубах

Анализ современных исследований в области интенсификации теплообмена показывает, что ключевым фактором повышения эффективности

конвективных поверхностей нагрева является оптимизация геометрии оребрения. В научной литературе широко обсуждается влияние формы профиля ребра на структуру пограничного слоя. Так, ряд авторов указывает на существенные преимущества поверхностей сложной формы перед традиционными прямоугольными ребрами.

В работе [21] исследовалось влияние различных параметров, таких как концентрация наножидкостей, скорости воздуха при использовании труб с оребрением. Использование труб с оребрением и применением металлов, меняющих фазу [22] показало, что использование неравномерного оребрения позволяет повысить процесс плавки металла. Исследование [23] влияния форм оребрения показало, что фрактальные ребра более эффективны по сравнению с прямоугольными. Исследование круглых ребер показало [24], что в отличие от стандартных ребер, они позволяют сократить время плавки металла. Исследования показали, что увеличение количества ребер приводит к снижению времени плавления до 69,5 % при расстоянии между ребрами равным 15,65 мм. В работе [25] исследовались прямоугольные и треугольные ребра в канале наноразмеров. Анализ результатов показал, что каналы с треугольными ребрами имеют более эффективный теплообмен по сравнению с каналами с прямоугольными ребрами. Заметно, что число Nu для треугольных форм имеет определенно более высокое значение в определенных периодах. В статье [26], исследовались четыре вида оребрения и их влияние на ожижение водорода. Анализ показал, что зубчатый, волнообразный ребра могут повысить коэффициент интенсификации теплообмена до 28,6 % при низких числах Рейнольдса. Исследование [27] показало, что расположение переднее плотное и заднее разреженное и переднее разреженное и заднее плотное распределения ребер могут улучшить теплопередачу за счет улучшения равномерности распределения разности температур в канале. В работе [28] исследовались топология расположения ребер на процессы теплообмена в теплообменном аппарате.

В работе [29] исследовалось влияние пористости материала оребрения на эффективность теплообмена. Анализы показали, что существует определенный предел, при котором достигается максимальная эффективность теплообмена между внешним теплоносителем и внутренним. В работе [30] проводилась оптимизация площади теплообмена используя метод Оптимизации по наилучшему результату. Исследование ребра в виде плавника дельфина с применением искусственной нейронной сети [31] показало, что такая форма позволяет снизить гидравлические сопротивления на 28 % в сравнении с прямоугольным оребрением. В работе [32] исследовались оребрения в виде треугольников. Исследования показали увеличение теплообмена до 4 раз. Исследования теплообмена и гидравлического сопротивления в трубе с роторами на нитевидных вставках [33] показали увеличение числа Нуссельта на 123 %, а коэффициента трения на 74,8 %. Исследования прямоугольных ребер [34] показало увеличение эффективности хранения льда на 9,61 % по сравнению с продольными

ребрами. В работе [35] исследовались прямоугольные ребра с различными высотами. В работе [36] исследовались полукруглые ребра в потоке воздуха при числах Рейнольдса равным $1000 \div 10000$. В [37] работе исследовался процесс теплообмена в газоходе с трубами в форме круга, эллипса и крыла при числах Рейнольдса от 5000 до 24000. Исследования показали, что описанные выше формы не влияют на процесс теплообмена, а также, что существует оптимальное значение числа Рейнольдса при котором достигается максимальная эффективность. В работе [38] исследовались ребра в форме Y, причем такие ребра позволяют повысить отдачу тепла до 81 %. В работе [39] проводилась оптимизация теплообмена в теплообменном аппарате с прямоугольными ребрами. В работах [40, 41] исследовался процесс теплообмена двухфазного потока при низких числах Рейнольдса. Исследования показали, что для повышения теплообмена при оребрении, потоки должны иметь большую разницу температур и высокие значения числа Рейнольдса. Исследования спиральных оребрений при числах Рейнольдса равных $4000 \div 18000$, показал, что при увеличении шага оребрения, снижаются потери давления.

Таким образом, на основе проведенного обзора можно сделать вывод, что для условий естественной тяги и малых скоростей газов, характерных для МВК, наиболее перспективным является не простое увеличение площади (сплошное оребрение), а создание организованной турбулизации пристенного слоя. Результаты сравнительного анализа рассмотренных методов сведены в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Сравнительный анализ методов интенсификации теплообмена для малых котлов

Метод интенсификации	Принцип действия	Преимущества	Недостатки	Применимость в МВК
Активные методы (Вибрация, ЭГД, МГД)	Внешнее воздействие на поток для его перемешивания	Высокая эффективность теплообмена	Требуют подвода внешней энергии, сложны в эксплуатации и дороги	Низкая
Сплошное оребрение (Прямоугольное)	Увеличение площади поверхности теплообмена	Простота изготовления, технологичность	Низкая степень турбулизации потока, значительный рост габаритов	Средняя
Дискретное (прерывистое) оребрение (Зубчатое, треугольное)	Разрушение пограничного слоя на разрывах ребер	Высокая теплоотдача (+25-35 %), компактность поверхности	Повышенное аэродинамическое сопротивление	Высокая
Внутренние турбулизаторы (Вставки, роторы)	Закрутка потока внутри трубы	Значительный рост числа Нуссельта (до 120 %)	Резкий рост гидравлического сопротивления, сложность чистки труб	Средняя

На основании проведенного анализа можно заключить, что необходимость интенсификации теплообмена воздействием на структуру потока, а не просто увеличением скорости, диктуется спецификой поверхностей нагрева малых отопительных котлов. Только совместный анализ величин, вводимых в качестве количественной меры интенсивности теплообмена и расходуемой мощности на прокачку теплоносителя, может дать объективную оценку эффективности. В существующих конвективных поверхностях это соотношение часто нарушается в пользу роста гидравлического сопротивления, поэтому оптимальные условия могут быть созданы лишь искусственно с помощью интенсифицирующих эффектов.

В целом анализ показывает, что на процесс теплообмена влияют число Рейнольдса, форма ребра, расположения ребер относительно друг друга. В данной работе, представлен анализ 6 видов ребер различной формы. Основной упор в исследованиях делается не на изменениях числа Рейнольдса, т.е. скорости, а на влиянии формы канала, создаваемого ребрами.

Известно, что расположение ребер, вынесенных к ядру потока в прямоугольном канале, является более целесообразным, чем их традиционное размещение на стенках. Такие ребра активно воздействуют на угловые застойные зоны, подключая их к процессу теплообмена при умеренном росте сопротивления. Все эти соображения были учтены в данной работе при разработке новой поверхности, образованной трубными панелями. Предлагаемая конфигурация использует дополнительные участки труб и эффект криволинейного течения для создания развитой турбулентности.

Численно изучается явление кипения насыщенного потока воды в горизонтальной гладкой трубе из нержавеющей стали при атмосферных условиях. Исследуется влияние массового потока ($254,67 \text{ кг/м}^2 \text{ с} \div 600,00 \text{ кг/м}^2 \text{ с}$), теплового потока ($16,97 \div 135,00 \text{ кВт/м}^2$), шероховатости поверхности ($0,15 \text{ мм} \div 0,5 \text{ мм}$), угла наклона ($0^\circ \div 60^\circ$) и диаметра трубы ($5 \text{ мм} \div 50 \text{ мм}$) на коэффициент теплопередачи при кипении потока и общую объемную долю пара. Двумерная модель турбулентности k- ϵ платформы ANSYS-FLUENT используется вместе с моделью объема жидкости для отслеживания интерфейса между водой и паром. Численные результаты показывают, что коэффициент теплопередачи при кипении потока возрастает с ростом потока массы и уменьшается с ростом потока тепла. Кроме того, обнаружено, что при увеличении потока тепла общую объемную долю пара в области увеличивается, что подтверждает наблюдение падения коэффициента теплопередачи при кипении потока. Наблюдаемое явление вполне справедливо для обычных труб, используемых в промышленности. Улучшение коэффициента теплопередачи при кипении потока также наблюдается для труб с более высокой шероховатостью поверхности. Влияние угла наклона оказывает существенное влияние на коэффициент теплопередачи при кипении потока, и коэффициент теплопередачи возрастает с ростом угла наклона, за исключением случаев большего потока массы.

Коэффициент теплопередачи при кипении потока для трубы меньшего диаметра больше по сравнению с трубой большего диаметра, и после определенного диапазона диаметра трубы (20 мм) изменение коэффициента теплопередачи при кипении потока становится незначительным [42].

В работе [43] представлены результаты теоретического расчета теплоотдачи оребренных труб воздухоохлаждаемых теплообменников с внешними эксплуатационными загрязнениями. Для определения термического сопротивления слоя загрязнения сформулирована и решена задача о распределении температуры в кольцевом слое. Рассчитаны минимальная и средняя по поверхности температура отложений, термическое сопротивление кольцевого слоя и коэффициент теплопередачи оребренного трубчатого теплообменника. Показано, что на коэффициент теплопередачи наибольшее влияние оказывает толщина слоя загрязнения у основания ребер.

Необходимость интенсификации теплообмена воздействием на поток, а не просто увеличением скорости диктуется спецификой поверхностей нагрева малых отопительных котлов, для которых разрабатываются данные оребрения. Только совместный анализ величин, вводимых в качестве количественной меры интенсивности теплообмена и расходуемой мощности на прокачку теплоносителя, может дать объективную оценку экспериментальных результатов. В существующих конвективных поверхностях в силу дополнительных источников диссипации энергии это соотношение нарушается в пользу носителей количества движения. Поэтому оптимальные или близкие условия этого соотношения могут быть созданы лишь искусственно с помощью различных интенсифицирующих эффектов или их комбинаций.

Интенсификация тепломассообмена на поверхностях нагрева малых водогрейных котлов, особенно в трубах, включает в себя методы повышения теплообмена между горячими газами и водой в трубах. Это может достигаться различными способами, такими как увеличение площади теплообмена, улучшение турбулентности потоков или использование специальных материалов и покрытий для труб.

Один из подходов к интенсификации теплообмена – это использование труб с увеличенной поверхностью, например, труб с наружными ребрами или спиральными обвивками. Эти конструкции способствуют более эффективному обмену теплом за счет улучшения турбулентности и увеличения площади контакта.

Другой метод включает применение специальных покрытий или добавок, которые улучшают теплопроводность труб. Эти покрытия могут уменьшать тепловые потери и повышать общую эффективность котла.

Также важно учитывать, что интенсификация теплообмена может привести к увеличению давления и механических нагрузок на трубы, что требует учета дополнительных факторов при проектировании и эксплуатации котлов. Регулярное техническое обслуживание и проверка состояния труб

также необходимы для обеспечения долгосрочной надежности и эффективности работы системы.

Таким образом, анализ современных методов интенсификации показывает, что для водогрейных котлов малой мощности наиболее рациональными являются пассивные методы – применение дискретного оребрения и турбулизаторов. Эти решения позволяют увеличить коэффициент теплоотдачи на 25÷35 % при росте гидравлического сопротивления не более 10÷15 %.

Однако повышение эффективности теплообмена само по себе не решает задачу снижения выбросов NO_x и CO , которые формируются в зоне горения. Поэтому дальнейшие исследования должны быть направлены на разработку горелочных устройств нового поколения, обеспечивающих как высокую интенсивность теплопередачи, так и минимальные экологические показатели.

1.3 Анализ малоэмиссионных горелочных устройств

Опыт эксплуатации котлов малой тепловой мощности позволил выявить ряд недостатков, среди которых существенную роль играет вклад теплоэнергетики в загрязнение окружающей природной среды. Современная котельная техника характеризуется развитием не только технико-технологическим направлением, которые описаны выше, но и снижением антропогенного воздействия токсичных выбросов на окружающую среду.

Разработкам технологий, которые позволяют удовлетворить требования экологической безопасности технологических процессов посвящены достаточное количество трудов.

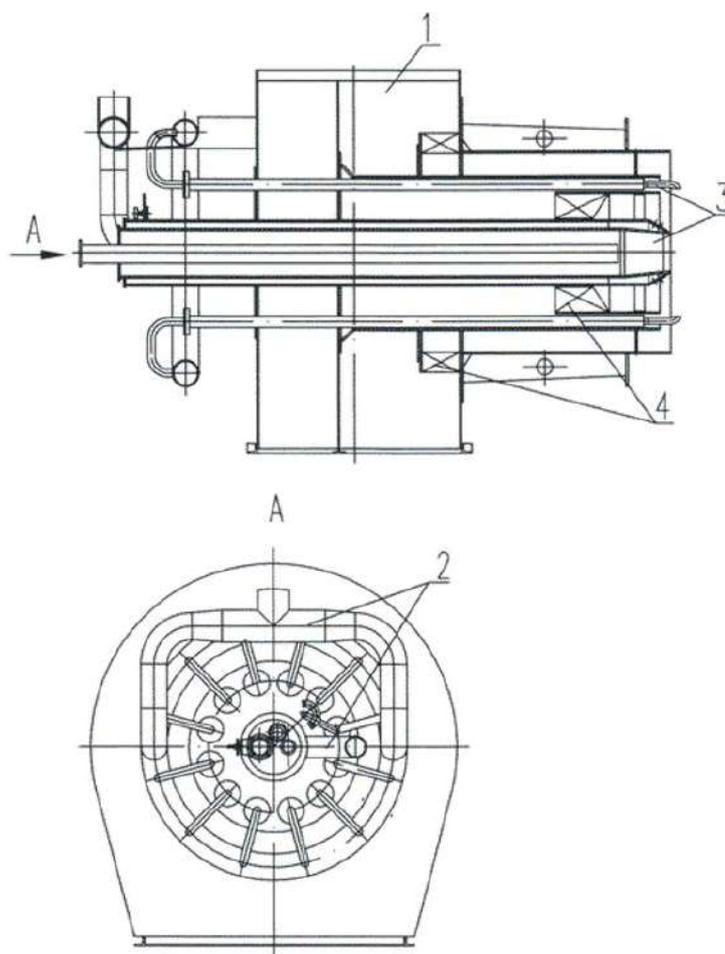
В продуктах горения углеводородного топлива в котельных установках содержатся химические соединения, которые оказывают вредное воздействие на живые организмы, ухудшая санитарно-гигиеническое состояние среды их обитания. Спектр негативного воздействия может также быть пополнен такими явлениями, как снижение качество продукции предприятия, механический износ и разрушение строительных конструкций зданий и сооружений [44].

В данном исследовании анализируются малоэмиссионные горелочные устройства, используемые при модернизации котлоагрегатов для снижения выбросов NO_x . Эти устройства предназначены для обеспечения снижения уровня выбросов оксидов азота в процессе сгорания.

Существующие технические решения можно классифицировать по методу организации сжигания:

1) *Малотоксичные газомазутные вихревые горелки ГМВИ* (рис. 1.3). Данные горелки обеспечивают уровень выбросов NO_x до 100÷150 мг/м³ (при $\alpha = 1,05 \div 1,1$). Газомазутная горелка предназначена для установки на энергетических котлах, работающих на природном газе и мазуте, обеспечивая полное сгорание топлива за счет создания однородной топливно-воздушной смеси в топке. Эти горелки позволяют сжигать газ и мазут как отдельно, так и

одновременно. В последнем случае мазут добавляется к газу, что улучшает качество сгорания, увеличивает тепловую отдачу и снижает выбросы вредных веществ в атмосферу. Газомазутные горелки оптимальны для использования в котлах и системах, подключенных к топливным магистралям, особенно если есть риск перебоев в подаче топлива. Обычно газ (сжиженный или магистральный) используется как основное топливо. Недостатком газомазутных горелок является их сложность в обслуживании и настройке, зависимость от качества топлива, повышенные требования к безопасности и более высокая стоимость эксплуатации по сравнению с горелками, работающими на одном виде топлива.

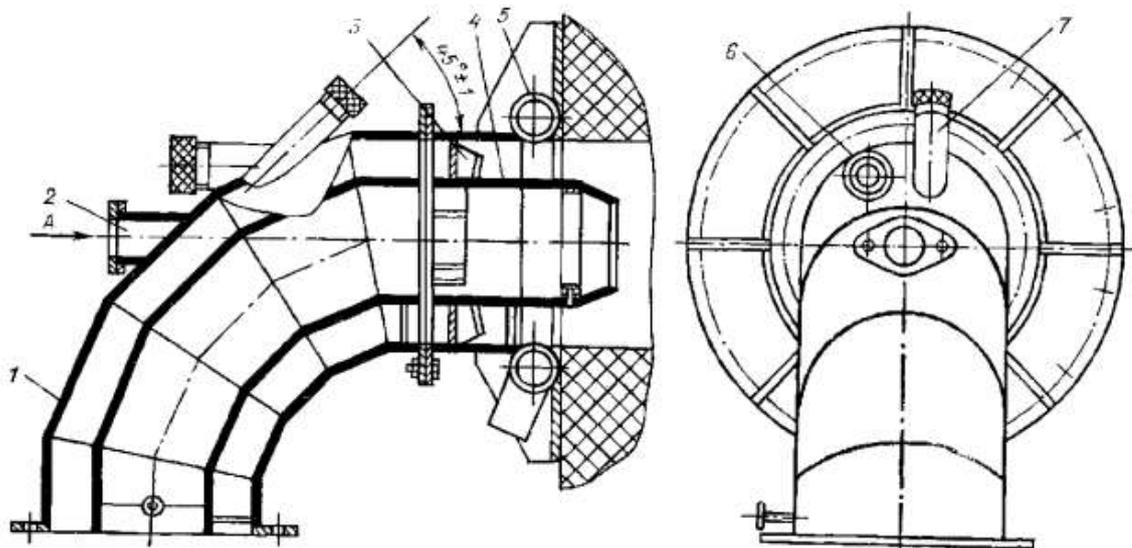


1 – воздушный короб; 2 – газовый коллектор; 3 – газораздающий трубки и газораздающий конус; 4 – завихритель воздуха

Рисунок 1.3 – Горелки газомазутные вихревые ГМВИ (источник: интернет-страница фирмы по котельному и теплообменному оборудованию «Инэкс» [45])

2) Горелки двухстадийного сжигания типа ГДС-100 (рис. 1.4), ГДС-50. Обеспечивают снижение NO_x до 120 мг/м^3 без применения рециркуляции. Технология основана на снижении выбросов оксидов азота на $30\div 60\%$ за счет ступенчатой подачи реагентов. Данные технологии были внедрены более чем на 100 котлах электростанций и на 900 крупных водогрейных и

промышленных котлах в городах стран СНГ. В мощных водогрейных котлах моделей ПТВМ-180, ПТВМ-100 и ПТВМ-50 широко используются двухстадийные горелки данной серии.



1 – колено воздуховода; 2 – патрубок для мазутной форсунки; 3 – лопаточный закручивающий аппарат для первичного воздуха; 4 – осевая труба для подачи вторичного воздуха; 5 – газовая камера; 6 – смотровое окошко (гляделка); 7 – патрубок для охлаждения запального устройства

Рисунок 1.4 – Горелки двухстадийного сжигания типа ГДС-100 (источник: интернет-страница научно-познавательного издания «Энергетика: история, настоящее и будущее» [46])

3) *Струйно-нишевые горелки* (рис. 1.5). Обладают рядом преимуществ, таких как улучшенное смешивание топлива с воздухом, что способствует более полному сгоранию и снижению уровня вредных выбросов. Однако у них есть и недостатки. Главный из них – это сложность конструкции, что приводит к более высоким требованиям к эксплуатации и обслуживанию. Также такие горелки могут быть менее эффективны при изменениях в качестве топлива. Значение NO_x до 120 мг/м^3 может быть обеспечено при нагрузке до 80 % (без вентиляторный режим). Для котлов ПТВМ-30 предполагается, что может быть обеспечен режим работы без дымососа, в результате чего достигается дополнительная экономия электроэнергии.

4) *Горелки ГГРУ (газовые горелочные устройства с регулированием)* (рис. 1.6). Обеспечивают NO_x до 120 мг/м^3 , используется или позонное сжигание, или рециркуляция дымовых газов. Основное их преимущество – возможность тонкой регулировки подачи топлива и воздуха. Однако недостатком таких горелок является сложность в настройке и обслуживании, особенно при эксплуатации на установках с переменными нагрузками. Кроме того, для обеспечения стабильной работы требуется поддержание определённых условий подачи газа, что может стать проблемой в случае нестабильного давления в газопроводе.

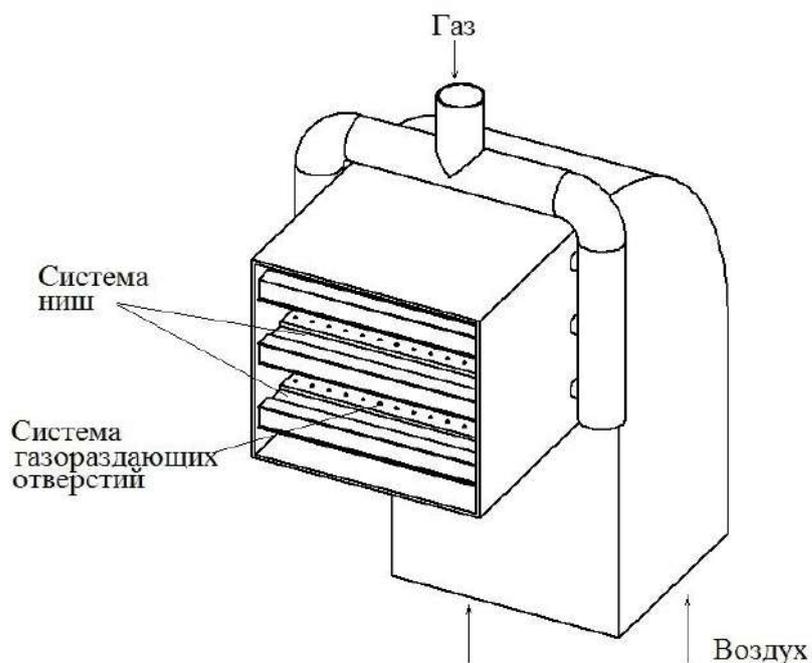


Рисунок 1.5 – Струйно-нишевые горелки (источник: интернет-страница «Циклопедия» [47])

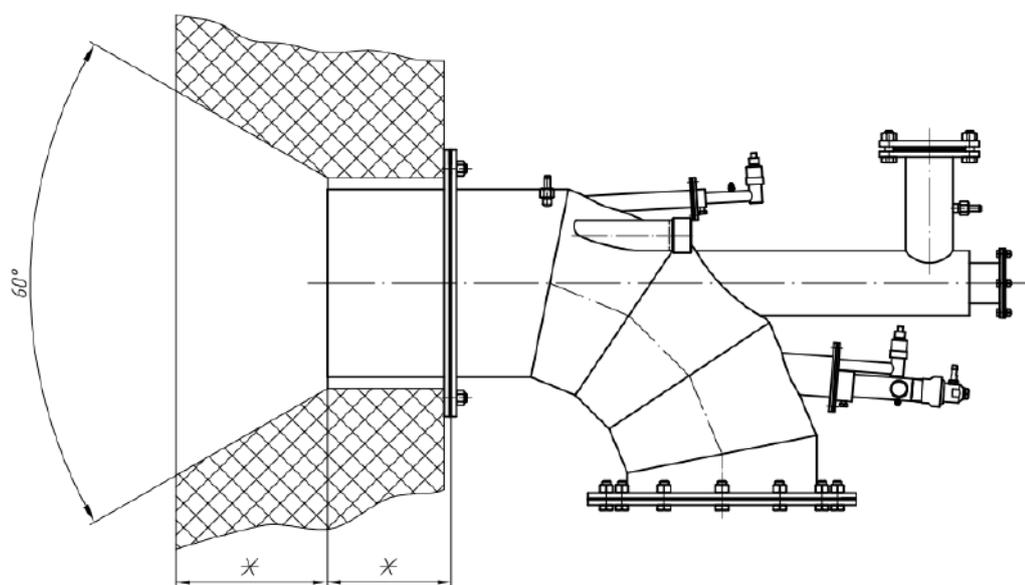
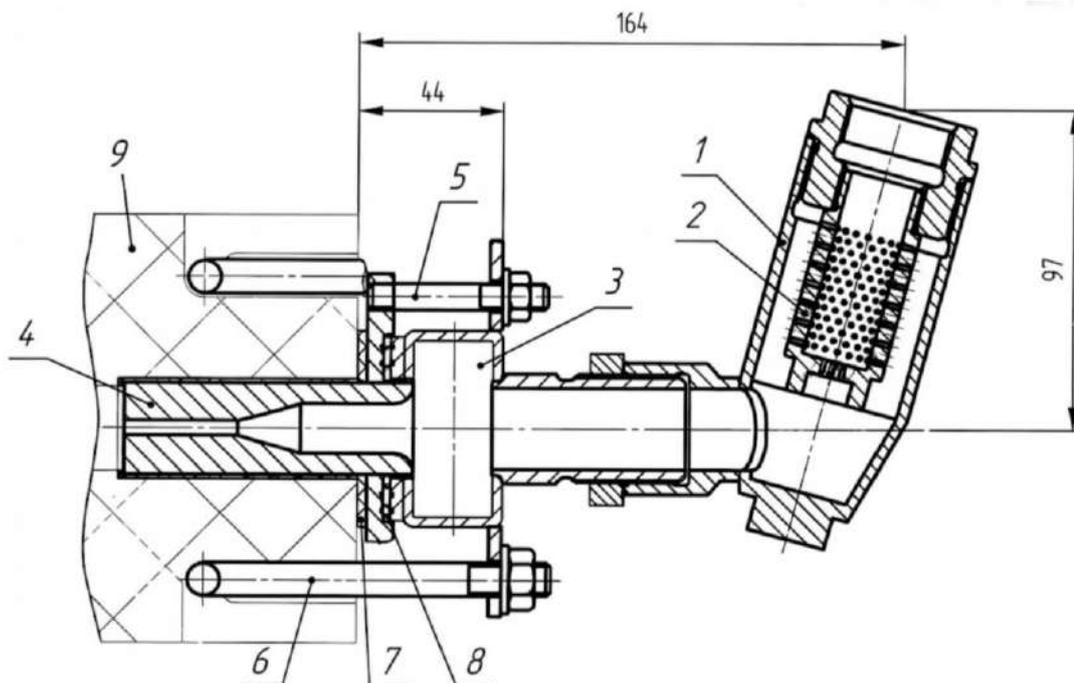


Рисунок 1.6 – Газовые горелочные устройства с регулированием (источник: интернет-страница научно-производственной фирмы «Экотеплогаз» [48])

5) *Горелки предварительного смешения (ГПС)* (рис. 1.7). Модели ГПС-8, ГПС-12, ГПС-50, ГПС-20 и 24 обеспечивают уровень NO_x менее 125 мг/м^3 . Предназначены для сжигания природного газа в промышленных и отопительных котлах. Характеризуются стабильной работой, эффективным сжиганием топлива и сниженным уровнем вредных выбросов. Среди недостатков отмечается необходимость регулярной технической проверки и настройки, так как работа горелок может ухудшаться при колебаниях давления газа или при низком качестве топлива.



1 – смесеподводящий патрубок; 2 – огнепреградитель; 3 – коллектор; 4 – сопло с прижимным фланцем; 5 – шпилька прижимная; 6 – шпилька монтажная; 7 – прокладка минераловатовая; 8 – то же, паронитовая; 9 – горелочный камень

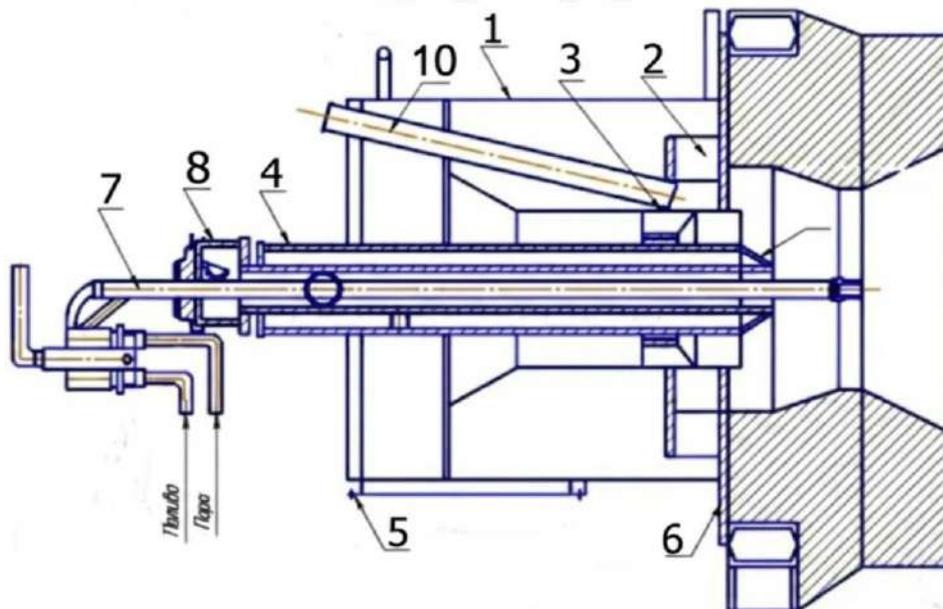
Рисунок 1.7 – Горелки предварительного смешения (источник: интернет-страница компании «P-IR Group» [49])

6) *Газомазутные горелки универсальные/регулируемые ГМУ-м* (рис. 1.8). Имеют тепловую мощность 5, 7, 10, 15, 20, 30, 45 и 60 МВт. Применяются для сжигания как газа, так и мазута, что обеспечивает гибкость в эксплуатации котлов. Позволяют эффективно использовать оба вида топлива, адаптируясь к условиям эксплуатации. Недостатком можно считать сложное техническое обслуживание из-за необходимости контроля и регулировки для оптимального сгорания каждого типа топлива.

7) *Трехсекционные прямоточно-вихревые горелки* (рис. 1.9). Тепловая мощность 20, 30, 40 и 50 МВт. Предназначены для эффективного сжигания топлива с улучшенным процессом его смешивания с воздухом за счет вихревого движения. Благодаря этому достигается более полное сгорание. Недостатком является сложная конструкция, что приводит к повышенным требованиям к обслуживанию. Эффективность может снижаться при изменениях условий эксплуатации, таких как нестабильное топливо или колебания давления воздуха.

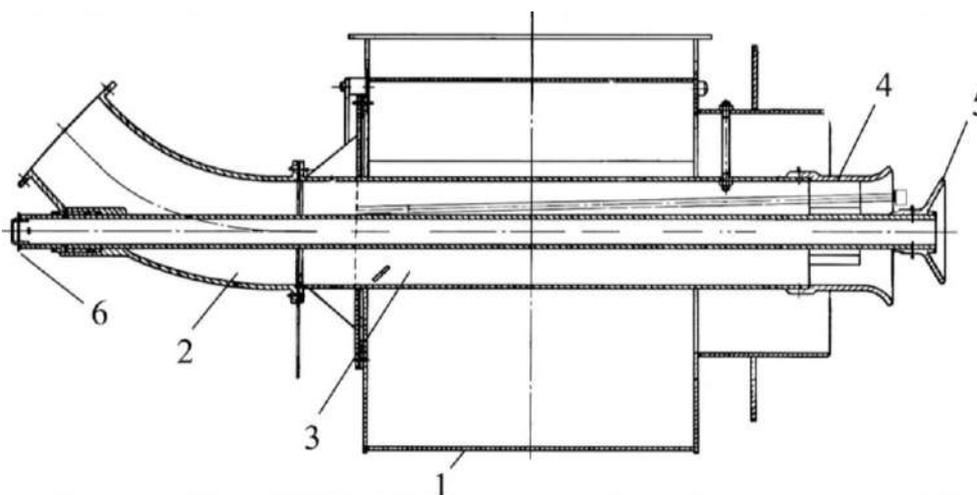
8) *Горелки ГМГ (газомазутные горелочные устройства)* (рис. 1.10). Обеспечивают уровень NO_x 100 мг/м³ и ниже. Предназначены для работы как на газе, так и на мазуте. Позволяют быстро переключаться между разными видами топлива. К преимуществам относится высокая эффективность сжигания, однако недостатком является сложность в обслуживании и

настройке, особенно при частых переключениях топлива. Требуется регулярный контроль за состоянием форсунок.



1 – корпус горелки, образующий короб для подвода воздуха; 2 – аксиальный завихритель первичного воздуха; 3 – радиальный завихритель вторичного воздуха; 4 – газовая часть горелки с патрубком подвода газа; 5 – фланец присоединения к воздуховоду вентилятора; 6 – фланец крепления к фронту котла; 7 – паромеханическая форсунка для сжигания мазута; 8 – узел захлопки газовой части; 9 – перегородка разделения воздушных потоков; 10 – патрубок установки запально-защитного устройства

Рисунок 1.8 – Газомазутные горелки универсальные (источник: интернет-страница завода энергетического оборудования «Ильмарине» [50])



1 – улитка вторичного воздуха; 2 – патрубок аэросмеси; 3 – канал аэросмеси в корпусе горелки; 4 – опорная втулка; 5 – конус-рассекатель; 6 – управление

Рисунок 1.9 – Прямоточно-вихревые горелки (источник: интернет-страница коллекций электронных учебных материалов «Studme.org!» [51])

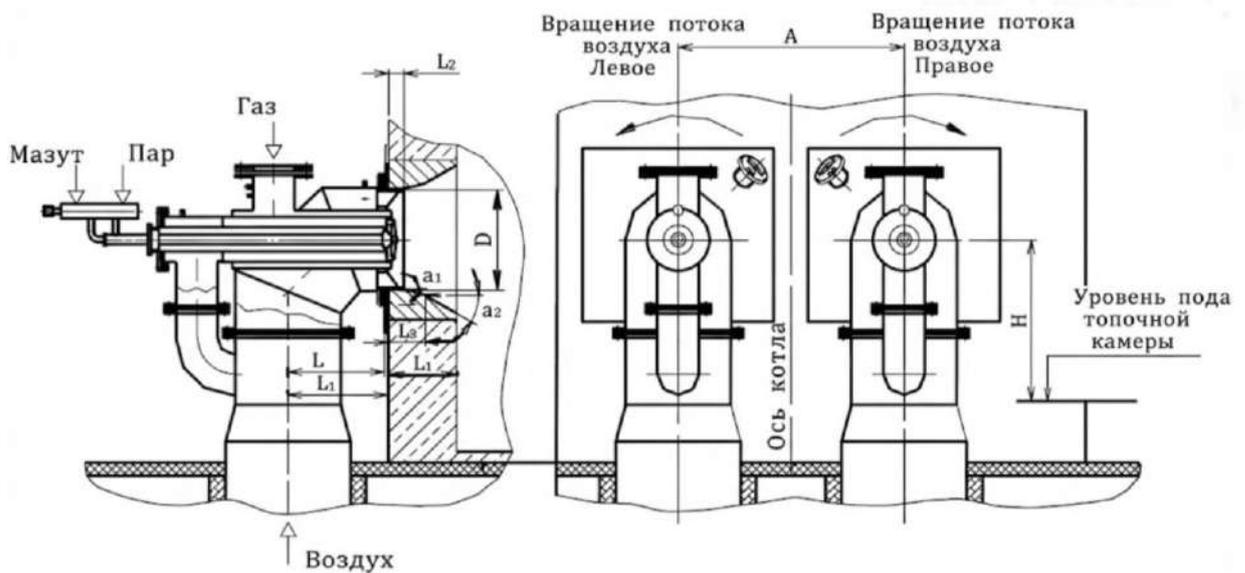


Рисунок 1.10 – Газомазутные горелочные устройства (источник: интернет-страница научно-производственного объединения «Новоалтайский завод энергетического оборудования» [52])

9) Горелки производства стран дальнего зарубежья (Европа, США). К данной группе относятся высокотехнологичные устройства западных производителей, которые отличаются высокой степенью автоматизации, но имеют значительную стоимость.

- Горелки «Pillard» (Франция) (рис. 1.11). Используют два технических решения для уменьшения NO_x : внутренняя рециркуляция дымовых газов благодаря инжекторам и раздробление общего факела в центральную и периферийную части. Недостатком является высокая стоимость оборудования и обслуживания.

- Газомазутные горелки Esotax (Германия) (рис. 1.12). Выбросы NO_x составляют $100 \div 130 \text{ мг/м}^3$. Обеспечивают экономичное сжигание, но отличаются высокой стоимостью и сложностью настройки, требующей квалифицированного персонала.

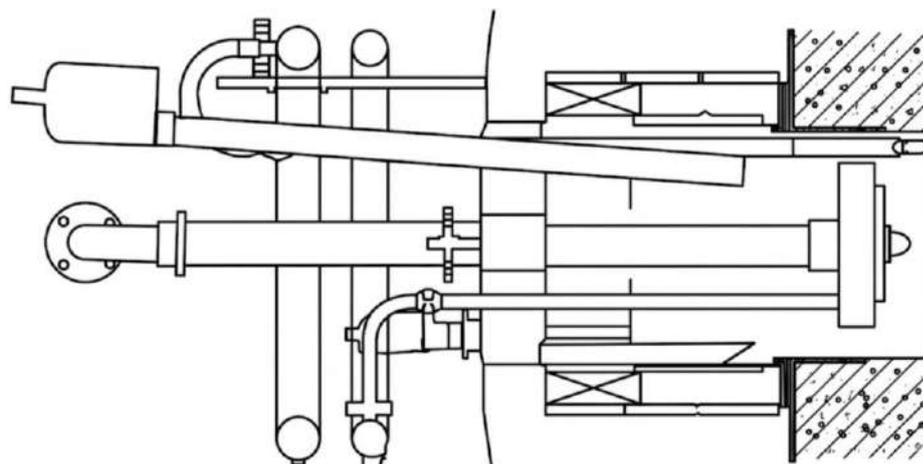


Рисунок 1.11 – Горелки «Pillard» (источник: интернет-страница компании «Fives» [53])

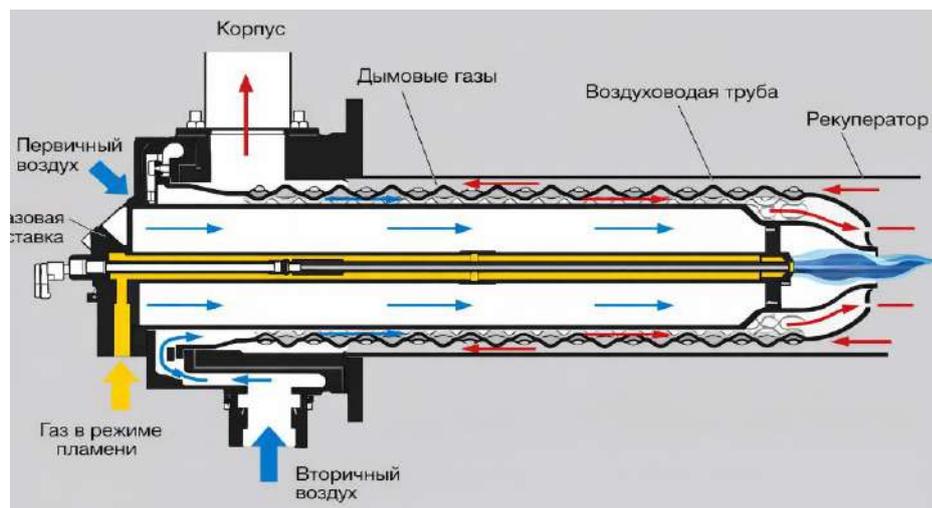


Рисунок 1.12 – Горелки Ecomax (источник: интернет-страница компании «Blondeau» [54])

- Горелки SKV-A (рис. 1.13). Оснащены встроенным вентилятором мощностью $7,0 \div 15,2$ МВт предназначены для применения на паровых и водогрейных котлах. Ключевое преимущество – интегрированный вентилятор, обеспечивающий эффективную подачу воздуха. Недостаток – сложность конструкции, увеличивающая стоимость эксплуатации.

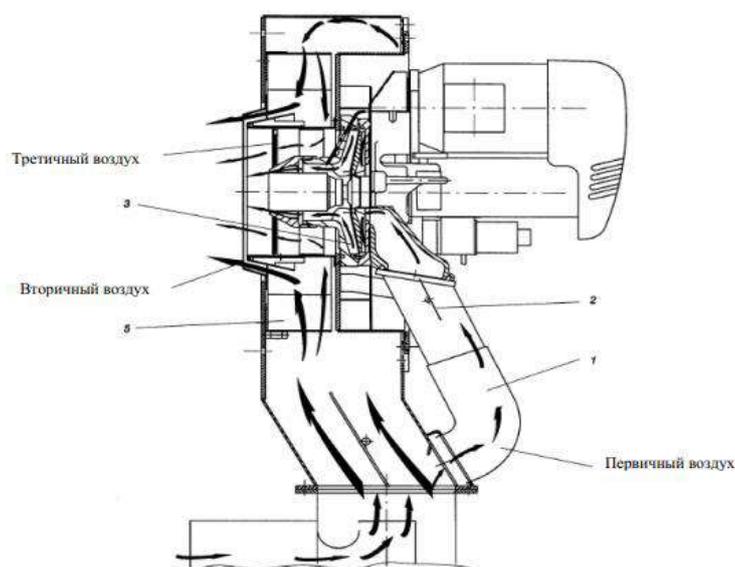


Рисунок 1.13 – Горелки SKV-A (источник: интернет-страница журнала «СОК» [55])

- Горелки типа TEMINOX (рис. 1.14) мощностью $5,4 \div 18,5$ МВт. Работают на газе и дизельном топливе. Выбросы оксидов азота NO_x без применения устройств рециркуляции составляют менее 100 мг/м^3 . Это делает их особенно привлекательными с точки зрения соблюдения экологических стандартов. Однако, их недостатком может быть высокая стоимость оборудования и необходимости тщательной настройки и обслуживания для поддержания низкого уровня выбросов и оптимальной работы.

