

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический университет»

На правах рукописи



ХАУСТОВ СЕРГЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ ЖАРОТРУБНЫХ
КОТЛОВ НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ
ГОРЕНИЯ И ТЕПЛОМАССООБМЕНА**

05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Заворин Александр Сергеевич

Томск – 2016

СОДЕРЖАНИЕ

	С.
Введение.....	4
Глава 1. Современные тенденции в проектировании жаротрубных котлов.....	13
1.1 Конструктивные особенности жаротрубных котлов.....	13
1.2 Состояние практики проектирования жаротрубных котлов	15
1.3 Обзор результатов исследований процессов в камерах горения	18
1.4 Постановка задач исследования	26
Глава 2. Объект и методологические основы исследования	29
2.1 Характеристика объекта исследования.....	29
2.2 Физико-математическая постановка задачи.....	31
2.2.1 Выбор модели турбулентности	34
2.2.2 Выбор модели для численного исследования протекания химической реакции в турбулентном реагирующем потоке.....	39
2.2.3 Алгоритм численного решения уравнений математической модели.....	42
2.2.4 Граничные условия	45
2.3 Выбор инструмента исследования	45
2.4 Исходные данные для расчета	49
2.4.1 Создание геометрической модели.....	50
2.4.2 Построение расчетной сетки.....	51
2.5 Верификация выбранной математической модели	53
Глава 3. Численное исследование параметров реверсивного факела.....	62
3.1 Процессы, протекающие в реверсивном факеле	62
3.2 Влияние режимных параметров на характеристики факела и ядра горения.....	71
3.3 Характеристики факела и ядра горения в зависимости от конструктивных параметров	81
3.4 Обобщенный анализ полученных результатов численного	

исследования.....	85
Глава 4. Теоретические основы повышения эффективности работы жаротрубных котлов	88
4.1 Методологический подход к конструированию жаротрубных котлов	88
4.2 Конструктивная схема усовершенствованной камеры горения	90
4.3 Принципы расчета теплообмена в камере горения предложенной конструкции.....	93
4.3.1 Дальнобойность факела и положение зоны максимума температур.....	95
4.3.2 Эффективная температура факела	99
4.4 Конструктивные схемы камер горения и доля рециркуляции	100
4.5 Компьютерная реализация алгоритма расчета	109
Заключение	115
Список использованных источников	118
Приложение А. Материалы по использованию результатов работы	136
Приложение Б. Эскизы жаротрубного котла ТТ-500	139
Приложение В. Отчет об адаптационном вариантном исследовании математической модели.....	143
Приложение Г. Результаты численных экспериментов (примеры).....	148

ВВЕДЕНИЕ

Согласно энергетической стратегии России до 2030 г. с целью оптимального сочетания централизованного и децентрализованного теплоснабжения планируется снижение доли тепла, централизованно производимого на ТЭЦ, с 43 (2005 год) до 35 процентов [1]. Кроме того, запланирована модернизация и развитие систем децентрализованного теплоснабжения с применением высокоэффективных котлов малой мощности и автоматизированных индивидуальных теплогенераторов нового поколения для сжигания разных видов топлива [1]. Эти меры направлены на повышение эффективности использования природных энергетических ресурсов, и как следствие на устойчивый рост экономики и улучшение качества жизни населения страны.

Децентрализованное теплоснабжение в России неотделимо от применения автономных отопительных котельных, оборудованных преимущественно водогрейными котельными агрегатами малой мощности (до 30 МВт). Отличительной особенностью таких котельных являются сокращение сроков их ввода в эксплуатацию, низкая себестоимость и экономически выгодное содержание [2]. Оборудование в них работает в автоматическом режиме, отчего, как правило, не требует постоянного контроля оператора. Эти преимущества совместно с другими причинами экономического и организационного характера привели к расширенному применению паровых и водогрейных котлов относительно небольшой мощности.

В настоящее время котельная техника малой мощности представлена на российском рынке двумя основными типами котлов: водотрубными и жаротрубными.

Водотрубные котлы определенное время были основным типом котлов, производимых в России и странах СНГ. Этот тип котлов применялся как на крупных энергетических объектах, так и для нужд малой энергетики. Так, например, для теплоснабжения промышленных и гражданских зданий использовались водотрубные котлоагрегаты НР-18 (НР-17, НР-55), ТВГ, ТГ,

ПТВМ-30М, НИИСТУ-5, КВ-ГМ-1,1П, ЗИО-60 и др. Они относительно малоинерционны и поэтому быстро запускаются в работу, обладают высокой взрывобезопасностью, легко регулируются в соответствии с изменениями нагрузки и допускают значительную перегрузку. Организованная гидродинамика в трубных водяных контурах придает существенные преимущества водотрубным котлам: позволяет обеспечить необходимый температурный режим теплоносителя и уменьшить негативные процессы загрязнения теплопередающих поверхностей. Однако для надежной работы всей трубной системы водотрубного котла необходимо строгое соблюдение режима движения теплоносителя [3] во всех промежуточных режимах работы с частичной или даже минимальной мощностью, что обуславливает достаточно высокое гидравлическое сопротивление водотрубного котла.