- Горелки *Dreizler* (модель 2х MC 10003.4 ARZ). Используют систему дополнительного кислорода для высокоэффективного сжигания. Недостаток – крайне высокая стоимость оборудования и эксплуатации, сложная интеграция в существующие системы.

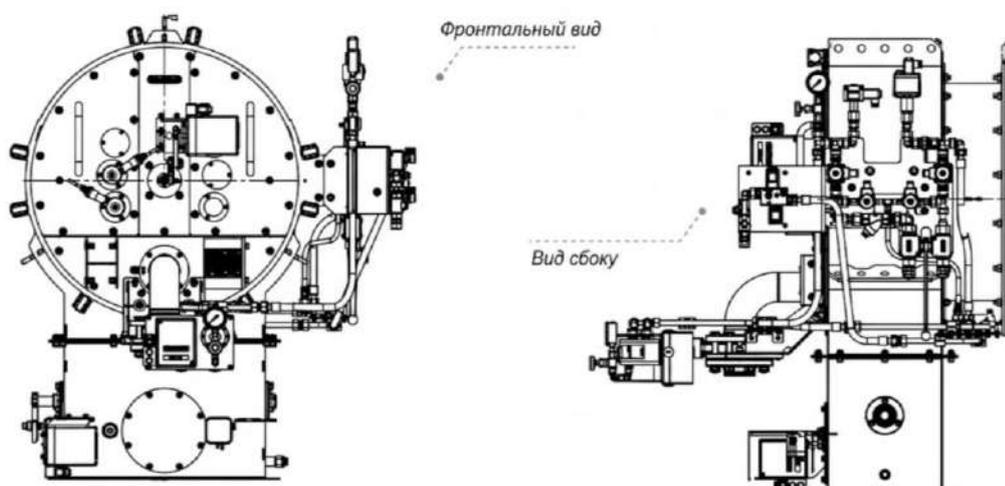


Рисунок 1.14 – Горелки на газе и дизельном топливе типа TEMINOX (источник: интернет-страница компании «Империя ЛТД» [56])

Сравнительный анализ конструкций низкоэмиссионных горелочных устройств показывает, что большинство существующих решений рассчитано на крупные котельные агрегаты и требует сложных систем автоматического регулирования и рециркуляции дымовых газов. Для котлов малой мощности эти технологии оказываются избыточными и экономически нецелесообразными. Результаты анализа сведены в таблицу 1.2.

Таблица 1.2 – Сравнительный анализ современных горелочных устройств для котлов малой мощности

Тип горелки / Модель	Метод снижения NO_x	Уровень NO_x , мг/м ³	Сложность конструкции	Недостатки для условий РК
Газомазутные вихревые (ГМВИ, ГМГ)	Организация зон внутренней рециркуляции	100÷150	Средняя	Сложная настройка соотношения газ/воздух, зависимость от качества топлива, длинный факел
Двухстадийные (ГДС)	Ступенчатое сжигание топлива или воздуха	<120	Высокая	Требуют сложной автоматики и увеличенных габаритов топки, что сложно

				реализовать при модернизации старых котлов
С рециркуляцией дымовых газов (Pillard, Ecomax)	Возврат охлажденных газов в корень факела	70÷100	Очень высокая	Высокая стоимость, необходимость установки линий рециркуляции, риск конденсации влаги на поверхностях
Микрофакельные (Предлагаемый подход)	Дробление пламени на множество мелких струй, быстрое смешение	<60 (целевой)	Низкая	Риск перегрева стабилизирующей насадки, узкий диапазон устойчивой работы (срыв пламени)

На фоне рассмотренных конструкций перспективным направлением является микрофакельное сжигание. Его принцип основан на дроблении единого топливного потока на множество мелких струй, что обеспечивает поверхность контакта «топливо-окислитель» в разы больше, чем у вихревых аналогов. Это приводит к сокращению длины факела и времени пребывания газов в высокотемпературной зоне – главному фактору образования термических NO_x .

В настоящий момент ведутся разработки различных горелочных устройств на базе микрофакельного способа горения, в основе которого лежит принцип деления факела на маленькие факела и обеспечения его стабильного горения. Рассмотрены результаты исследований горелочных устройств: в одних из них применяется принцип деления факела за счет большого количества отверстий, в других – метод деления факела за счет закрутки потока с помощью лопаток. В виду того, что достаточно много работ посвящено вихревому пламени, основной анализ делали на горелки с отверстиями, микрофакельного и другие схожие способы горения.

В данной области имеется достаточно много интересных работ. В частности, в данной работе [57] провели исследования по сжиганию смеси $CH_4 - H_2$ в горелке с закруткой потока. Исследования показали, что при доле водорода равной 50 % концентрация CO была равна 23 ppmv, а концентрация NO_x 63 ppmv. Увеличение концентрации водорода до 100 % приводит к снижению концентрации NO_x до 42 ppmv при полном отсутствии CO . В работе [58] проведены численные исследования горелки с насадками при добавлении водорода для промышленности. Как показали исследования,

подобные горелки при экспериментальном исследовании показывают высокие концентрации NO в начальной зоне горелки. Концентрации NO в уходящих газах достигают 57 ppm, а температура уходящих газов 1094 К. Исследования [59] проведены исследования на горелке с форсунками, в результате получены концентрации NO равны 71 ppm и CO 378 ppm. Исследования [60] в горелке с закручивающимися лопатками под углом 45° при сжигании метана и аммиака показали, что при 0 % аммиака, концентрации NO_x и CO меньше 50 ppm. В работе [61] проводилось исследование вихревой газовой горелки с числом 0.85. Диффузионное сжигание топлива приводило к низким концентрациям NO на выходе из горелки. Исследования показали, что горение в такой горелке происходит в V образной зоне образующейся в устье горелки. В работе [62] проводились экспериментальные исследования по изучению сжигания аммиака и пропана в горелке. Диаметр горелки 40 мм, в горелке установлены вихревая лопатка в количестве 6 штук и имеется первичный и вторичный поток воздуха, а также центральная трубка. Как показали исследования, концентрации CO у выходной части топки имеют значения ниже 400 ppm, а концентрации NO_x не превышают 100 ppm. Следует учитывать, что минимальные значения приходится на минимальную долю аммиака в топливе. Особый интерес вызывает работа [63] исследовали двухступенчатую вихревую горелку при сжигании сжиженного нефтяного газа. Исследования показали, что изменение угла закрутки в значительной степени влияет на концентрации NO_x в уходящих газах.

Важными выводы были сделаны в работе по исследованию горелок с перфорированными плитами, проведенной [64]. Авторы исследовали различные составы газов при сжигании при $\varphi = 0,8$ и гексагональном расположении отверстий с диаметром в 1 мм. При исследовании сжигались метано-пропановые и метано-водородные топливные смеси. В результате метано-пропановые смеси показали наименьшие концентрации NO_x равные 11.74 ppm. Известны работы [65, 66], посвященные исследованию сжигания различных видов топлива в горелках с перфорированными плитами. При $\varphi = 0,7$ и расстоянии от горелки равной 20 мм, концентрации NO не превышали 7 ppm. При достижении стехиометрии концентрации NO достигали 60÷70 ppm при сжигании метана. Аналогичные исследования проводились и для смеси водорода с CO и CO_2 . При $\varphi = 1,0$ концентрации NO не превышали 4÷5 ppm. В статье [67] представлены результаты исследования эффекта обратного распространения пламени при $\varphi = 0,6; 0,8; 1,0$ при постоянной длине и различных расстояниях между щелями. Исследования показали, что на стабилизацию пламени в значительной степени влияет пограничный слой у стенки. Более того, отверстия круговой формы характеризуются более высокой температурой и крутыми градиентами скорости при более высоком соотношении площади к объему. В работе [68] проведены исследования стабилизации пламени при

сжигании предварительно смешанного водорода и воздуха. Как показали исследования, значительное влияние на пламя имеют расположение отверстий. В центральной части пламя горело более эффективно, по сравнению с крайними за счет снижения давления потока. В работе [69] были проведены исследования на микрофакельных горелках с добавлением водорода в поток воздуха. Максимальные концентрации NO_x для таких горелок составлял 14 ppm. В работе [70] исследовали пористую горелку, для применения в газовых турбинах и котлах. Горелка состояла из керамической плиты с порами. Исследования концентраций NO_x при $\varphi = 0,9$ показали, что на ближайшее по высоте точке концентрации достигают 20 ppm, а на наиболее высокой достигают 100 ppm. Причем при $\varphi = 0,9$ достигались минимальные значения.

В работе [71] проведены исследования с использованием инертных пористых насадок различного диаметра. Причем исследования проводились при $\varphi = 0,43 \div 0,52$. Исследования показали значительные концентрации оксидов азота, при $\varphi = 0,52$ для диаметра 110 мм. Особый интерес авторов вызывает работа [72], исследовали три вида пластин, в которых количество отверстий было 61, 37 с различными расстояниями. По результатам исследований, наиболее высокую температуру имела пластина с 37 отверстиями и расстояниями между отверстиями в 7 мм. Это происходило за счет большего объема топлива, попадающего в отверстие, и соответственно более длинного пламени. С точки зрения стабилизации, вариант с 37 отверстиями и малым расстоянием показал себя лучше в сравнении с другими вариантами. Аналогичные работы проводил [73], где исследовалось теплопередача при расстояниях от 3 до 7. В работе [74] проводили исследования влияния перфорированных плит на сжигание сжиженного нефтяного газа. В исследовании количество отверстий и их диаметры были различными. Исследования показали, что максимальная температура на поверхности достигается при наибольшем количестве отверстий на пластине, изготовленной из меди. Исследования [75] изучали процессы горения в вертикальной многоточечной горелке при $\varphi = 0,7 \div 0,75$. При $\varphi = 0,7$ увеличение нагрузки горелки приводило к плавному росту концентрации NO_x . Причем максимальное значение достигало 25 ppm. Максимальные значения NO_x достигали 38 ppm при $\varphi = 0,75$.

В исследовании [76] представлена зависимости смещения топливно-воздушной смеси в зависимости от количества отверстий и их диаметров. Как показали исследования, что на коротком расстоянии $L/D = 5,0$ имеет значительное перемешивание при диаметре равном 0,35 мм. Наличие 4 отверстий диаметром 0,35 быстрее перемешивается, чем количество отверстий равное 6. В работе [77] исследовали горелку с отверстиями диаметром 0,3 мм и расстояниями 0,4 мм. Исследования показали, что увеличение скорости подачи топливно-воздушной смеси (давления) приводит к более резкому снижению концентрации CO и повышению концентрации

CO_2 . Также замечено, что при более высоких давлениях равных 10 барам температура достигает 2250 К.

Анализ современных исследований показывает, что переход к множественным микрофакелам является эффективным способом снижения эмиссии. Как отмечается в обзорной работе [58], увеличение отношения поверхности к объему в микрокамерах сгорания способствует интенсивному теплоотводу и снижению пиковых температур пламени. Однако этот же фактор приводит к существенным проблемам со стабильностью горения. Исследования указывают на то, что микрофакельные горелки работают в узком диапазоне устойчивости и склонны к срыву пламени при обеднении смеси, что требует применения специальных стабилизаторов или организации зон рециркуляции.

Следовательно, существует научно-техническая необходимость создания отечественного микрофакельного горелочного устройства, обеспечивающего устойчивое сжигание газа с минимальными выбросами NO_x и CO , при сохранении высокой теплотехнической эффективности и простоты конструкции, адаптированной к малым водогрейным котлам.

1.4 Постановка цели и задач исследования

На основании анализа литературных источников, конструктивных решений и существующих технологических ограничений выявлена необходимость разработки нового газогорелочного устройства, предназначенного для водогрейных котлов малой и средней мощности. Такое устройство должно обеспечивать снижение концентрации оксидов азота (NO_x) и угарного газа (CO) в продуктах сгорания при сохранении или повышении тепловой эффективности агрегата.

Современные требования к экологической безопасности и энергоэффективности выдвигают перед разработчиками водогрейных котлов задачу комплексного совершенствования горелочных устройств, поскольку именно они определяют стабильность процесса горения и уровень токсичности выбросов. В данном исследовании рассматриваются научно-технические подходы к созданию малотоксичных горелочных систем, работающих на газообразном топливе, с учётом условий эксплуатации в Республике Казахстан.

Объект исследования – процессы горения газообразного топлива в горелочных устройствах водогрейных котлов.

Предмет исследования – влияние конструктивных параметров и режимов сжигания на энергетические и экологические показатели котельных агрегатов.

Целью работы является исследование особенностей рабочих процессов, при микрофакельном сжигании газообразных топлив и разработка нового малоэмиссионного горелочного устройства для водогрейного котла.

Для достижения поставленной цели в работе были решены следующие задачи:

- анализ литературных источников и патентов, оценка эффективности работ малых водогрейных котлов и малоэмиссионных горелочных устройств, а также поиск путей создания горелок с низкими вредными выбросами;

- сборка экспериментального стенда, постановка и проведение исследований воспламенения и горения топлив, а также образования вредных продуктов сгорания;

- разработка и реализация в металле конструкции малоэмиссионного горелочного устройства для эффективного сжигания газообразного топлива в водогрейном котле малой мощности;

- математическое моделирование процесса горения, создание геометрической модели горелочного устройства и модели для 3-х мерных расчетных исследований с использованием Ansys Fluent;

- сравнение результатов численных экспериментов характеристик ГУ и экспериментальных результатов, полученных на стенде, с целью оценки эффективности исследуемой новой микрофакельной горелки;

- описание новых технических решений, направленных на создание малоэмиссионных горелочных устройств для ВК.

Реализация указанных задач позволит обосновать принципы проектирования и эксплуатации эффективных и экологически безопасных газогорелочных устройств, что будет способствовать повышению энергетической эффективности и снижению антропогенной нагрузки на окружающую среду в энергетическом секторе Республики Казахстан.

ГЛАВА 2. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ УЛУЧШЕНИЮ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВОДОГРЕЙНОГО КОТЛА

2.1 Исследование интенсификации теплообмена в конвективном газоходе малых водогрейных котлов

Как было установлено в Главе 1, одной из ключевых задач при модернизации малых водогрейных котлов (МВК) является повышение их эффективности. В конструкции МВК, особенно в компактных моделях, значительная доля тепловых потерь приходится на уходящие газы. Снижение их температуры напрямую зависит от эффективности теплосъема в конвективных поверхностях нагрева.

Как показывает анализ, одним из методов является простое увеличение площади теплообмена (например, оребрением) является оптимальным решением, но в то же время оно может привести к неоправданному росту гидравлического сопротивления и, как следствие, к увеличению затрат мощности на прокачку теплоносителя.

Поэтому первичной целью данного этапа исследования является экспериментальное определение наиболее эффективного пассивного метода интенсификации теплообмена для газоходов МВК. В данном разделе проводится сравнительный анализ теплогидравлических характеристик семи различных типов поверхностей, включая гладкую трубу и шесть вариантов оребрения/турбулизаторов. Это исследование направлено на поиск оптимальной конструкции, обеспечивающей максимальный прирост теплоотдачи при приемлемом росте гидравлического сопротивления, что является прямым путем к повышению КПД котла.

На основании анализа литературы и предварительных расчетов было выдвинуто предположение, что применение продольных прерывистых ребер позволит активизировать теплообмен в угловых зонах газохода за счёт периодической турбулизации потока, при этом рост гидравлического сопротивления будет оставаться в допустимых пределах. Проверка данной гипотезы проведена в рамках последующих экспериментальных исследований.

2.1.1 Экспериментальная установка и методика проведения исследований

На рисунке 2.1 представлена общая методология проведения экспериментальных исследований по теплообмену. Для этого был создан экспериментальный стенд, представленный на рисунке 2.2. Объектом исследования являлся газоход, выполненный из двухтрубных панелей, в котором воздух двигался в канале между оребренными трубами. По результатам проведенных исследований были получены эмпирические формулы зависимости коэффициента гидравлических потерь и числа Nu .

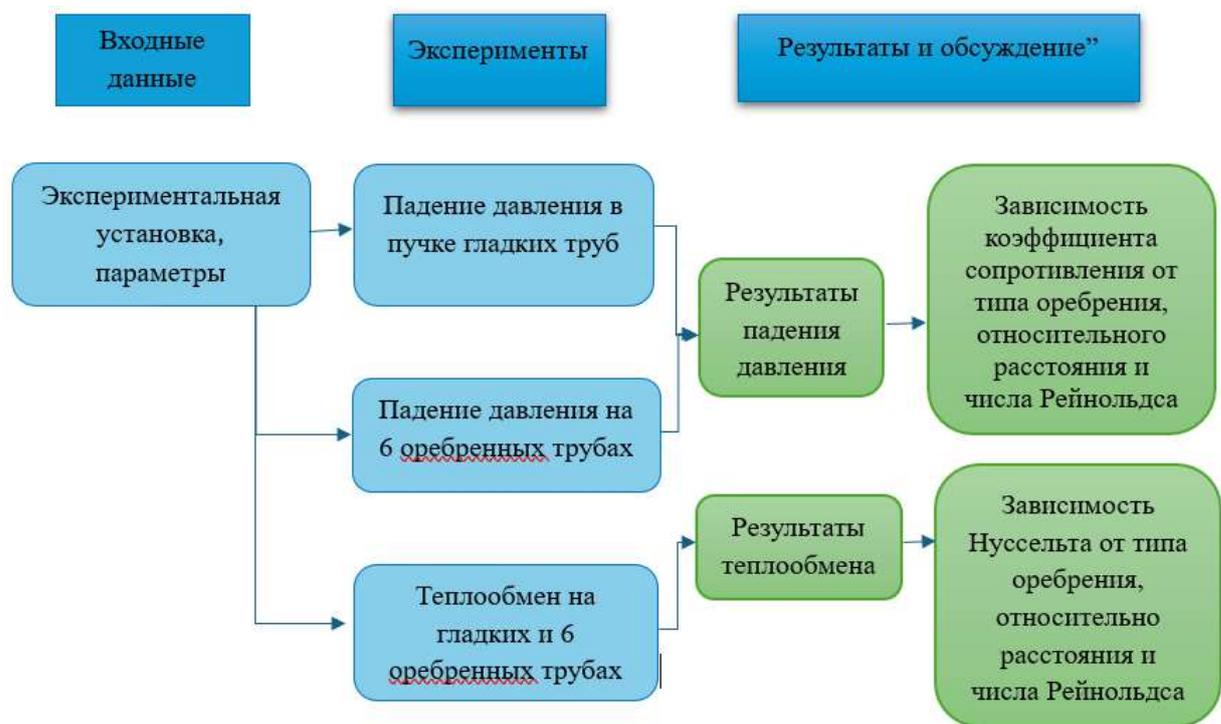
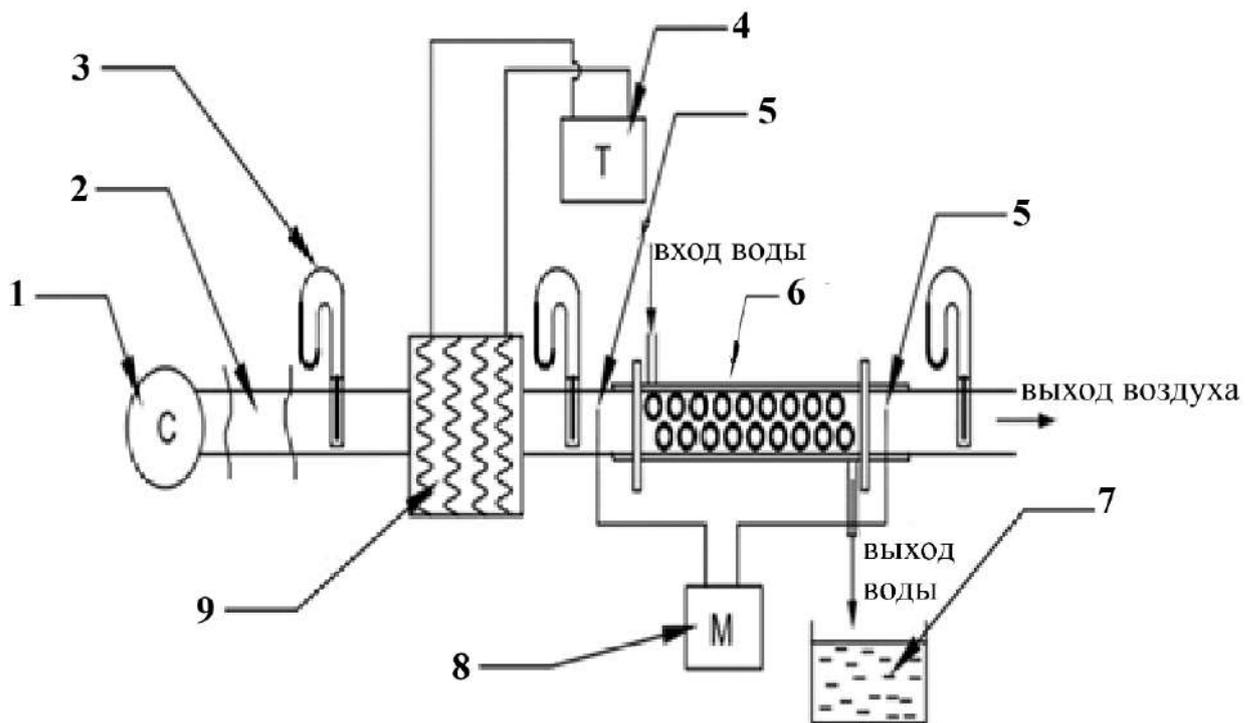


Рисунок 2.1 – Методика проведения экспериментальных исследований



1 – компрессор; 2 – стабилизирующий участок; 3 – U-образный манометр; 4 – трансформатор; 5 – термопара ХА; 6 – экспериментальные трубы (исследуемый пучок); 7 – резервуар для воды; 8 – мультиметр; 9 – электрический нагреватель

Рисунок 2.2– Схема экспериментальной установки

Газоход выполнен из двухтрубных панелей на каждой стороне. Трубы противоположных экранов смещены относительно друг друга на $h/2$, где h –

расстояние между центрами соседних труб. В сечении газохода образуется канал сложной формы с продольными турбулизирующими ребрами. Наличие угловых зон в таком канале ухудшает теплообмен, поэтому были предложены турбулизирующие ребра, которые изменяли условия течения в угловых зонах. Такая поверхность может быть применена, например, в стальном водогрейном котле. Турбулизирующее ребро подключает к активному теплообмену угловые зоны газохода, образованного двумя соседними трубами. Причем газы непосредственно отбрасываются на теплообменную поверхность труб поочередно. При значительных скоростях газового потока (до 16 м/с) ожидается самообдувка поверхности труб, наибольшая в местах, где происходит отклонение потока ребром.

Кроме того, расположение продольных турбулизирующих ребер на экранных трубах было прерывистым шагом t длина которых и менялась. Часть потока, попадая в межреберное пространство, разгонялась, а затем на участке без ребер имела меньшую скорость. Таким образом происходило периодическое изменение скорости потока, которая создавала соответствующие изменения статического давления.

Процесс проведения эксперимента на стенде (Рисунок 2.2) организован следующим образом. Воздух из воздухосборника 1 поступает в стабилизирующий участок 2 длиной 1000 мм, необходимый для выравнивания профиля скорости. Расход воздуха определялся по перепаду давления на сужающем устройстве (диафрагме), измеряемому U-образным манометром 3. После измерительного участка воздух поступает в нихромовый электронагреватель 9, где нагревается до рабочей температуры $200 \div 250$ °С. Нагрев производился четырьмя параллельно включенными проволочными спиралями из нихрома. Температура воздуха регулировалась изменением интенсивности нагрева спиралей (изменялась сила тока с помощью трансформатора 4). После нагревателя нагретый воздух по трубе диаметром 89×4 мм проходил стабилизирующий участок и диафрагму и далее поступал в экспериментальный участок 6.

Подогретая вода до $25 \div 27$ °С подавалась в бачок постоянного уровня на высоте 2500 мм от оси экспериментального участка и после прохождения по всем семи трубам сливалась в расходный мерный бак 7. Температура воды на входе и выходе из экспериментального участка измерялась лабораторными термометрами с ценой деления 0,1 °С. Расход воздуха определялся по перепаду давления на сужающем устройстве (диафрагме). Температура воздуха на входе и на выходе из экспериментального участка измерялась хромель-копелевыми термопарами.

Для определения коэффициента гидравлического сопротивления экспериментального участка (по воздуху) определялся перепад статического давления на входе и выходе из участка с помощью U-образных манометров 3.

В первом варианте методики нагревателями служили сами экспериментальные трубы 6, выполненные из нержавеющей стали марки

X18H9T диаметром 12×1 мм. Через них пропусклся ток ($I = 300 \div 1000$ А) напряжением 30 В, а параметры измерялись мультиметром 8.

Таким образом, создание новой конвективной поверхности заключается в нахождении оптимальных параметров оребрения (расположение и шаг), которые обеспечат достаточно высокие тепловые характеристики при приемлемом сопротивлении газотока. Появляется необходимость исследовать влияние этих параметров на теплообмен и сопротивление канала сложного поперечного сечения без продольных турбулизирующих ребер, так и с ними. На Рисунке 2.3 показано поперечное сечение канала заэкранного газотока без продольных ребер. На Рисунке 2.4 показаны виды турбулизаторов потока и их расположение в трубах: Тип 1 – Гладкая труба (без оребрения/турбулизаторов); Тип 2 – Турбулизатор прямоугольного сечения; Тип 3 – Турбулизатор треугольного сечения; Тип 4 – Турбулизатор круглого сечения; Тип 5 – Турбулизатор крестообразного сечения; Тип 6 – Турбулизатор сложного профиля, напоминающий Т-образную форму; Тип 7 – Турбулизатор в виде клина.

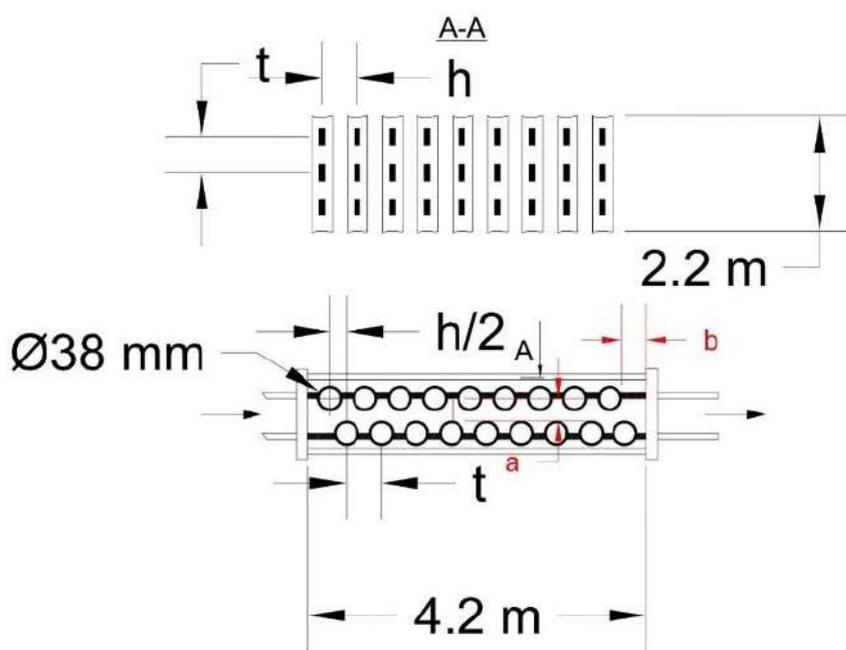


Рисунок 2.3 – Расположение труб в газотоке

Измерение гидродинамических характеристик турбулентного потока производилось на всех моделях каналов газотока в диапазоне изменения чисел Re от 5000 до 45000, что соответствует изменению средней скорости ($4 \div 30$ м/с). Все измерения производились после достижения гидродинамической и тепловой стабилизации.

Перед началом экспериментов проведена поверка измерительных приборов. Суммарная относительная погрешность измерения температур составляла $\pm 0,5$ %, расхода воздуха – $\pm 1,0$ %, перепада давления – $\pm 0,8$ %.

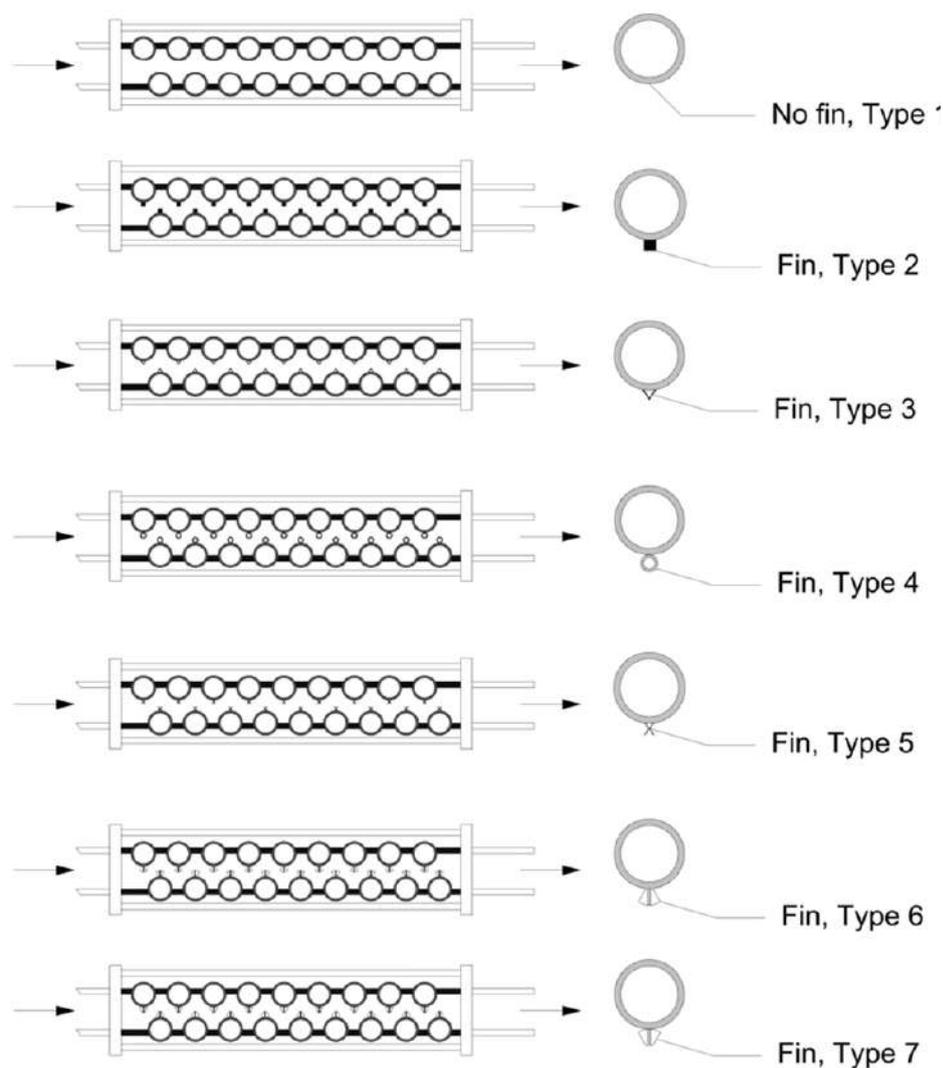


Рисунок 2.4 – Рисунки продольных турбулизаторов

Все измерения проводились после установления стационарного режима (по критерию изменения температуры не более $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ за 5 минут). Обработка экспериментальных данных выполнялась методом наименьших квадратов с оценкой достоверности аппроксимации по критерию Стьюдента. Среднеквадратичные отклонения не превышали 5 %, что свидетельствует о высокой воспроизводимости результатов.

2.1.2 Анализ гидравлических характеристик исследуемых каналов

На рисунке 2.5 приведено распределение статического давления по длине канала газохода при различных числах без разрезных ребер. Наличие входного конфузорного участка в начале канала и увеличение скорости объясняет резкое падение статического давления. Начиная с расстояние $x/l = 0,27$ и до $x/l = 0,72$, изменение относительного статического давления становится равномерным. С относительного расстояния $x/l = 0,82$ относительное статическое давление возрастает, так как на выходе из экспериментального участка образуется диффузор и скорость на выходе уменьшается.

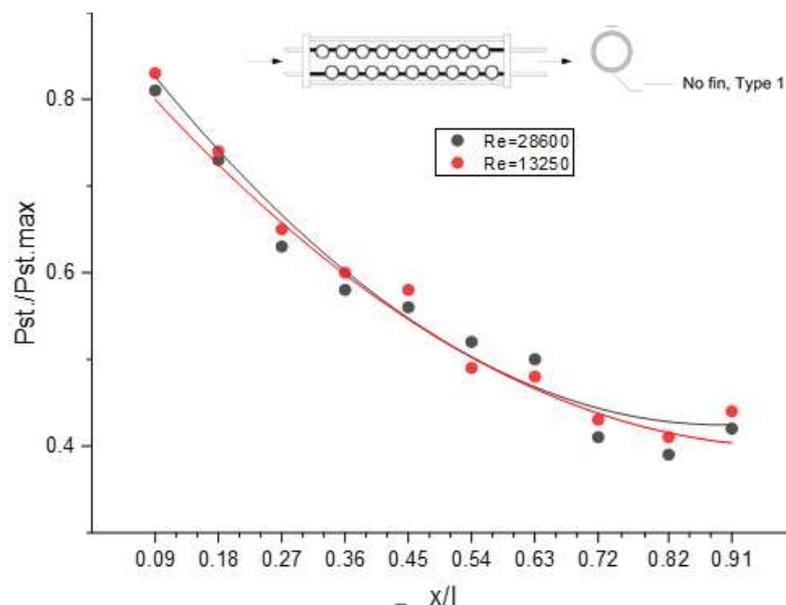


Рисунок 2.5 – Зависимость статического давления по длине газотока без ребер

График зависимости $P_{st}/P_{st.max} = f(x/l)$ позволяет определить участок замера статического давления для расчета коэффициента сопротивления в прямом канале сложного поперечного сечения. В прямых каналах со сложным поперечным сечением участки гидродинамической стабилизации больше, чем в круглой трубе. Это объясняется тем, что в угловых зонах сечения канала имеет место ламинарный режим течения, даже при наличии развитого турбулентного режима течения в ядре, а процесс гидродинамической стабилизации может затягиваться до больших значений чисел Re .

На рисунке 2.6 представлено распределение полного давления по ширине канала. Максимум полного давления в сечении канала без ребер приходится на середину сечения.

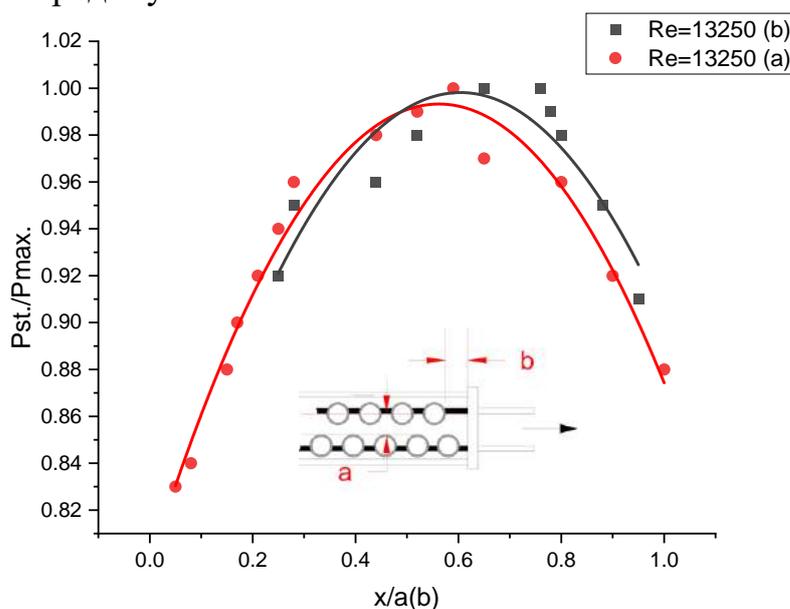


Рисунок 2.6 – Распределение полного давления по сечениям а и б

Распределение статического давления практически не отличается от распределения в прямом канале прямоугольного сечения. Статическое давление незначительно увеличивается при приближении к стенке. При измерении поля полного и статического давления в плоскости замера, на участке между проставками и трубами для оптимизации модели асимметрии обнаружить не удалось.

Все экспериментальные участки моделей канала позволяют изменить расстояние между трубными панелями. На рисунке 2.7 представлена зависимость смоченного периметра от эквивалентного диаметра для канала без продольных ребер.

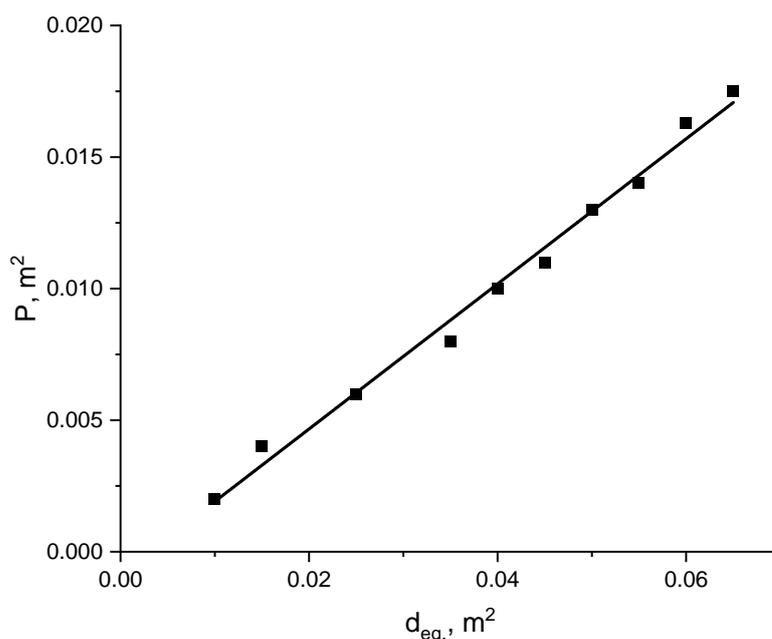


Рисунок 2.7 – Зависимость смоченного периметра от эквивалентного диаметра для канала без ребер

На рисунке 2.8 представлены зависимости τ_w от координаты точек, расположенных вдоль стенки канала. В случае минимального расстояния между трубными панелями (положение а) пространство между противоположными трубами панелей сокращается до 5 мм. В этом случае в точках 1, 5 и 12 (при этом точки 1 и 5 соответствуют угловым зонам) получаются минимальные значения τ_w . При $Re = 16\ 990$ соответственно 0,021; 0,021 и 0,031 Н·с/м, а при $Re = 33\ 831$ соответственно 0,077; 0,077 и 0,099 Н·с/м. Это объясняется влиянием соседних пограничных слоев, их наложением, что приводит к заметному снижению скорости в угловых зонах и местах с близким расположением противоположных стенок. Уменьшение τ_w в угловых зонах и узких межтрубных пространствах получило экспериментальное подтверждение.

Более точным методом в этом случае представляется обработка (определение коэффициента сопротивления ξ) с разбивкой на отдельные каналы, образование соседними трубами.