В последние десятилетия в России и странах постсоветского пространства для установки в строящихся и реконструируемых котельных или взамен водотрубных котлов широкое распространение получили жаротрубные котлы. Конструктивно котлы такого типа значительно проще водотрубных аналогов, состоящих из многих агрегатов и узлов, в соединениях которых должны быть исключены какие-либо неплотности, особенно при высоком давлении и температуре. Кроме того, к агрегатам водотрубных котлов, обычно работающих под давлением, затруднен доступ при ремонте. Немаловажно и то, что в большинстве случаев водотрубные котлоагрегаты поставляются в виде нескольких укрупненных блоков, что требует дополнительных затрат при доставке котла, его сборке и монтаже на месте установки.

Этих недостатков лишены жаротрубные котлы, полностью изготавливаемые в заводских условиях и поставляемые в виде компактной моноблочной конструкции, что, в свою очередь, существенно упрощает монтаж оборудования в котельной [4, 5]. Использование цилиндрических дымогарных труб позволяет в жаротрубных котлах получить большую поверхность нагрева на единицу объема газового тракта в сравнении с водотрубными котлоагрегатами, и, следовательно, получить большую мощность при тех же габаритах. Однако максимальная

мощность жаротрубного котла лимитирована в связи с ростом габаритов топки, увеличением металлоёмкости котла и сложностью выполнения прочных днищ для жаровых труб большого диаметра [6].

По перечисленным выше причинам подавляющее большинство мировых производителей котлов малой мощности в диапазоне до 30 МВт как за рубежом (Viessmann, Buderus, Riello, Ferroli, ARISTON, Siemens, BAXI и др.), так и в России (ООО «Компания РЭМЭКС-Энерго», ОАО «Дорогобужкотломаш», ЗАО ПО «Бийскэнергомаш», ЗАО «Уралкотломаш», ОАО «Белгородский завод энергетического машиностроения», ЗАО СП «ЗИОСАБ») уже десятки лет ориентируются на выпуск именно жаротрубных котлов.

Таким образом, можно заключить, что запланированные энергетической стратегией России [1] модернизация и развитие систем децентрализованного теплоснабжения невозможны без применения высокоэффективных котлов именно жаротрубного типа. Однако до конца XX века использование жаротрубных котлов на территории СНГ было ограничено, в частности, в связи с рядом аварий, причиной которых можно считать ошибки при проектировании и конструировании. Вследствие этого на текущий момент российские жаротрубные котлы, как правило, не имеют наработанных конструкций, обладают невысоким ресурсом и часто сопровождаются не подтверждающимися на практике паспортными данными. Это обусловлено недостаточной научной проработкой вопроса конструирования жаротрубных котлов и, как следствие, отсутствием четкой нормативно-расчетной базы. Фактические недоработки расчетных методик конструирования жаротрубных котлов вместе с тем косвенно указывают на сложность реальных теплофизических процессов, происходящих в их газовоздушном и водяном трактах.

В числе основных задач энергетической стратегии РФ в производстве тепловой энергии также значатся повышение коэффициента полезного действия котлоагрегатов, теплофикационных и других установок на основе современных технологий сжигания топлива, повышение технического уровня, автоматизации и

механизации объектов малой теплоэнергетики [1]. Все названные вопросы напрямую касаются конструирования жаротрубных котлов.

В российской практике одна из конструкторских задач, не имеющих четкой методологии решения, – задача правильной конфигурации камеры горения. При конструировании котлов основным средством прогнозирования интегральных теплофизических характеристик топок в РФ по-прежнему являются формулы теории подобия, представленные в нормативном методе теплового расчета котлов [7]. Однако применительно к жаротрубным котлам строгое геометрическое подобие топочной камеры не выдерживается, и предложенные в [7] эмпирические коэффициенты и формулы должны быть скорректированы.

Повысить качество принимаемых инженерных решений, усовершенствовать методологию конструирования возможно средствами математического моделирования с использованием современных компьютерных технологий. Оптимизация конструктивных схем камер горения с применением математического моделирования позволит снизить энергопотребление вентилятора горелки и добиться значительного повышения эффективности работы котельной установки в целом. К тому же камеры сгорания есть не только у котлов, они являются важной частью других объектов малой энергетики (газотурбинных двигателей, двигателей внутреннего сгорания, паровых машин и пр.). Таким образом, их исследование и совершенствование, возможное средствами математического моделирования, представляется важной задачей на пути к повышению ресурсоэффективности (эффективности использования топлива).

Эффективная камера горения должна соответствовать целому ряду критериев, таких как: полнота сгорания топлива, минимальная концентрация токсических веществ в уходящих газах, надежность и максимальный срок службы, минимальные потери полного давления для уменьшения энергозатрат на тягу или наддув, малые габариты топки для снижения металлоемкости, обеспечение широкого диапазона изменения режимных параметров, обеспечение заданной эпюры распределения температуры в продольном сечении камеры

горения при минимальной неравномерности этой температуры в окружном направлении. Многофакторная компьютерная оптимизация позволяет учесть все эти критерии и делает возможным конструирование высокоэффективных, экономичных и экологичных камер горения, в связи с чем становится актуальной разработка соответствующего программно-аппаратного обеспечения.