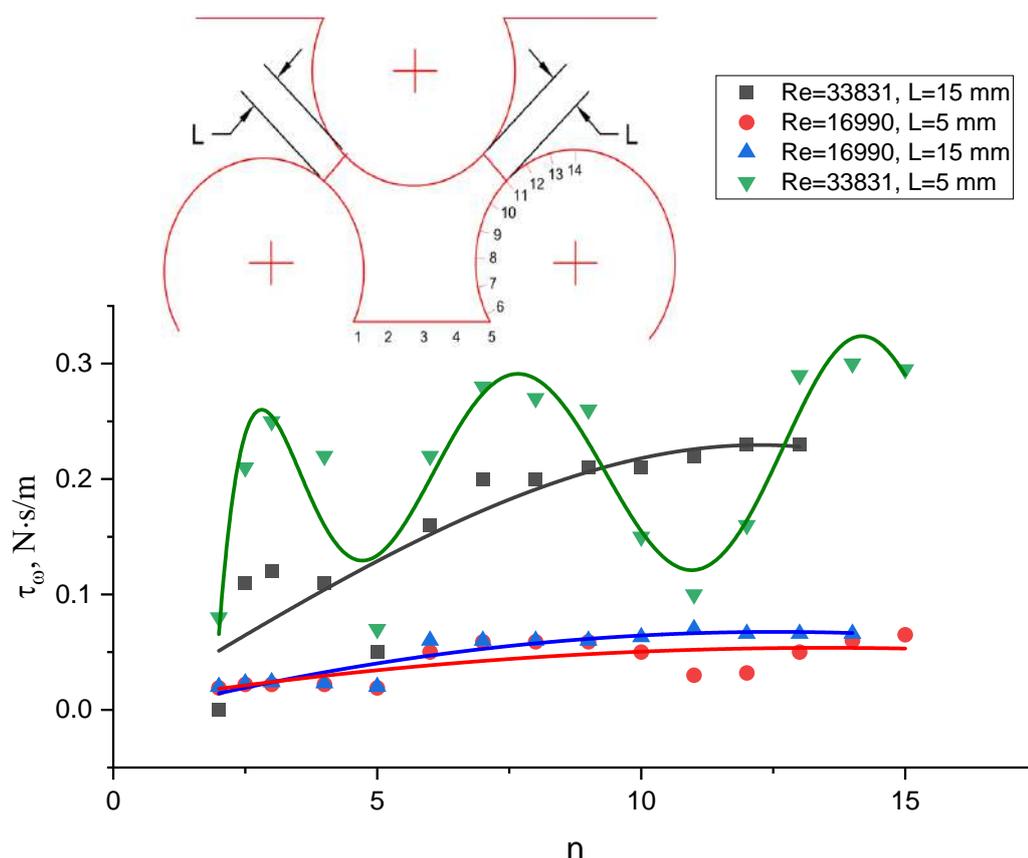


Рисунок 2.8 – Зависимость распределения касательного напряжения по периметру канала без ребер

На рисунке 2.9 представлено распределение τ/τ_{aver} вдоль стенки по периметру канала. В этом случае минимальное расстояние между противоположными трубами соседних панелей составило $16\div 17$ мм при постоянном поперечном шаге труб в панелях. Минимальные значения τ_w для чисел $Re = 22\ 815$ и $Re = 16\ 990$ получаются только в угловых зонах канала. Во всех точках канала минимумы τ_w отсутствуют. Таким образом, при увеличении расстояния между противоположными трубами панелей более $17\div 18$ мм или $d_{эКВ} > 0,038$ м при постоянном шаге труб в панели их влияние друг на друга не сказывается. Обработка коэффициента сопротивления по общепринятой методике при $d_{эКВ} = 0,029$ м и $F_{сеч} = 0,0071$ м² дает необоснованный рост ξ относительно прямой круглой трубы. Дальнейшее увеличение расстояния между трубными панелями, дает асимметрию профиля скорости температуры. В этом случае следует ожидать отклонения значений коэффициента гидравлического сопротивления, обработанного по эквивалентному диаметру. Поэтому для экспериментальных исследований было выбрано расстояние равное $L = 15$ мм.

Неравномерность профиля температур, представленного на рисунке 2.10, обусловлена особенностями аэродинамики в канале сложной формы. Минимальное расстояние между стенками соседних труб ($20\div 22$ мм)

приводит к наложению пограничных слоев и снижению скорости теплоносителя в межтрубной части. Вследствие этого в данных зонах наблюдается локальное повышение температуры газа, в то время как в ядре потока, где скорость максимальна, происходит более интенсивный вынос тепловой энергии, что формирует характерный прогиб температурного профиля

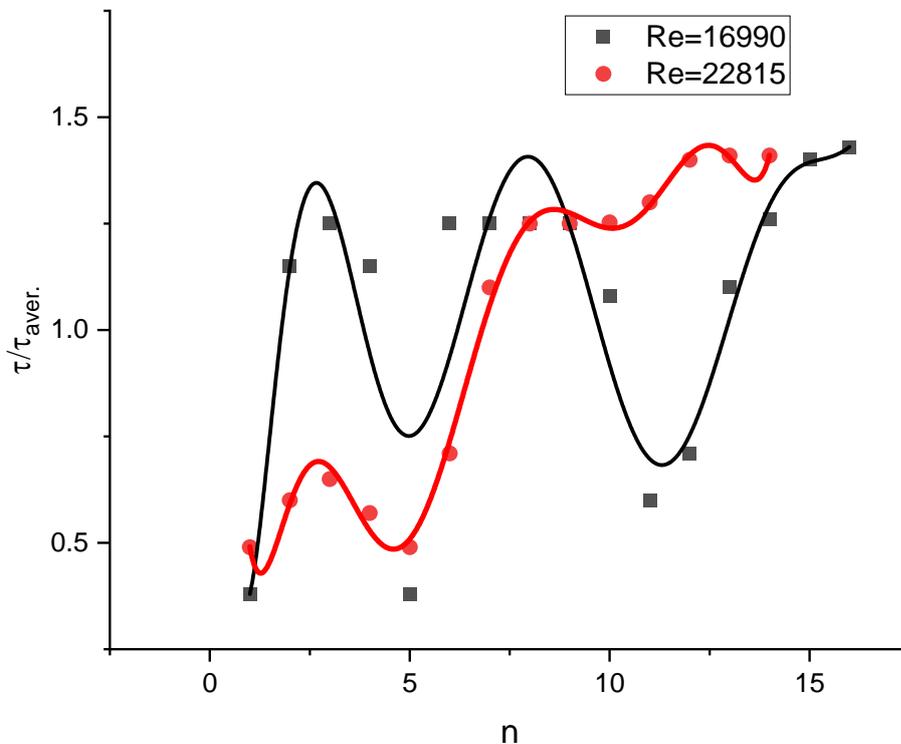


Рисунок 2.9 – Распределение τ/τ_{aver} по периметру сечения канала газохода без ребер

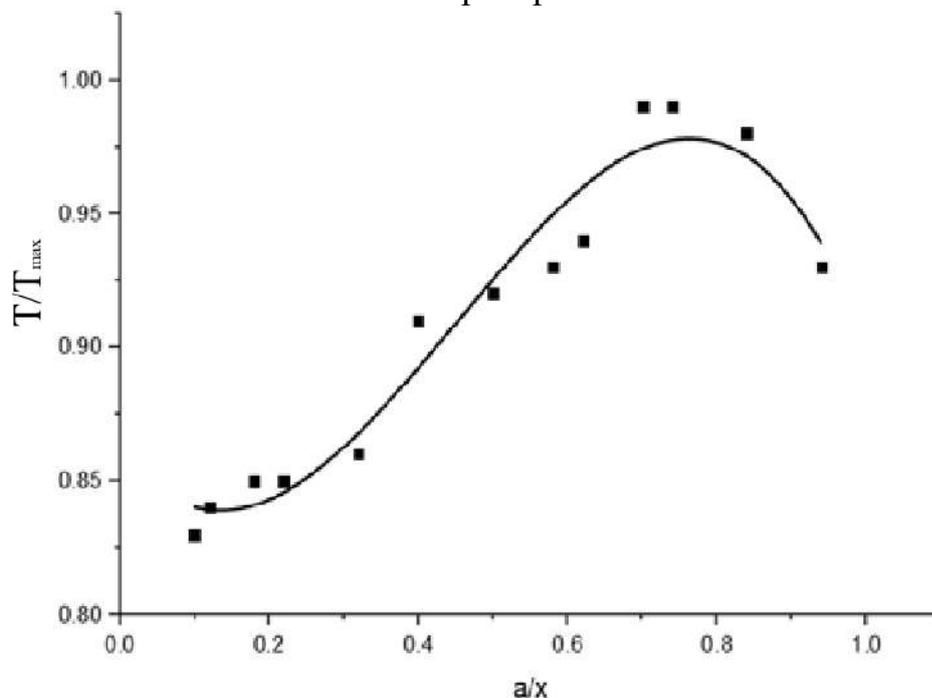


Рисунок 2.10 – Распределение T/T_{max} по сечению а

В результате проведенного исследования гидродинамики в канале газохода и анализа экспериментальных данных наиболее приемлемым оказался канал с расстоянием между осями трубных панелей порядке $L = 15 \text{ мм}$. Расположение (шаг) труб в панели определено расчетным путем, при котором разность температур средней точки и корня мембраны не должны превышать значение разности температур $\Delta t_{\text{пр}} = t_{\text{ср}} - t_{\text{корня}}$, при которой напряжение разрыва $\tau_{\Delta t} < 4\tau_{\text{пр.прочн}}$.

Напряжение в сварном соединении между проставкой и трубой, возникающее вследствие разности температур Δt в четыре раза меньше прочности на разрыв материала проставки и сваренного шва. Экспериментально найденное расположение труб в канале газохода представляется оптимальным с точки зрения омывания поверхности труб, максимально задействованных в конвективной поверхности.

В таком канале остаются только угловые зоны между проставками и трубами. С целью интенсификации теплообмена путем турбулизации потока, с максимальным использованием угловых зон и развитием конвективной поверхности пользовались ребра. Экспериментально показано, что участок канала газохода между $x/l = 0,27$ и $x/l = 0,72$ является наиболее приемлемый для определения перепада статического давления и расчета коэффициента сопротивления. На этом участке статическое давление по длине изменяется по линейному закону. Для гидродинамически стабилизированного участка коэффициент гидравлического сопротивления приводился к виду:

$$\xi = A \cdot Re^n \quad (2.1)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления для каналов газохода определялись для изотермического течения воздуха и неизотермического потока, при температурном факторе $\tau/\tau_{\text{aver}} = 0,62 \div 0,74$.

На рисунке 2.11 представлен график распределения относительного статического давления по длине канала с продольными ребрами при различных числах Re . Для модели №5 экспериментальные точки $P_{st}/P_{st,max}$ располагаются ниже соответствующих точек других моделей, за исключением модели №6. Такое распределение объясняется повышенным гидравлическим сопротивлением данного канала по сравнению с другими моделями. В целом видно, что гидравлические сопротивления каналов с различными типами ребер в значительной степени зависят от числа Рейнольдса, а максимальное расхождение между ними не превышает 0,06, что подтверждается проведенными исследованиями в [36, 37].

На рисунке 2.12 представлены зависимости гидравлического коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса для исследования каналов газохода без ребер, так и с продольными разрезными и прерывистыми ребрами, для сравнения приведены зависимость $\xi_0 = 0,316/Re^{2,5}$ для прямой

гладкой трубы. Для всех исследованных семи каналов заэкранного газохода методом наименьших квадратов определены коэффициенты формулы (2.1).

Коэффициенты A, n и точность обобщения приведены в таблице 2.1.

Высокая сходимость данных (среднеквадратичное отклонение не превышает $5 \div 8 \%$) позволяет использовать полученные коэффициенты для практических расчетов гидравлического сопротивления в исследованном диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 5000 \div 45000$.

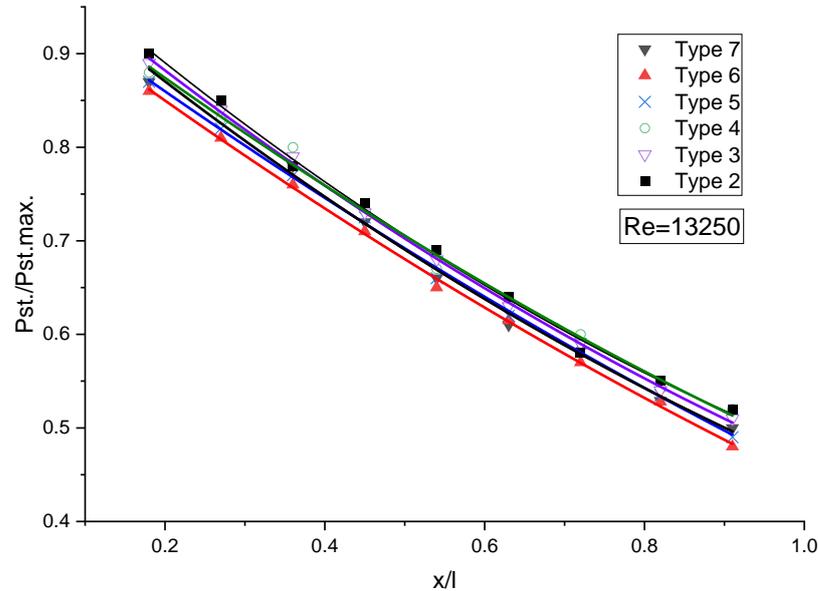


Рисунок 2.11 – Распределение статического давления по длине канала заэкранного газохода с продольными ребрами

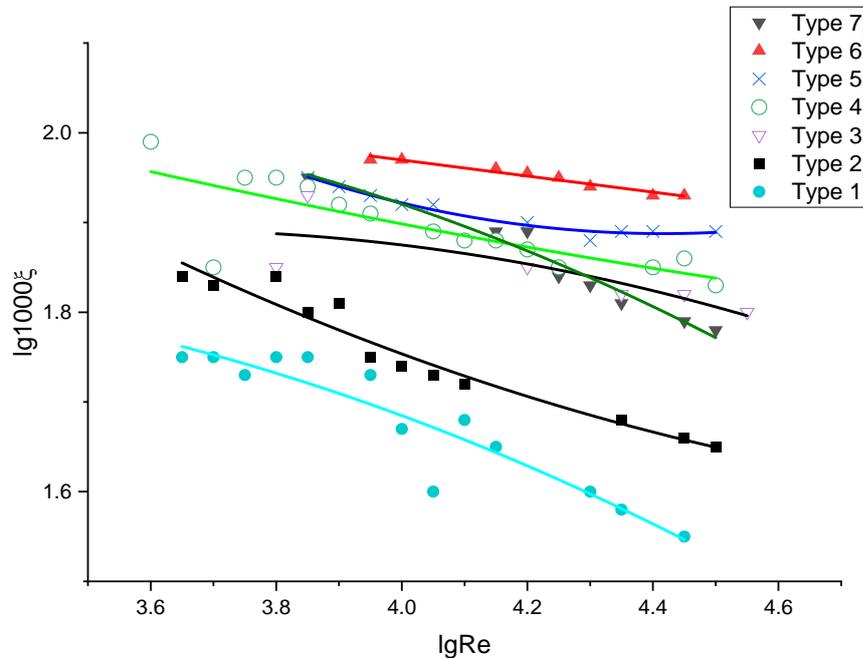


Рисунок 2.12 – Зависимость гидравлического коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса

(точки – экспериментальные данные; линии – аппроксимирующие зависимости, полученные методом наименьших квадратов)

Таблица 2.1 – Коэффициенты аппроксимации зависимости $\xi = A \cdot Re^n$ и точность обобщения

№ канала	Неизотермические			
	A	n	$\sigma_k, \%$	σ_{max}
1	0,488	-0,25	4,2	10
2	0,49	-0,232	4,6	-15
3	0,529	-0,205	3,2	5,6
4	0,43	-0,18	3,2	8,1
5	0,271	-0,124	2,2	-3,5
6	0,304	-0,123	1,6	2,7
7	0,452	-0,185	1,9	-4,3

Качественная картина изменения коэффициента гидравлического сопротивления в зависимости от числа Рейнольдса и относительного шага ребер представлена на рисунках 2.13 и 2.14. Увеличение коэффициента гидравлического сопротивления относительно технической гладкой трубы определялось по формуле:

$$\frac{\xi_i}{\xi_0} = \frac{B}{0,316} Re^{(0,25-n)} \quad (2.2)$$

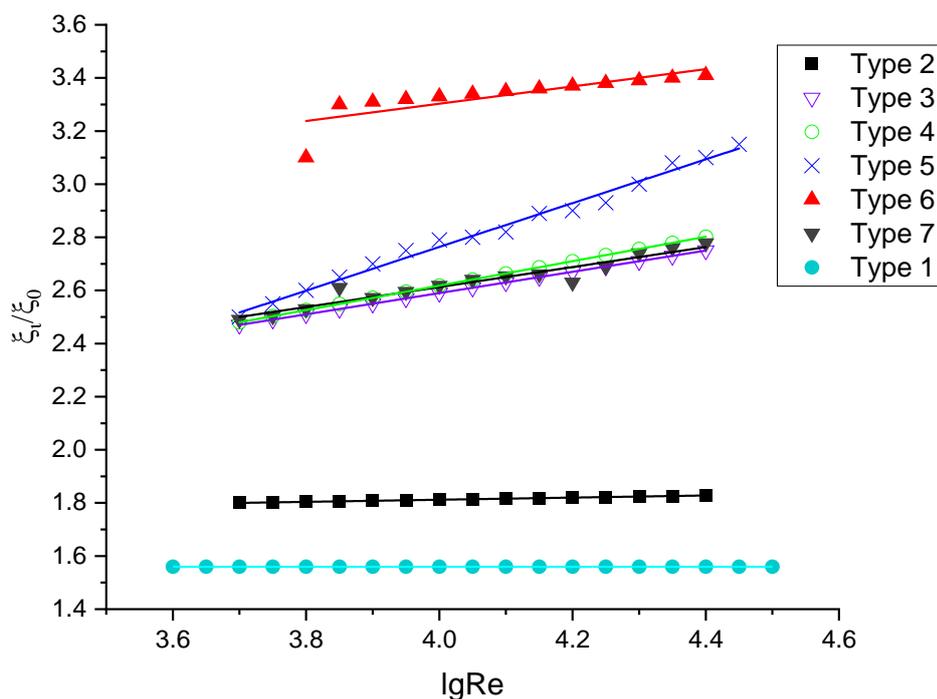


Рисунок 2.13 – Зависимость относительного коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса

На рисунке 2.13 представлен график зависимости относительного коэффициента гидравлического сопротивления $\xi/\xi_0 = f(Re)$. Рост сопротивления для канала без турбулизирующих ребер объясняется тем, что при увеличении числа Рейнольдса ядро потока вытесняет ламинарные зоны

из угловых областей к вершинам углов, тем самым вовлекая большую часть периметра во взаимодействие с турбулентным потоком.

Более интенсивный рост коэффициента гидравлического сопротивления для каналов №2, №3, №5 и №6 обусловлен наличием прерывистых и разрезных продольных ребер с отогнутыми кромками, способствующими развитию возмущений. В данных моделях наблюдается не только периодическое отклонение основного потока, но и знакопеременное изменение скорости вдоль канала.

Увеличение величины ξ для моделей №5 и №6 объясняется возникновением периодических возмущений, которые разрушают пристенный пограничный слой. Увеличение коэффициента сопротивления модели №6 по сравнению с прямой трубой составило порядка $2,83 \div 3,58$ в исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса.

Наибольший средний коэффициент гидравлического сопротивления получен для канала №6 с относительным шагом $t/h = 7$. Зависимость ξ_i/ξ_0 от относительного шага t/h представлена на рисунке 2.14.

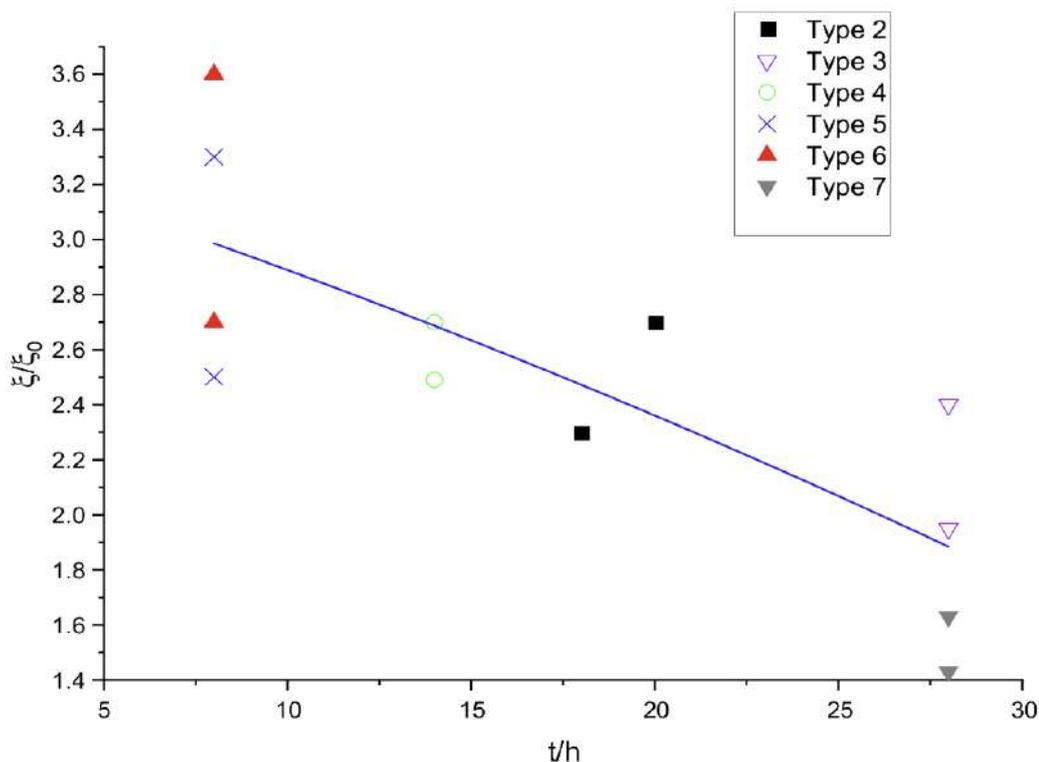


Рисунок 2.14 – Зависимость ξ/ξ_0 от t/h .

Рост сопротивления при уменьшении относительного шага объясняется тем, что для разрезных ребер основная часть потока чаще изменяет направление движения и направляется непосредственно на поверхность труб, создавая зоны преднамеренной турбулизации.

Наименьший средний из исследованных в настоящей работе коэффициент гидравлического сопротивления получен для канала заэкранного газохода №1 без ребер. Относительное увеличение ξ_i/ξ_0 в данном случае можно объяснить тем, что относительная шероховатость для

прямоугольных каналов с большим отношением сторон может оказаться почти на 50 % выше рассчитанной по гидравлическому диаметру, что влечет за собой пропорциональное увеличение расчетного коэффициента сопротивления.

В таблице 2.2 приведены экспериментальные данные по увеличению коэффициентов гидравлического сопротивления в исследованном диапазоне чисел Рейнольдса.

Таблица 2.2 – Увеличение коэффициента гидравлического сопротивления в каналах заэкранного газотока

Номер канала	ξ_i/ξ_0	ξ_i/ξ_0
	$Re = 5\ 011$	$Re = 31\ 622$
1	1,544	1,544
2	1,807	1,868
3	2,456	2,668
4	2,470	2,810
5	2,504	3,162
6	2,838	3,586
7	2,488	2,804

Все исследованные каналы дают относительное увеличение коэффициента гидравлического сопротивления по сравнению с прямой трубой. Наибольший прирост получен для канала №6, что соответствует наиболее крутому характеру зависимости. Оптимизация канала по гидравлическому сопротивлению сама по себе без исследования теплообмена не имеет практического смысла для повышения эффективности теплообменного устройства. Поэтому далее рассматриваются результаты исследования характеристик теплообмена в данных каналах.

2.1.3 Анализ характеристик теплообмена в канале заэкранного газотока

Исследование теплообмена в каналах заэкранного газотока проводилось на 7 моделях, включая канал без продольных ребер. Число Рейнольдса варьировалось в пределах $(5\div 35)\cdot 10^3$, температура нагретого воздуха на входе в экспериментальный участок $500\div 600$ К. Теплонапряжение поверхности нагрева было сопоставимо с величинами в условиях реальной эксплуатации поверхностей нагрева и составляло $3\div 15$ кВт/м².

На рисунке 2.15 представлены результаты экспериментальных данных по интенсификации теплообмена для всех 7 исследованных каналов относительно прямой трубы в зависимости от числа Рейнольдса. Экспериментальные данные обобщены методом наименьших квадратов по критериальной зависимости:

$$Nu = BRe^m \quad (2.3)$$

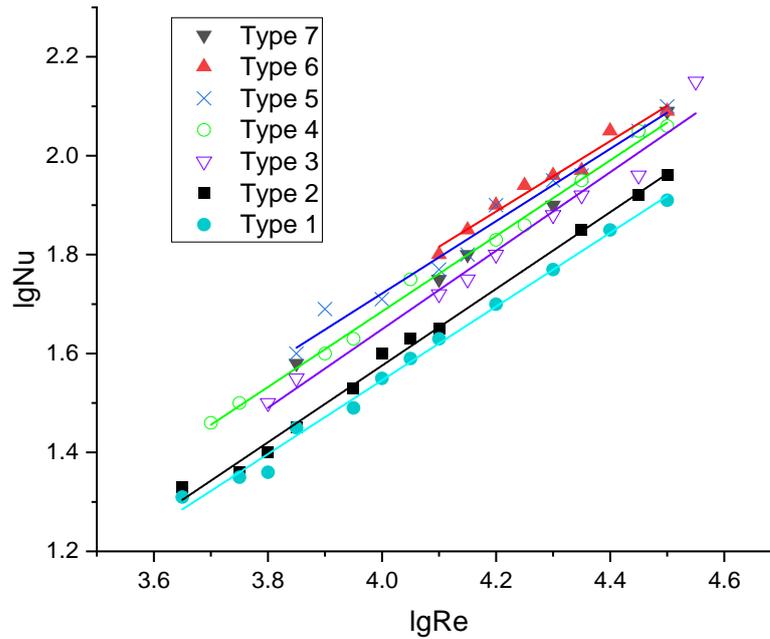


Рисунок 2.15 – Зависимость Nu от числа Рейнольдса

В таблице 2.3 приведены значения коэффициентов и точность обобщения экспериментальных результатов. Среднеквадратичное отклонение экспериментальных точек от обобщающей прямой в координатах $lgNu$ и $lgRe$ для модели 5 составляет 3,2 %, при средней величине для всех каналов – 2,64 %.

Таблица 2.3 – Значения коэффициентов и точность обобщения экспериментальных результатов

№ модели	B	m	$\sigma_k, \%$	σ_{max}
1	0,0344	0,756	4,2	7,3
2	0,029	0,780	2,5	6,8
3	0,043	0,752	1,9	3,3
4	0,043	0,763	2,9	-5,7
5	0,071	0,720	3,2	5,0
6	0,106	0,684	2,1	4,0
7	0,061	0,726	1,7	3,7

Теплообмен в технически гладкой трубе описывается уравнением:

$$Nu_0 = 0,02Re^{0,8} \quad (2.4)$$

Разделив критериальное уравнение (2.3) на (2.4), получим формулу, характеризующую интенсификацию теплообмена в каналах заэкранного газотока относительно технически гладкой трубы:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{B}{0,02} Re^{(m-0,8)} \quad (2.5)$$

Значения для формулы 2.5 представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Значения для формулы 2.5

№ п/п	$\frac{B}{0,02}$	$(m - 0,8)$
1	1,719	0,044
2	1,450	0,020
3	2,150	0,048
4	2,150	0,037
5	3,550	0,080
6	5,300	0,116
7	3,050	0,074

Особое внимание следует уделить зависимости $lgNu = f(lgRe)$ для канала №1 без продольных ребер. Показатель степени при числе Рейнольдса в таком канале для теплообмена составляет величину более 0,7. В этом случае с увеличением числа Рейнольдса наблюдается снижение интенсивности теплообмена относительно прямой круглой трубы. Так, при $Re = 5\ 011$ отношение $Nu/Nu_0 = 1,18$, а при $Re = 31\ 622$ это отношение снижается до $Nu/Nu_0 = 1,09$.

Интенсификация теплообмена в прямом канале заэкранного газотока (модель №1) объясняется тем, что при равных эквивалентных диаметрах с круглой трубой смоченный периметр в исследуемом канале в 8,3 раза больше. По своим характеристикам такой канал близок к прямым каналам прямоугольного сечения с большим отношением сторон. Относительная шероховатость для таких каналов может оказаться почти на 50 % выше рассчитанной по гидравлическому диаметру. Это влечет за собой пропорциональное увеличение расчетного коэффициента сопротивления, что естественно, закономерно ведет к росту теплообмена в таких каналах.

Для каналов №2÷№7 зависимость от числа Рейнольдса характеризуется показателем степени меньше 0,8 (для трубы) и больше 0,6÷0,65 (для пучков труб). На рисунке 2.15 зависимости $Nu_i/Nu_0 = f(Re)$ представляют собой линии с разной крутизной падения для каждого шага продольных ребер. При этом более крутое изменение Nu_i/Nu_0 объясняется отрывным течением при больших числах Рейнольдса для канала с ребрами №3 и №7. Плавный характер зависимости характерен для каналов №2, №3 и №4 с незначительными возмущающими действиями разрезных ребер и большим шагом, установки отогнутых кромок.

На рисунке 2.16 показано влияние продольного шага ребер t/h на увеличение теплообмена. Исследования проводились в диапазоне чисел $Re = (5 \div 10) \cdot 10^3$, который соответствует реальным режимам работы конвективных поверхностей водогрейных котлов. На графике представлены

по две точки для каждой модели. Большее значение интенсификации теплообмена получено при меньшем числе Рейнольдса ($Re = 6309$).

С уменьшением продольного шага высоты отогнутых кромок t/h с 57 до 14 наблюдается возрастание теплообмена Nu/Nu_0 до 1,79 при $Re = 5011$. Для модели №2 этот показатель составил 1,22, а для модели №3 с $t/h = 58$ – до 1,43.

Дальнейшее уменьшение продольного шага t/h с 14 до 7 у (модели №6 с разрезными прерывистыми ребрами) обеспечивает рост теплообмена до значений $Nu/Nu_0 = 1,97$ и 1,59 в зависимости от режима. В каналах №4 и №5 из-за малого зазора между каждым последующим ребром, за элемент следует принимать сечение между соседними ребрами. Течение в таких каналах разбивается на элементы, где ребра воздействуют на часть потока через один шаг, при этом каждый последующий элемент влияет на поток соседнего. Максимальная интенсификация теплообмена среди исследованных моделей получена при шаге $t/h = 14,3$.

Возможность расчета коэффициента теплоотдачи в каналах газохода с ребрами подтверждается обобщением экспериментальных данных для диапазона продольного шага установки отогнутых кромок от $t/h = 7,4$ до $t/h = 58$.

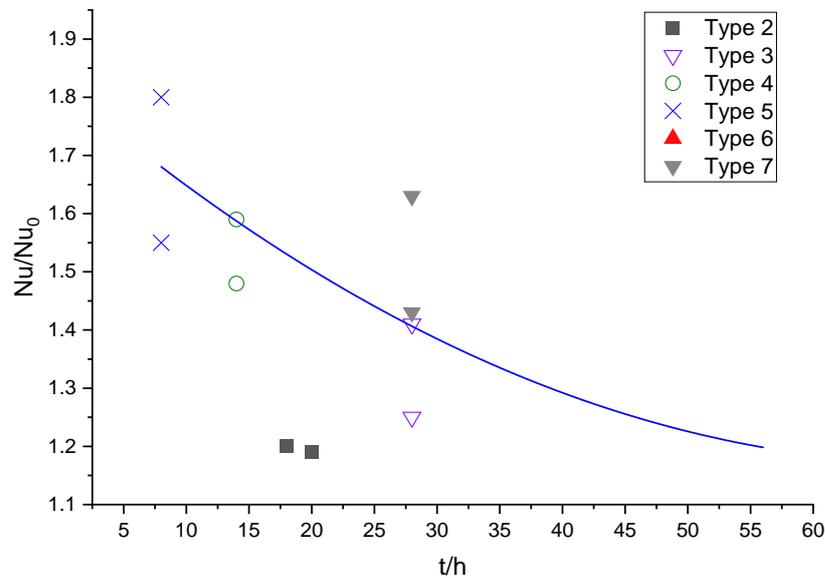


Рисунок 2.16 – Зависимость Nu/Nu_0 от продольного шага ребер t/h

На рисунке 2.17 представлены результаты обобщения теплообмена в газоходе. Анализ показывает, что повышение числа Рейнольдса является эффективным способом интенсификации для всех видов ребер. Однако наибольшее значение числа Нуссельта характерны для ребер типов 5 и 6 за счет их формы, обеспечивающей более активное воздействие на ядро потока. Минимальное влияние оказывают ребра типов 7 и 4, обладающие наиболее «гладкой» формой.

На рисунке 2.18 представлены результаты исследования гидравлического сопротивления и комплексной эффективности. Анализ подтверждает, что наличие рабер ведет к увеличению гидравлического сопротивления. Наиболее высоким уровнем сопротивления обладают ребра типа 5 и 6. Это с одной стороны, обеспечивает максимальную эффективность теплообмена, но с другой – ведет к значительным гидравлическим потерям. С точки зрения оптимизации теплогидравлических характеристик наиболее сбалансированными являются ребра типов 4 и 7, имеющие более оптимальную форму.

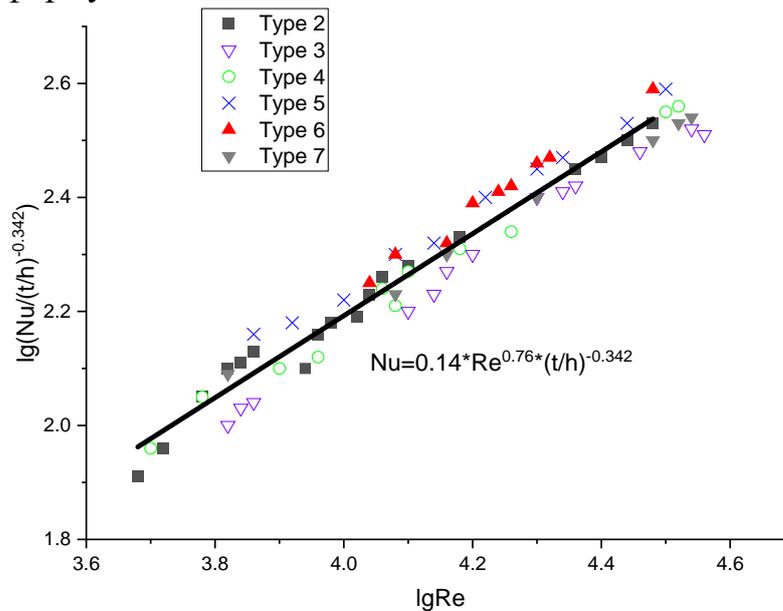


Рисунок 2.17 – Результаты обобщения экспериментальных данных по теплообмену

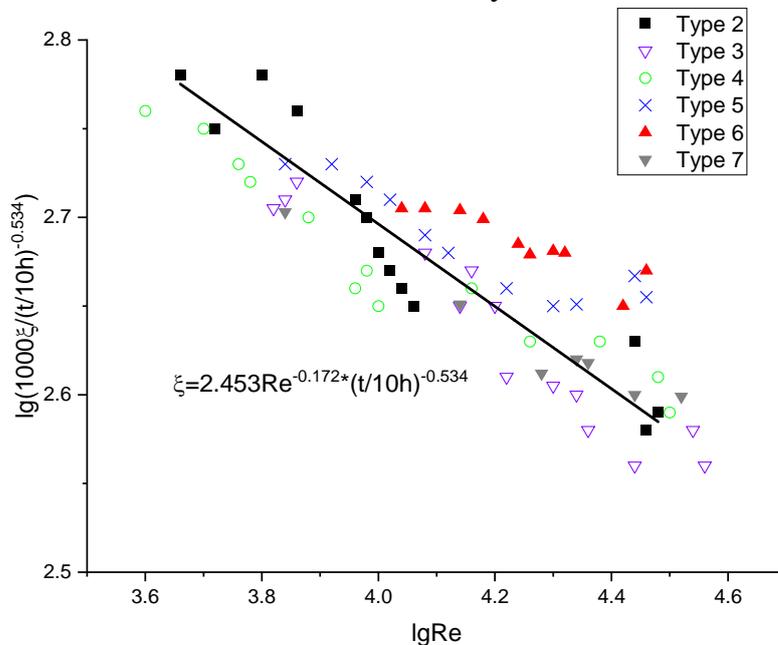


Рисунок 2.18 – Сравнение комплексной теплогидравлической эффективности для различных типов оребрения

2.1.4 Определение комплексной теплогидравлической эффективности

Анализ гидравлического сопротивления и теплообмена по отдельности не дает полной картины, так как наилучшая теплоотдача (у типа №6) достигается ценой самого высокого сопротивления. Для объективной оценки необходимо провести совместный анализ этих характеристик.

Для этого введем общепринятый в теплотехнике комплексный критерий теплогидравлической эффективности PEC (Performance Evaluation Criterion). Он показывает, во сколько раз интенсификация теплообмена превышает рост затрат на прокачку теплоносителя (связанный с ростом ξ), и рассчитывается по формуле:

$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(\xi/\xi_0)^{1/3}} \quad (2.6)$$

где Nu/Nu_0 – относительное увеличение теплообмена;

ξ/ξ_0 – относительное увеличение гидравлического сопротивления.

Значение $PEC > 1$ показывает, что прирост теплообмена «окупает» прирост гидравлического сопротивления, и такая интенсификация является энергетически выгодной.

Проведем расчет PEC для всех исследованных типов оребрения на основе экспериментальных данных при $Re = 5\,011$ (где наиболее ярко выражен эффект интенсификации). Результаты сведены в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Сводные показатели теплогидравлической эффективности при $Re = 5\,011$

Номер канала	$\frac{\xi}{\xi_0}$	$\frac{Nu}{Nu_0}$	$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(\xi/\xi_0)^{1/3}}$
2	1,807	1,22	1,00
3	2,456	1,43	1,06
4	2,470	1,6*	1,18
5	2,504	1,79	1,32
6	2,838	1,96	1,38
7	2,488	1,7*	1,26

*Примечание: Значение $\frac{Nu}{Nu_0}$ для типов №4 и №7 восстановлены по графику (рисунок 2.16)

Как видно из таблицы 2.5 и рисунка 2.19, все исследованные типы оребрения (кроме типа №2, который находится на грани эффективности) являются энергетически выгодными ($PEC > 1$). Однако оребрение типа №6 (с шагом $t/h = 14,3$) демонстрирует наивысшую комплексную эффективность ($PEC = 1,38$).

Это означает, что данный тип оребрения является наиболее оптимальным с точки зрения соотношения «эффективность / затраты на собственные нужды». Таким образом, по результатам исследований для внедрения в конструкцию заэкранного газохода малого водогрейного котла рекомендуется оребрение типа №6.

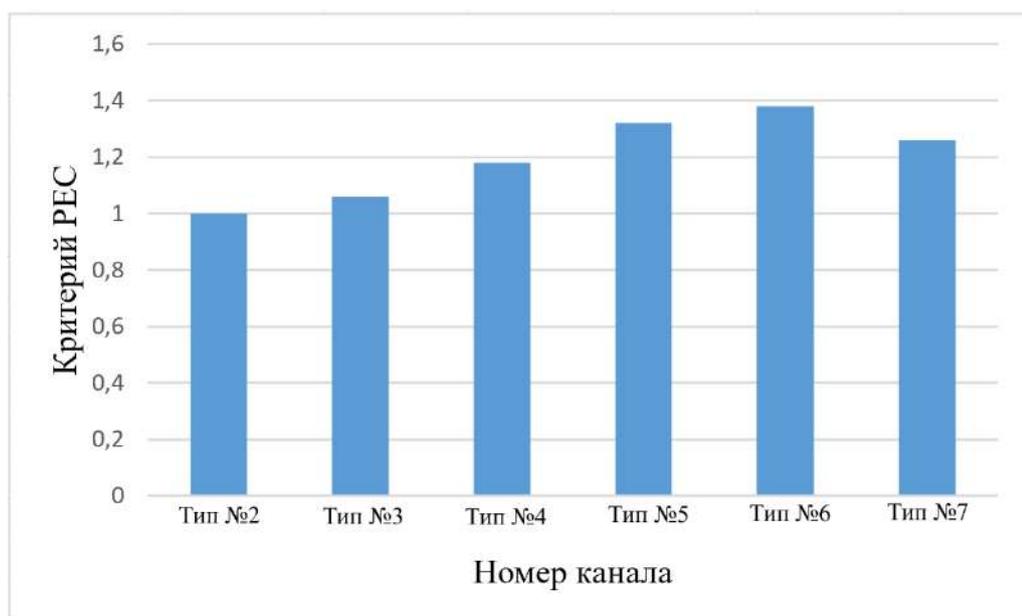


Рисунок 2.19 – Сравнение комплексной теплогидравлической эффективности (*PEC*) для различных типов оребрения

Таким образом, в Разделе 2.1 была решена экономическая задача диссертации – найден оптимальный способ интенсификации теплообмена в котле (оребрение Тип 6) для повышения его КПД.

Однако, как было отмечено в Главе 1, повышение КПД бессмысленно, если котел не соответствует современным экологическим требованиям по выбросам NO_x и CO . Решение этой задачи лежит в плоскости разработки нового горелочного устройства.

2.2 Разработка нового горелочного устройства с микрофакельной оголовкой

На основе анализа существующих решений (Глава 1.3) и с целью достижения радикального снижения NO_x и CO , автором была разработана и запатентована новая конструкция микрофакельной горелки, предназначенная специально для МВК.

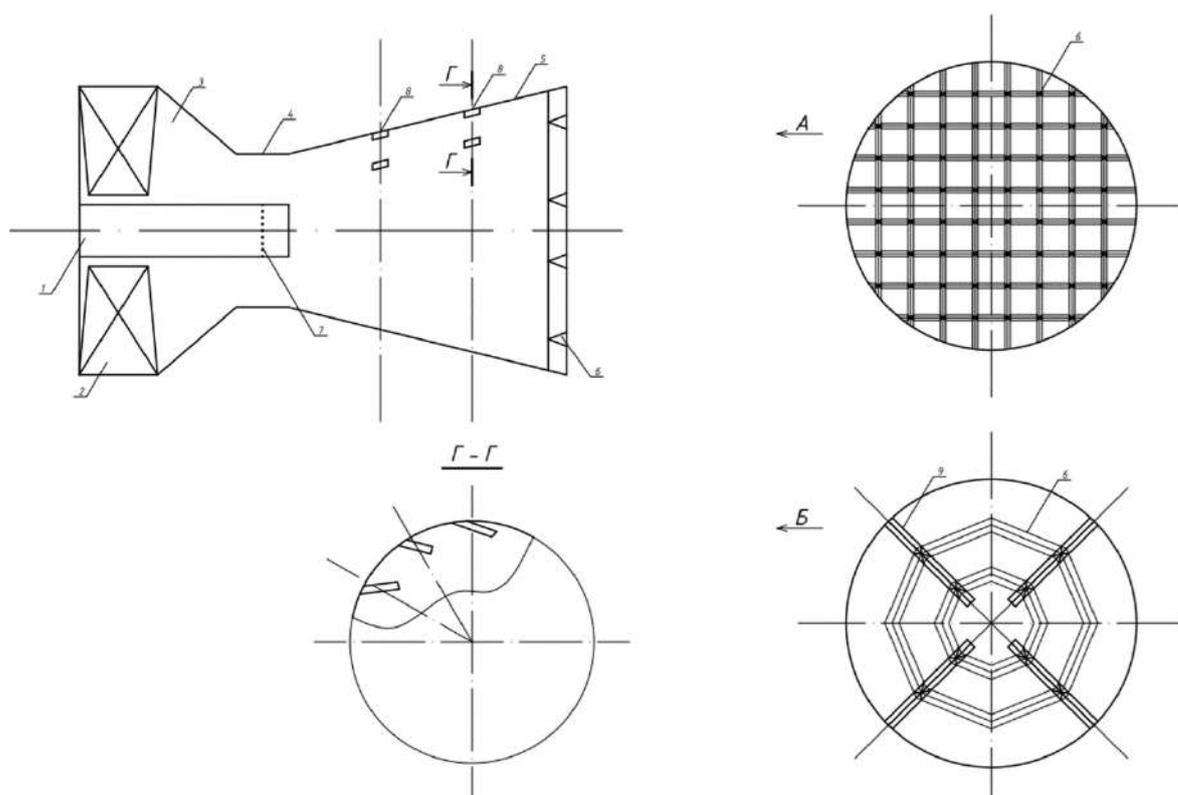
Актуальность и аналоги. Изобретение относится к области теплоэнергетики и экологии и предназначено для повышения эффективности и экологичности сжигания природного газа в водогрейных котлах. Существующие аналоги имеют ряд недостатков. Например, известная микромодульная горелка (Патент № 2022/0015.1) требует сложного подбора соотношений диаметров. Воздушная форсунка (Патент №2019/0620.2) обладает слабой микрофакельностью. Наиболее близкий аналог, горелка F 55, имеет большие гидравлические потери и неэффективное перемешивание.

Техническая задача и результат. Технической задачей являлось создание эффективной, экономически выгодной и промышленно применимой горелки, улучшающей технологические и экологические показатели МВК.

Технический результат, достигаемый конструкцией, заключается в снижении гидравлических потерь, повышении микрофакельности (разделении на большое количество микрофакелов), повышении полноты сгорания и, как следствие, снижении NO_x .

Суть разработанной конструкции. Для достижения технического результата предложена газовая горелка (Рисунок 2.20), содержащая топливную трубку 1 с отверстиями 7, конфузورный канал 3 с входными лопаточными завихрителями 2 и узкое сечение 4.

Ключевое отличие от аналогов заключается в том, что в диффузорном канале 5 выполнены щели 8 в два ряда, создающие противоположное вращение вторичного воздуха относительно первичного потока от завихрителей 2. На выходе из горелки установлены уголковые стабилизаторы 6, выполненные либо в виде решетки (Фиг. А), либо в виде коаксиальных многогранников (Фиг. Б).



1 – топливная трубка; 2 – входные лопаточные завихрители; 3 – конфузорный канал; 4 – узкое сечение; 5 – диффузорный канал; 6 – уголковые стабилизаторы; 7 – отверстия для подачи газа; 8 – щели; 9 – пламя перекидыватель

Рисунок 2.20 – Принципиальная схема разработанной микрофакельной горелки (Патент РК №37157)

Принцип работы. Воздух, необходимый для подготовки топливо-воздушной смеси поступает потоком в горелку через входной лопаточный завихритель 2. Далее через отверстия для подачи газа 7 топливной трубки 1 осуществляется впрыск газообразного топлива в узком сечении 4

конфузорно-диффузорного канала (3-4-5), где воздух и топливо пересекаются перпендикулярно и затем перемешиваются. Дополнительно в диффузорной части канала 5 имеются щели 8, позволяющие вторичному воздуху входить тангенциально и образовывать завихренный поток в сечениях противоположно закручивания входными лопатками. Данный процесс создает хорошо сбалансированную смесь топлива и воздуха, которая затем стабилизируется в решетках на выходе, выполненных из уголков (или в многогранниках, выполненных из уголков) и поддерживается в форме микрофакелов с помощью угловых стабилизаторов 6, расположенных на выходе. Кроме того, есть четыре пламя перекидывателя 9 из уголков для обеспечения полного сгорания топливовоздушной смеси, которые также закреплены на угловых стабилизаторах 6. Таким образом, предложенная конструкция обеспечивает эффективное и устойчивое сжигание с минимальными выбросами за счет встречной закрутки потоков и микрофакельной стабилизации.

Разработка данной конструкции (Раздел 2.2) являлась теоретическим решением. Для подтверждения ее эффективности и количественной оценки преимуществ перед существующими подходами было необходимо провести прямое экспериментальное сравнение. Конструкция микрофакельной перфорированной насадки «Тип D» (с 36 отверстиями и $\varnothing 4.0$ мм), исследованная в данной работе, является физической моделью-упрощением, эмулирующей принцип микрофакельной стабилизации, заложенный в разработанном патенте (Рисунок 2.20, поз. б). Для сравнения ее эффективности с традиционными подходами были также изготовлены и испытаны вихревые аналоги («Тип А» и «Тип В») и микрофакельный аналог с мелкими отверстиями («Тип С»).

2.3 Экспериментальное исследование конструктивных решений для низкоэмиссионного горелочного устройства

2.3.1. Постановка задачи и методика экспериментального исследования

Для экспериментального подтверждения преимуществ разработанной микрофакельной концепции (Тип D) и ее сравнения с аналогами (Типы А, В, С) был проведен натурный эксперимент. Целью являлась апробация и сравнительный анализ экологических (эмиссия вредных веществ) и тепловых характеристик этих четырех конструкций.

Объекты исследования. Исследования проводились на стенде, схема которого представлена на рисунке 2.21. В качестве объектов исследования выступали четыре типа насадок, установленных на горелочное устройство с внутренним диаметром $d = 80$ мм. Все насадки имели одинаковый наружный диаметр 10 см:

- Тип А: двухъярусный лопаточный завихритель (12 больших и 12 малых лопаток, угол 45°);

- Тип В: модифицированный завихритель с увеличенным количеством лопаток (12 больших и 16 малых лопаток, угол 45°);
- Тип С: перфорированная насадка с высокой степенью рассредоточения (122 отверстия диаметром Ø 1.0 мм);
- Тип D: оптимизированная микрофакельная насадка (36 отверстий диаметром Ø 4.0 мм).

Детальные геометрические параметры, включая рассчитанные коэффициенты закрутки S и коэффициент загромождения (пористость) α , систематизированы в таблице 2.6.

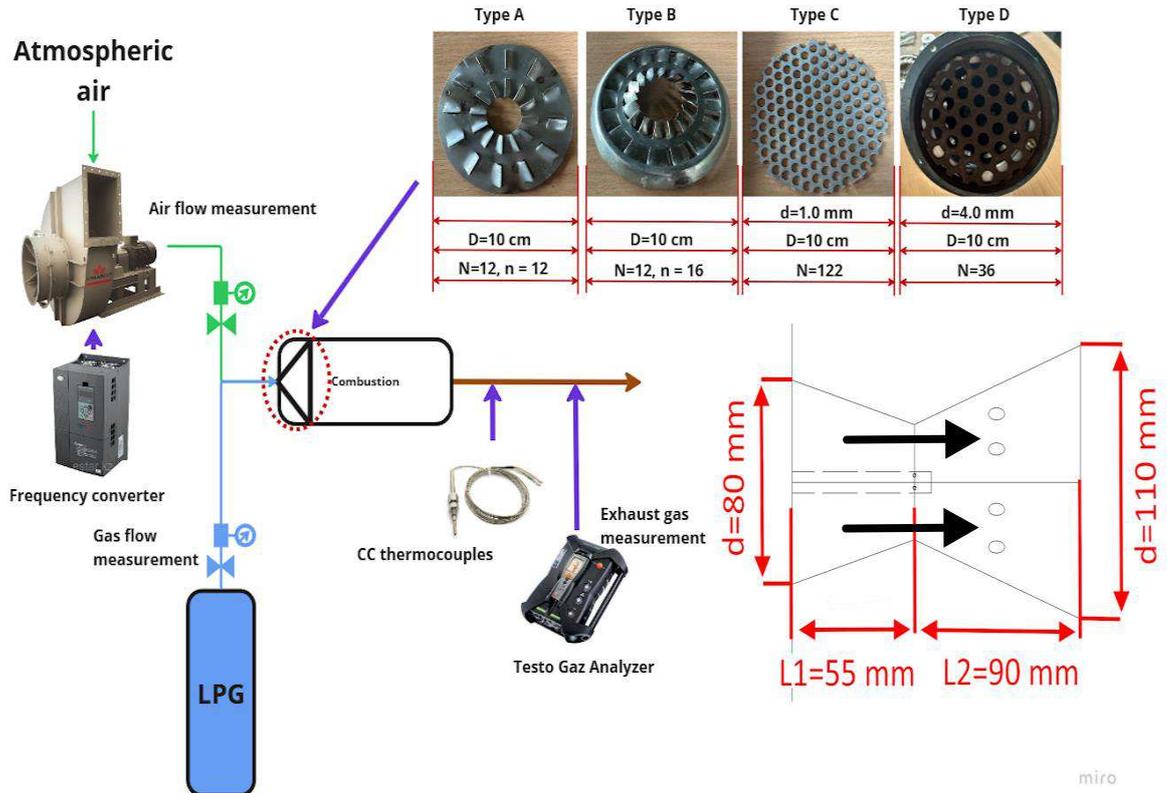


Рисунок 2.21 – Схема экспериментального стенда и исследуемые конструктивные решения (насадки)

Таблица 2.6 – Геометрические параметры исследуемых насадок

Тип насадки	A	B	C	D
Главный диаметр, мм	100	100	100	100
Угол лопаток, °	45	45	-	-
Высота / Длина лопаток, мм	10/5	10/5	-	-
Количество лопаток / отверстий	12+12 лопаток	12+16 лопаток	122 отверстия	36 отверстий
Диаметр отверстий, мм	-	-	1	4
Расстояние, мм	-	-	0,5	2
Коэффициент закрутки S	0,8	0,8	-	-
Коэффициент загромождения, α	0,1	0,1	0,012	0,05

Пористость насадок рассчитывалась по формуле:

$$\alpha = \frac{A_{holes}}{A_{disk}} = \frac{Nd^2}{D^2} \quad (2.6)$$

где A_{holes} – суммарная площадь отверстий, A_{disk} – площадь диска насадки, N – количество отверстий, d – диаметр отверстий, D – диаметр насадки.

Методика проведения измерений. Экспериментальные исследования проводились следующим образом: на стенд подавалось топливо и воздух, после чего производился розжиг. После установления стационарного режима горения производился замер температуры и состава уходящих газов. Условия проведения экспериментов отражены в таблице 2.7.

Таблица 2.7 – Экспериментальные условия

Параметр	Единицы измерения	Значение
Температура окружающей среды	°С	20
Влажность воздуха	%	40
Коэффициент избытка топлива		0,6÷1,2
Число Рейнольдса (Re)		50 000÷350 000
Расход воздуха	м³/ч	190÷1 200
Расход сжиженного газа	м³/ч	37,8
Состав сжиженного газа		C_3H_8 – 50 % C_4H_{10} – 50 %

Коэффициент избытка топлива φ (Equivalence ratio) варьировался в диапазоне 0,6÷1,2 и рассчитывался по формуле (2.7):

$$\varphi = \frac{\frac{m_{fuel}}{m_{air}}}{\left(\frac{m_{fuel}}{m_{air}}\right)_{stoich.}} \quad (2.7)$$

где $\left(\frac{m_{fuel}}{m_{air}}\right)_{stoich.}$ – стехиометрическое соотношение топлива и воздуха.

Значение $\varphi > 1$ соответствует обогащенной смеси, $\varphi < 1$ – бедной смеси.

Измерение состава уходящих газов (NO_x , CO , CO_2) производилось газоанализатором Testo 350. Забор проб осуществлялся по оси потока на расстоянии $z = 90$ мм от среза насадки. Температура уходящих газов измерялась хромель-копелевыми термопарами в выхлопном тракте. Визуализация пламени проводилась с помощью фотокамеры. Перечень использованного оборудования и его погрешности приведены в таблице 2.8.

Соответствие тепловой мощности горелки типу водогрейного котла представлено в Таблице 2.9. Установлено, что исследуемая горелка может быть использована в составе котлов мощностью 0,6÷1,2 МВт.

Номинальная тепловая мощность водогрейного котла выбиралась исходя из условия соответствия расчетной тепловой мощности горелки, т.е.

$Q_k \approx Q_r$, что соответствует принятой практике подбора горелочных устройств для водогрейных газовых котлов малой и средней мощности.

Таблица 2.8 – Оборудование и погрешности измерений

Оборудование	Абсолютная погрешность	Относительная погрешность δ , %	Диапазон измеряемых значений
Компрессор ВК-160-Е/7, Производитель: «Korrel», г. Москва, Россия [78]	-	-	-
Термопара (Хромель-Копель) Производитель: «Korrel», г. Москва, Россия [79]	$\pm 1,5$ °С (в диапазоне от минус 40 до плюс 375 °С)	0,16	0÷690 °С
Мультиметр [80]	$< 0,1$ °С при 30°С	0,4	0÷690 °С
Газоанализатор Testo 350 Производитель: Testo SE & Co., Ti-tisee-Neustadt, Германия [81]	$NO_x: \pm 2$ ppm; (до 40 ppm)	5	$NO_x: 0 \div 60$ ppm; $NO: 0 \div 60$ ppm; $CO_2: 0 \div 8,5$ %
	$CO: \pm 10$ ppm	1	$CO: 0 \div 2100$ ppm
	Температура: $\pm 1,0$ °С	0,16	20÷690 °С

Таблица 2.9 – Соответствие тепловой мощности газовой горелки типу водогрейного газового котла [82, 83, 84]

Параметр	Обозначения	Способ определения	Числ. значение
Объемный расход газа, м ³ /ч (м ³ /с)	V_r	Данные эксперимента	37,8 (0,0105)
Низшая теплота сгорания газа, кДж/м ³	Q_n	Справочные данные	93 000
Тепловая мощность горелки, кВт	Q_r	$Q_r = Q_n \cdot V_r$	976,5
Тепловая мощность горелки с учетом φ и КПД, кВт	$Q_{r,\phi}$	$Q_{r,\phi} = Q_r \cdot \varphi \cdot \eta$	556÷1148
Расход газа, кг/ч	G_r	$G_r = V_r \cdot \rho$	30,24
Тип водогрейного газового котла, МВт	-	по диапазону Q_k	0,6÷1,2

На основании поверочного расчета установлено, что для заданного диапазона тепловой мощности газовой горелки $Q_{r,\phi} = 0,6 \div 1,2$ МВт

подбираются водогрейные газовые котлы с аналогичным диапазоном номинальной мощности. Примеры таких котлов: газовые котлы мощностью 0,6 МВт; 1,0 МВт; 1,1 МВт; 1,2 МВт, а также модели серий GEOTHERM WGB (ЗР) 0,63, GEOTHERM WMB 1,1 и автоматизированные котлы типа КВа-0,7/КВа-1,0. Таким образом, разработанная и исследуемая горелка может быть использована в составе водогрейных газовых котлов малой и средней мощности без изменения их теплотехнической схемы.

2.3.2 Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

2.3.2.1 Анализ эмиссии оксидов азота

Анализ эмиссии NO_x является ключевым для данной работы, поскольку образование NO_x в условиях рассматриваемых горелочных устройств в основном происходит по термическому механизму, зависящему от температуры и времени пребывания газов в зоне горения. На рисунке 2.22 представлена экспериментальная зависимость концентраций NO_x от коэффициента избытка топлива для четырех исследуемых видов насадок.

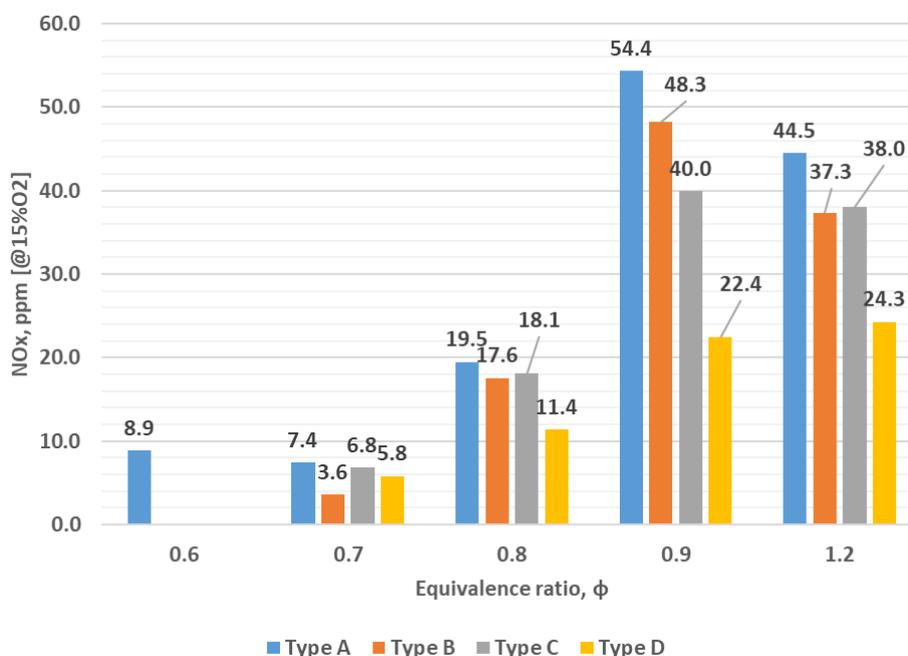


Рисунок 2.22 – Зависимость концентрации оксидов азота от коэффициента избытка топлива и типа сопла

Для насадки типа А зафиксированы самые высокие концентрации NO_x . Стоит отметить, что при $\phi = 0,6$ замечено затухание пламени для всех видов насадок, за исключением насадки типа А. При данном режиме ($\phi = 0,6$) концентрации NO_x составляет 8,9 ppm. С ростом содержание топлива в смеси (увеличение ϕ до 0,7) концентрации NO_x несколько снижается до 7,4 ppm, что может быть обусловлено локальным снижением температуры за счет изменения структуры зоны горения. При дальнейшем увеличении ϕ до 0,8

концентрация NO_x возрастает до 19,5 ppm. Максимальные концентрации замечены при $\varphi = 0,9$ и составляют 54,4 ppm.

Для насадки типа В характерна меньшая эмиссия NO_x по сравнению с базовым вариантом: при $\varphi = 0,7$ значение составляет 3,6 ppm. В целом для всех исследуемых величин φ концентрация NO_x для типа В в среднем меньше, чем для типа А на 22 %. Как известно [85], образование NO_x подчиняется нескольким механизмам, среди которых доминирующим при высокотемпературном горении является термический.

В случае вариантов типа А и типа В, определяющую роль играют факторы температурного поля и качество смесеобразования. Согласно полученным данным, концентрация NO_x для варианта В ниже за счет более сильной закрутки потока, способствующей эффективному перемешиванию топлива с окислителем. Это ведет к снижению температуры за счет ликвидации локальных зон термического перегрева. Кроме того, эффективное смешивание сокращает время выгорания топливных частиц, что подтверждается анализом концентраций монооксида углерода (CO), указывающих на характер протекания реакций горения.

Для насадки типа С концентрация NO_x превышает показатели типа В во всех исследуемых режимах. При $\varphi = 0,7$ тип С демонстрирует наибольшие концентрации после типа А, а при увеличении φ до 0,8 значение достигает 18,1 ppm. Полученные данные подтверждают, что увеличение количества отверстий в перфорированных насадках способствует повышению концентрации NO_x , что согласуется с результатами исследований других авторов [86]. Рост концентрации оксидов азота при увеличении коэффициента избытка топлива (приближении к стехиометрии до 0,9) также подтверждается работами [87].

Комплексный анализ показывает, что доминирующими факторами образования NO_x является время нахождения продуктов сгорания в высокотемпературной зоне и степень гомогенизации топливо-воздушной смеси. Наиболее высокие концентрации, характерные для типа А, объясняются высоким аэродинамическим сопротивлением закрытой насадки и интенсивной закруткой потока [85], что ведет к росту локальных температур и увеличению времени пребывания газов в зоне максимального тепловыделения. Наилучшие экологические показатели продемонстрировала микрофакельная насадка типа D. Ее преимущество становится наиболее выраженным при работе на смесях, близких к стехиометрическим. В данном случае эффект дробления единого фронта пламени на систему микрофакелов позволяет существенно минимизировать время пребывания азота в зоне максимальных температур, обеспечивая эффективное подавление термического механизма образования NO_x .

2.3.2.2 Анализ полноты сгорания

На рисунке 2.23 представлены зависимости CO от коэффициента избытка топлива и типа горелочной головки. Данный параметр является важнейшим индикатором химической завершенности процесса горения и эффективности смесеобразования.

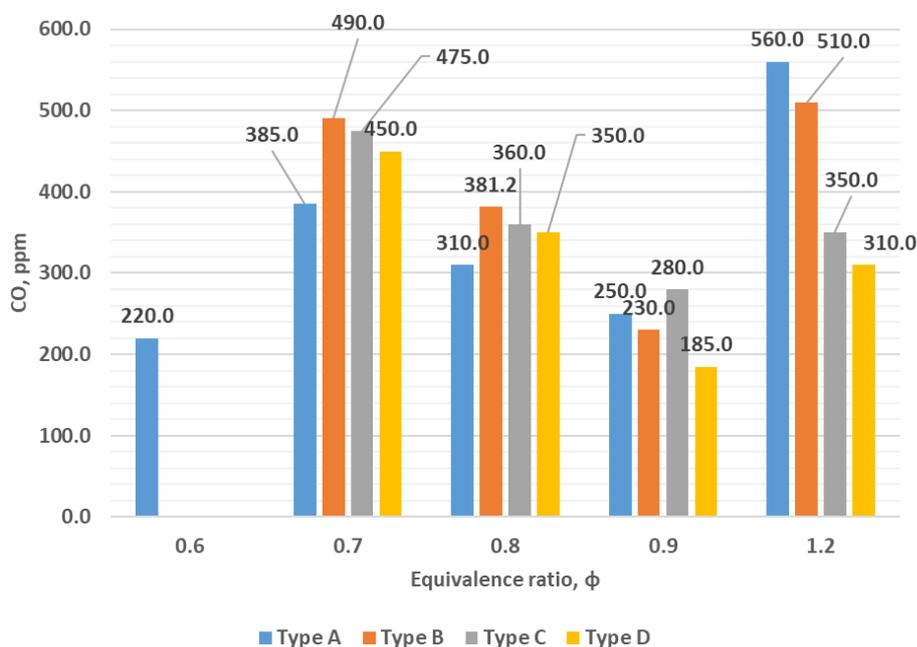


Рисунок 2.23 – Зависимость концентрации угарного газа от коэффициента избытка топлива и типа сопла

Как видно из представленных данных, при $\phi = 0,6$ концентрация CO для насадки типа А составляет 220 ppm. Провести сравнительный анализ с другими вариантами при данном режиме не представилось возможным ввиду срыва пламени на остальных типах насадок.

При $\phi = 0,7$ наблюдается существенный разброс значений: для типа В зафиксирован наиболее высокий уровень CO , достигающий 490 ppm. Для насадок типов А, С и D концентрации при этом режиме составляют 385 ppm, 475 ppm и 450 ppm соответственно.

Аномально высокая концентрация CO для типа В при данном коэффициенте избытка топлива объясняется конструктивными особенностями насадки. Наличие значительного промежутка в центральной части головки приводит к тому, что часть потока не вовлекается в активное взаимодействие с зонами рециркуляции. В результате топливно-воздушная смесь в центральном ядре взаимодействует недостаточно интенсивно, что провоцирует локальный химический недожог топлива.

Для насадки типа С концентрация CO (475 ppm) несколько превышает показатели разработанного типа D. Это обусловлено меньшим диаметром отверстий перфорации, что при равном давлении подачи увеличивает скорость истечения струй и, как следствие, ведет к некоторому сокращению времени пребывания смеси в зоне активных реакций, провоцируя недожог.

При увеличении φ до 0,8 характер зависимостей сохраняется, при этом наблюдается общий прирост концентрации CO , обусловленный увеличением доли топлива в смеси и соответствующим ростом недожога. Минимальные значения эмиссии CO для всех типов насадок зафиксированы в диапазоне $\varphi = 0,9$, что объясняется максимальным приближением состава смеси к стехиометрическому соотношению. В данном режима концентрации варьируются в пределах 185÷280 ppm, при этом наилучшие показатели (минимальный уровень CO) соответствуют микрофакельной насадке типа D. Аналогичные результаты по влиянию коэффициента избытка воздуха на концентрации CO проведенные в работе [88] показывают рост концентрации CO с увеличением коэффициента избытка воздуха. Причем максимальные значения $\varphi = 0,85$ и концентрации CO равны 250÷300 ppm при сжигании сжиженного природного газа.

На рисунке 2.24 представлены графики зависимости содержания несгоревших углеводородов (CH) от коэффициента избытка топлива и типа насадки.

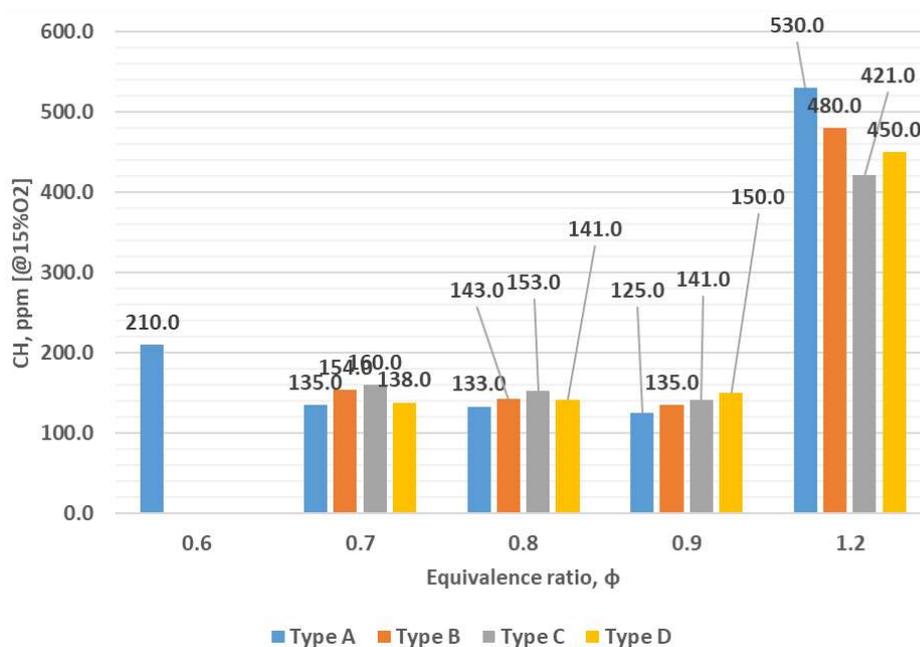


Рисунок 2.24 – Зависимость концентрации CH от коэффициента избытка топлива и типа сопла

Анализ графиков показывает, что при $\varphi = 0,7$ минимальная концентрация CH (135 ppm) характерна для типа А, в то время как для типов В, С и D значения составляют 154 ppm, 160 ppm и 138 ppm соответственно. Незначительный недожог в данных режимах объясняется высокими скоростями воздушного потока, приводящими к частичному выносу топлива из зоны активного горения.

Минимальные уровни эмиссии CH для всех конструкций достигаются при $\varphi = 0,9$, что коррелирует с ростом температур и повышением концентрации NO_x в продуктах сгорания, свидетельствуя о высокой полноте окисления.

При переходе в область богатых смесей ($\varphi = 1,2$) наблюдается резкий скачок концентраций CH и CO . В этих условиях насадка типа А демонстрирует наибольшие показатели недожога, что связано с недостаточной интенсивностью перемешивания избыточного топлива с ограниченным объемом воздуха в условиях диффузионного горения.

2.3.2.3 Анализ тепловых режимов и стабильности горения

Для комплексной оценки эффективности сжигания топлива и интенсивности протекания термохимических реакций был проведен анализ концентраций диоксида углерода (CO_2) и температурных профилей продуктов сгорания. Экспериментальные зависимости содержания CO_2 от коэффициента избытка топлива и типа насадки на горелке представлены на рисунке 2.25. Как видно из представленных графиков наибольшие концентрации CO_2 наблюдаются при значениях коэффициента избытка топлива, приближающихся к единице ($\varphi \approx 1,0$), т.е. к условиям стехиометрии. В данном режиме обеспечивается максимальное полное дожигание компонентов топлива.

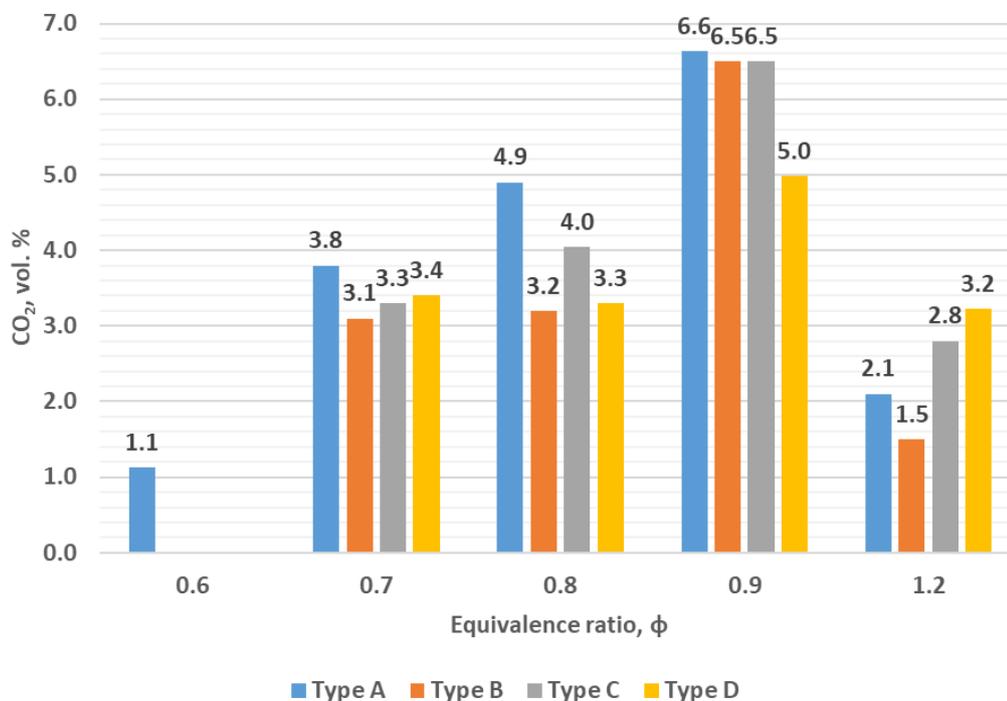


Рисунок 2.25 – Зависимость концентрации углекислого газа от коэффициента избытка топлива и типа сопла

При значениях $\varphi = 0,6$ наблюдается минимальный уровень содержания CO_2 , что объясняется крайне низким и недостаточным уровнем выгорания

топливной смеси в условиях сильного обеднения. При переходе к режиму $\varphi = 0,7$ зафиксировано закономерное повышение концентрации CO_2 . Максимальные значения в данном диапазоне характерны для насадки типа А и составляют 3,8 %. Для насадок типов В, С и D концентрации при $\varphi = 0,7$ равны 3,1 %, 3,3 % и 3,4 % соответственно. Стоит отметить, что наиболее низкие значения CO_2 присущи насадке типа В, что коррелирует с более низкими концентрациями NO_x в данном режиме и подтверждает наличие химического недожога. Остальные модификации насадок демонстрируют незначительно большие значения. При увеличении коэффициента избытка топлива до $\varphi = 0,8$ концентрации CO_2 остаются максимальными для типа А; для типа В это значение составляет 3,2 %, что лишь незначительно превышает показатели режима $\varphi = 0,7$. Аналогично тенденции прослеживаются для конструкции типов С и D. При дальнейшем приближении к стехиометрическому составу смеси концентрации CO_2 возрастают на 20÷30 % относительно величин, зафиксированных при $\varphi = 0,8$. В целом характер зависимости сохраняется неизменным. Значительное снижение содержания CO_2 при переобогащении смеси ($\varphi = 1,2$) объясняется острым дефицитом окислителя (воздуха) в топливно-воздушной смеси, а также замедлением скорости реакций горения в сравнении со стехиометрическим процессом.

Температура уходящих газов выступает важнейшим диагностическим параметром, физически объясняющим механизм эмиссии NO_x . На рисунке 2.26 представлены зависимости температурного режима от типа исследуемой насадки и коэффициента избытка топлива.

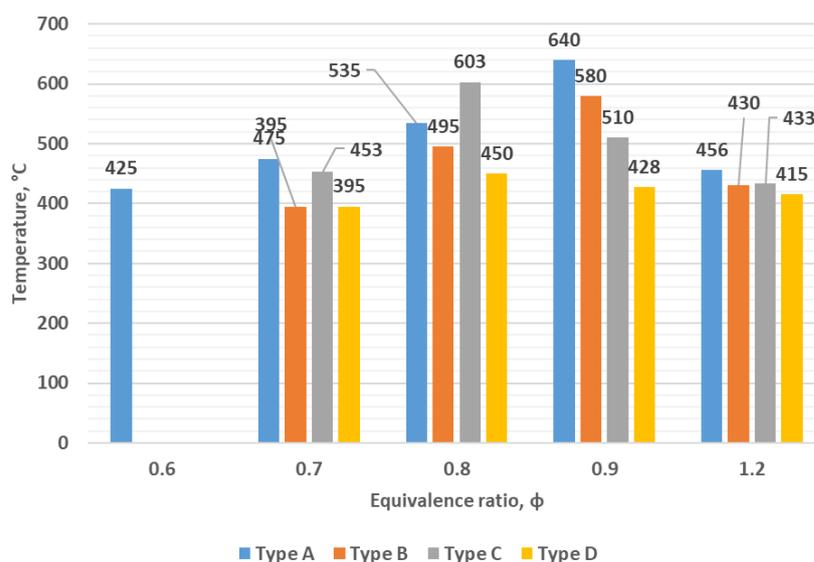


Рисунок 2.26 – Зависимость температуры от коэффициента избытка топлива и типа сопла

Анализ графического материала показывает, что в целом наиболее высокие температурные значения характерны для насадки типа А. Данный

факт объясняется высокой теплотой сгорания газов в центральной области горелочного устройства. Ввиду недостаточной интенсивности закрутки пламени в центральной части насадки типа А формируется вытянутый диффузионный факел с аномально высокой температурой. Это удлиняет зону активного горения и приводит к догоранию компонентов топлива в узком центральном ядре. Указанные факторы являются определяющими для активации термического механизма образования оксидов азота, что подтверждается результатами прямых замеров эмиссии NO_x .

При режиме глубокого обеднения ($\varphi = 0,6$) стабильное пламя сохраняется только при использовании насадки типа А. При этом фиксируется достаточно высокий уровень температур, что свидетельствует о высокой степени стабилизации факела. Как известно, повышенная устойчивость характерна именно для диффузионных пламен, что и объясняет зафиксированные теплофизические показатели. В режиме $\varphi = 0,7$ достаточно высокие температуры наблюдаются у всех типов насадок, однако пиковые значения по-прежнему присущи типу А вследствие диффузионного горения в центре факела. Для горелок типов В и D температура продуктов сгорания составляет $395\text{ }^{\circ}\text{C}$; в целом относительно низкий уровень температур уходящих газов в данных режимах согласуется с пониженными концентрациями NO_x . Для насадки типа С температура составляет $453\text{ }^{\circ}\text{C}$

При переходе к $\varphi = 0,8$ максимальный температурный уровень сохраняется за насадкой типа А. Тем не менее в данном режиме зафиксирована также высокая температура для типа С, что связано с увеличением геометрической длины факела вследствие избытка горючего компонента. Наиболее высокие значения температур достигаются при приближении состава смеси к стехиометрическому, так как данные условия обеспечивают полную полноту выгорания. Дальнейшее увеличение содержания воздуха в смеси (при сохранении стехиометрии как точки отсчета) приводит к снижению температурного фона за счет недожога, возникающего даже при наличии достаточного количества окислителя.

На Рисунке 2.27 представлены результаты визуализации процесса горения при различных значениях φ .

Фотофиксация подтверждает наличие значительного теплового напряжения во всех вариантах исполнения, приводящего к нагреву конструкционных материалов насадок. При значении $\varphi = 0,7$ во всех вариантах (за исключением типа А) отсутствует характерное синее свечение пламени. Это свидетельствует о преимущественном стехиометрическом горении в центральном ядре факела типа А.

При увеличении содержания топлива ($\varphi = 0,8$) во всех исследуемых модификациях в центральной части горелки появляется «синий факел», наименее выраженный в варианте типа С. Для остальных типов конструкций наличие синего свечения является отчетливым. При достижении $\varphi = 0,9$ процесс горения протекает наиболее эффективно с существенной яркостью

факела. Переход в область $\varphi = 1,2$ сопровождается прерывистостью фронта пламени, что вызвано дефицитом кислорода в зоне реакции.

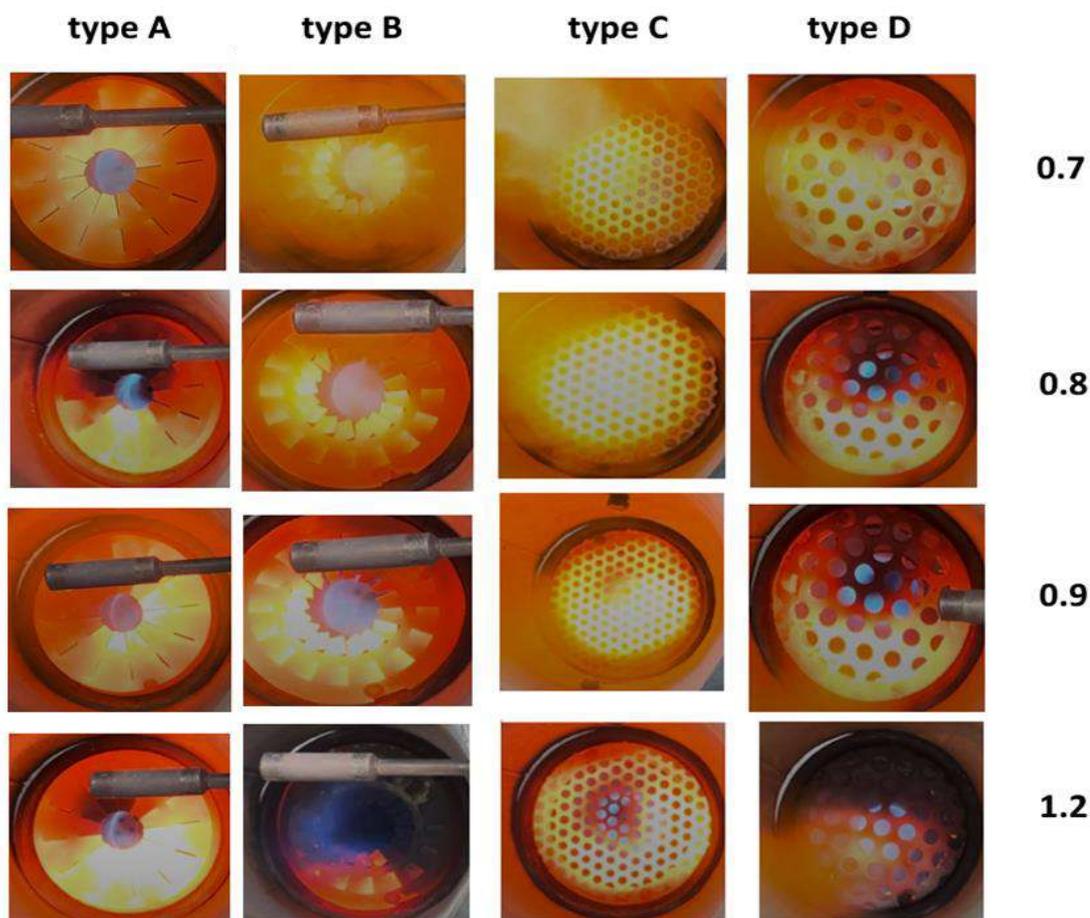


Рисунок 2.27 – Фотографии процесса горения при различных коэффициентах избытка воздуха

Визуальный анализ (Рисунок 2.27) и результаты инструментальных замеров пределов срыва по бедной смеси (ЛВО, Таблица 2.10) выявили фундаментальный научно-технический компромисс:

- **Стабильность:** Насадка типа А (вихревая) продемонстрировала наивысшую эксплуатационную устойчивость, поддерживая процесс горения до критического значения $\varphi = 0,6$, что обусловлено формированием мощной тороидальной зоны рециркуляции продуктов сгорания.