Исходя из вышеизложенного, **целью диссертационной работы** является совершенствование конструктивных схем жаротрубных котлов на основе многофакторной компьютерной оптимизации газодинамики, направленное на повышение их ресурсоэффективности.

Цель исследования согласуется с целями программ развития энергетической отрасли Российской Федерации («Энергетическая стратегия России до 2030 года»), а также находится в сфере приоритетных направлений науки, технологий и техники РФ («Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика») и критических технологий РФ («Технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии на органическом топливе»).

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников и приложений.

В первой главе представлены и проанализированы существующие конструктивные схемы жаротрубных котлов и состояние практики их проектирования. Произведен аналитический обзор литературных источников, посвященных теории топочных процессов, аэродинамике факела и закрученных струй, конструированию котлов и камер сгорания. На основе проведенной систематизации и анализа сведений в различных областях промышленности о состоянии вопроса поставлены задачи настоящего исследования.

Во второй главе произведена физико-математическая постановка задачи, в ходе которой на основе обзора математических моделей приведены уравнения, которые адекватно воспроизводят газодинамику, перемешивание, горение и теплообмен. Выполнена дискретизация выбранных уравнений и предложен алгоритм их численного решения. В результате анализа современных пакетов

прикладных программ выбран и верифицирован инструмент исследования, реализующий численное решение принятых математических моделей.

Третья глава посвящена исследованию газодинамической структуры реверсивного факела и выявлению ее особенностей. С применением математического моделирования получена подробная картина процессов, протекающих в реверсивном факеле. Произведена оценка зависимости температурного режима, дальности факела и положения ядра горения от режимных и конструктивных параметров камеры горения. Получены зависимости основных характеристик турбулентной реагирующей среды от значения параметра крутки. Дана оценка влияния вихревых структур, вызванных рециркуляцией продуктов сгорания, на процессы горения и теплообмена. В результате обобщенного анализа полученных результатов выявлены технико-экономические показатели камер горения с реверсивным факелом.

В четвертой главе приведены рекомендации к проектированию жаротрубных котлов, предложены варианты их усовершенствованных конструктивных схем. Описаны методика численного анализа эффективности работы жаротрубных котлов, алгоритм её компьютерной реализации и разработанный программный продукт.

В приложениях к диссертации приведены результаты вариативных численных исследований газодинамической структуры факела, чертежи объекта исследования, акты об использовании результатов.

Апробация работы. Основные результаты исследований, изложенные в диссертации, докладывались и были представлены на: международной научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии» (г. Томск, 2012 – 2015), международном молодежном форуме «Интеллектуальные энергосистемы» (г. Томск, 2013, 2015), Всероссийской молодежной конференции «Пути совершенствования работы теплоэнергетических установок» (г. Владивосток, 2012), VII Международной молодежной научной конференции «Тинчуринские чтения» (г. Казань, 2012), Всероссийской научно-практической конференции «Теплофизические основы

энергетических технологий» (г. Томск, 2014), "VIII Всероссийском семинаре вузов по теплофизике и энергетике" (г. Екатеринбург, 2013), IX Всероссийской конференции с международным участием «Горение топлива: теория, эксперимент, приложения» (г. Новосибирск, 2015).

По теме диссертации опубликованы 23 научных работы, в том числе 5 статей в изданиях, входящих в Перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК при Министерстве образования и науки РФ для опубликования основных результатов диссертаций, 6 статей, индексируемых Scopus, а также получен патент РФ и зарегистрирована 1 заявка на изобретение.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1) для жаровой топки с реверсивным факелом на основе полномасштабных исследований процессов теплообмена, горения для вихревого и прямоочного режимов подачи топлива выявлены новые особенности газодинамики реверсивного факела;

2) основные положения и результаты работы дополняют физические представления о закономерностях газодинамики реверсивного факела, в части: методов создания организованных вихревых структур в топке; влияния крутки потока на эжекционную способность и дальноточность факела; влияния конструктивных и режимных параметров на характеристики теплообмена рециркуляцией; принципов организации процесса сжигания в реверсивном факеле;

3) на уровне изобретений предложены:

- варианты конструктивной схемы камер горения жаротрубных котлов, обеспечивающие условия для равномерного выгорания топлива при минимальном аэродинамическом сопротивлении,

- новые способы регулирования для автоматизации работы камер горения, которые позволяют управлять количеством дымовых газов, идущих на рециркуляцию, и тем самым влиять на температуру ядра горения и интенсивность турбулентности на входе в зону рециркуляции.