- **Нестабильность:** Разработанная микрофакельная насадка типа D оказалась наименее стабильной в области бедных смесей, показав срыв пламени уже при значении $\varphi = 0,69$.

Таблица 2.10 – Пределы срыва пламени по бедной смеси

Тип А	Тип В	Тип С	Тип D
$0,60 \pm 0,02$	$0,66 \pm 0,02$	$0,68 \pm 0,02$	$0,69 \pm 0,02$

2.4. Выводы по главе 2

В данной главе были решены две ключевые задачи, поставленные в диссертации: повышение эффективности МВК за счет оребрения и основная экологическая, разработка и исследование низкоэмиссионного горелочного устройства.

В первой части главы (Раздел 2.1) было проведено сопутствующее экспериментальное исследование, направленное на повышение эффективности МВК за счет интенсификации теплообмена в конвективных газоходах. На основе сравнительного анализа семи типов оребрения и введения комплексного тепло гидравлического критерия PEC была определена оптимальная геометрия оребрения («Тип 6» с $PEC = 1,38$), которая рекомендуется к внедрению для повышения КПД котла.

Далее фокус главы был направлен на решение экологической задачи. В Разделе 2.2 была представлена разработанная автором и запатентованная новая конструкция низкоэмиссионной микрофакельной горелки. Ключевыми техническими решениями конструкции являются применение встречной закрутки первичного и вторичного воздуха, а также использование уголковых стабилизаторов для обеспечения устойчивого микрофакельного горения.

Для практического подтверждения преимуществ разработанной концепции, в Разделе 2.3 было проведено сравнительное экспериментальное исследование ее физической модели («Тип D») с тремя аналогами (вихревыми «Тип А», «В» и микрофакельным «Тип С»). Главным научным результатом данного этапа является экспериментальное доказательство эффективности разработанной конструкции: в оптимальном режиме ($\varphi = 0,9$) насадка «Тип D» показала минимальные выбросы NO_x (22,4 ppm) – что в 2,4 раза ниже вихревого аналога «Тип А» – и минимальные выбросы CO (185 ppm), свидетельствующие о наилучшей полноте сгорания. При этом был выявлен инженерный компромисс: вихревые горелки, наихудшие по NO_x , показали наивысшую стабильность горения (LBO $\varphi = 0,6$), тогда как разработанная концепция «Тип D» была наименее стабильна (LBO $\varphi = 0,69$).

Таким образом, в Главе 2 представлен полный цикл экспериментальной работы, в ходе которого была найдена оптимальная конструкция конвективной поверхности («Тип 6») и, что является основным итогом, разработана и экспериментально верифицирована новая конструкция низкоэмиссионной горелки («Тип D»), обладающая значительными экологическими преимуществами. Полученные фактические данные служат фундаментальным базисом для последующей главы, в которой будет представлено теоретическое обоснование данных результатов методами вычислительной гидродинамики (CFD).

ГЛАВА 3. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ СЖИЖЕННОГО ГАЗА В РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТАХ НАСАДОК

Вычислительная гидродинамика (CFD) стала мощным инструментом для инженеров и исследователей в самых разных областях. С развитием вычислительных ресурсов, совершенствованием физических моделей, а также численных и дискретных методов, CFD в настоящее время рассматривается как крайне важное средство для анализа и прогнозирования поведения потоков жидкости и газа [89].

Главным преимуществом вычислительной гидродинамики является возможность проведения систематического анализа и оптимизации течений без непосредственного вмешательства в сам поток, что часто невозможно при использовании традиционных экспериментальных методов. Кроме того, CFD позволяет осуществлять виртуальное наблюдение за переменными потока в точках, которые недоступны для прямых измерений.

CFD нашла широкое применение в энергетике и научных исследованиях, включая моделирование горения, теплопередачи, многофазных течений, а также в расчётах газовых и паровых турбин, ветряных установок, приливных и волновых энергетических устройств. За последние два десятилетия наблюдается значительный рост интереса к данному направлению как по числу пользователей, так и по спектру приложений. Так, в 2013 году объём рынка CFD достиг 1 млрд долларов США при среднем годовом темпе роста около 10 %.

Несмотря на это, CFD пока не достигла уровня универсального инструмента, доступного для использования проектировщиками без глубоких знаний численных методов. Численный анализ требует значительных усилий на этапах подготовки модели, настройки расчёта и анализа полученных данных. Таким образом, CFD следует рассматривать как вспомогательное средство, которое должно использоваться совместно с аналитическими и экспериментальными методами.

Суть CFD заключается в решении уравнений, описывающих течение жидкости и газа, с помощью численных методов, реализованных в специализированных программных пакетах. Область расчёта разбивается на множество малых ячеек (контрольных объёмов) посредством построения сетки. Система уравнений в частных производных дискретизируется в алгебраические уравнения и решается итерационными методами. Базовое моделирование течения основывается на уравнениях Навье-Стокса, которые описывают сохранение массы и импульса. Дополнительные физические и химические процессы учитываются через добавление соответствующих уравнений переноса: уравнений сохранения компонентов, энергии, а также моделей теплопередачи и реакций горения. В ряде случаев могут применяться и специализированные подходы, учитывающие электрохимические, магнитогидродинамические или другие эффекты.

Методология анализа CFD включает три основных этапа:

1. предварительная обработка (pre-processing) – построение геометрии, генерация расчётной сетки, выбор физических моделей и задание граничных условий;

2. решатель (solver) – дискретизация уравнений и их итерационное решение;

3. постобработка (post-processing) – анализ результатов, построение карт распределения температуры, скорости, давления и визуализация полей потока.

Для решения задач вычислительной гидродинамики разработано множество программных комплексов, среди которых наиболее популярным является ANSYS CFD, включающий два ключевых модуля – Fluent и CFX.

ANSYS Fluent представляет собой универсальный пакет, предназначенный для моделирования турбулентных течений, горения, многофазных процессов и химических реакций. Он обладает широким спектром встроенных моделей турбулентности и горения, что делает его наиболее подходящим для анализа процессов в энергетических установках, газотурбинных камерах сгорания и промышленных горелках [90, 91].

ANSYS CFX традиционно применяется для моделирования сложных трёхмерных течений в турбомашинах и аппаратах с развитой геометрией. Он отличается высокой точностью при расчётах компрессоров, насосов, турбин, а также при исследовании устойчивости потоков при больших перепадах давления и температуры.

В рамках настоящего исследования для моделирования процессов горения LPG в горелочных насадках использовался ANSYS Fluent. Он применялся для анализа аэродинамики потока, турбулентного смешения воздуха и топлива, построения температурных полей, а также расчёта образования загрязняющих веществ (NO_x , CO). Дополнительно использовался ANSYS CFX для анализа рециркуляционных зон и верификации полученных результатов, что обеспечило достоверность и согласованность CFD-данных с экспериментальными исследованиями.

Турбулентные модели основаны на статистическом усреднении уравнений Навье–Стокса, где проводится анализ сходимости, исследование независимости от сетки и оценка погрешности между моделью и экспериментом.

Элементы статистической обработки в CFD присутствуют в форме численного анализа, а не в форме обработки экспериментальных выборок. В модели погрешность формируется из выбора сетки, турбулентной модели и упрощений химии. Суммарная ошибка по ключевым параметрам — около 9–11 %. Это соответствует литературным данным для подобных горелок [92, 93].

3.1 Методика проведения исследований

3.1.1 Описание горелки и насадок

На рисунке 3.1 представлены насадки для горелочных устройств и их 3-

Д модели. Для удобства насадки были обозначены как тип А, В, С, D. Как видно из рисунков, насадка А состоит из закручивающихся элементов, расположенных радиально вокруг оси. Аналогично насадка В состоит из радиально расположенных лопаток. Насадка С имеет множество отверстий, расположенных по поверхности диаметром 1 мм. Насадка D имеет в сравнении с вариантом С диаметром больше, равный 4 мм. На рисунке 3.2 представлен продольный, поперечный виды исследуемой горелки.

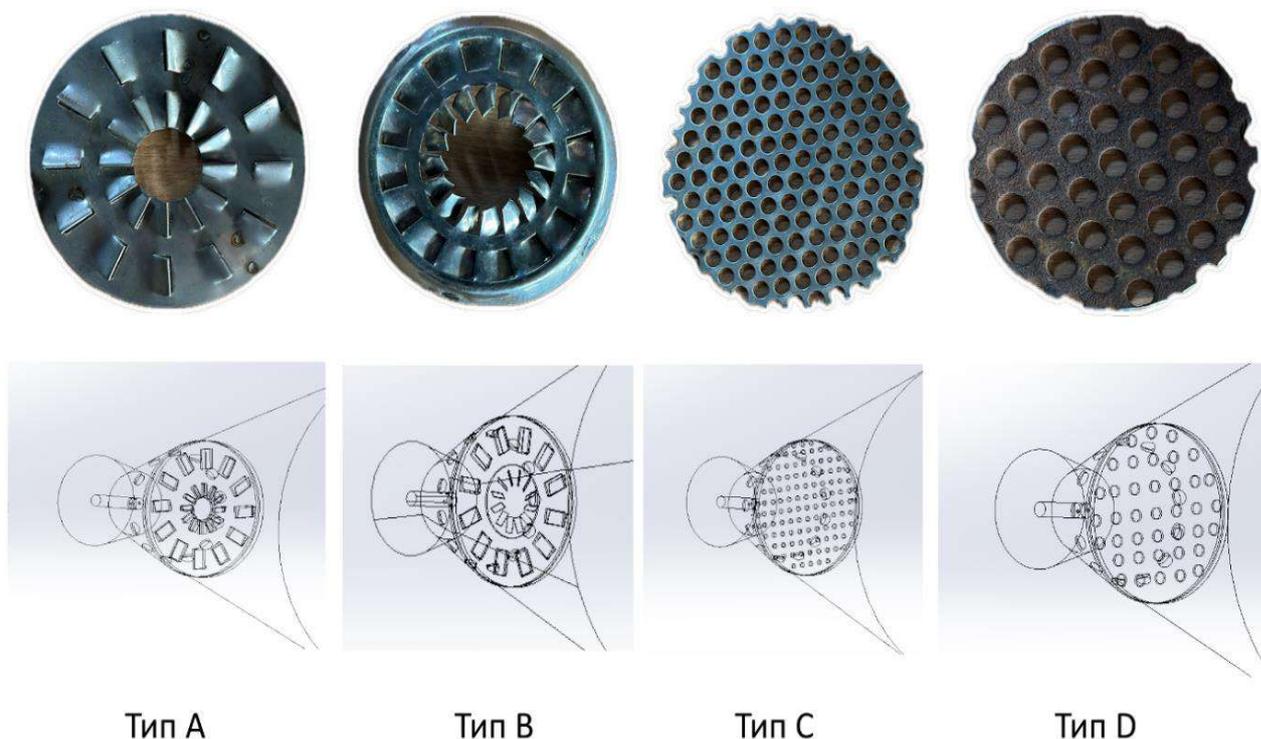


Рисунок 3.1 – Физические и 3-D модели насадок используемых в моделировании

В таблице 3.1 представлены геометрические характеристики всех насадок.

Таблица 3.1 – Геометрические характеристики насадок

Тип насадки	А	В	С	D
Диаметр, мм	100			
Угол лопаток, °	45	45	-	-
Высота / Длина лопаток, мм	10/5	10/5		
Количество лопаток / отверстий	12+12	12+16	122 отверстия	36 отверстий
Диаметр отверстий, мм	-	-	1	4
Расстояние, мм	-	-	0,5	2
Коэффициент закрутки	0,8	0,8		
Коэффициент загромождения, α	0,1	0,1	0,012	0,05

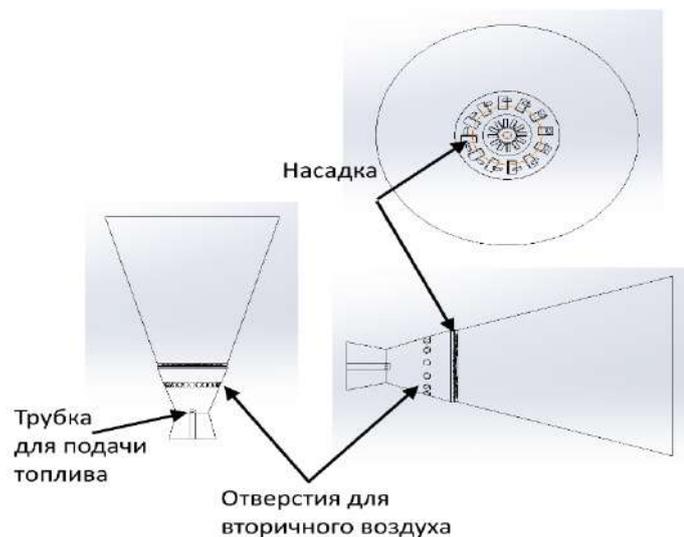


Рисунок 3.2 – Продольный, поперечный и трехмерный вид горелочного устройства

Исследуемая горелка состоит из следующих основных элементов: трубка для подачи топлива имеющая диаметр 60 мм, в которой расположено 4 отверстия диаметром 1 мм для впрыска топлива. Отверстия диаметром 0,9 мм расположенные радиально вокруг конического расширения для подачи вторичного воздуха. В точке подачи топлива как видно из рисунка находится сужение для повышения скорости потока и улучшения перемешивания топливно-воздушной смеси. На выходной части расположены насадки.

В таблице 3.2 представлены условия моделирования, взятые из экспериментальных исследований. Температура окружающей среды была принята равной 300 К. Коэффициент избытка топлива рассчитывался по формуле (3.1).

$$\varphi = \frac{\frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_G}}{\left(\frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_G}\right)_{stoch.}} \quad (3.1)$$

где, \dot{m}_T – массовый расход пропан-бутановой смеси, \dot{m}_G – массовый расход воздуха; *stoch.* – стехиометрическое отношение пропан-бутановой смеси и воздуха.

Таблица 3.2 – Условия моделирования

Параметр	Единицы измерения	Значения
Температура окружающей среды	К	300
Коэффициент избытка топлива	-	0,9÷1,7
Число Рейнольдса	-	50 000÷350 000
Расход воздуха	м ³ /ч	190÷1200
Расход сжиженного газа	м ³ /ч	37,8
Состав сжиженного газа	-	C ₃ H ₈ – 50 % C ₄ H ₁₀ – 50 %

3.1.2 Граничные и начальные условия

Входные условия (inlet). Для воздуха и топлива задавались массовые или объемные расходы, соответствующие экспериментальным данным. Скорость и температура на входе определялись из параметров режима ($Re = 50\,000 \div 350\,000$, $\varphi = 0,6 \div 1,2$). Состав топлива соответствовал смеси пропана и бутана ($C_3H_8 - 50\% C_4H_{10} - 50\%$).

Выходные условия (outlet). На выходе горелочного устройства использовалось условие постоянного давления (Pressure Outlet) равное атмосферному ($p = 0$ Па относительно среды). Также контролировалась температура и состав продуктов сгорания.

Условия на стенках (walls). Стенки считались непроницаемыми для массы (условие no-slip). Для теплопередачи задавались адиабатические условия либо тепловой поток, в зависимости от исследуемого режима. Коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности принимались для стали при $20 \div 700$ °С.

Начальные условия (initial conditions). Для стационарного расчета задавались равномерные поля температуры и скорости, близкие к условиям окружающей среды. Для нестационарных расчетов (transient) в начальный момент времени принималась равномерная температура $T = 300$ К, давление $P = 1$ атм и отсутствие движения газа.

Турбулентные параметры (turbulence). На входе задавались параметры турбулентности: интенсивность турбулентности $I = 5 \div 10\%$ и характерная длина $l = 0,01 \div 0,05$ м. Это обеспечивало корректное развитие турбулентного потока в зоне горения.

Описание используемых уравнений. Для проведения численных исследований была использована программа ANSYS с модулем моделирования течения реагирующих веществ Fluent. При моделировании использовались следующие уравнения:

1. Уравнение неразрывности (сохранение массы):

$$\partial \rho / \partial t + \nabla \cdot (\rho u) = S_m$$

Это уравнение описывает сохранение массы в потоке. Оно учитывает изменение плотности и массовые источники, возникающие при химических реакциях или фазовых переходах.

2. Уравнение сохранения импульса (Навье-Стокса):

$$\partial(\rho u) / \partial t + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \rho g + F$$

Уравнение описывает движение газа под действием градиента давления, вязких сил, силы тяжести и внешних силовых воздействий.

3. Тензор вязких напряжений:

$$\tau = \mu [\nabla u + (\nabla u)^T - (2/3) \delta (\nabla \cdot u)]$$

Тензор напряжений учитывает силы вязкого трения, возникающие при градиентах скорости в потоке.

4. Уравнение энергии:

$$\partial(\rho E)/\partial t + \nabla \cdot (u(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T - \sum h_i J_i + (\tau \cdot u)) + S_h$$

Уравнение энергии описывает перенос и преобразование энергии в потоке, учитывая теплопроводность, диффузию компонентов и тепловыделение в химических реакциях.

5. Уравнение для массовой доли компонентов (Species Transport):

$$\partial(\rho Y_i)/\partial t + \nabla \cdot (\rho u Y_i) = -\nabla \cdot J_i + R_i + S_i$$

Уравнение отслеживает транспорт и преобразование каждого химического компонента смеси. Источники R_i учитывают скорость химических реакций.

6. Турбулентность (модель k-ε):

$$\partial(\rho k)/\partial t + \nabla \cdot (\rho u k) = \nabla \cdot (\mu_t/\sigma_k \nabla k) + P_k - \rho \varepsilon$$

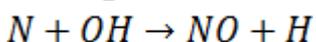
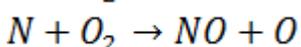
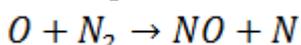
Уравнение для турбулентной кинетической энергии описывает образование и диссипацию вихревых структур, возникающих при турбулентном течении.

7. Уравнение для ε:

$$\partial(\rho \varepsilon)/\partial t + \nabla \cdot (\rho u \varepsilon) = \nabla \cdot (\mu_t/\sigma_\varepsilon \nabla \varepsilon) + C_1 (\varepsilon/k) P_k - C_2 \rho \varepsilon^2/k$$

Уравнение для диссипации ε описывает скорость разрушения турбулентных вихрей, что позволяет корректно учитывать масштабность турбулентности.

8. Образование NO_x (механизм Зельдовича):



Этот механизм описывает термическое образование оксидов азота (NO_x) при высоких температурах. В ANSYS Fluent он учитывается в отдельном подмодуле NO_x model.

3.2 Создание геометрии и сетки

Физическая модель. Для построения физических моделей была использована программа SolidWorks. Это программа позволяет строить 3-D модели элементов на основе базовых функций, таких как линия, цилиндр и другие. На рисунке 3.3 представлена 3-D модель и элементы построения модели горелки [94, 95].

Как видно из рисунка 3.3 для построения модели использовались базовые блоки. К примеру, для создания усеченного конуса, а затем расширяющегося конуса были использована функция revolved base. Далее были вырезаны элементы в существующей «болванке» для отдельных элементов. К примеру, отверстия для поступающей топливно-воздушной смеси были сделаны при помощи функции Extruded Cut. При построении модели необходимо учитывать, что полые модели не подходят для моделирования. Элементы, должны быть «вырезаны» внутри неполных элементов. Это создает дополнительные сложности при построении 3-D

моделей [95, 96].

На рисунке 3.4 представлены сеточные модели горелки с различными насадками. Как известно, численное моделирование основано на создании сеточных моделей.

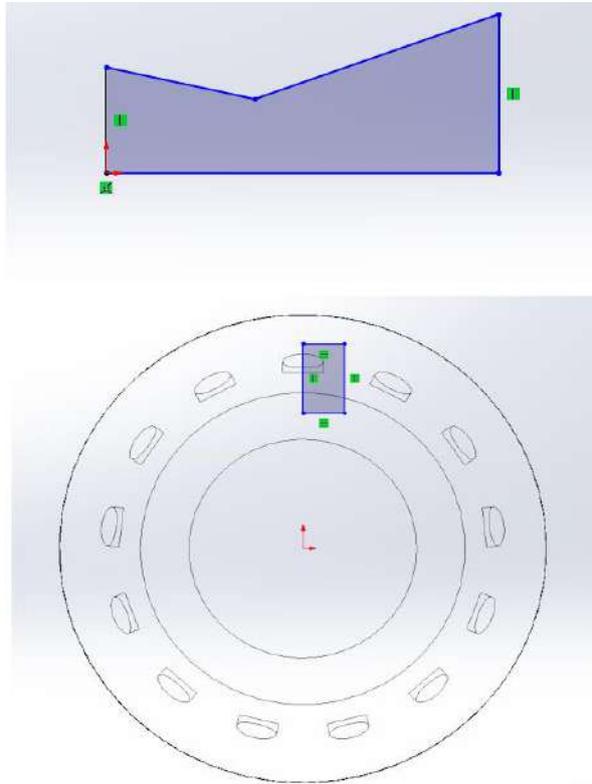


Рисунок 3.3 – Пример построения модели

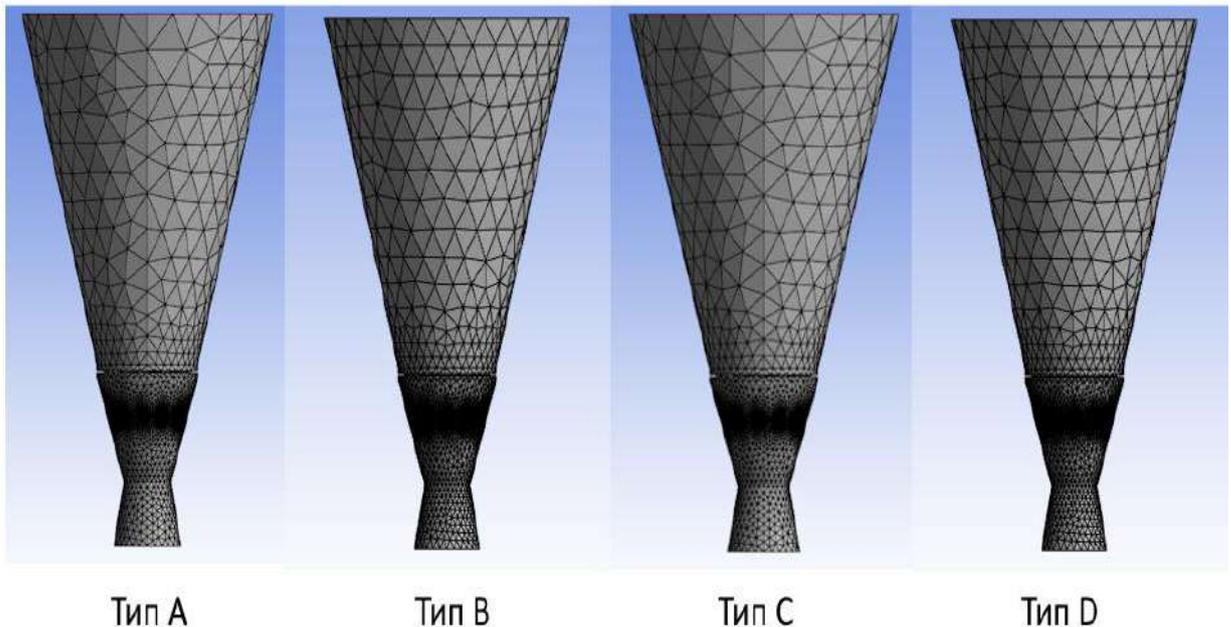


Рисунок 3.4 – Сеточная модель горелок

Этап meshing является одним из ключевых при подготовке CFD-модели. Его цель заключается в дискретизации исследуемой области на малые конечные объёмы (ячейки), в которых решаются уравнения Навье-Стокса и уравнения переноса. Качество сетки напрямую определяет точность

и устойчивость решения. Сложная геометрия горелочных устройств (лопатки завихрителей, многодырочные пластины) разбивается на конечные элементы (тетраэдры, гексаэдры, полиэдры). Каждая ячейка содержит значения переменных (скорость, давление, температура, концентрация компонентов), которые рассчитываются и обновляются на каждой итерации. Локальное «сгущение» сетки применяется в критических зонах – возле выходных отверстий, в зоне рециркуляции, около стенок. Это позволяет точнее описывать вихри и теплопередачу. Сетка с плохим качеством (слишком вытянутые или перекошенные ячейки) может привести к расходимости решения. В ANSYS Meshing для оценки качества применяются критерии Skewness и Orthogonal Quality. Чем мельче сетка, тем выше точность, но растёт и время расчёта. Поэтому проводят исследование независимости от сетки (Grid Independence Study) – сравнивают результаты при разном числе ячеек, выбирая оптимальный вариант.

Для количественной оценки качества построенной сетки была проведена серия расчетов с различным числом элементов, что позволило определить оптимальное соотношение между точностью и вычислительной трудоёмкостью модели. Основные параметры сеточных моделей приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Характеристики расчетных сеток для различных вариантов горелки

Тип	Количество элементов	Максимальный размер элемента
А	1870076	0,047
В	1851447	0,038
С	1122579	0,058
Д	1234578	0,044

Как видно из таблицы 3.3, наиболее детализированная сетка (вариант В) имеет минимальный размер ячейки, что обеспечивает более точное разрешение вихревых структур и температурных градиентов в зоне горения. Однако при этом увеличивается время расчёта, поэтому для дальнейшего моделирования выбран компромиссный вариант Д, обеспечивающий устойчивость и приемлемую вычислительную сложность при достаточной точности решения.

3.3 Проверка адекватности модели

Важным этапом численного исследования является проверка адекватности (валидация) разработанной математической модели. Для этого выполнено сопоставление результатов численного моделирования с данными, полученными в ходе экспериментальных исследований.

На рисунке 3.5 представлено сравнение расчетных и экспериментальных профилей температур. Анализ данных показывает, что расхождение значений в контрольных точках варьируется в диапазоне

9÷11 %. Среднее расхождение составляет 13 %, что является приемлемым показателем для данного класса инженерных задач [97].

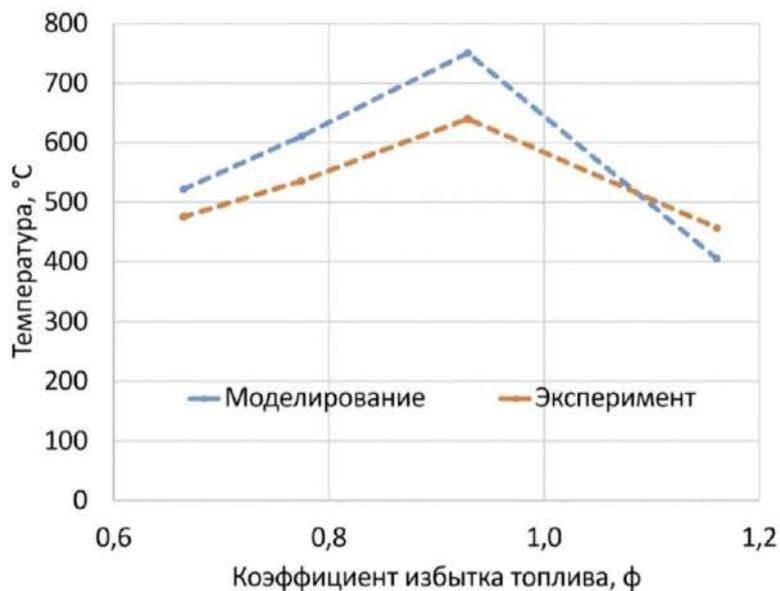


Рисунок 3.5 – Расхождение между экспериментальными и численными данными температур

Для оценки корректности моделирования вредных выбросов, в частности оксидов азота (NO_x), выполнено сравнение расчётных и экспериментальных значений при различных коэффициентах избытка топлива. График на рисунке 3.6 демонстрирует динамику образования оксидов азота для численного и экспериментального случаев [92].

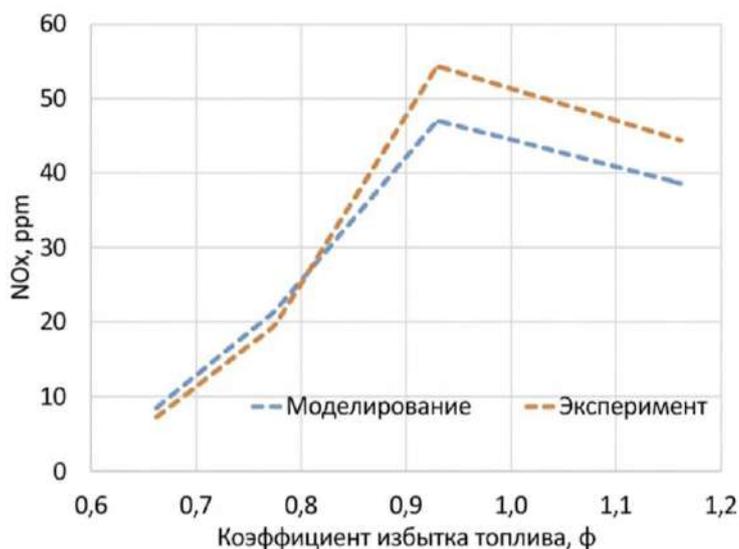


Рисунок 3.6 – Расхождение между экспериментальными и численными данными NO_x

Как видно из рисунка 3.6, во всем исследуемом диапазоне наблюдается схожий характер изменения концентраций NO_x при варьировании ϕ .

Относительная погрешность между результатами моделирования и экспериментом находится в диапазоне от 7 до 16 %, при среднем значении около 14 %. Для задач моделирования процессов горения в рамках RANS-подхода (осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса) такие отклонения считаются типичными, поскольку кинетика образования NO_x крайне чувствительна к параметрам турбулентности, локальным пикам температуры и выбранному химическим механизмам [98, 99]. Достигнутый уровень согласования можно считать удовлетворительным для инженерных расчётов, что подтверждает адекватность выбранной модели, а также применённых моделей турбулентности и химии при расчете эмиссии NO_x [100].

Далее для анализа корректности моделирования макрокомпонентов продуктов сгорания, проведено сравнение расчётных и экспериментальных концентраций углекислого газа (CO_2) при различных коэффициентах избытка топлива φ (рисунок 3.7). График показывает, что расчётная и экспериментальная кривые имеют идентичную топологию: при увеличении φ концентрация CO_2 растёт до области стехиометрии, после чего снижается.

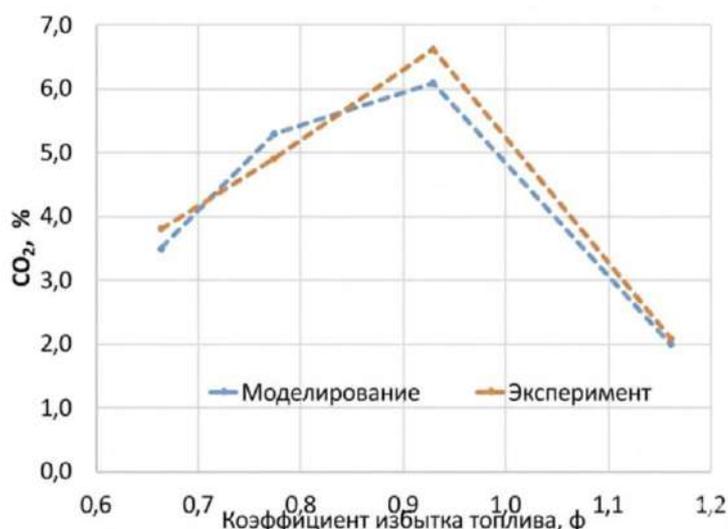


Рисунок 3.7 – Расхождение между экспериментальными и численными данными CO_2

Расхождение между результатами численного моделирования и экспериментальными данными составляет $5 \div 9$ %, со средним значением на уровне 8 %. Для инженерных расчетов процессов горения такая погрешность считается нормальной, так как поле концентраций CO_2 зависит от качества смесеобразования, параметров турбулентности и распределения температур в зоне реакции. Высокая степень согласованности подтверждает, что модель корректно воспроизводит основные физико-химические особенности процесса сгорания и применима для дальнейшего анализа рабочих режимов.

Для оценки точности воспроизведения химического состава продуктов неполного сгорания выполнено сравнение расчетных и экспериментальных значений концентрации оксида углерода (CO) при различных φ .

На рисунке 3.8 приведены соответствующие зависимости. Характер изменения концентраций CO , полученных в ходе моделирования, хорошо согласуется с экспериментальными данными: при переходе от бедной смеси к стехиометрическому составу концентрация CO уменьшается, а при дальнейшем увеличении φ (обогащении смеси) – вновь возрастает. Данное поведение соответствует классической кинетике образования CO при неполном окислении углеводородов.

Отклонение расчетных данных от экспериментальных находится в диапазоне 6÷11 %, среднее расхождение составляет порядка 9 % [101]. Такой уровень погрешности является допустимым для CFD-расчетов с использованием RANS-подхода, учитывая чувствительность концентрации CO к тонким особенностям турбулентного смешения и локальным температурам в зоне горения. Полученные результаты подтверждают адекватность выбранной математической модели и её применимость для комплексного анализа режимов работы горелочного устройства.

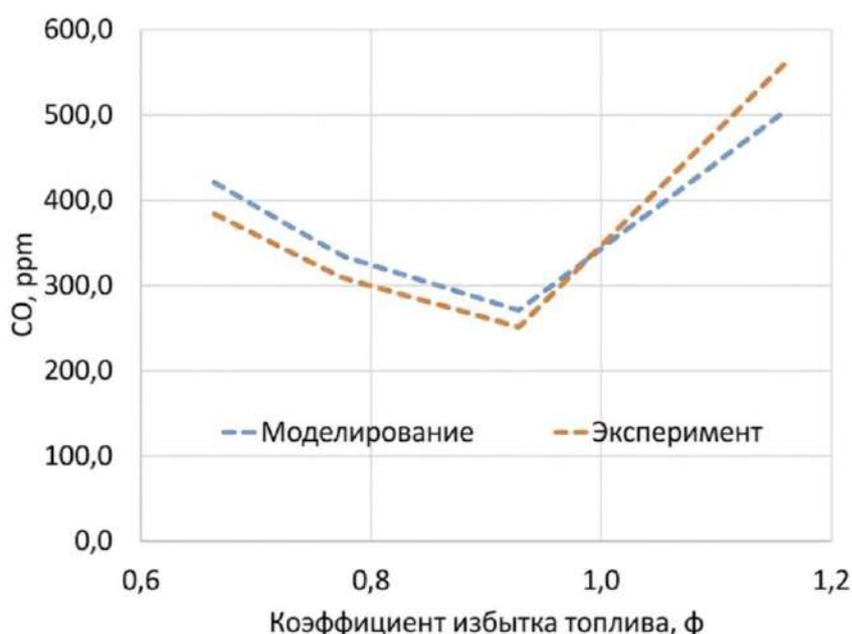


Рисунок 3.8 – Расхождение между экспериментальными и численными данными CO

3.4 Результаты и их обсуждение

3.4.1 Температурные профили и температура уходящих газов

На рисунке 3.9 представлены температурные профили четырех видов насадок при различном коэффициенте избытка топлива равной 1,2.

Как видно из рисунка, при сжигании пропан бутановой смеси температура газов для всех вариантов доходит приблизительно до 3000 К.

Анализ насадки А показывает, условную симметрию потока, однако ввиду закрутки потока, полная симметрия не соблюдается. Наиболее высокотемпературная область находится в центральной части. За счет закрутки потока наблюдается холодный участок в центральной части.

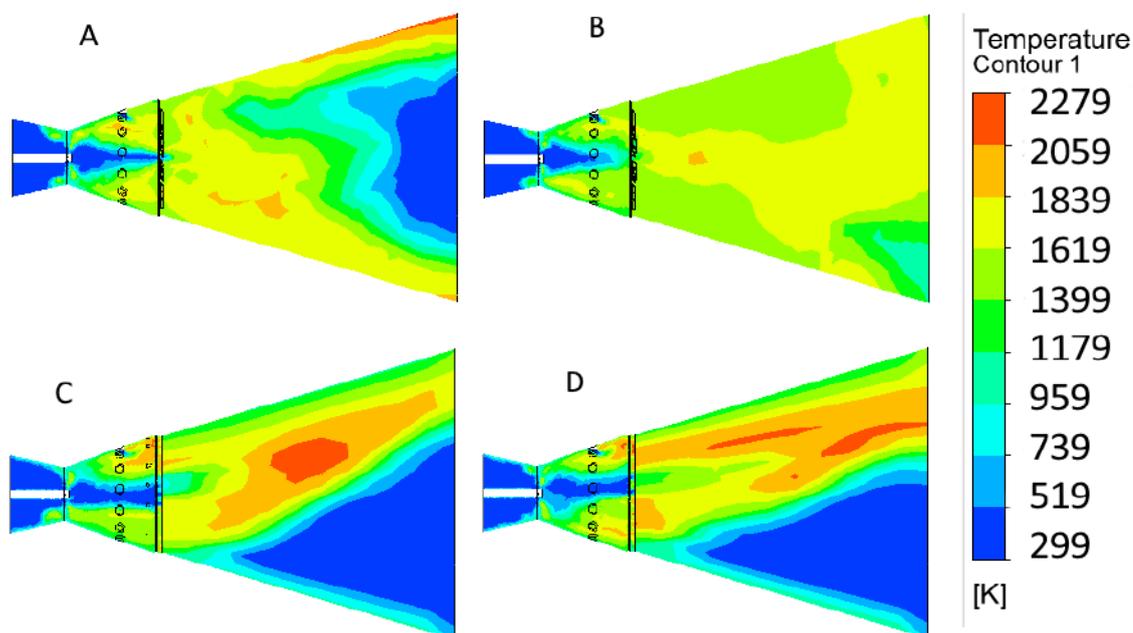


Рисунок 3.9 – Профили температуры при $\varphi = 1,2$ ($\alpha = 0,83$)

При сжигании топлива на насадке В видно, что высокотемпературный поток объем в центральной части. Это объясняется тем, что в центральной части имеет отверстие с большим диаметром в сравнении с типом А. Средняя температура в горелке достигается $1700 \div 1840$ К. При сжигании на насадке С видно, что пламя не имеет симметрии. Имеется высокотемпературная зона внутри факела. Замечено, что факел поднимается вверх по вертикали, за счет более высокой температуры. Аналогично выглядит горение на насадке D. Замечены тонкие линии высокой температуры. Интересно, что при большем диаметре имеется более низкая концентрация высоких температур в сравнении с типом С.

На рисунке 3.10 представлены профили температур уходящих газов в выходном участке моделирования. Как уже было показано тип насадки А имеет более симметричную форму в сравнении с другими насадками. Это особенно заметно в конечной части факела. Следует отметить высокотемпературную зону в пристеночной зоне, достигающей $2000 \div 2300$ К. При использовании насадки В заметно, что существует центральная зона вокруг которой имеются зоны высоких и низких температур. В выходном участке некоторые области имеют температуру 2000 К.

Замечено, что высокотемпературные зоны концентрируются в одной из частей выходного участка для вариантов С, D.

На рисунке 3.11 представлены температурные профили четырех видов насадок при коэффициенте избытка топлива равный $0,9$. При варианте А создается значительный момент, приводящий к прилипанию

высокотемпературного газа к стенкам, при существующей умеренно высокотемпературной центральной области. Это происходит за счет закрутки внешнего уровня лопаток и закрутки центральных лопаток.

При использовании насадки тип В происходит равномерное заполнение пространства продуктами сгорания. Замечены относительно низкие температуры в районе 1400 К в периферийных областях на расстоянии 2÷3 калибров.

Горение при насадке типа С имеет такой же характер, как и при предыдущих значениях коэффициента избытка топлива. Факел движется в верхнюю часть горелочного устройства.