Практическая значимость результатов работы состоит в том, что:

- полученные результаты исследования и предложенная методика численного анализа могут применяться при проектировании, модернизации и реконструкции жаротрубных котлов, самостоятельное практическое значение имеет алгоритм компьютерной реализации предложенной методики и разработанный оптимизационный программный продукт;

- примененный метод исследования и полученные сведения о закономерностях аэродинамики реверсивного факела могут быть использованы в теплотехнических расчетах широкого класса энергоустановок, таких как котлы, камеры сгорания газовых турбин, отопительные и металлургические печи и др.;

- запатентованные варианты конструктивной схемы жаротрубных котлов, включающие способы регулирования для их автоматизации, пригодны к практической реализации в промышленной теплоэнергетике.

Диссертационная работа в целом направлена на решение актуальной народнохозяйственной задачи – повышение эффективности использования природных энергетических ресурсов, при обеспечении надежности и долговечности энергетического оборудования. Выводы и результаты исследования ориентированы на использование в практике проектных организаций и проектных бюро котлостроительных заводов.

Реализация результатов работы:

Материалы выполненных исследований включены в образовательную практику по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение» в Национальном исследовательском Томском политехническом университете.

Результаты выполненных исследований используются в ЗАО «СМП-95» (г. Томск) и ООО «Инженерный центр «Теплоуниверсал» (г. Томск) (приложение А).

Достоверность:

Достоверность результатов обеспечивается применением апробированных математических моделей и надежных методов вычислений, согласованием расчетов с экспериментальными данными других авторов, а также результатами испытаний, проведенных в экспериментальных цехах фирм-производителей.

Замеренные при натурных испытаниях температуры на выходе из топки с приемлемой точностью согласуются с численным экспериментом. Газодинамическая картина в топке полностью соответствует известным закономерностям аэродинамики факела (работы Вулиса Л.А., Ярина Л.П. и др.) и закрученных струй (труды Ахмедова Р.Б. и соавторов).

Личный вклад автора состоит в том, что им на основе анализа литературных источников поставлены задачи исследования, разработаны основные методики, настроены и отлажены математические модели, проведены расчеты, обработаны и проанализированы полученные данные, сформулированы выводы, а также предложены пути практического применения результатов исследования.

На защиту выносятся следующие положения и результаты, полученные лично автором и содержащие элементы научной новизны:

- характеристики, определяющие структуру реверсивного факела, формируемого в топке жаротрубного котла при прямоточной и закрученной подаче топливовоздушной смеси;
- усовершенствованный вариант конструктивных схем камер горения жаротрубных котлов;
- методика качественного и количественного анализа эффективности работы жаротрубных котлов, алгоритм её компьютерной реализации и разработанный программный продукт.

Исследования, изложенные в настоящей работе, выполнены при финансировании Министерством образования и науки РФ в рамках госзадания НИР (тема 13.948.2014/К).

Глава 1. Современные тенденции в проектировании жаротрубных котлов

КОТЛОВ

1.1 Конструктивные особенности жаротрубных котлов

Типовая конструкция жаротрубного котла [8, 9, 10, 11, 12, 13] существенно отличается [14, 15, 16] от серийно выпускаемых в Российской Федерации промышленных водотрубных котлов.

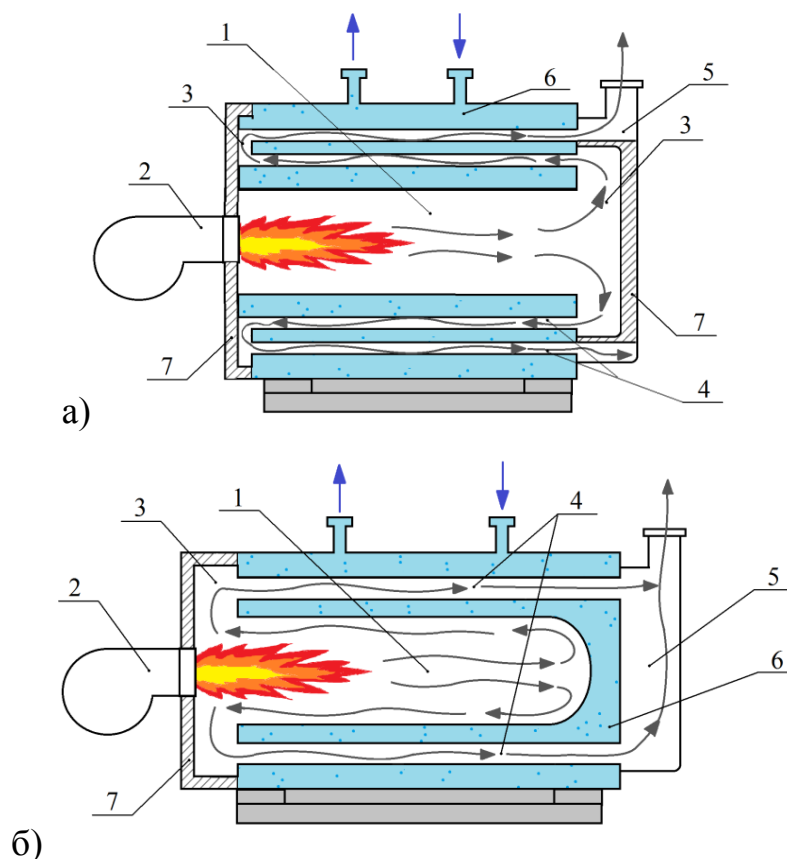


Рис. 1.1. Конструктивная схема котла с проточной (а) и тупиковой (б) жаровой трубой: 1 – жаровая труба; 2 – горелка; 3 – поворотная камера; 4 – конвективный пучок дымогарных труб; 5 – сборный дымовой короб; 6 – водяной объем; 7 – изоляция