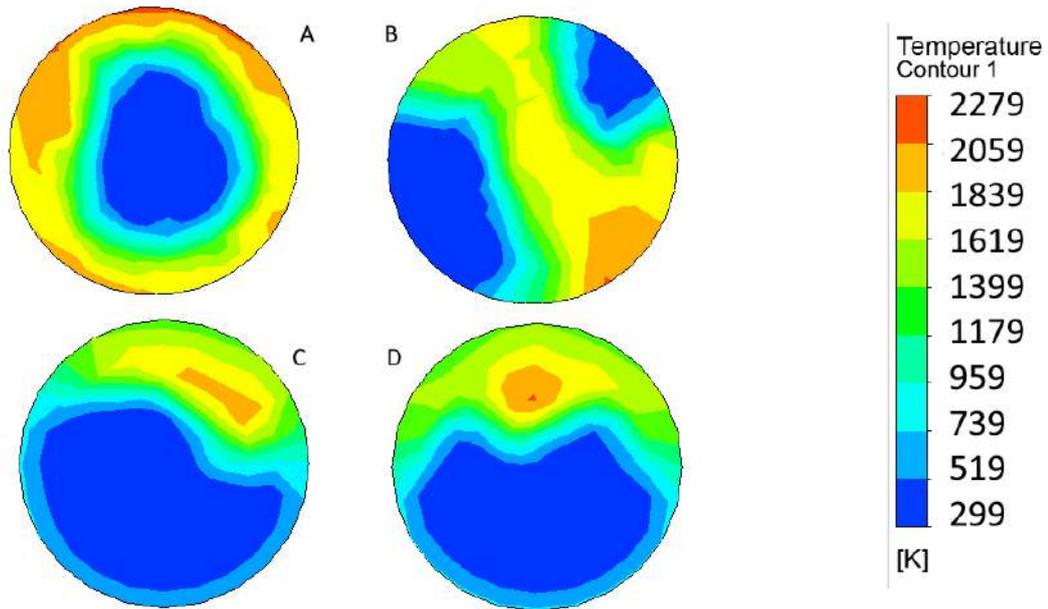


Рисунок 3.10 – Профили температуры на выходном участке при $\varphi = 1,2$ ($\alpha = 0,83$)

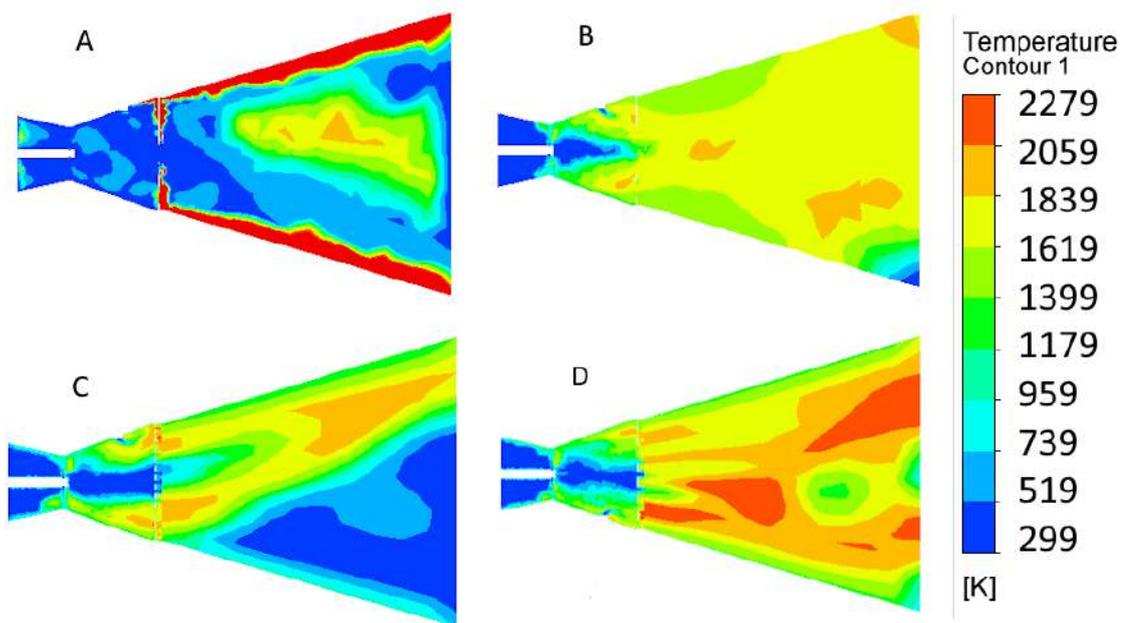


Рисунок 3.11 – Профили температуры при $\varphi = 0,9$ ($\alpha = 1,1$)

На рисунке 3.12 представлены профили температур в выходной области моделирования. Как показывают контуры, при использовании насадки А образуется высокотемпературная зона в пристеночной области горелки. Это объясняется двумя факторами: высокой скоростью и соответственно высокой степенью закрутки потока. Насадка В имеет центральное ядро, вокруг которой образуется высокотемпературная зона, имеющая температуру порядка 2000 К. Насадка С имеет такой же характер температурного профиля, когда газы занимают верхнюю часть выходного участка.

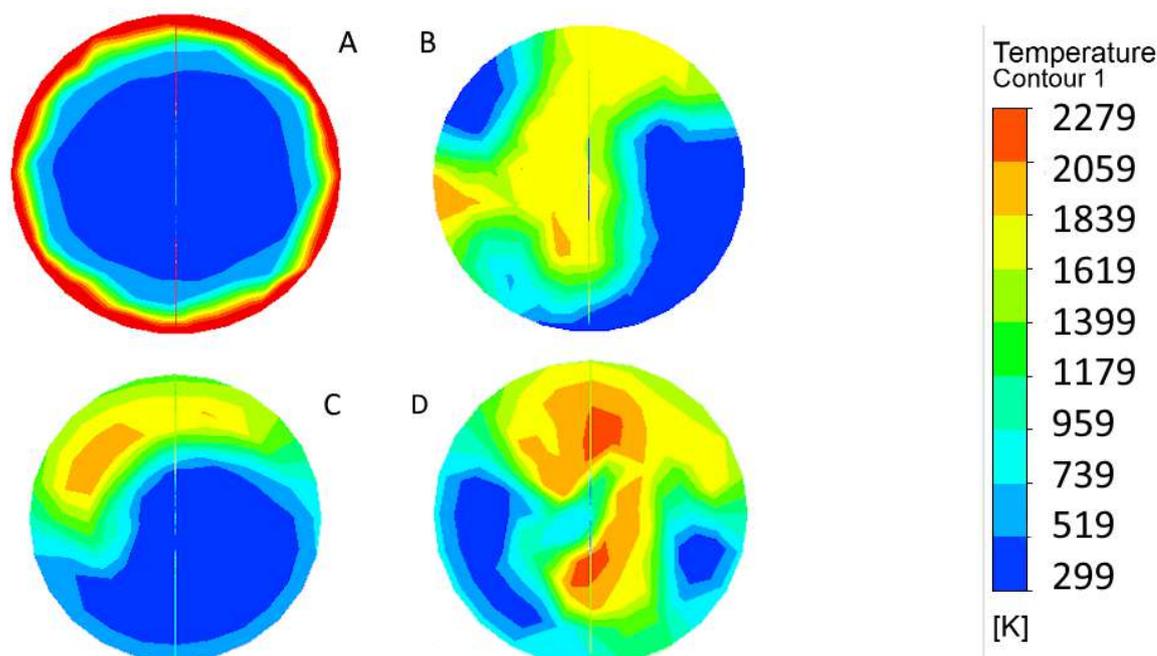


Рисунок 3.12 – Профили температуры на выходном участке при $\varphi = 0,9$
($\alpha = 1,1$)

На рисунке 3.13 представлены температурные профили четырех видов насадок при коэффициенте избытка топлива равный 0,8. В целом увеличение скорости для всех насадок приводит к увеличению длины факела. К примеру, при насадке А заметно удлинение высокотемпературной зоны вдоль горелочного устройства. Более того, для насадки А все более заметно влияние закрутки, когда одна часть потока имеет более высокую температуру. В случае насадки В, как и в предыдущих вариантах, имеется высокотемпературное ядро, создаваемое центральным отверстием.

Для варианта насадки С в целом характер температурного профиля остается прежним. Однако отсутствует высокотемпературная зона, как в предыдущих вариантах. Если при $\varphi = 1,2$ в ядре потока температура достигала 2290 К, то при $\varphi = 0,8$ температура потока достигает 1840 К. Для варианта D замечено укорочение факела. Это происходит вследствие высокой доли воздуха в потоке и достаточно быстром выгорании.

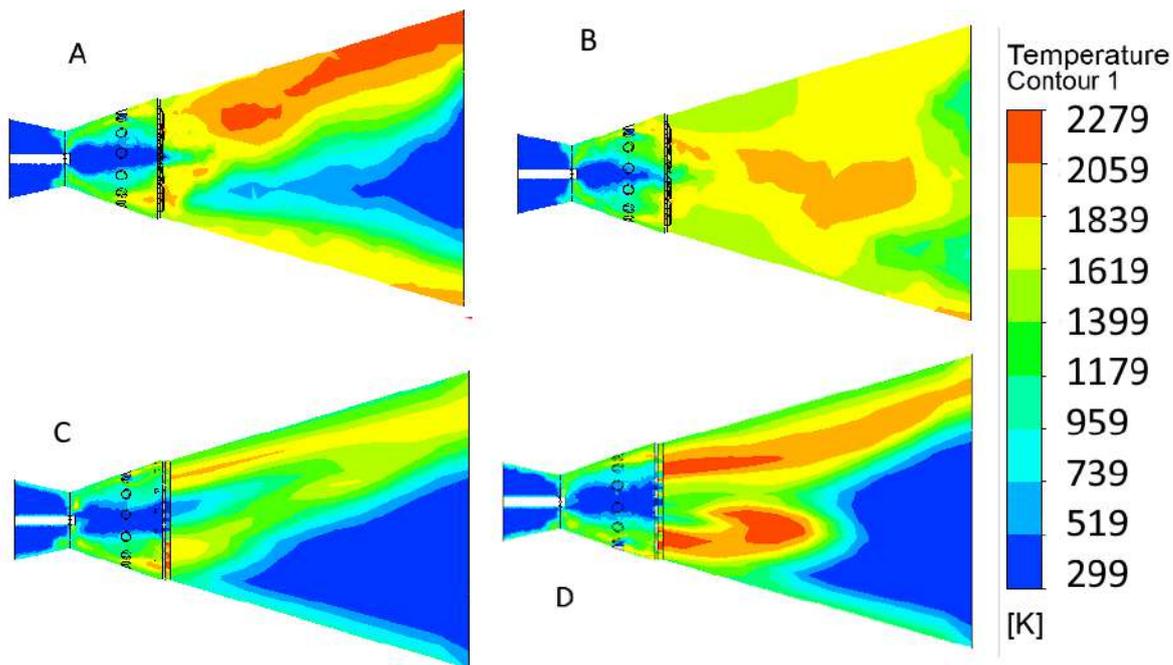


Рисунок 3.13 – Профили температуры при $\varphi = 0,8$ ($\alpha = 1,25$)

На рисунке 3.14 представлены профили температур в выходной области моделирования. Значительное влияние закрутки заметно для насадки А. Как видно из профиля, в верхней части выходной насадки имеется высокотемпературная зона с холодным ядром в центре. Это объясняется влиянием закрутки потока, а также более низкой плотностью газов с высокой температурой, которые стремятся двигаться вверх, имея более низкий вес в сравнении с воздухом. Для насадки В имеется аналогичный, как и в предыдущих вариантах контур. В целом значительного изменения профилей не наблюдается в сравнении с предыдущим вариантом.

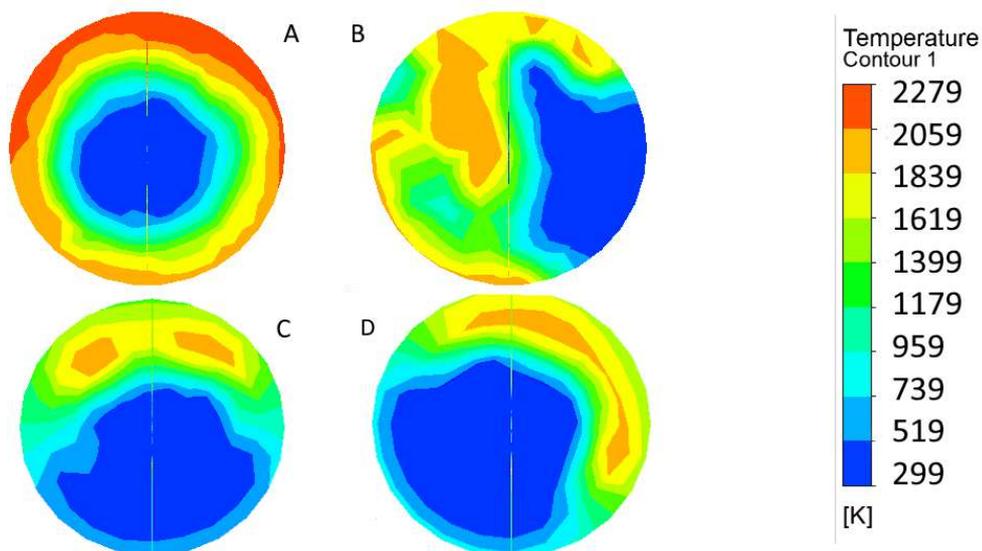


Рисунок 3.14 – Профили температуры на выходном участке при $\varphi = 0,8$ ($\alpha = 1,25$)

На рисунке 3.15 представлены температурные профили четырех видов насадок при коэффициенте избытка топлива равный 0,7. При варианте А создается значительный момент, приводящий к прилипанию высокотемпературного газа к стенкам, при существующей умеренно высокотемпературной центральной области. Это происходит за счет закрутки внешнего уровня лопаток и закрутки центральных лопаток.

При использовании насадки тип В происходит равномерное заполнение пространства продуктами сгорания. Замечены относительно низкие температуры в районе 1400 К в периферийных областях на расстоянии 2÷3 калибров. Горение при насадке типа С имеет такой же характер, как и при предыдущих значениях коэффициента избытка топлива. Факел движется в верхнюю часть горелочного устройства.

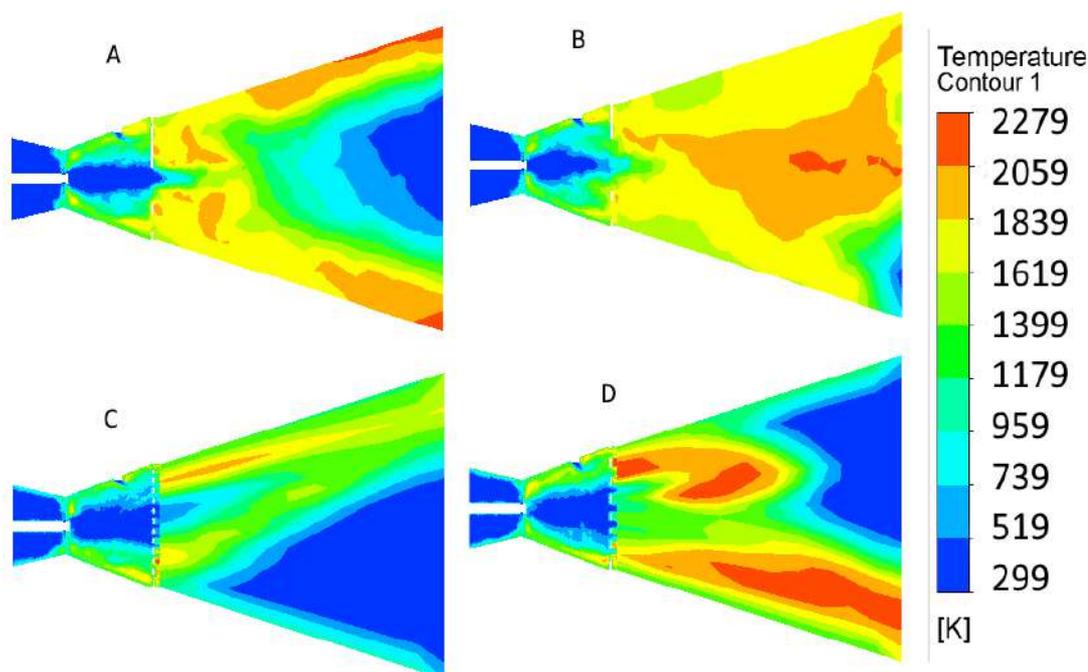


Рисунок 3.15 – Профили температуры при $\varphi = 0,7$ ($\alpha = 1,4$)

На рисунке 3.16 представлены профили уходящих газов в выходном участке.

Как видно на рисунке 3.16 характер продуктов сгорания имеет схожий картину с предыдущими вариантами. Так, значительные изменения наблюдаются в варианте с насадкой А, где интенсивность процесса горения высокая и лишь в центре образуется холодное ядро.

Для вариантов с насадками В и С замечено относительно схожие изменения – равномерное распределение продуктов сгорания с незначительным преобладанием интенсивности факела в верхних частях, а также наличие холодных участков на периферии.

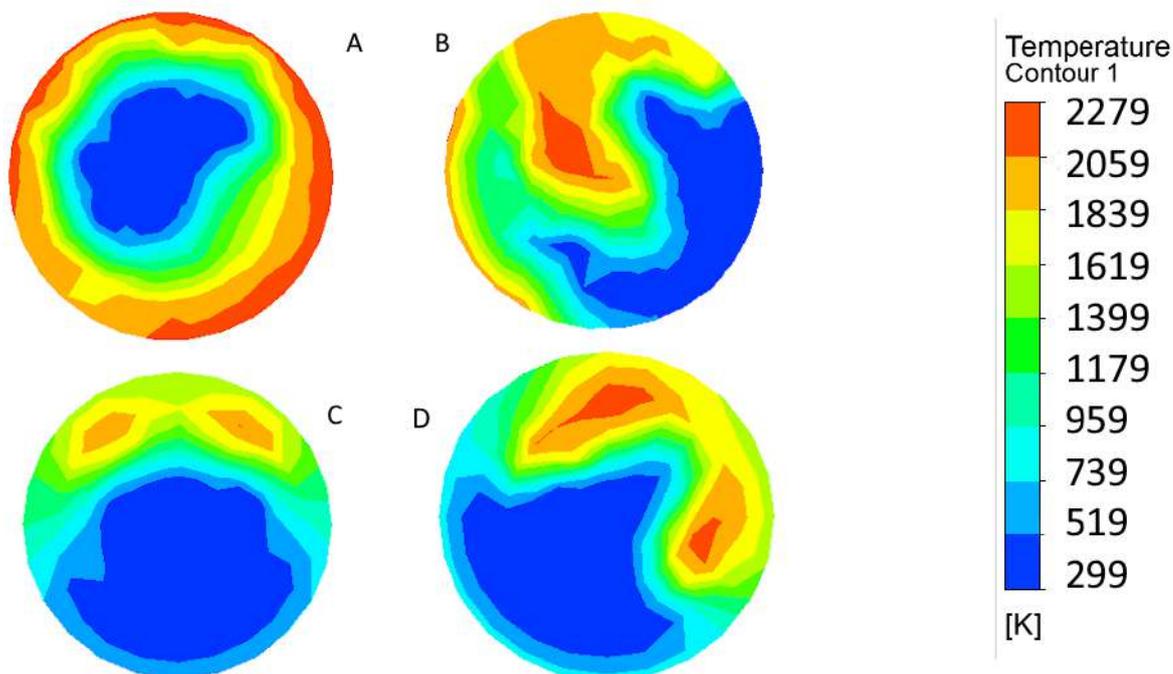


Рисунок 3.16 – Профили температуры на выходном участке при $\varphi = 0,7$
($\alpha = 1,4$)

На рисунке 3.17 представлены температуры уходящих газов. Замер температур осуществлялся функцией average mass temperature. Это значит, что средняя по массе температура потока.

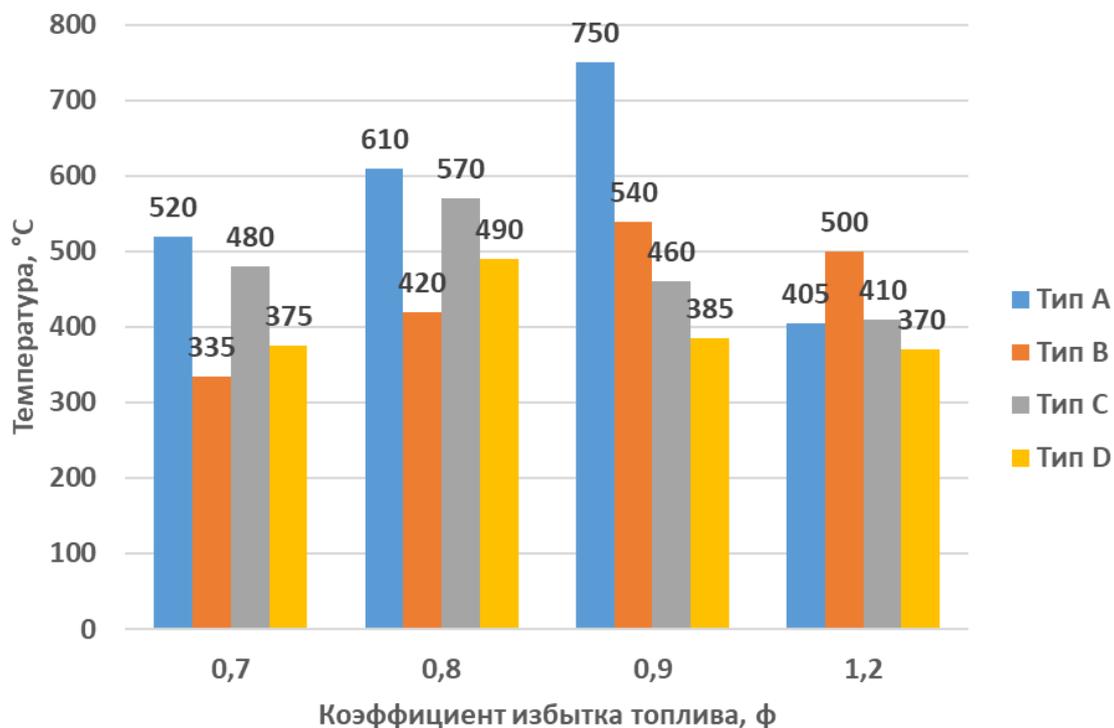


Рисунок 3.17 – Температура уходящих газов в зависимости от коэффициента избытка топлива и тип насадки

В целом можно сделать вывод, что наиболее высокие температуры присущи варианту А. Это объясняется высокой полнотой сгорания за счет смешивания. Представленные контуры температур подтверждают полученные результаты. Температура в зависимости от коэффициента избытка воздуха растет до значения 0,9 а затем снижается.

Проведенные исследования влияния коэффициента избытка топлива показывают, что в целом горелочные устройства могут работать в широком диапазоне. Наиболее интересным с точки зрения науки является насадка С, при которой пламя не заполняет все пространство, а высокотемпературные газы двигаются вверх. Из этого пример можно сделать вывод, что применение подобных насадок ограничено ввиду короткого пламени и низких температурных напряжений всей области горения.

3.4.2 Скоростные профили

На рисунке 3.18 представлены профили продольных скоростей при скорости 8 м/с соответствующей $\varphi = 1,2$.

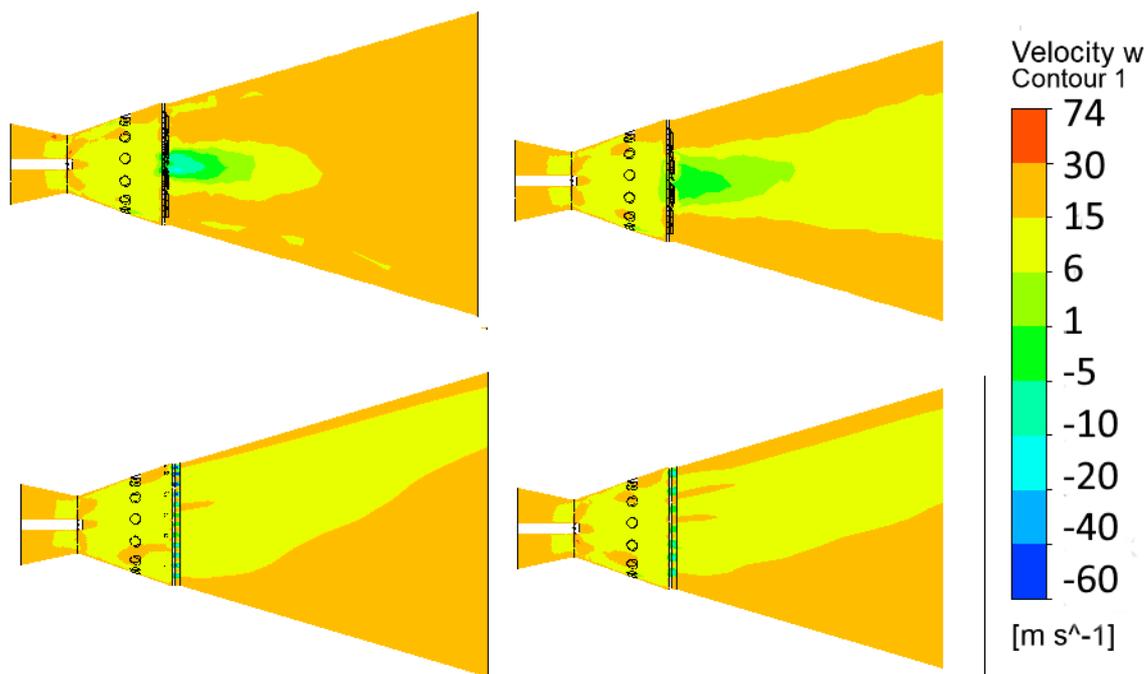


Рисунок 3.18 – Профили продольных скоростей при $\varphi = 1,2$ ($\alpha = 0,83$)

Как видно из скоростных профилей при насадке А замечено центральное ядро имеющей скорость 10 м/с. Аналогично ядро появляется для насадки В. Причем для варианта В такая зона имеют более сильную зону рециркуляции. Это объясняет температурные графики, при которых основная часть продуктов сгорания выгорала в центральной части и создавал центральное высокотемпературное ядро. Для насадок С, D имеется схожий характер, лишь с небольшим отличием.

На рисунке 3.19 представлены профили продольных скоростей в выходном участке моделирования.

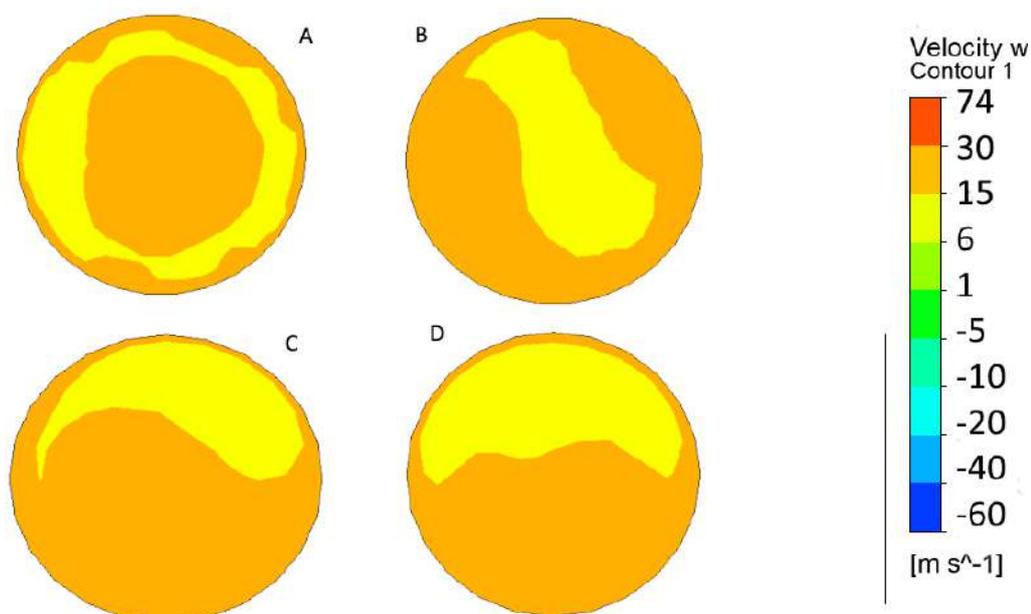


Рисунок 3.19 – Профили продольных скоростей на выходном участке при $\varphi = 1,2$ ($\alpha = 0,83$)

Как видно из рисунка 3.19, в целом скоростные контуры повторяют температурные контуры. Для варианта А существует центробежная сила, поэтому продольные скорости находятся на расстоянии от центра. Для варианта В существует центральная часть, где существует максимум скорости. Варианты С, Д имеют схожий профиль, причем вариант Д имеет несколько больший размер.

На рисунке 3.20 представлены профили продольных скоростей при 10 м/с или $\varphi = 0,9$.

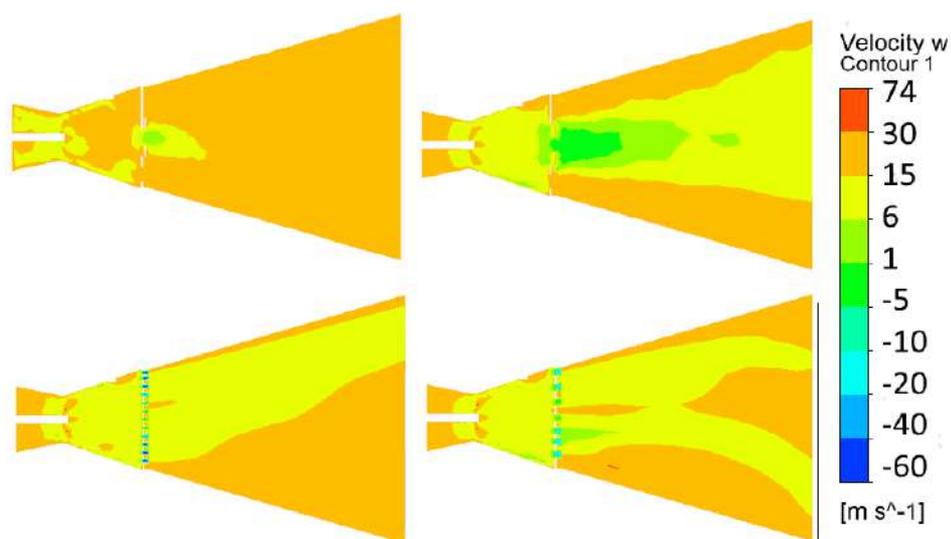


Рисунок 3.20 – Профили продольных скоростей при $\varphi = 0,9$ ($\alpha = 1,1$)

Как видно из рисунка, в целом скоростные контуры повторяются. Замечено, что для варианта А центральное ядро имеет более низкие размеры. Возможно, это происходит за счет более высокого темпа выгорания.

На рисунке 3.21 представлены контуры продольных скоростей в выходной области. В целом значительных изменений не замечено.

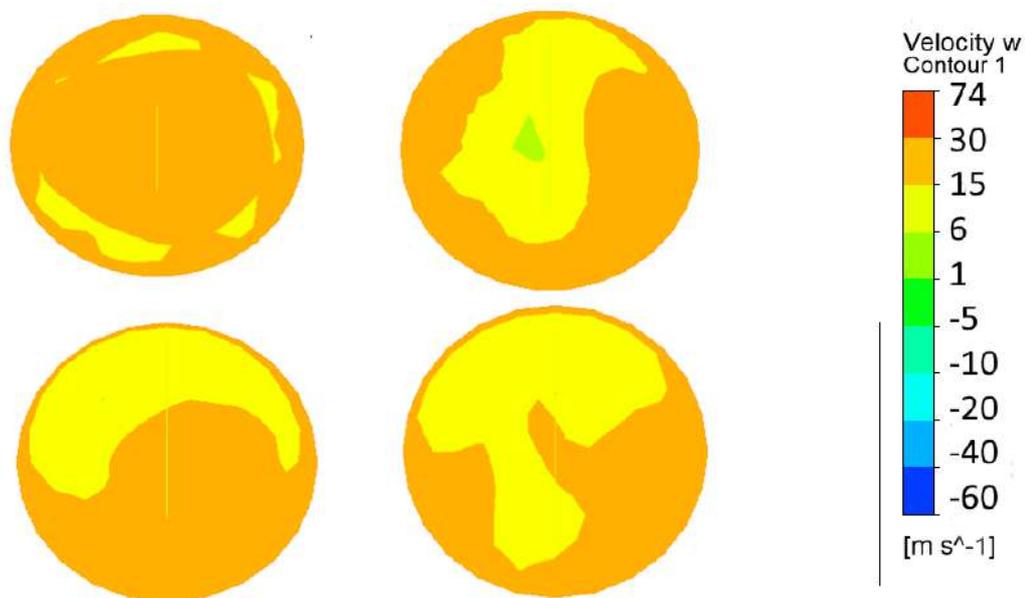


Рисунок 3.21 – Профили продольных скоростей на выходном участке при $\varphi = 0,9$ ($\alpha = 1,1$)

На рисунке 3.22 представлены контуры продольных скоростей при 12 м/с или $\varphi = 0,8$.

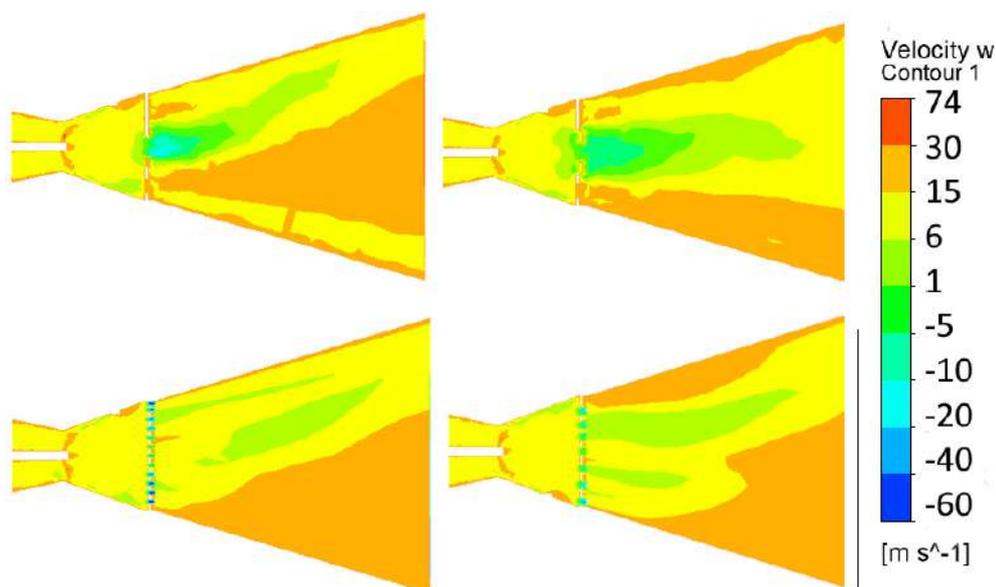


Рисунок 3.22 – Профили продольных скоростей при $\varphi = 0,8$ ($\alpha = 1,2$)

Как видно из рисунков, замечено развитие центральных рециркуляционных зон. Это особенно заметно для вариантов А, В. Это объясняется значительной силой закрутки возникающей при увеличении скорости подаваемого воздуха. Это объясняется более интенсивное выгорание топлива, что объясняет высокие температуры.

В целом на выходном участке значительных изменений не обнаружено. Следует отметить более широкий пояс скоростей для варианта А возникший за счет более сильной закрутки (рисунок 3.23).

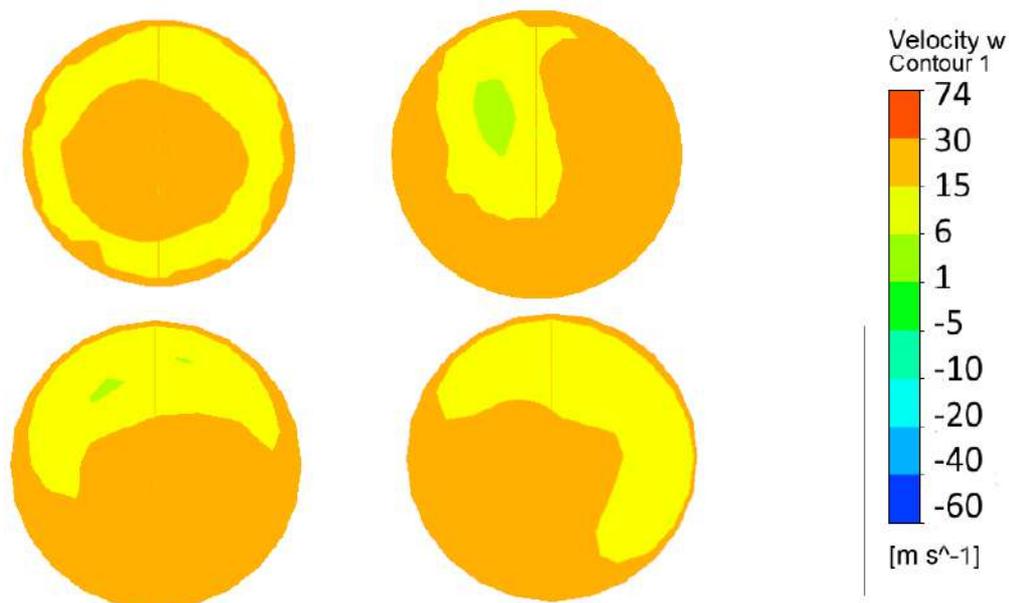


Рисунок 3.23 – Профили продольных скоростей на выходном участке при $\varphi = 0,8$ ($\alpha = 1,2$)

На рисунке 3.24 представлены контуры продольных скоростей при скорости 14 м/с. В целом тренды предыдущих профилей повторяются. Замечены увеличения продольных скоростей, в частности видно, что для насадки С имеются значительные центральные скорости. Это объясняется тем, что отверстие имеет значительный диаметр и в виду большого массового потока, сам поток закручивается незначительно. Это следует учесть при дальнейших исследованиях насадки В.

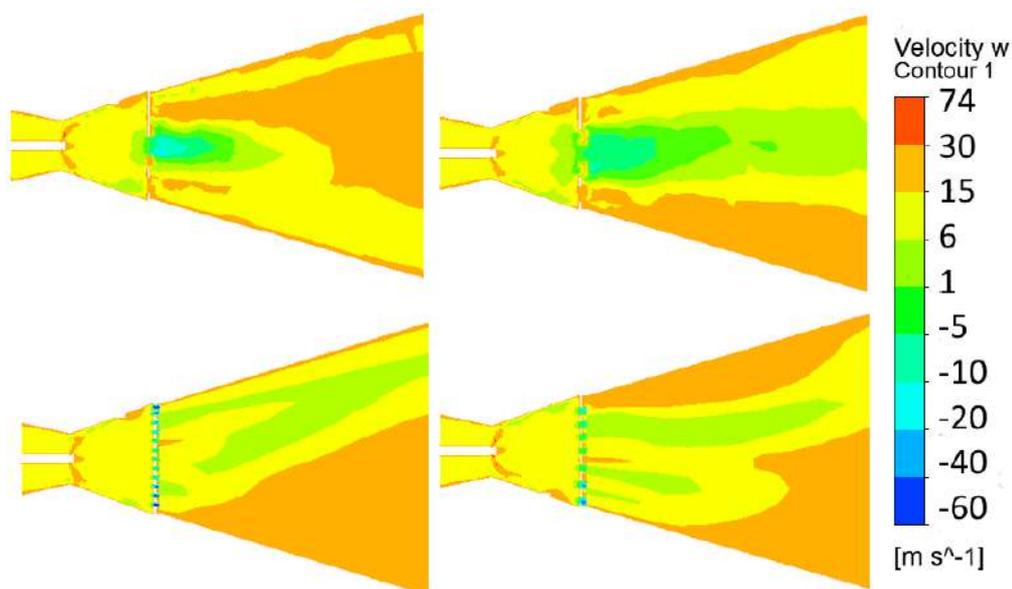


Рисунок 3.24 – Профили продольных скоростей при $\varphi = 0,7$ ($\alpha = 1,4$)

На рисунке 3.25 представлены профили выходных скоростей на выходном участке при $\varphi = 0,7$.

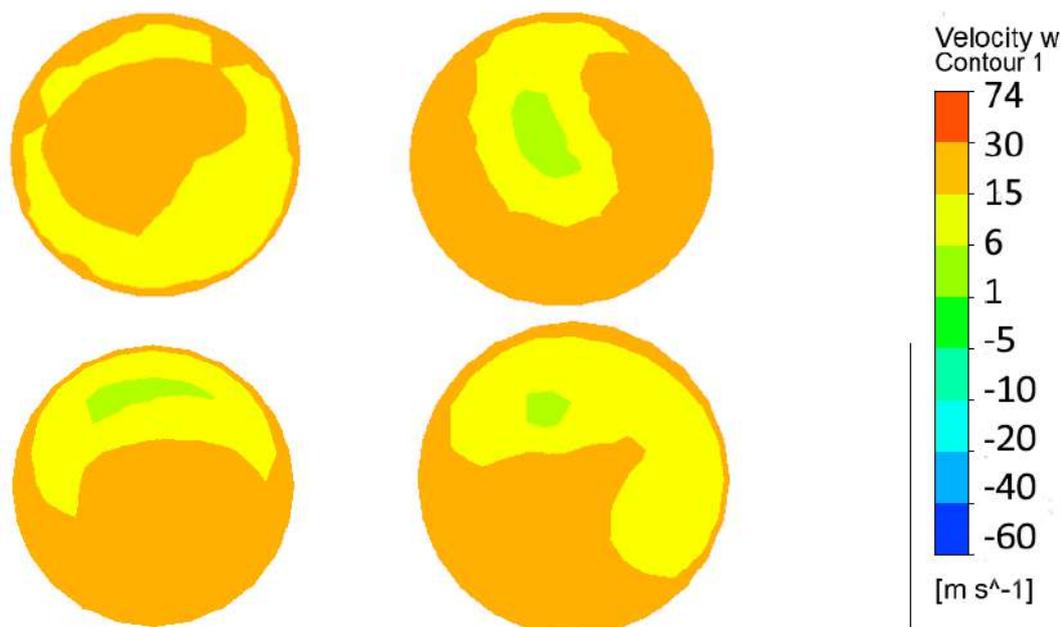


Рисунок 3.25 – Профили продольных скоростей на выходном участке при $\varphi = 0,7$ ($\alpha = 1,4$)

Что касается результатов, представленных на рисунке 3.25, то здесь значительных изменений в структуре потока не замечено.