Конструктивная схема жаротрубного котла (рис. 1.1) предполагает размещение в водяном объеме (б) цилиндрической жаровой трубы (1) и конвективного пучка дымогарных труб (4). Топливоздушная смесь в топку

поступает за счет дутья, создаваемого вентилятором, встроенным в горелочное устройство (2).

Компоновку котлов такого типа принято классифицировать как двухходовую и трехходовую. Первым ходом считается развитие факела и движение продуктов сгорания по топочному объему, которое, в свою очередь, бывает без разворота факела – проточным (рис. 1.1, а) и реверсивным, т.е. с разворотом факела на 180° в тыльной части жаровой трубы – для тупиковых топок (рис. 1.1, б). Далее двухходовые схемы предполагают один ход продуктов сгорания по конвективным дымогарным трубам (рис. 1.1, б), а трехходовые (рис. 1.1, а) – два хода с разворотом продуктов сгорания между пучками дымогарных труб на 180° . Конструкция трехходового котла по сравнению с двухходовым имеет большую конвективную поверхность нагрева (дымогарных труб) и за счет этого позволяет увеличить степень охлаждения дымовых газов.

Использование тупиковых жаровых труб с реверсивным факелом имеет ряд преимуществ по отношению к проточной конструкции. Во-первых, при развороте факела обеспечивается интенсификация конвективного теплообмена в топке и достигается более равномерное распределение тепловых потоков через поверхность стен жаровой трубы [4]. Во-вторых, за счет активной рециркуляции части продуктов сгорания к корню факела горелки снижается эмиссия оксидов азота [17 - 19]. И, в-третьих, фиксация тупиковой жаровой трубы на трубной доске лишь с одного конца обеспечивает независимую самокомпенсацию тепловых расширений топки.

Важнейшие недостатки жаротрубных конструкций обусловлены малой скоростью движения теплоносителя во внутреннем водяном объеме котла, имеющем большое расчетное живое сечение [4, 5]. Такая гидродинамика приводит к интенсивному выпадению взвешенных частиц шлама как в нижней части водяного объема, так и на верхней образующей жаровых труб [19]. Отложения прежде всего влияют на эффективность теплопередачи от дымовых газов к теплоносителю и, следовательно, приводят к росту температуры на выходе из котла, чем снижают его мощность и КПД [20].

В работах [4, 5, 21] на основе анализа опыта эксплуатации сделан вывод, что для надежной работы жаротрубного котла необходимы глубокое умягчение воды и поддержание гидравлического режима с расчетным расходом теплоносителя, чтобы во всех режимах работы обеспечить требуемую рециркуляцию теплоносителя для исключения накипеобразования и низкотемпературной коррозии в хвостовых поверхностях нагрева котла. Кроме того, рабочее давление теплоносителя в котле следует держать не ниже 0,4 МПа с целью недопущения кипения, т.к. вскипание воды интенсифицирует формирование локальных отложений, т. е. фактически уплотняет и увеличивает толщину слоя накипи. А это при значениях давления воды ниже 0,4 МПа обуславливает необходимость работы оборудования по двухконтурной схеме (с промежуточным теплообменником) и негативно сказывается на общей стоимости котельной.

В качестве недостатков жаротрубных котлов нередко отмечают повышенные затраты на квалифицированный ремонт (сервисное обслуживание) и высокую взрывоопасность [22].

1.2 Состояние практики проектирования жаротрубных котлов

В течение всего периода развития энергетического машиностроения перед инженерами и конструкторами стоит задача прогнозирования параметров работы котлоагрегата до того, как его чертежи будут отданы в производство. Для решения этой задачи, как правило, производятся конструктивные тепловой, аэродинамический, гидравлический, компоновочный и прочностной расчёты с использованием нормативных методов [3, 7, 23, 24].