Проведенные исследования скоростных профилей показывают фундаментальные различия по влиянию коэффициента избытка топлива на скоростные профили. Так, вихревые горелки («Тип А» и «В») формируют пламя вокруг одной центральной зоны рециркуляции, что приводит к сильно неравномерным профилям скорости на выходе – либо в виде центрального ядра («Тип В»), либо в виде кольцевой структуры («Тип А»). То есть несмотря на близкие конструкции вариантов А и В, при варианте В имеется сильное центральное пламя и неравномерные концентрации скоростей в выходной области горелки. Применение таких горелок требует дополнительных действий, так как по требованиям необходимо, что профили температур поступающих в газовую турбину были одинаковыми.

Напротив, микрофакельная насадка «Тип D» (и «С») формирует более распределенный и однородный скоростной профиль, состоящий из множества мелких струй. Именно эта однородная аэродинамика «Типа D» обеспечивает превосходное смешение и предотвращает образование локальных зон перегрева, что и объясняет ее рекордно низкие выбросы NO_x и CO .

3.4.3 Анализ вихреобразования в насадках

На рисунке 3.26 представлены вихревые течения для различных вариантов насадок. Очевидно, что насадки типа А и В будут иметь значительные вихревые зоны. Для всех вариантов насадок сила закрутки

(вихревая сила) была принята равной 0,003 для выявления наиболее высоких зон завихрения. Как видно из рисунка, насадка типа А имеет два значительных источника вихря, это верхний ряд завихрителей и центральная часть. В виду того, что сопротивления обоих рядов имеет приблизительно равное значение, вихреобразование происходит примерно равномерно. Замечено центральное ядро вихря и вихри поменьше вокруг центральной части. В случае варианта В ввиду того, что поток в значительной мере проходит через центральную часть с отверстием, появляется сильное центральное ядро. Это можно было заметить по предыдущим профилям температур и скоростей.

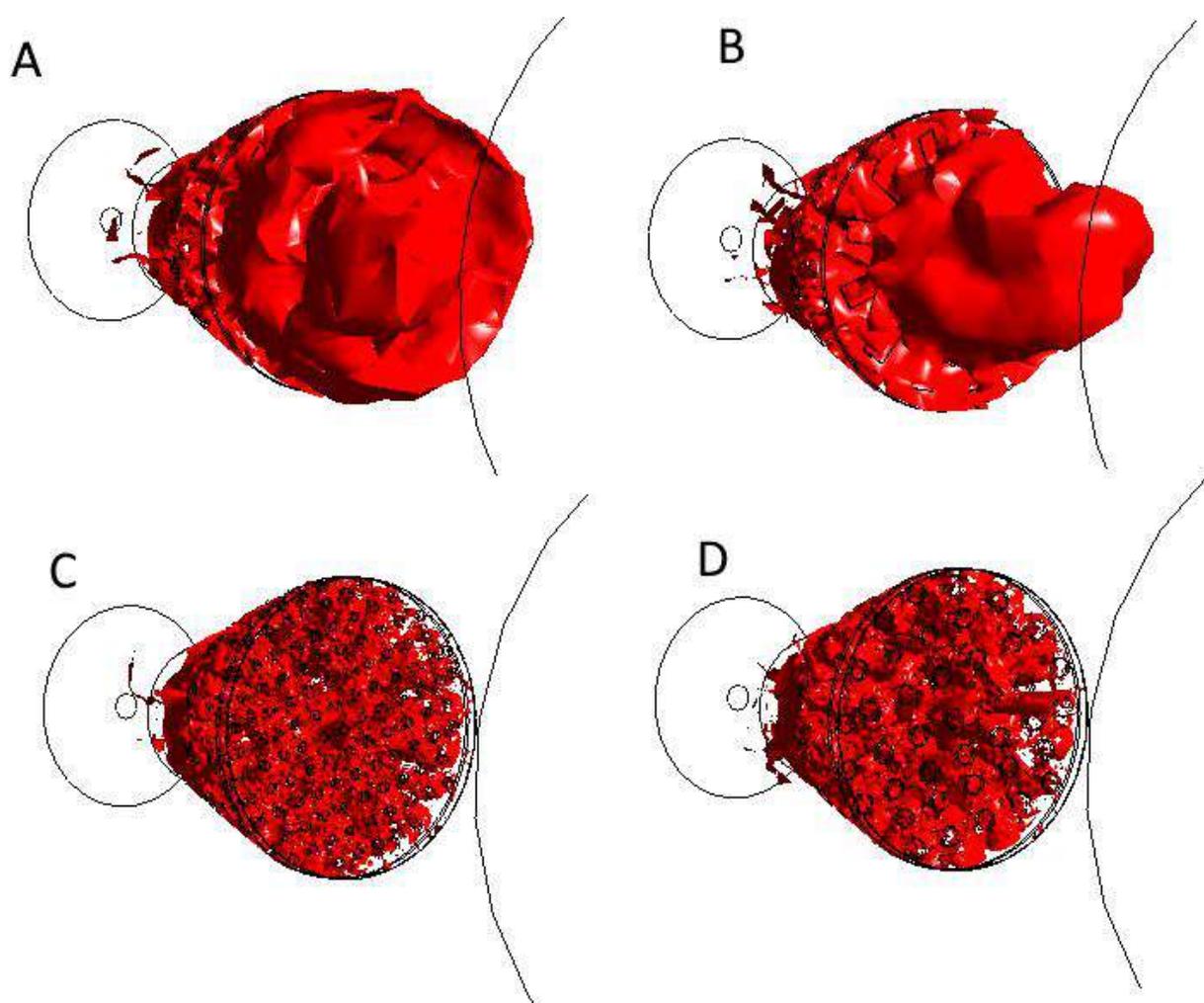


Рисунок 3.26 – Вихревые течения насадок

На рисунке 3.27 представлены изолинии течения, сделанные на основе скоростных контуров. В целом, как и предыдущий рисунок, изолинии подтверждают основные выводы, сделанные выше. Как видно из рисунков, основные потоки для вариантов А, В находятся в центральной части. Для вариантов В заметно, что линии течения значительно больше. Для вариантов С, D заметно, что потоки в целом двигаются вверх за счет снижения плотности уходящих газов. Видно также, что сами отверстия являются генераторами завихрений, т.к. они являются элементами сопротивления.

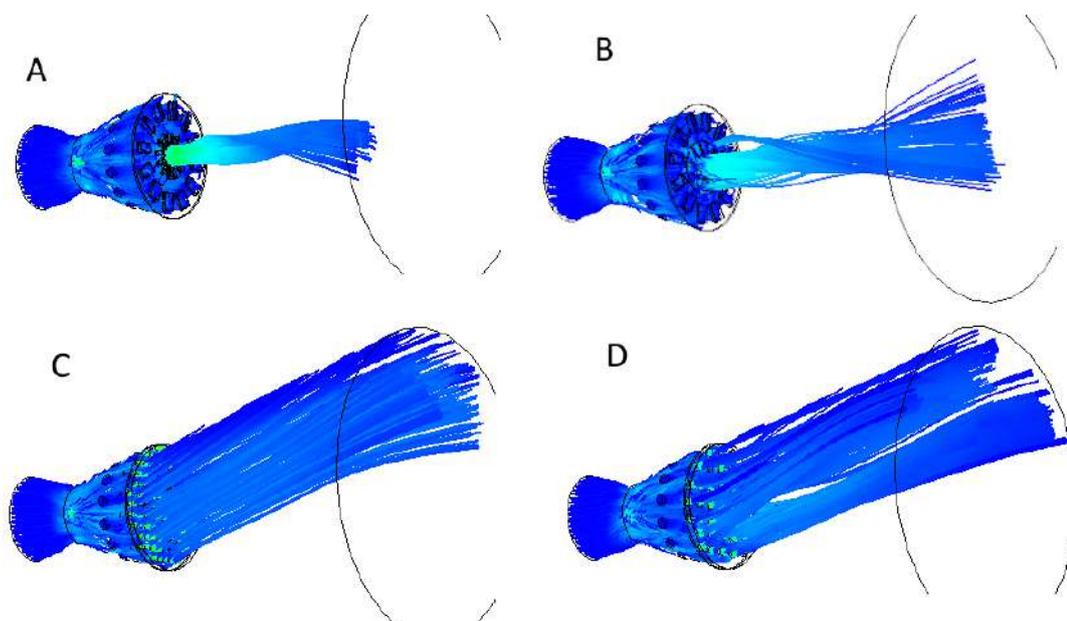


Рисунок 3.27 – Линии течения в исследуемых насадках

3.4.4 Токсичные вещества и полнота сгорания

Анализ формирования токсичных компонентов в продуктах сгорания позволяет оценить адекватность выбранных моделей турбулентности и химической кинетики. На Рисунке 3.28 представлены зависимости концентраций NO_x от коэффициента избытка топлива φ для четырех исследуемых типов насадок.

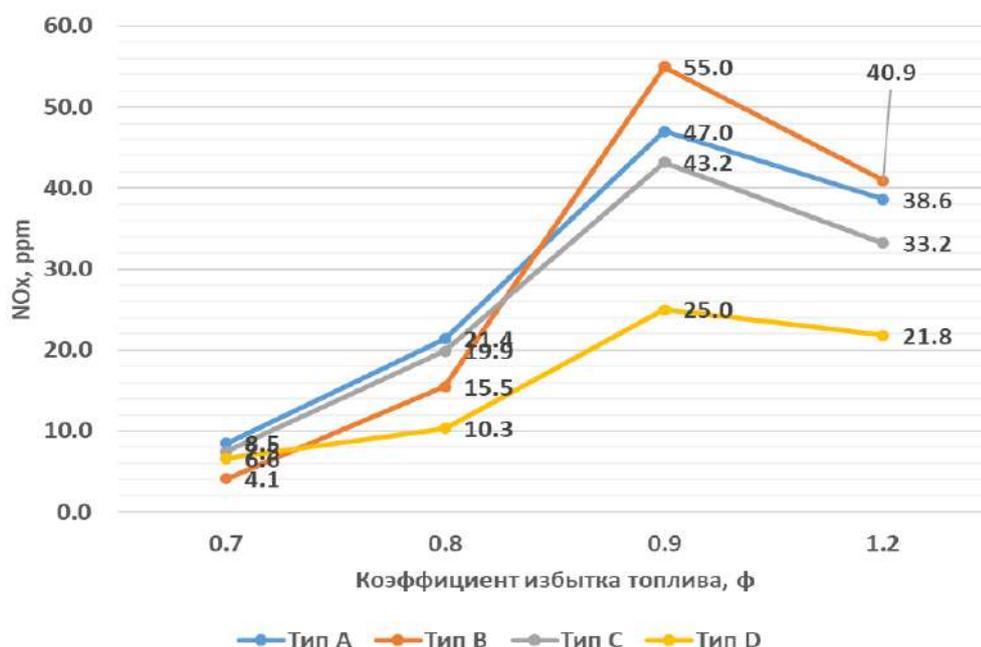


Рисунок 3.28 – Концентрации оксидов азота для различных видов насадок

В области глубокого обеднения смеси при $\varphi = 0,7$ фиксируются минимальные уровни эмиссии NO_x для всех расчетных вариантов. С физической точки зрения это обусловлено значительным избытком

окислителя, который выступает в роли балласта, снижая адиабатную температуру пламени ниже порога активного термического образования оксидов азота. Наилучший результат в этой точке демонстрирует насадка Типа В (4,1 ppm), за ней следуют Тип D (6,8 ppm), Тип С (7,3 ppm) и Тип А (8,5 ppm). Данный разброс подтверждает, что даже в условиях низких температур аэродинамика насадки Типа В обеспечивает наиболее благоприятное распределение реагентов для подавления выхода NO_x .

При переходе к режиму $\varphi = 0,8$ наблюдается существенный рост концентрации оксидов азота, что связано с увеличением температурного потенциала факела по мере приближения состава смеси к стехиометрическому. В данном диапазоне насадка Типа А показывает наиболее резкий подъем эмиссии до 21,4 ppm, в то время как разработанная автором насадка Типа D сохраняет преимущество, удерживая уровень NO_x на отметке 10,3 ppm. Снижение эмиссии у Типа D в 2 раза относительно базового варианта А научно обосновывает эффективность микрофакельного рассредоточения фронта пламени, предотвращающего формирование протяженных высокотемпературных зон.

Максимальные значения эмиссии NO_x для всех типов насадок достигаются при $\varphi = 0,9$, что соответствует режимам, наиболее близким к стехиометрическим ($\alpha \approx 1,1$), где обеспечивается максимальное тепловыделение. Согласно расчетным данным, лидирующее положение по уровню выбросов занимает насадка Типа В (55,0 ppm), далее следуют Тип А (47,0 ppm) и Тип С (43,2 ppm). Принципиально важным результатом является то, что авторская насадка Типа D в точке температурного максимума обеспечивает снижение концентрации NO_x до 25,0 ppm, что в 2,2 раза ниже показателей Типа В. Это прямо подтверждает, что эффект дробления единого факела на систему микрофакелов минимизирует время пребывания азота в зоне максимальных температур.

В зоне богатых смесей ($\varphi = 1,2$) происходит закономерное снижение концентрации NO_x относительно пиковых значений, что объясняется дефицитом окислителя и снижением температуры из-за неполного выгорания топлива. Наиболее высокие значения сохраняются у Типа В (40,9 ppm) и Типа А (38,6 ppm), что указывает на сохранение диффузионных зон горения в центре факела. Тип D и в этом режиме демонстрирует наилучшие экологические показатели (21,8 ppm), подтверждая стабильность низкоэмиссионных характеристик во всем исследованном диапазоне нагрузок. Таким образом, сравнительный анализ расчетных зависимостей, представленных на Рисунке 3.28, научно доказывает, что разработанная микрофакельная насадка Типа D обладает неоспоримым преимуществом в подавлении оксидов азота, обеспечивая снижение выбросов более чем в два раза в наиболее критических режимах работы горелочного устройства.

На рисунке 3.29 представлены расчетные концентрации диоксида углерода (CO_2) от коэффициента избытка топлива для различных типов сопел

горелки.

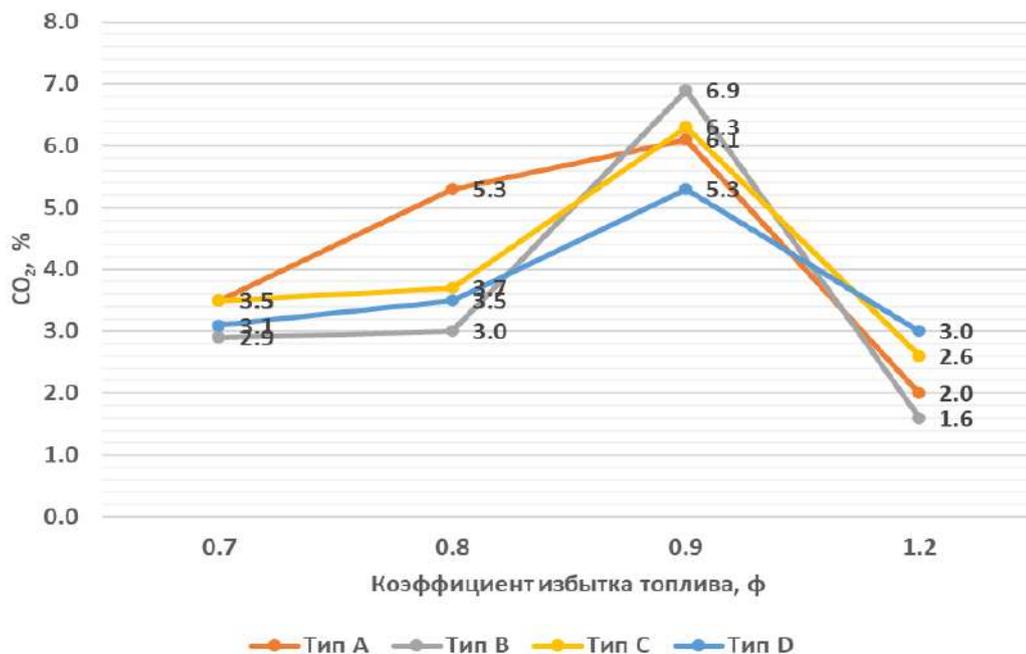


Рисунок 3.29 – Объемные концентрации CO_2 в уходящих газах

Анализ результатов численного моделирования показывает, что изменение состава смеси ϕ оказывает определяющее влияние на уровень образования CO_2 . При низких значениях коэффициента избытка топлива ($\phi = 0,7$) наблюдаются сравнительно невысокие объемные концентрации диоксида углерода (CO_2), что обусловлено термодинамическими особенностями сжигания бедных топливовоздушных смесей. В данном режиме, характеризующемся значительным избытком окислителя, снижение концентрации CO_2 происходит вследствие балластирующего влияния избыточного воздуха, который разбавляет продукты сгорания и снижает адиабатную температуру факела. Снижение температуры в зоне реакции при $\phi = 0,7$ ведет к кинетическому замедлению процесса полного окисления углерода, вследствие чего часть его остается в форме продуктов неполного сгорания.

Согласно результатам численного моделирования, среди исследованных конфигураций насадок при $\phi = 0,7$ наибольшую концентрацию CO_2 продемонстрировал Тип В (около 3,5 %), в то время как минимальное значение зафиксировано для Типа А (около 3,1 %). Установленные расхождения в показателях CO_2 при идентичном коэффициенте ϕ указывают на существенные различия в аэродинамической структуре факела и интенсивности турбулентного смешения топлива с воздухом в корневой зоне пламени. При увеличении коэффициента избытка топлива до $\phi = 0,8$ объемная концентрация CO_2 закономерно возрастает для всех исследуемых насадок, что свидетельствует об интенсификации процесса окисления

углерода. Максимальное значение в данном режиме зафиксировано для Типа А (5,3 %), в то время как Тип С (3,7 %), Тип D (3,5 %) и Тип В (3,0 %) демонстрируют более низкие уровни (Рисунок 3.29).

Максимальные концентрации CO_2 для всех конструкций достигаются при $\varphi = 0,9$, что соответствует условиям, максимально близким к стехиометрическим. В этой области обеспечивается наиболее эффективное выгорание топлива и достигается температурный максимум факела. Согласно графику (Рисунок 3.29), лидирующее положение по выходу диоксида углерода занимает Тип В (6,9 %), далее следуют Тип С (6,3 %), Тип А (6,1 %) и Тип D (5,3 %).

При дальнейшем переходе в область богатых смесей ($\varphi = 1,2$) наблюдается резкое снижение концентрации CO_2 для всех типов насадок. С точки зрения термодинамики это объясняется острым дефицитом окислителя, препятствующим полному окислению углерода до CO_2 . В этих условиях значительная часть углерода остается в форме недоокисленного монооксида углерода (CO), что подтверждается данными на Рисунке 3.30.

Для режима переобогащения ($\varphi = 1,2$) значения CO_2 распределились следующим образом: для Типа D – 3,0 %, для Типа С – 2,6 %, для Типа А – 2,0 % и для Типа В – 1,6 %. Таким образом, анализ зависимостей показал, что оптимальное выгорание и максимальная энергетическая эффективность достигаются вблизи стехиометрических условий ($\varphi \approx 1,0$), а наиболее эффективным по показателю полноты сгорания в режимах дефицита воздуха является сопло Типа D.

Важнейшим критерием оценки качества организации топочного процесса и эффективности смесеобразования в разработанном горелочном устройстве является уровень концентрации монооксида углерода (CO), выступающего прямым индикатором неполноты химического сгорания (q_3). На Рисунках 3.30 представлены зависимости содержания CO от коэффициента избытка топлива φ для четырех исследуемых типов насадок. Характер представленных кривых свидетельствует о глубокой зависимости химизма процесса от аэродинамической структуры факела, формируемой геометрией сопла.

В области глубокого обеднения смеси при $\varphi = 0,7$ фиксируются максимальные уровни эмиссии CO для всех расчетных вариантов, что обусловлено термодинамическими и кинетическими особенностями процесса горения при значительном избытке окислителя. С физической точки зрения высокий уровень недожога в данном режиме объясняется балластирующим действием избыточного воздуха, который существенно снижает адиабатную температуру пламени, замедляя реакции окисления CO до CO_2 . Наихудшие показатели в этой точке демонстрирует насадка Типа С (560,0 ppm), что связано с высокой скоростью истечения струй через перфорацию малого диаметра и сокращением времени пребывания реагентов в зоне активного

реагирования. В то же время разработанная автором насадка Типа D обеспечивает наиболее эффективное распределение воздушных потоков, что позволяет минимизировать концентрацию CO до 395,0 ppm, превосходя вихревые аналоги Типа А (415,0 ppm) и Типа В (420,0 ppm).

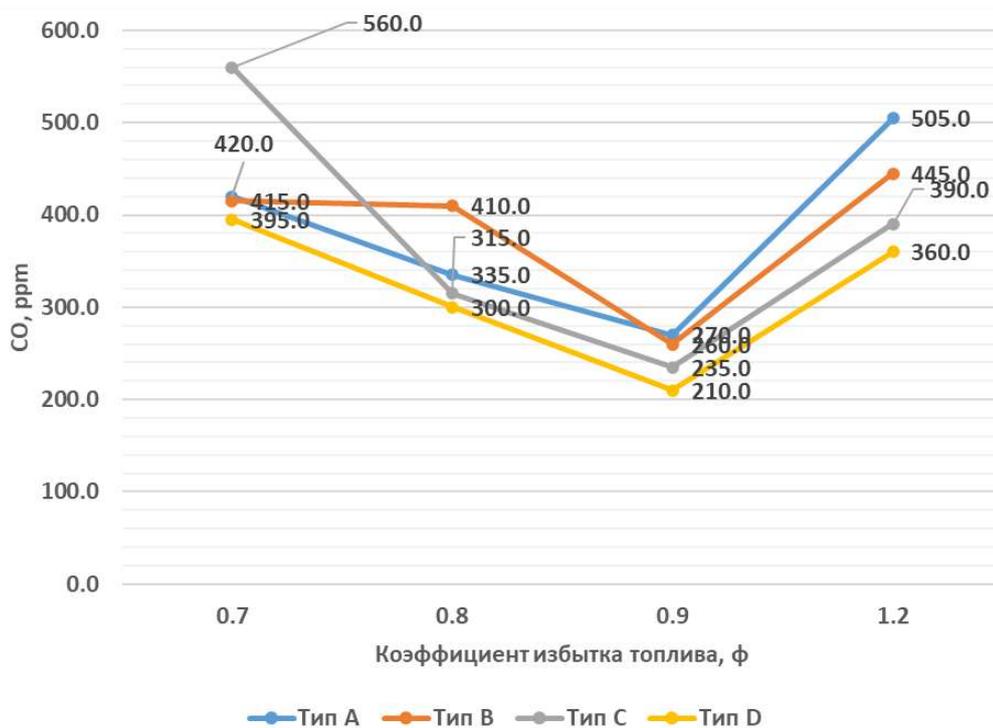


Рисунок 3.30 – Концентрация CO при различных углах

При переходе к режиму $\phi = 0,8$ наблюдается закономерное снижение концентрации монооксида углерода для всех конфигураций, что свидетельствует об улучшении условий воспламенения и интенсификации процесса термохимического превращения топлива за счет роста температурного потенциала. В данном диапазоне сохраняется лидерство насадки Типа D, обеспечивающей снижение CO до 300,0 ppm. Для насадки Типа В зафиксировано значение 315,0 ppm, для Типа А – 335,0 ppm, тогда как Тип С продолжает демонстрировать наиболее высокий уровень недожога в 410,0 ppm, что подтверждает сохранение зон локальной температурной неоднородности в мелкоперфорированной структуре.

Минимальные значения эмиссии CO для всех типов насадок достигаются при приближении к стехиометрическому составу смеси ($\phi = 0,9$), где температурный уровень факела и интенсивность турбулентного перемешивания достигают своего оптимума. В этой точке экстремума разработанная насадка Типа D демонстрирует наилучшую полноту сгорания с концентрацией CO всего 210,0 ppm. Показатели остальных насадок распределились следующим образом: Тип С – 235,0 ppm, Тип В – 260,0 ppm и Тип А – 270,0 ppm. Достижение Типом D минимального уровня CO при $\phi = 0,9$ является научно обоснованным доказательством превосходства

микрофакельной геометрии со свободным шагом отверстий в обеспечении гомогенности топливовоздушной смеси.

При дальнейшем переобогащении смеси до $\varphi = 1,2$ (режим дефицита окислителя) происходит резкий скачок содержания CO , что объясняется физической невозможностью полного окисления углерода в условиях нехватки кислорода. Максимальный рост недожога зафиксирован для базовой вихревой насадки Типа А (505,0 ppm) и модифицированной насадки Типа В (445,0 ppm), что указывает на появление в центре факела протяженных зон с избытком горючего и замедление реакций догорания из-за снижения температуры в переобогащенных областях. Разработанное сопло Типа D и в этом критическом режиме сохраняет преимущество, удерживая концентрацию CO на уровне 360,0 ppm, что на 40 % ниже показателей базового варианта. Для Типа С значение составило 390,0 ppm. Таким образом, анализ расчетных зависимостей, представленных на Рисунке 3.30, подтверждает, что предложенная автором конструкция низкоэмиссионной насадки Типа D обеспечивает наиболее стабильную и высокую полноту сгорания топлива во всем исследованном диапазоне нагрузок, обладая неоспоримым преимуществом перед существующими аналогами.

3.5 Выводы по главе 3

В рамках данной главы было выполнено комплексное численное исследование в среде ANSYS CFD, основной целью которого стало теоретическое обоснование и физическая интерпретация экспериментальных данных, полученных на предыдущем этапе работы. Для обеспечения достоверности численного анализа была проведена процедура многокритериальной валидации модели путем сопоставления расчетных параметров с экспериментальными данными для базовой насадки «Тип А». Установлено, что среднее расхождение по температурным полям составило 9 %, а по концентрациям вредных выбросов в продуктах сгорания – в пределах 10÷14 %. Это подтверждает высокую адекватность выбранных моделей турбулентности и химического взаимодействия, что позволяет использовать данный вычислительный аппарат для детального анализа процессов горения.

Проведенное моделирование полностью подтвердило ранее установленные экспериментальные закономерности, определив микрофакельную насадку «Тип D» как наиболее эффективную конструкцию. При работе в оптимальном режиме с коэффициентом избытка топлива $\varphi = 0,9$ данная геометрия обеспечила достижение минимальных концентраций токсичных выбросов, составивших 25,0 ppm для оксидов азота NO_x и 210 ppm для оксида углерода CO . Эти результаты находятся в полном качественном и количественном соответствии с данными натуральных испытаний, представленными во второй главе.

Ключевым научным результатом численного анализа стало выявление физических причин экологического преимущества разработанной

конструкции. Детальный анализ температурных полей показал, что в вихревых горелках типа «А» и «В» формируется компактное высокотемпературное ядро, выступающее основным источником термических оксидов азота по механизму Зельдовича. В отличие от них микрофакельная концепция «Тип D» формирует распределенную структуру факела, где за счет интенсивного дробления потока на систему мелких струй исключается локальный перегрев газов. Такая аэродинамическая организация процесса позволяет существенно снизить максимальную температуру в зоне реакции, что и является фундаментальной причиной подавления эмиссии NO_x .

Различия в температурном состоянии факелов напрямую обусловлены изменениями в аэродинамической структуре течения. Моделирование показало, что использование лопаточных завихрителей приводит к созданию мощных зон обратных токов, которые удерживают раскаленные продукты сгорания в корне пламени, повышая температуру в зоне стабилизации. Напротив, в насадке «Тип D» реализуется принцип высокоскоростных микроструй, которые активно вовлекают окружающий воздух в зону горения, предотвращая образование зон термического недожога даже в критических режимах переобогащения смеси до $\varphi = 1,2$. Таким образом, Глава 3 предоставляет исчерпывающее теоретическое обоснование превосходства разработанной насадки, подтверждая эффективность применения методов вычислительной гидродинамики для решения задач совершенствования горелочных устройств.

ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА И ПАТЕНТОВАНИЕ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ НИЗКОЭМИССИОННЫХ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ И СПОСОБОВ СЖИГАНИЯ

4.1. Новые технические решения

На основании экспериментальных и теоретических исследований, в ходе которых были выявлены и подтверждены ключевые механизмы снижения NO_x (в частности, преимущество микрофакельного подхода «Тип D»), автором был разработан и оформлен ряд объектов интеллектуальной собственности.

Эти разработки являются практической реализацией научных выводов, полученных в предыдущих главах, и составляют основную научную новизну диссертационной работы.

В данной главе представлены конструкции и способы сжигания, разработанные автором. Они разделены на две категории:

- Запатентованные изобретения (Конструкции и способы, получившие охранный документ РК).
- Заявки на изобретения (Разработки, находящиеся на полной экспертизе в патентном ведомстве).

4.2. Запатентованные технические решения

В ходе диссертационной работы автором были получены два патента Республики Казахстан на изобретения. Первое, «Микрофакельная горелка для водогрейного котла» (Патент РК №37157), было детально рассмотрено в Разделе 2.2, так как оно легло в основу экспериментальной концепции «Тип D». Второе запатентованное решение направлено на разработку способа ступенчатого сжигания.

4.2.1. Горелочное устройство со ступенчатым подводом воздуха (Патент РК №37126)

Данное изобретение относится к области теплоэнергетики и экологии и предназначено для повышения эффективности сжигания и минимизации выбросов в МВК и ГТУ.

Проблема и аналоги. Существующие аналоги (например, Патент РФ №2364790С2 и Патент РФ №2743686С1) обладают рядом недостатков: сложность конструкции, низкий КПД, высокие концентрации вредных веществ из-за длинного факела или высокого гидравлического сопротивления. Прототип (Патент РК №11227) также сложен в изготовлении и имеет высокие гидравлические потери.

Задача изобретения – создание эффективной, экономически выгодной и промышленно применимой горелочной установки со ступенчатым подводом воздуха для использования в камерах сгорания газотурбинных установок, в печах для сжигания газообразного топлива в малых водогрейных котельных агрегатах.

Технический результат – эффективная, экономичная и простая конструкция горелочной установки со ступенчатым подводом воздуха, обеспечивающая снижение вредных выбросов, увеличение диапазона регулирования мощности горелки и снижение гидравлических потерь, за счет интенсификации процесса смесеобразования, путем ступенчатого сжигания топлива, благодаря предложенной конструкции, не требующей сложных процессов изготовления, обслуживания, монтажных и ремонтных работ и позволяющей улучшить технологические и экологические показатели печи, увеличить пределы регулирования режимных параметров горелки.

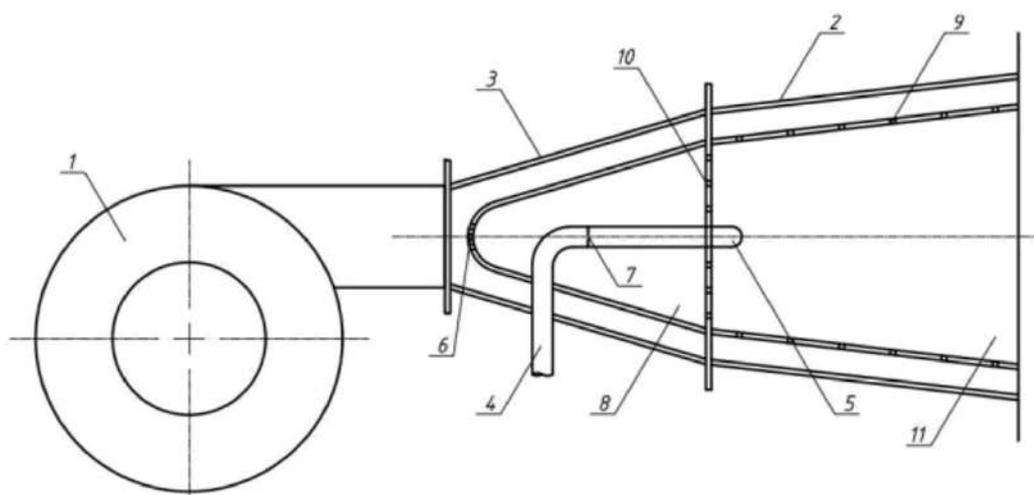
Суть разработанной конструкции. Для достижения технического результата предложено горелочное устройство (Рисунок 4.1), содержащее полый корпус в форме диффузора 2, который разделен перфорированной пластиной 10 на камеру предварительного смешения 8 и камеру горения 11.

Ключевое отличие (новизна) заключается в организации двухступенчатой подачи топлива и воздуха:

- Первая ступень (предсмес): Часть газа из трубы 4 через отверстия 7 и первичный воздух через отверстия 6 поступают в камеру предварительного смешения 8. Эта бедная смесь горит в режиме микрофакелов на перфорированной пластине 10.

- Вторая ступень (диффузионная): Основная часть газа подается через центральное сопло 5 в камеру горения 11.

- Третья ступень (дожигание): Дополнительный (вторичный) воздух ступенчато подается в камеру горения 11 через отверстия 9 на внутренней стенке диффузора.



1 – вентилятор; 2 – корпус; 3 – конический переходник; 4 – газоподающая труба; 5 – сопло выпуска газа; 6 – отверстия для ступенчатой подачи воздуха в камеру предварительного смешения; 7 – отверстия подачи газа в камеру предварительного смешения; 8 – камера предварительного смешения; 9 – отверстия для ступенчатой подачи воздуха в камеру горения; 10 – перфорированная пластина; 11 – камера горения.

Рисунок 4.1 – Схема горелочного устройства со ступенчатым подводом воздуха (Патент РК №37126)

Принцип работы. Сжигаемый газ поступает в регулирующую газоподающую трубу 4 и часть газа через отверстие 7 подачи газа поступает в камеру предварительного смешения 8. Первичный газ и воздух, который поступает через отверстия подвода воздуха 6, одновременно смешиваются в камере предварительного смешения 8. Остальная часть топлива поступает в зону горения через сопло 5 в центральную часть горелочного устройства. Регулирование расхода смешанного газа между соплом 5 и камеры смешения 8 осуществляется через перфорированную пластину, которая способствует к снижению задымления и токсичности. При ступенчатом подводе боковых струй дополнительного первичного воздуха путем конического переходника 3 с отверстиями для ступенчатой подачи воздуха в камеру горения 9 обеспечивает догорание топлива. При ступенчатом подводе боковых струй дополнительного первичного воздуха через отверстия 9 в камеру горения 11 обеспечивает догорание топлива. Регулирование доли топлива попадающих в камеру смешения 8 осуществляется за счет регулировки подачи воздуха посредством вентилятора 1.

Ступенчатый подвод воздуха осуществляется следующим образом. Первичный воздух смешивается с топливом в камере смешения 8 и поступает в перфорированную пластину, где осуществляется горение в малых факелах в радиальном направлении. В изобретении принимается, что предварительно перемешанное топливо имеет бедную концентрацию, что позволяет поддерживать температуру в пределах 1500°C . Второй поток топлива поступает в зону горения посредством сопла 5, где горит диффузионным способом, причем за счет подачи вторичного воздуха, обеспечивается температура ниже 1500°C , что как известно является оптимальной температурой при которой не образуется значительного количества оксидов азота. В виду того, что в горелке используется газообразное топливо, единственным источником оксидов азота является термический, который имеет экспоненциальную зависимость от температуры. Поддержка температуры не выше 1500°C , а также быстрое выгорание топлива в перфорированной пластине обеспечивает значительное снижение концентраций оксидов азота в уходящих газах, в сравнении с аналогами.

Диффузионная форма горелочного устройства, позволяет оптимизировать процесс горения за счет перехода в автомодельность, где расход воздуха и топлива в камеру смешения, регулирует объем подаваемого вторичного воздуха, за счет диффузионной формы горелочного устройства, снижающей давление в камере горения. Подобная конструкция обеспечивает легкость регулировки режимов горения и соответственно увеличение диапазона регулирования мощности горелки.

Известно, что предварительное смешение имеет преимущества в виде низких концентраций токсичных вещества за счет эффективного смешения топливно-воздушной смеси, однако подобный метод имеет недостаток в виде снижения диапазона стабильного горения. Наличие в горелка диффузионной подачи топлива позволяет оптимально регулировать диапазон горения, что

дополнительно обеспечивает увеличение диапазона регулирования мощности горелки.

4.3. Разработки, находящиеся на экспертизе

Помимо полученных патентов, в ходе диссертационной работы автором были разработаны и поданы заявки на изобретения, которые в настоящий момент находятся на полной экспертизе в патентном ведомстве.

4.3.1. Горелочное устройство водогрейных котлов для обезвреживания газовых отходов производства

Многие промышленные предприятия имеют горючие газовые отходы (углеводороды), требующие утилизации. Данная разработка предлагает специализированную горелку, способную одновременно сжигать основное топливо и утилизировать отходы.

Проблема и аналоги. Существующие аналоги (АС СССР SU 1601456 А1 16, Патент RU 2453767 С2) либо имеют повышенную концентрацию NO_x , либо не предназначены для утилизации отходов.

Техническая задача – разработка горелочного устройства для водогрейных котлов, которое характеризуется возможностью утилизации вредных газовых отходов производства и снижением концентрацией оксидов азота в выбросах дымовых газов.

Суть разработанной конструкции. Горелка (Рисунок 4.2) содержит корпус 2 и систему завихрителей.

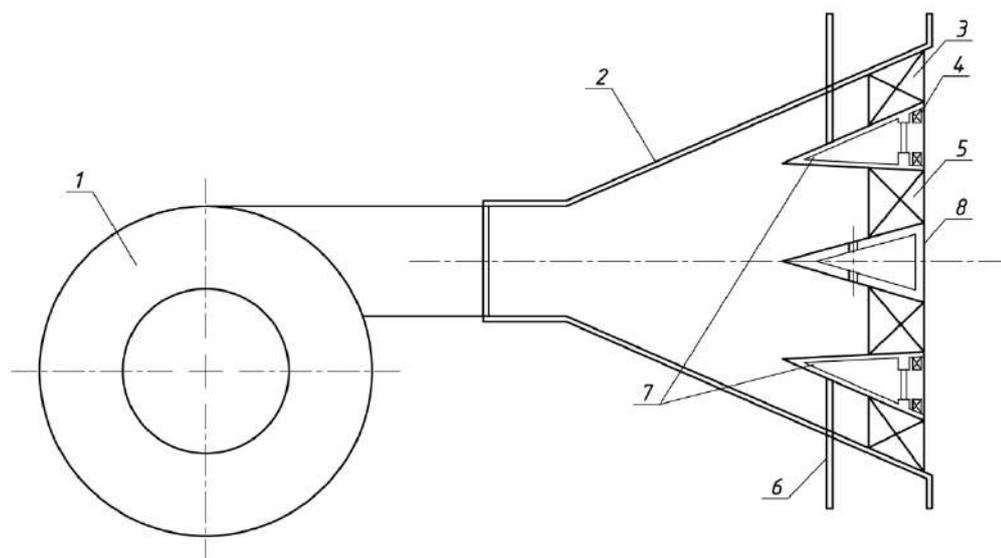
Ключевые отличия (новизна):

- Применены встречно-закрученные пластинчатые завихрители: внешний 3 и внутренний 5.

- Газовые отходы производства подаются в общий коллектор 7 вместе с основным топливом 6.

- Для стабилизации горения низкокалорийных отходов предусмотрена подача высококалорийного газа (например, водорода) в центральный конус 8.

Принцип работы. Воздух из вентилятора 1 поступает в горелочное устройство. Далее этот сжатый воздух распределяется между внешними 3 и внутренними 5 встречно-закрученными пластинчатыми завихрителями, который на выходе из нее образуют интенсивную зону перемешивания. Одновременно с поступающим воздухом в зону рециркуляции подается газообразное топливо и разбрызгивается через лопаточный завихритель газа 4. Между внутренним лопаточным завихрителем и завихрителем газа расположен коллектор 7 газообразного топлива, куда подведена топливная трубка 6 для подвода газообразного топлива и различные газовые отходы производства. Внутренний завихритель воздуха смещена относительно выходного сечения завихрителя газа для предварительного смешения газообразного топлива и воздуха и тем самым сокращается зона смешения. Лопатки завихрителя воздуха и газа установлены встречно-закрученно для улучшения смесеобразования и полноты сгорания топлива.



1 – вентилятор для подачи воздуха; 2 – корпус в виде диффузора; 3 – внешний пластинчатый лопаточный завихритель воздуха; 4 – лопаточный завихритель газа; 5 – внутренний пластинчатый лопаточный завихритель воздуха; 6 – первая топливная трубка; 7 – коллектор газообразного топлива; 8 – центральный конус.

Рисунок 4.2 – Схема горелочное устройство водогрейных котлов для обезвреживания газовых отходов производства

Данное выполнение горелочного устройства позволяет добиться снижения вредных выбросов оксидов азота NO_x и парниковых газов в атмосферу путем улучшения процессов смешивания, интенсифицируя горение и обеспечивая эффективное охлаждение металлических поверхностей горелок.

4.3.2. Микрофакельная горелка для водогрейного котла

Настоящее изобретение относится к сфере теплоэнергетики и охраны окружающей среды, в частности к конструкции горелочных устройств, предназначенных для сжигания газообразного топлива в водогрейных котлах малой мощности.

Она предназначена для повышения эффективности сжигания природного или сжиженного газа в водогрейных котлах, повышения полноты сгорания топлива и минимизирования объема выброса загрязняющих веществ в атмосферу, преимущественно оксидов азота.