Практика котлостроения в РФ имеет такую особенность как отсутствие четкой нормативно-расчетной базы для конструирования котлов жаротрубного типа. Обычно для расчетов проектируемых жаротрубных котлов приходится применять нормативные методы и рекомендации [3, 7, 23, 24], которые разрабатывались для расчетов крупных (энергетических) котельных агрегатов. В настоящее время в отечественной научной периодике вопросы конструирования

жаротрубных котлов поднимаются нечасто, в немногочисленных работах обычно предлагаются дополнения к нормативным методикам. Например, для уточнения методик расчета жаротрубных котлов авторы [25] вносят корректировки в значения эмпирических коэффициентов на основе опыта конструирования жидкотопливных ракетных двигателей: ζ (учитывает снижение тепловосприятости поверхности нагрева при её загрязнении или закрытии изоляцией), M (учитывает распределение температуры по топочному объему и влияние положения максимума температур на температуру на выходе из топки) и s (эффективная толщина излучающего слоя). В [26] по результатам обработки экспериментальных данных о теплообмене в топках котельных установок и промышленных печей уточняются нормативные методологические подходы к определению температуры на выходе из камеры горения, пересмотрены значения ряда эмпирических коэффициентов и значения критерия Больцмана. При участии тех же авторов [27] разработаны номограммы для определения оптимальных габаритов цилиндрических камер сгорания проточной конструкции по известным режимным параметрам котельной установки. Расчет теплообмена в конвективных поверхностях нагрева жаротрубных котлов для отечественной практики проектирования является многократно решенной задачей [24, 28 – 37]. В работах [38 – 40] изучается теплообмен излучением в цилиндрической топке исключительно проточного типа. Наиболее сложными и наименее освещенными в литературе остаются вопросы конструирования жаровых труб реверсивного типа.

В то же время за рубежом существуют нормативные документы для проектирования жаротрубных котлов. Конструктивные характеристики жаровых труб выбираются на основе приведенных в стандарте EN 676 [41] эмпирических соотношений между габаритами камеры сгорания и тепловой мощностью. Стандарт SRPS EN 12953-3 [42] содержит правила для проектирования и прочностных расчетов элементов котла, работающих под давлением. Кроме того в научной периодике встречается большое количество как экспериментальных [43 – 45], так и расчетных работ [46 – 48].

Наряду с этим опубликованы дополнения и уточнения к нормативным методикам. Например, в ряде работ [49 – 56] нормативные правила для проектирования и прочностных расчетов элементов котла [42] дополняются методами учета тепловых нагрузок. В [49 – 51] приводятся термомеханический анализ водогрейного котла и рекомендации по реконструкции в целях снижения термических напряжений на выходе из топки. Конструирование элементов жаротрубных котлов методами численного анализа показано в [52], исследование деформаций и напряжений на основе упрощенных численных моделей применительно к различным конструкциям жаротрубных котлов представлено в [53, 54]. Влияние толщины днища жаровой трубы на прочность конструкции котла проанализировано в [54]. В [55] экспериментально и численно получены допустимые напряжения узлов жаротрубного котла с учетом влияния тепловых нагрузок при заданных температурах. В [56] методами математического моделирования исследовано влияние отложений на тепловые напряжения водогрейного котла.

Таким образом, на основе анализа опыта проектирования жаротрубных котлов можно отметить, что в настоящее время новые конструктивные схемы котлоагрегатов разрабатываются в основном эмпирическим путем на основе данных о работе аналогичных устройств, имеющих в распоряжении конструкторов. В работах [57 – 67] предложены методологические подходы к оптимизации разработанных конструкций на основе современных алгоритмов для ЭВМ. Процесс оптимизации в этих работах подразумевает наличие технического противоречия: улучшение конструкции по одному параметру может негативно сказаться на другом. Поэтому в качестве решения многоцелевой задачи предложено исследовать множество вариантов с использованием эволюционных и генетических алгоритмов [58, 59]. Генетические алгоритмы давно и успешно используются при решении ряда сопряженных инженерных задач, в частности проектирования тепловых систем: в [60, 61] этим методом производится оптимизация ребристой поверхности пластинчатых теплообменников, в [52] – кожуховых и трубчатых теплообменников, в [63] – высокопроизводительных

охлаждателей. Для оптимизации конструкции отопительного котла этим способом авторы [64] использовали совместно эксергетическую и теплотехническую целевые функции. В работе [65] оптимальные параметры поверхностей нагрева найдены с использованием многоцелевой оптимизации при рассмотрении потерь давления и величины теплообмена как двух конфликтующих целевых функций. Авторы [66] изучали влияние температуры сред на эффективность котельной установки малой мощности. В [67] с целью повышения эффективности такой котельной установки проведен анализ с использованием параллельных секций и предельных субкритических условий.

На основе произведенного анализа следует отметить мировую тенденцию внедрения в практику энергетического машиностроения современных информационных технологий и процессных подходов [49 – 69]. Без средств автоматизации управления производством и эксплуатацией, методов виртуального прототипирования и эволюционного поиска оптимальных конструкторских решений отечественным конструкторским бюро и заводам неперспективно конкурировать как в сфере промышленной теплоэнергетики, так и в энергетической отрасли в целом.