Проблема и аналоги. Существующие аналоги (Патент №2022/0015.1 и Патент №2019/0620.2) обладают рядом недостатков: необходимость подбора оптимального соотношения диаметров насадки и диффузора, сложность конструкции, низкая устойчивость горения, слабая микрофакельность, снижение полноты сгорания топлива. Прототип также характеризуется трудоемкостью изготовления, ограниченной эффективностью при изменении режимов работы, слабой турбулентностью потока в зоне горения и недостаточной смешиваемостью с вторичным воздухом.

Техническая задача – разработка горелки с повышенной микрофакельностью и интенсификацией турбулентности за счет ступенчатой подачи воздуха и топлива.

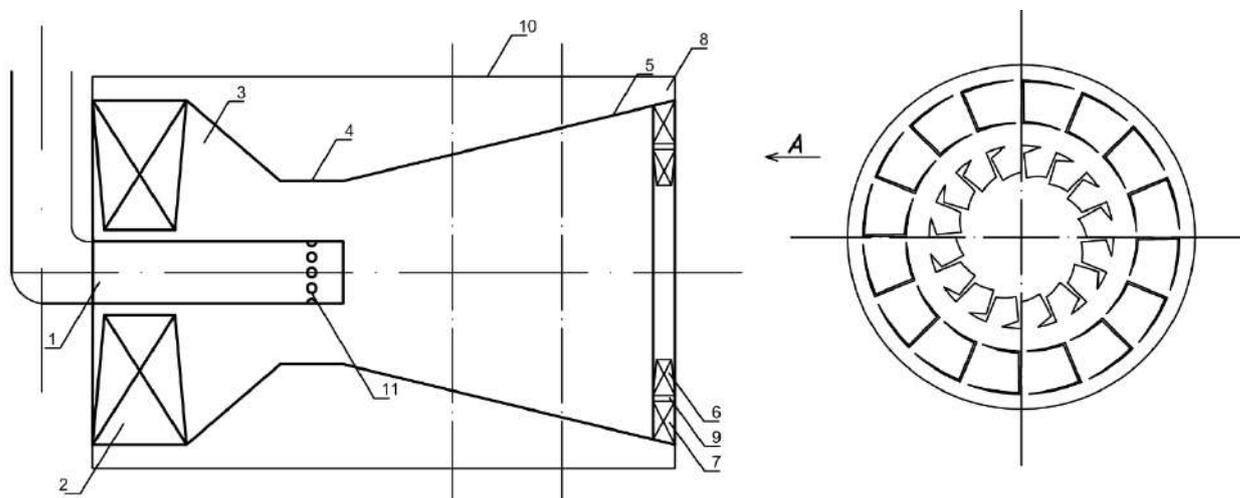
Технический результат – повышение полноты сгорания и снижение NO_x за счет двухъярусной организации горения.

Суть разработанной конструкции. Горелка (Рисунок 4.3) содержит цилиндрический корпус 10, входные завихрители 2 и топливную трубку 1.

Ключевое отличие (новизна) заключается в том, что выходной завихритель выполнен двухъярусным с лопатками, установленными под разными углами:

- Внешний ярус 7: Лопатки установлены под крутым углом 70° .
- Внутренний ярус 6: Лопатки установлены под пологим углом 30° .

Между ярусами выполнено кольцо 9, образующее зазор 8 для поступления вторичного воздуха.



1 – топливная трубка; 2 – входные лопаточные завихрители; 3 – конфузорный канал; 4 – узкое сечение; 5 – диффузорный канал; 6 – лопатки внутреннего яруса (30°); 7 – лопатки внешнего яруса (70°); 8 – зазор для поступления вторичного воздуха; 9 – кольцо между ярусами; 10 – корпус; 11 – топливное отверстие

Рисунок 4.3 – Схема микрофакельной горелки для водогрейного котла

Принцип работы. Воздух, необходимый для подготовки топливовоздушной смеси поступает потоком в корпус горелки 10 и далее через входной лопаточный завихритель 2. Далее через отверстия для подачи газа топливной трубки 1 осуществляется впрыск газообразного топлива в узком сечении 4 конфузорно-диффузорного канала (3-4-5), где воздух и топливо пересекаются перпендикулярно и затем перемешиваются. Топливоздушная смесь закручиваясь и перемешиваясь движется в диффузорной части канала к выходному двухъярусному завихрителю и при поджиге загорается. Дополнительно вторичный воздух поступает в зону горения через зазор 8 в кольцевую щель между внешними и внутренними

ярусами 9 в завихренный поток. Данный процесс создает хорошо сбалансированную смесь топлива и воздуха во внешнем ярусе 7 и поддерживается в форме микрофакелов на выходе. Кроме того, таким же образом ТВС горит и стабилизируется в закрученном потоке во внутреннем ярусе 6.

Таким образом, предлагаемое изобретение обеспечивает стабильное и эффективное сжигание природного газа в водогрейных котлах малой мощности с минимальными выбросами в атмосферу. Проведенные экспериментальные исследования на стенде показали устойчивое горение с пониженными выбросами (C_{NO}).

4.4. Выводы по Главе 4

В данной главе представлены основные результаты опытно-конструкторской работы, выполненной в ходе диссертационного исследования, и составляющие основную научную новизну диссертации. На основании экспериментальных и теоретических исследований, в ходе которых были выявлены и подтверждены ключевые механизмы снижения NO_x , автором был разработан и оформлен портфель объектов интеллектуальной собственности, направленных на решение как основной экологической, так и сопутствующих практических задач.

В ходе работы автором были получены два патента Республики Казахстан на изобретения. Первый, «Микрофакельная горелка для водогрейного котла» (Патент РК №37157), был детально рассмотрен в Главе 2, так как его концепция легла в основу наиболее экологически эффективной экспериментальной модели «Тип D». Второй, «Горелочное устройство со ступенчатым подводом воздуха» (Патент РК №37126) 4, решает задачу снижения NO_x и гидравлических потерь путем организации многоступенчатого процесса горения: 1 предварительно смешанное бедное микрофакельное горение на перфорированной пластине и 2 диффузионное горение основного топлива с 3 последующим дожиганием ступенчато подводимым воздухом. Данная запатентованная технология позволяет поддерживать температуру в зонах горения ниже 1500 °С, целенаправленно подавляя термический механизм образования NO_x .

Помимо полученных патентов, разработаны и находятся на полной экспертизе две заявки на изобретения, расширяющие область применения результатов диссертации. Первая заявка, «Горелочное устройство водогрейных котлов для обезвреживания газовых отходов производства», предлагает специализированную конструкцию со встречно-закрученными потоками и коллектором для утилизации промышленных газовых отходов с одновременной стабилизацией пламени высококалорийным газом (например, водородом). Вторая заявка, «Микрофакельная горелка для водогрейного котла», решает выявленный в Главе 2 инженерный компромисс между экологичностью и стабильностью. В данной конструкции применен двухъярусный выходной завихритель с разными углами лопаток (70° и 30°),

что позволяет интенсифицировать турбулентность (повышая стабильность) за счет ступенчатого вовлечения вторичного воздуха, сохраняя при этом низкоэмиссионный характер горения.

Таким образом, в Главе 4 представлен полный комплекс новых, защищенных патентами и заявками РК технических решений, которые напрямую вытекают из теоретических и экспериментальных исследований диссертации и готовы к практическому внедрению для повышения экологической и экономической эффективности водогрейных котлов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для устойчивого развития теплоэнергетического сектора страны одной из ключевых вопросов на сегодняшний день является экологичность сжигания углеводородного топлива, которая стимулирует непрерывный поиск новых подходов к организации горения в современных энергетических установках.

В диссертационной работе решены актуальные научно-технические и практические задачи, связанные с разработкой малоэмиссионного горелочного устройства для водогрейного котла, обеспечивающая значительное снижение вредных выбросов:

1. На основе анализа литературных источников и патентов выявлены основные направления повышения эффективности работ малых водогрейных котлов и горелочных устройств, а также поиск путей создания горелок с низкими вредными выбросами;

2. Собран экспериментальный стенд и проведены исследования процессов горения. Разработанная горелка «Тип D» (модель патента №37157) в оптимальном режиме ($\varphi = 0,9$) обеспечивает минимальные выбросы NO_x (22,4 ppm) и CO (185 ppm). Дополнительно определена оптимальная геометрия оребрения («Тип б» с $PEC = 1,38$) для повышения интенсификации теплообмена;

3. Разработаны, реализованы в металле и исследованы конструкции малоэмиссионного горелочного устройства для эффективного сжигания газообразного топлива в водогрейном котле малой мощности, что подтверждено патентами на изобретения.

4. Самостоятельными экспериментальными исследованиями подтверждена эффективность предложенных конструкции по снижению $C_{NO_x} < 25$ ppm при $\eta \approx 0,98-0,995$, $\alpha_{\Sigma} = 0,8-2,0$, $C_{CO} < 185$ ppm, что удовлетворяет нормам на вредные выбросы.

5. Созданы геометрические 3D-модели (для 4-х типов насадок) и разработана математическая модель в Ansys Fluent, описывающая аэродинамику (модель $k - \varepsilon$), горение (Species Transport) и образование NO_x (термический механизм Зельдовича);

6. Проведено сравнение численных и экспериментальных результатов. Модель валидирована (среднее расхождение по температуре 9-11%). CFD-анализ подтвердил эффективность «Типа D» (расчетный NO_x $NO_x < 25$ ppm);

7. Описаны новые технические решения, составляющие научную новизну. Разработан портфель из 4-х объектов интеллектуальной собственности, включающий 2 полученных патента РК (№37157, №37126) и 2 заявки на экспертизе (№371482, №370815).

8. Полученные результаты расчетных и экспериментальных исследований микрофакельных горелочных устройств используются в работах в ТОО «Казкотлосервис» и подтверждены актом внедрения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Указ Президента Республики Казахстан от 2 февраля 2023 года № 121. Об утверждении Стратегии достижения углеродной нейтральности Республики Казахстан до 2060 года. <https://adilet.zan.kz/rus/docs/U2300000121>.
2. Концепция развития электроэнергетической отрасли Республики Казахстан до 2035 года <https://www.gov.kz/memleket/entities/energo/documents/details/349883?lang=ru&ysclid=mio3ezcyll431959004>.
3. О Концепции по переходу Республики Казахстан к «зеленой экономике». Указ Президента Республики Казахстан от 30 мая 2013 года № 577. <https://adilet.zan.kz/rus/docs/U1300000577>.
4. Абаканов Е.Н. и др. Экологическая политика в Казахстане: основы и перспективы. Учебное пособие под ред. Соловьевой А.С. Нур-Султан-2021. 251 с.
5. Постановление Правительства Республики Казахстан от 28 июня 2014 года № 724 «Об утверждении Концепции развития топливно-энергетического комплекса Республики Казахстан на 2023–2029 годы» <https://adilet.zan.kz/rus/docs/P1400000724>.
6. Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Ходанова Т.В. Паровые и водогрейные котлы: учебное пособие (для студентов высших учебных заведений специальности «Теплоэнергетика»/ - М.: Издательский дом Академии Естествознания, 2017. – 320 с.
7. Ситникова Е.А. Энергосберегающие технологии для водогрейных котлов малой мощности. Шаг в науку. № 1, 2024. С. 82-85. <file:///C:/Users/Admin/Downloads/energoberegayuschie-tehnologii-dlya-vodogreynyh-kotlov-maloy-moschnosti.pdf>.
8. Соколов Б.А. Паровые и водогрейные котлы малой и средней мощности: учеб.пособие для студ. высш. учеб. заведений / 3-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2011. – 128с. (С.8).
9. Волочай В.Ф. Разработка и исследование малогабаритных котлов для систем автономного теплоснабжения. Автореф на соискание к.т.н. Ростов на Дону 1998.
10. Нефедова М.А. Энергосберегающие технологии при работе котлов малой мощности. Автореф на соискание к.т.н. С. Петербург, 2017.
11. Кладов Д.Б., Повышение эффективности работы котлов малой тепловой мощности с вихревыми топочными устройствами. Автореф. на соискание к.т.н. Воронеж, 2011.
12. Пат. на изобретение 2316699 Российская Федерация, МПК" F 24 H 1/00, F 23 J 15/02. Котёл отопительный газовый / Д.Б. Кладов, Н.С. Кобелев, Н.Е. Семичева, В.Н. Кобелев. – № 2006127350/06; заявл. 27.07.06; опубл. 10.02.08.

13. Соколов Б.А. Устройство и эксплуатация оборудования газомазутных котельных: учеб.пособие для нач.проф.образования. М.: Издательский центр «Академия», 2007 – 304с. – 135 с.

14. Balaji Bakthavatchalam, Khairul Habib, R. Saidur, Bidyut Baran Saha, Kashif Irshad, Comprehensive study on nanofluid and ionanofluid for heat transfer enhancement: A review on current and future perspective, *Journal of Molecular Liquids*, Volume 305, 2020, 112787; 15.

15. M. Habibishandiz, M.Z. Saghir, A critical review of heat transfer enhancement methods in the presence of porous media, nanofluids, and microorganisms, *Thermal Science and Engineering Progress*, Volume 30, 2022, 101267.

16. De-Shau Huang, Tzu-Ching Chen, Liang-Te Tsai, Ming-Tzer Lin, Design of fins with a grooved heat pipe for dissipation of heat from high-powered automotive LED headlights, *Energy Conversion and Management*, Volume 180, 2019, Pages 550-558.

17. Zhengyu Ding, Lang Xu, Dawei Liu, Yin Yang, Jiahuan Yang, Di Tang, Influence of support gap on flow induced vibration of heat exchange tube, *Annals of Nuclear Energy*, Volume 180, 2023, 109443.

18. V. K. Patel and J. Seyed-Yagoobi, "Long-Term Performance Evaluation of Microscale Two-Phase Heat Transport Device Driven by EHD Conduction," in *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 50, no. 5, pp. 3011-3016, Sept.-Oct. 2014, doi: 10.1109/TIA.2014.2304613.

19. M.M. Bhatti, O. Anwar Bég, R. Ellahi, M.H. Doranehgard, Faranak Rabiei, Electro-magnetohydrodynamics hybrid nanofluid flow with gold and magnesium oxide nanoparticles through vertical parallel plates, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Volume 564, Part 2, 2022, 170136.

20. Muhammad Bilal Ashraf, Rafiullah, Arooj Tanveer, Sami Ulhaq, Effects of Cattaneo-Christov Heat Flux on MHD Jeffery Nano Fluid Flow Past a Stretching Cylinder, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2022, 170154.

21. Amin Amiri Delouei, Meysam Atashafrooz, Hasan Sajjadi, Sajjad Karimnejad, The thermal effects of multi-walled carbon nanotube concentration on an ultrasonic vibrating finned tube heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 135, 2022, 106098.

22. Khaoula Nedjem, Abdelghani Laouer, Mohamed Teggat, El Hacene Mezaache, Müslüm Arıcı, Kamal A.R. Ismail, Performance enhancement of triplex tube latent heat storage using fins, metal foam and nanoparticles, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 139, 2022, 106437.

23. Shasha Shi, Junyi Niu, Ziheng Wu, Shenghao Luo, Xuenong Gao, Yutang Fang, Zhengguo Zhang, Experimental and numerical investigation on heat transfer enhancement of vertical triplex tube heat exchanger with fractal fins for latent thermal energy storage, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 198, 2022, 123386.

24. M. Sanchouli, S. Payan, A. Payan, S.A. Nada, Investigation of the enhancing thermal performance of phase change material in a double-tube heat

exchanger using grid annular fins, *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 34, 2022, 101986.

25. Man Wang, Haiyi Sun, Lin Cheng, Enhanced heat transfer characteristics of nano heat exchanger with periodic fins: A molecular dynamics study, *Journal of Molecular Liquids*, Volume 341, 2021, 116908.

26. Pan Xu, Jian Wen, Simin Wang, Gang Lei, Yanzhong Li, Study on performance comparison of different fin combinations of catalyst filled plate fin heat exchanger for hydrogen liquefaction, *International Journal of Hydrogen Energy*, Volume 47, Issue 56, 2022, Pages 23661-23678.

27. Zengxiao Han, Jiangfeng Guo, Haiyan Liao, Zhongmei Zhang, Xiulan Huai, Numerical investigation on the thermal-hydraulic performance of supercritical CO₂ in a modified airfoil fins heat exchanger, *The Journal of Supercritical Fluids*, Volume 187, 2022, 105643.

28. Mario Petrovic, Kenichiro Fukui, Kenichi Kominami, Numerical and experimental performance investigation of a heat exchanger designed using topologically optimized fins, *Applied Thermal Engineering*, Volume 218, 2023, 119232.

29. Kazem Akbarnataj, Mahmoud Reza Hamidpour, Ebrahim Shirani, Mohammad Reza Salimpour, Optimization of porous finned heat exchanger configuration using the comprehensive performance methodology, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 138, 2022, 106318.

30. Subinaya Mohapatra, Dushmanta Kumar Das, Amit Kumar Singh, Minimizing Heat Transfer Area of Plate-fin Heat Exchangers applying Class Topper Optimization, *IFAC-PapersOnLine*, Volume 55, Issue 1, 2022, Pages 878-883.

31. Iman Bashtani, Javad Abolfazli Esfahani, Kyung Chun Kim, Hybrid CFD-ANN approach for evaluation of bio-inspired dolphins dorsal fin turbulators of heat exchanger in turbulent flow, *Applied Thermal Engineering*, Volume 219, Part A, 2023, 119422.

32. Khalid S. Syed, Muhammad Ishaq, Muhammad Bakhsh, Laminar convection in the annulus of a double-pipe with triangular fins, *Computers & Fluids*, Volume 44, Issue 1, 2011, Pages 43-55.

33. Weimin Yang, Peng Jiang, Hua Yan, Xuetao He, Changfeng Guan, Performance assessment in a tube with rotor-assembled strands mixed by spiral ladder rotor and low flow resistance rotor, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 84, 2015, Pages 319-326.

34. Zichu Liu, Zhenhua Quan, Yaohua Zhao, Heran Jing, Lincheng Wang, Xin Liu, Numerical research on the solidification heat transfer characteristics of ice thermal storage device based on a compact multichannel flat tube-closed rectangular fin heat exchanger, *Energy*, Volume 239, Part D, 2022, 122381.

35. Wadhah H. Aldoori, The effect of fin height on forced convection heat transfer from rectangular fin array, *Materials Today: Proceedings*, 2021, in press.

36. Ahmed A. Abdelfattah, Husam Zawati, Emad Z. Ibrahim, Mohamed L. Elsayed, Mohamed A. Abdelatif, Assessment strategy for a longitudinally finned

semi-circular tube bank, International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 139, 2022, 106489.

37. Najla El Gharbi, Abdelhamid Kheiri, Momammed El Ganaoui, Ryan Blanchard, Numerical optimization of heat exchangers with circular and non-circular shapes, Case Studies in Thermal Engineering, Volume 6, 2015, Pages 194-203.

38. Ming Zhao, Yang Tian, Mingyu Hu, Fengming Zhang & Mo Yang (2020) Topology optimization of fins for energy storage tank with phase change material, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 77:3, 284-301.

39. Ali Allahyarzadeh-Bidgoli, Mehdi Mehrpooya, Jurandir Itizo Yanagihara, Geometric optimization of thermo-hydraulic performance of multistream plate fin heat exchangers in two-stage condensation cycle: Thermodynamic and operating cost analyses, Process Safety and Environmental Protection, Volume 162, 2022, Pages 631-648, <https://doi.org/10.1016/j.psep.2022.03.088>.

40. Ahmad Vaisi, Kourosh Javaherdeh, Rouhollah Moosavi, Experimental investigation of the thermal performance in a single-component two-phase flow in multistream multi-fluid plate-fin heat exchangers, International Journal of Thermal Sciences, Volume 171, 2022, 107194, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107194>.

41. Parinya Kiatpachai, Thawatchai Kaewkamrop, Mehrdad Mesgarpour, Ho Seon Ahn, Ahmet Selim Dalkılıç, Omid Mahian, Somchai Wongwises, Air-side performance of embedded and welded spiral fin and tube heat exchangers, Case Studies in Thermal Engineering, Volume 30, 2022, 101721, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101721>.

42. Howlader, S., Moharana, S. & Das, M.K. Aspects of Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer inside Tube of Water Tube Boiler—A Numerical Study. J. Engin. Thermophys. 32, 340–359 (2023). <https://doi.org/10.1134/S1810232823020108>.

43. Karlovich, T.B. Heat Transfer of Circular Finned Tubes with Nonuniform Operational Fouling of the Interfin Space. J Eng Phys Thermophy 91, 1211–1219 (2018). <https://doi.org/10.1007/s10891-018-1850-8>.

44. Соколов Б.А. Устройство и эксплуатация оборудования газомазутных котельных: учеб.пособие для нач.проф.образования. М.: Издательский центр «Академия», 2007- 304с. С.286.

45. Горелки газомазутные вихревые ГМВИ / Фирма по котельному и теплообменному оборудованию «Инэкс»: <https://ineks.net/> 10.10.2025.

46. Горелки двухстадийного сжигания типа ГДС-100 / Научно-познавательное издания «Энергетика: история, настоящее и будущее»: <http://energetika.in.ua/> 10.10.2025.

47. Струйно-нишевые горелки / «Циклопедия»: <https://cyclowiki.org/> 10.10.2025.

48. Газовые горелочные устройства с регулированием / научно-производственная фирма «Экотеплогаз»: <https://ekoteplogaz.ru/> 10.10.2025.

49. Горелки предварительного смешения / Компания «P-IR Group»: <https://p-irgroup.ru/> 10.10.2025.
50. Газомазутные горелки универсальные / Завод энергетического оборудования «Ильмарине»: <https://ilmarine.spb.ru/> 10.10.2025.
51. Прямоточно-вихревые горелки / Коллекция электронных учебных материалов «Studme.org!»: <https://studme.org/> 10.10.2025.
52. Газомазутные горелочные устройства / Научно-производственное объединение «Новоалтайский завод энергетического оборудования»: <https://nzeo.ru/> 10.10.2025.
53. Горелки «Pillard» / Компания «Fives»: <https://www.fivesgroup.com/> 10.10.2025.
54. Горелки Ecomax / Компания «Blondeau»: <https://blondeau.be/> 10.10.2025.
55. Горелки SKV-A / Журнал «СОК»: <https://www.c-o-k.ru/> 10.10.2025.
56. Горелки на газе и дизельном топливе типа TEMINOX / Компания «Империя ЛТД»: <https://empireltd.com.ua/> 10.10.2025.
57. Di Nardo, A.; Giacomazzi, E.; Cimini, M.; Troiani, G.; Scaccia, S.; Calchetti, G.; Cecere, D. Development of a Low-NO_x Fuel-Flexible and Scalable Burner for Gas Turbines. *Energies* 2025, 18, 1768.
58. Lan, Y.; Wang, Z.; Xu, J.; Yi, W. The Impact of Hydrogen on Flame Characteristics and Pollutant Emissions in Natural Gas Industrial Combustion Systems. *Energies* 2024, 17, 4959.
59. Kardaś, D.; Wantuła, M.; Pieter, S.; Kazimierski, P. Effect of Separating Air into Primary and Secondary in an Integrated Burner Housing on Biomass Combustion. *Energies* 2024, 17, 4648.
60. Pacheco, G.; Pereira, J.; Mendes, M.; Coelho, P. Investigation of a Fuel-Flexible Diffusion Swirl Burner Fired with NH₃ and Natural Gas Mixtures. *Energies* 2024, 17, 4206.
61. Liu, T.; Bai, F.; Zhao, Z.; Lin, Y.; Du, Q.; Peng, Z. Large Eddy Simulation Analysis on Confined Swirling Flows in a Gas Turbine Swirl Burner. *Energies* 2017, 10, 2081.
62. Wu, Y.; Gu, M.; Li, S.; Wei, X.; Huang, X.; Lin, Q. Study on the NO_x Formation of Propane/Ammonia Co-Combustion with a Swirl Burner. *Appl. Energy Combust. Sci.* 2024, 17, 100242.
63. Elbaz, A.M.; Moneib, H.A.; Shebil, K.M.; Roberts, W.L. Low NO_x—LPG Staged Combustion Double Swirl Flames. *Renew. Energy* 2019, 138, 303–315.
64. Veetil, J.E.; Aravind, B.; Mohammad, A.; Kumar, S.; Velamati, R.K. Effect of Hole Pattern on the Structure of Small-Scale Perforated Plate Burner Flames. *Fuel* 2018, 216, 722–733.
65. Konnov, A.A.; Dyakov, I.V.; Ruyck, J.D. Probe Sampling Measurements and Modeling of Nitric Oxide Formation in Me-thane-Air Flames. *Combust. Sci. Technol.* 2001, 169, 127–153; 66.

66. Konnov, A.A.; Dyakov, I.V.; de Ruyck, J. Nitric Oxide Formation in Premixed Flames of $H_2+CO+CO_2$ and Air. *Proc. Combust. Inst.* 2002, 29, 2171–2177.
67. Fruzza, F.; Chu, H.; Lamioni, R.; Grenga, T.; Galletti, C.; Pitsch, H. Three-Dimensional Numerical Investigation of Flashback in Premixed Hydrogen Flames within Perforated Burners. *Combust. Flame* 2025, 274, 113987.
68. Jäger, M.; Hriberšek, M.; Samec, N.; Guo, Y.; Wang, X.; Kokalj, F. Numerical Analysis of Flame Stability in Case of Premixed Hydrogen-Air Combustion. *Appl. Therm. Eng.* 2025, 273, 126535.
69. Lopez-Ruiz, G.; Alava, I.; Blanco, J.M. Study on the Feasibility of the Micromix Combustion Principle in Low NO_x H_2 Burners for Domestic and Industrial Boilers: A Numerical Approach. *Energy* 2021, 236, 121456.
70. Takami, H.; Suzuki, T.; Itaya, Y.; Hasatani, M. Performance of Flammability of Kerosene and NO_x Emission in the Porous Burner. *Fuel* 1998, 77, 165–171.
71. Gao, H.; Wang, Y.; Zong, S.; Ma, Y.; Zhang, C. Experimental Investigation of a Self-Sustained Liquid Fuel Burner Using Inert Porous Media. *Energies* 2023, 16, 5564.
72. Abdelhafez, A.; Hussain, M.; Nemitallah, M.A.; Habib, M.A.; Ali, A. Effects of Jet Diameter and Spacing in a Micromixer-Like Burner for Clean Oxy-Fuel Combustion in Gas Turbines. *Energy* 2021, 228, 120561.
73. Hindasageri, V.; Kuntikana, P.; Vedula, R.P.; Prabhu, S.V. Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer Distribution of Perforated Plate Burner Flames Impinging on a Flat Plate. *Int. J. Therm. Sci.* 2015, 94, 156–169.
74. Gamal, A.M.; Ibrahim, A.H.; Ali, E.-M.M.; Elmahallawy, F.M.; Abdelhafez, A.; Nemitallah, M.A.; Rashwan, S.S.; Habib, M.A. Structure and Lean Extinction of Premixed Flames Stabilized on Conductive Perforated Plates. *Energy Fuels* 2017, 31, 1980–1992.
75. Lee, S.; Kum, S.-M.; Lee, C.-E. An Experimental Study of a Cylindrical Multi-Hole Premixed Burner for the Development of a Condensing Gas Boiler. *Energy* 2011, 36, 4150–4157.
76. Araoye, A.A.; Abdelhafez, A.; Ben-Mansour, R.; Nemitallah, M.A.; Habib, M.A. On the Quality of Micromixing in an Oxy-Fuel Micromixer Burner for Gas Turbine Applications: A Numerical Study. *Chem. Eng. Process.* 2021, 162, 108336.
77. Goswami, M.; Coumans, K.; Bastiaans, R.J.M.; Konnov, A.A.; de Goey, L.P.H. Numerical Simulations of Flat Laminar Premixed Methane-Air Flames at Elevated Pressure. *Combust. Sci. Technol.* 2014, 186, 1447–1459.
78. BERG VK-160-E-7-IP54 Rotary Screw Compressor Station. Available online: <https://www.compressortyt.ru/stanciya/kompr/vintovye/berg/vk-160-e-7-ip54/> (accessed on 1 August 2025).
79. Thermoelectric Converters: Chromel-Copel. Available online: <https://www.td-etalon.com/preobrazovateli-termoelektricheskie/hromel-kopelevye/> (accessed on 1 August 2025).

80. Measuring Instruments and Equipment. Available online: <https://pribor.kz/kz/> (accessed on 1 August 2025).
81. Testo 350—Analysis Box for Exhaust Gas Analysis Systems. Available online: <https://www.testo.com/en-PH/testo-350/p/0632-3510> (accessed on 11 May 2025).
82. Авдолимов Е. М., Брюханов О. Н., Жила В. А. Теплогазоснабжение и вентиляция: учебник / М.: Академия, 2011.
83. Тихомиров К.В. — Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция. М., Стройиздат, 1981.
84. Эстеркин Р.И. Эксплуатация, наладка и испытание теплотехнического оборудования промышленных предприятий. Л.: Энергоатомиздат, 1984.
85. Lefebvre, A. Gas Turbine Combustion; Hemisphere Publishing: London, UK, 1983; p. 550.
86. Lahane, S.; Subramanian, K.A. Impact of Nozzle Holes Configuration on Fuel Spray, Wall Impingement and NO_x Emission of a Diesel Engine for Biodiesel–Diesel Blend (B20). *Appl. Therm. Eng.* 2014, 64, 307–314.
87. Lu, C.; Zhang, L.; Xing, C.; Liu, L.; Qiu, P. Effects of Characteristic Diameter, Steam Dilution, and Equivalence Ratio on NO Formation for a H₂/Air Micromix Design. *Int. J. Hydrog. Energy* 2024, 61, 1133–1141.
88. Yu, B.; Kum, S.-M.; Lee, C.-E.; Lee, S. An Experimental Study of Heat Transfer and Pollutant Emission Characteristics at Var-ying Distances between the Burner and the Heat Exchanger in a Compact Combustion System. *Energy* 2012, 42, 350–357.
89. Tomas Zadavec, Boštjan Rajh, Filip Kokalj, Niko Samec. CFD modelling of air staged combustion in a wood pellet boiler using the coupled modelling approach. *Thermal Science and Engineering Progress*, Volume 20, 2020, 100715, ISSN 2451-9049, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100715>.
90. Dostiyarov A. M., Sadykova S. B. Micro-Modular air driven combustion nozzle: experimental and numerical modelling studies towards optimal geometric design // *Thermal Science*. – 2022. – Т. 26. – №. 2 Part B. – С. 1557-1566.
91. Wang, L., et al.: Numerical assessment of combustion parameters on thermal regenerative ladle preheating. *Thermal science: 2025*, Vol. 29, No. 4A, pp. 2561-2573.
92. Wang, M., et al.: Numerical Simulation on the Emission of NO_x from the Combustion of natural gas in the sidewall burner. *Thermal Science*, 2022, Vol. 26, No. 1A, pp. 247-258.
93. Yuan, Z., et al.: Computational Modelling of Flow Field in Boiler Before and after urea injection under different conditions. *Thermal Science*, 2021, Vol. 25, No. 6B, pp. 4667-4681.
94. Lv, J.; Li, Z.; Jia, L.; Dou, Y. Numerical Simulation Study on the Performance of a New Gas Burner for Radiant Heating. *Fluids* 2025, 10, 245. <https://doi.org/10.3390/fluids10090245>.

95. Fan H. et al. Numerical simulation on heating performance and emission characteristics of a new multi-stage dispersed burner for gas-fired radiant tubes //Thermal Science. – 2022. – T. 26. – №. 5 Part A. – C. 3787-3801.
96. Safarik P. et al. 3-D modelling of heat and mass transfer during combustion of low-grade coal //Thermal Science. – 2020. – T. 24. – №. 5 Part A. – C. 2823-2832.
97. Gianetti, G.G.; Lucchini, T.; D’Errico, G.; Onorati, A.; Soltic, P. Development and Validation of a CFD Combustion Model for Natural Gas Engines Operating with Different Piston Bowls. *Energies* 2023, 16, 971.
98. Milićević, A.R., et al.: Development of Mathematical Model for Co-Firing pulverized coal and biomass in experimental furnace. *Thermal science*, 2018, vol. 22, no. 1b, pp. 709-719;
99. Lianjie Zhang, Chenghao Wu, Jianghui Zhang, Bin Zhang, and Chunjie Sui. Numerical Simulation of the Combustion Characteristics in a Flue Gas Internal Recirculation Burner. *ACS Omega* 2022 7 (46), 42264-42271. DOI: 10.1021/acsomega.2c05062.
100. Wang N. et al. Experiment and simulation studies on thermal performance of a novel water-cooling premixed wall-hung gas boiler //Thermal Science. – 2023. – T. 27. – №. 5 Part B. – C. 4247-4259.
101. Mazzotta, L., Lamioni, R., Agati, G. et al. On the Impact of CFD Turbulence Models for Premixed NH₃/H₂ Combustion on Emissions and Flame Characteristics in a Swirl-Stabilized Burner. *Flow Turbulence Combust* 114, 1043–1063 (2025).

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Патенты

КАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ  **РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН**

REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

ПАТЕНТ
PATENT

№ 37157

ӨНЕРТАБЫСҚА / НА ИЗОБРЕТЕНИЕ / FOR INVENTION



(21) 2023/0692.1



(22) 17.10.2023



(45) 24.01.2025

(54) Су жылытқыш қазанға арналған микрофакельді оттық
Микрофакельная горелка для водогрейного котла
Micro-flare burner for hot water boiler

(73) Амренова Айгүль Жанұзақовна (KZ)
Amrenova Aigul Zhanuzakovna (KZ)

(72) Амренова Айгүль Жанұзақовна (KZ) Amrenova Aigul Zhanuzakovna (KZ)
Достияров Абай Мухамедиярұлы (KZ) Dostiyarov Abay Mukhamediyaruly (KZ)
Яманбекова Аяулым Конусбековна (KZ) Yamanbekova Ayaulym Konusbekovna (KZ)
Достиярова Алия Мухамедияровна (KZ) Dostiyarova Aliya Mukhamediyarovna (KZ)
Бергенжанова Гулим Рысказыевна (KZ) Bergenzhanova Gulim Ryskazyevna (KZ)



ЭЦК қол қойылды
Подписано ЭЦП
Signed with EDS

С. Ахметов
С. Ахметов
S. Akhmetov

«Ұлттық зияткерлік меншік институты» РМҚ директоры
Директор РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности»
Director of the «National Institute of Intellectual Property» RSE

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Акт внедрения

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
«КАЗКОТЛОСЕРВИС»
Жауапкершілігі шектеулі серіктестігі

050048, Алматы қ., Қарасу ш/а,
Боралдай тас жолы, 1-ші км
тел. +7 (727) 299 -42-15
факс: +7 (727) 299 -39-04
www.kazkotloservis.kz
kazkotloservis@mail.ru



РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН
Товарищество с ограниченной
ответственностью
«КАЗКОТЛОСЕРВИС»
050048, г. Алматы, мкр. Карасу,
Бурундайское шоссе, 1-й км
тел. +7 (727) 299 -42-15
факс: +7 (727) 299 -39-04
www.kazkotloservis.kz
kazkotloservis@mail.ru

Исх. № 57
от 06.06.2024 г.

АКТ внедрения диссертационной работы «Разработка и исследование горелочного устройства водогрейного котлоагрегата с низкими вредными выбросами» докторанта Амреновой Айгуль Жанузаковны

Настоящим Актом внедрения подтверждается, что результаты диссертационного исследования докторанта Амреновой Айгуль Жанузаковны на тему: «Разработка и исследование горелочного устройства водогрейного котлоагрегата с низкими вредными выбросами» являются актуальными и представляют научный и практический интерес. Исследование имеет перспективу внедрения разработанного горелочного устройства с низкокэмиссионными характеристиками токсичных газов в качестве эффективного решения для водогрейных котлоагрегатов.

В диссертационной работе Амреновой А.Ж. применены современные научные методы для исследования оптимальной конструкции горелочного устройства. Также рассмотрено влияние различных параметров горелки и потоков на формирование вредных выбросов. Представлены подробные результаты экспериментального исследования топливосжигающего устройства, а также изучены влияние различных параметров горелки на процесс горения и образование оксидов азота (NO_x) с использованием программного комплекса Ansys Fluent.

Учитывая актуальность диссертационного исследования и значимость полученных результатов, настоящим документом подтверждается возможность широкого применения технических решений, предложенных в диссертационной работе Амреновой А.Ж. для производства топливосжигающих устройств.

Настоящим документом подтверждаем, что ТОО «Казкотлосервис» не несет никаких обязательств по премированию исполнителей переданных нам результатов научно-исследовательской работы.

Директор ТОО «Казкотлосервис»



Н.В. Радченко

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Список научных трудов, опубликованных по теме диссертации

Статьи в базе Scopus:

1. A.Zh. Amrenova, A.M. Dostiyarov, I.K. Iliev, A.K. Yamanbekova, R.K. Orumbayev, D.R. Umyshev. Experimental Investigation of Thermal-Hydraulic Performance of Externally Finned Tubes. Sustainability (Switzerland), 2023, 15(12), 9448 <https://doi.org/10.3390/su15129448>
2. A.Zh. Amrenova, A.M. Dostiyarov, A.K. Yamanbekova, D.R. Umyshev, Z.F. Ozhikenova. Comparative Study of NO_x and CO Formation During LPG Combustion in a Burner with Different Nozzles. Energies, 2025, 18(18), 4858 <https://doi.org/10.3390/en18184858>

Журналы КОКСНВО Республики Казахстан:

3. А.М. Достияров, Ж.Ф. Ожикенова, А.Ж. Амренова. Теоретическое исследование горения забалластированных газов за уголковыми стабилизаторами. Вестник КазАТК №6 (129), 2023. ISSN 2790-5802.
4. А.Ж. Амренова, А.М. Достияров, А.К. Яманбекова, Ж.К. Мусаева. Исследование конструкций и характеристик горелок водогрейных котлов малой и средней мощности. Вестник Торайгыров университета, Энергетическая серия, №3, 2025. ISSN 2710-3420.
5. Ж.Ф. Ожикенова, Ж.С. Дүйсенбек, Ж.А. Айдымбаева, А.М. Достиярова, А.Ж. Амренова. Бу газ қондырғысының кәдеге жаратушы қазандығындағы жану камерасын эксперименттік зерттеу. Вестник КазАТК №3 (138), 2025. ISSN 2790-5802.

Публикации в зарубежных научных журналах, включая материалы зарубежных международных конференций:

6. А.К. Яманбекова, А.Ж. Амренова. Влияние завихрителей воздуха на процессы горения в горелочном устройстве водогрейных котлов малой мощности. 12-я Международная научная конференция «Хаос и структуры в нелинейных системах. Теория и эксперимент», ПГУ, 2022 г.
7. А.М. Достияров, Ж.С. Дуйсенбек, А.Ж. Амренова. Исследование нагрева металлических пластин при использовании микрофакельной горелки. Global science and innovation Central Asia. International scientific and practical journal, april 15, №2, 2024. ISSN 2664-2271.
8. А.Ж. Амренова, А.М. Достияров, А.К. Яманбекова. Анализ горелочных устройств водогрейных котлов малой и средней мощности. Материалы международной научно-практической конференции «II юбилейные чтения Бойко Ф.К.», посвящённая 65-летию Торайгыров университета, том 1, Павлодар, 2025. ISBN 978-601-345-593-4.
9. Ж.С. Дуйсенбек, А.М. Достияров, А.Ж. Амренова. Численное моделирование обтекания игорения за v-образными профилями в comsol multiphysics и ansys fluent. Материалы международной научно-практической

конференции «II юбилейные чтения Бойко Ф.К.», посвящённая 65-летию Торайгыров университета, том 1, Павлодар, 2025. ISBN 978-601-345-593-4.

10. А.Ж. Амренова, А.М. Достияров, А.К. Яманбекова, Д.Р. Умышев, Ж.С. Дүйсенбек. Повышение экологической эффективности маломощных котлов путем оптимизации конструкции горелочного устройства. Материалы XIII Международной научно-технической конференции «Энергетика, инфокоммуникационные технологии и высшее образование» приуроченной к 50-летию университета, Том 1, 22-24 октября, Алматы, 2025. УДК[621.181:697.326]:662.951.2.

11. Ж.К. Мусаева, А.Ж. Амренова, А.С. Бегимбетова, К.А. Сагытаева, Ә.Т. Жойқынбекова. Сравнительный анализ вариантов модернизации ТЭЦ с целью минимизации воздействия на окружающую среду. Материалы XIII Международной научно-технической конференции «Энергетика, инфокоммуникационные технологии и высшее образование» приуроченной к 50-летию университета, Том 1, 22-24 октября, Алматы, 2025. УДК 621.311.22:502.1.

Патенты Республики Казахстан:

12. А.Ж. Амренова, А.М. Достияров, А.К. Яманбекова, А.М. Достиярова, Г.Р. Бергенжанова. Микрофакельная горелка для водогрейного котла. Патент РК на изобретение № 37126, опубл. 10.01.2025 г.

13. Д.Р. Умышев, А.М. Достияров, Ж.С. Дүйсенбек, А.Ж. Амренова, А.А. Кибарин, А.А. Коробков. Горелочное устройство со ступенчатым подводом воздуха. Патент РК на изобретение № 37157, опубл. 10.04.2025 г.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
Фотографии с испытательной площадки



Рисунок Г.1 – Общий вид экспериментального стенда



Рисунок Г.2 – Экспериментальное горелочное устройство с исследуемыми насадками



Рисунок Г.3 – Процесс проведения экспериментальных исследований