1.3 Обзор результатов исследований процессов в камерах горения

Как уже было отмечено, одна из конструкторских задач, не имеющих четкой методологии решения, – задача правильного определения объема жаровой трубы (топки) – является важным условием создания компактных, экономичных и высокопроизводительных жаротрубных котлов. В пределах объема топки должно обеспечиваться наиболее полное сгорание топлива, а аэродинамика газовых потоков должна исключать явления перегрева металла экранирующих поверхностей [70 – 72]. Оптимальной реализацией топочной аэродинамики можно обеспечить устойчивость горения и дополнительно снизить уровень выбросов токсичных веществ, поэтому улучшение аэродинамических характеристик камер горения является одной из главных задач при конструировании современных котельных установок. Кроме того, оптимизация конструкции топки позволяет

снизить энергопотребление вентилятора горелки и добиться значительного повышения эффективности работы котельной установки в целом [73]. В связи с чем можно заключить, что для обеспечения задач по конструированию жаротрубных котлов основополагающее значение будет иметь выявление особенностей топочной аэродинамики и её количественных параметров.

Нормативный метод одномерного позонного расчета топок, изложенный в [7] и основанный на диффузионно-кинетическом анализе процесса выгорания, позволяет оценить распределение недожога и температуры газов по высоте топки. Основным недостатком этого метода является отсутствие учета турбулентного перемешивания, т.е. влияния конструктивных особенностей топочного устройства, которые нельзя не учитывать при проектировании жаротрубных котлов малой мощности. Таким образом, существующий в настоящее время нормативный метод расчета топок [7] не дает возможности выбрать наиболее рациональные пути организации процесса горения в жаровой трубе, поскольку представляет собой метод определения конечных параметров продуктов сгорания, при которых обеспечивается заданный режим работы котла. В [72] предложена разработанная НПО ЦКТИ модель топочного процесса, увязывающая воедино аэродинамику, перемешивание, горение и теплообмен. При конкретных расчетах топочного процесса с применением этой модели неизбежно привлечение опытных коэффициентов, связанных с характеристиками топлива и особенностями конструкции устройства, которые авторы [72] предлагают определять экспериментально с использованием физических огневых моделей.

Предметом исследования газодинамической «структуры в топке котла является, как правило, сложный комплекс взаимосвязанных параметров, среди которых пространственные скоростные поля топочной среды, дальнобойность и угол раскрытия факела, распределение давления, аэродинамическое сопротивление топки в зависимости от типа горелочных устройств, интенсивности крутки потока и целого ряда прочих конструктивных и режимных факторов. Для проектирования котлов требуется установить количественную зависимость аэродинамических параметров топочной среды от конструктивных

особенностей и режимных условий работы топочного устройства. Натурные многофакторные исследования перечисленных параметров на промышленных установках, связанные с экспериментальным изучением трехмерной аэродинамики горящего факела, в том числе с вихревыми течениями, являются очень дорогостоящими и трудозатратными, в связи с чем зачастую исследования производятся на уменьшенных моделях с применением теории подобия» [74]. В начале 30-х годов прошлого века на аэродинамических стендах в лабораториях ЦКТИ [75 – 80] проведены исследования влияния различных факторов на перемешивание газа с воздухом с целью определения основных зависимостей между конструктивными параметрами горелки и характеристиками сжигания. В последующие годы с применением физического моделирования и теории подобия экспериментальные исследования [81 – 86] были проведены в различных институтах страны (ЦКТИ, ВТИ, Стальпроект, ЭНИН, ВНИИМТ) и на кафедрах ряда вузов, а также и за рубежом. Они способствовали разработке и созданию рациональных типов теплотехнических установок, в том числе газогорелочных устройств, и выявили факторы, влияющие на перемешивание.

Так, например, в [73] сформулированы основы рациональной организации сжигания, согласно которым «основной конструкторской задачей при проектировании камер горения является обеспечение полного сжигания топлива за счет организации интенсивного смешения горючего с окислителем» [73]. Наиболее распространенным способом интенсификации перемешивания топливовоздушной смеси в камерах сгорания, топках и др. устройствах является применение закрученных потоков [87, 88]. Закрутка потока обладает полезными свойствами, позволяющими увеличить эффективность камер горения [75, 76, 79]. Как показывают экспериментальные исследования [75, 82 – 86], интенсивная закрутка потока оказывает большое влияние на характеристики течения: «перераспределение полной энтальпии, улучшение смесеподготовки в результате интенсификации массообмена, повышение интенсивности горения в реагирующих потоках, способность струи к организации аэродинамической стабилизации пламени» [73]. В настоящее время накоплен обширный

экспериментальный материал по исследованию газодинамики закрученных потоков [75, 83, 86], позволяющий описать закономерности турбулентного потока в поле центробежных сил и механизмы турбулентного перемешивания в вихревых течениях. Применительно к топливосжигающим установкам сформулированы основные преимущества закрученного факела перед прямоточным – меньшая дальнобойность, расширенные эффективные границы, повышенная эжекционная способность, наличие зон рециркуляции, способствующих стабилизации горения и интенсивному турбулентному тепло- и массообмену с активным потоком.

Однако вихревые горелочные устройства, как правило, обладают высоким аэродинамическим сопротивлением и, как следствие, завышенным потреблением электроэнергии. Поэтому при проектировании топочных устройств современных котлов не следует без необходимости стремиться к усиленной интенсификации смешения за счет их применения, т.к. процессы смесеобразования протекают не только в горелке, но и непосредственно в объеме камеры горения, где вследствие турбулентного характера истечения горелочной струи неизбежно самопроизвольно образуются вихревые структуры [89].

Исследования интенсификации процессов перемешивания, воспламенения и горения топливоздушной смеси в объеме камеры горения средствами когерентных (организованных) завихрений представляют большой научный интерес [90]. Объектом таких исследований, как правило, является многофакторная картина течения многокомпонентной газовой смеси внутри топочного объема, единственным надежным методом изучения которой остается эксперимент. Однако, применительно к конструированию энергетического оборудования проведение натурных экспериментов для каждой новой конструктивной схемы весьма затратно, поэтому все чаще применяются компьютерные технологии, основанные на математическом моделировании горения, газодинамики и теплообмена в топочном объеме. В «последние годы был достигнут существенный прогресс в создании средств моделирования и расчета течений жидкости, позволяющих выполнять расчет со столь высокой достоверностью получаемых результатов, что необходимый объем эксперимента

во многих случаях сводится до минимума» [91]. Кроме того, моделирование является надежным инструментом для обобщения и анализа экспериментальных данных, т.к. дает возможность в эксперименте проверять влияние каждого параметра в отдельности, что на натурной установке, как правило, осуществить трудно.

В работах [92, 93] таким образом рассмотрены особенности аэродинамики жаровых труб проточной конструкции. Установлено, что в цилиндрических камерах горения создается квазистационарные вихревые структуры тороидальной формы вследствие внедрения компактной массы быстро движущейся топливовоздушной струи в малоподвижную топочную среду. Вязкое трение на границах топливовоздушного потока замедляет его внешние границы относительно ядра, чем формирует у устья горелки «тень» пониженного давления. В результате продукты сгорания огибают факел и собираются у сопла горелки, где входят в горелочную струю за более быстро движущейся внутренней частью, формируя вихревое кольцо. Описанная картина полностью соответствует фундаментальной теории гидравлики и аэродинамики [94, 95] и является известным явлением, наблюдаемым при внезапном увеличении проходного сечения, где поток расширяется до большего диаметра не сразу: пограничные слои газа срываются со стенок и движутся в виде свободной струи, отделенной от остальной среды поверхностью раздела. Поверхность раздела неустойчива, и в кольцевом пространстве между потоком и стенками трубы образуются вихри (рис. 1.2).

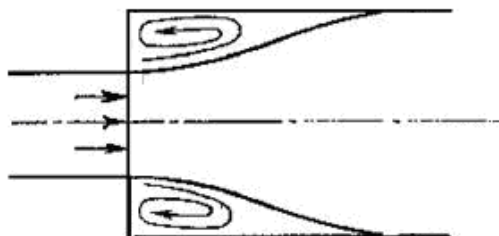


Рис. 1.2 Вихри при внезапном расширении цилиндрического канала [94]

В работах [96 – 107] подтверждено наличие таких тороидальных вихревых структур в тупиковых жаровых трубах и получена подробная картина аэродинамики реверсивного факела. Показано, что описанные вихревые

образования играют важную роль в формировании турбулентной реагирующей среды в камере горения. Это, в свою очередь, свидетельствует о необходимости подробного изучения этих вихревых структур при формировании научной базы для конструирования жаротрубных котлов.

При конструировании эффективного жаротрубного котла основной задачей выступает выбор наиболее оптимальной геометрии камеры сгорания и режимных параметров горелочного устройства. Для решения этой задачи требуется установить зависимость тепловых и аэродинамических параметров топочной среды от конструктивных и режимных характеристик топочного устройства. В российской практике конструирования крупных котельных агрегатов объем топочного пространства обычно принимают по опытной величине его теплового напряжения. Величина максимально допустимого теплового напряжения по условиям горения для газового котла составляет $200 - 220 \text{ кВт/м}^3$ [7]. Однако это значение значительно превышает в топках существующих жаротрубных котлов. Например, для отечественного котла с тупиковой топкой ТТ-500, согласно паспорту [108], объемная тепловая нагрузка составляет 460 кВт/м^3 , а для котлов с проточной жаровой трубой серии ТТС – даже 1440 кВт/м^3 [109]. В то же время предельные значения тепловых напряжений поверхностей нагрева по условиям недопущения пристеночного вскипания воды в жаротрубных котлах гораздо ниже, чем у водотрубных котлов, и являются основным фактором, определяющим надежную и безаварийную работу всей котельной установки [4, 5]. При таком высоком объемном тепловом напряжении определяющей характеристикой топочного устройства жаротрубных котлов является дальнобойность горелки. Если факел касается поверхности жаровой трубы, то из-за прерывания цепной реакции на стенках не достигается максимальная температура, что приводит к недожогу горючих газов и интенсивному оседанию сажи на стенках топки и дымогарных труб. В связи с этим актуальной задачей конструирования жаровых труб становится согласование топочного объема с габаритами факела горелки. Оценке габаритов факела посвящено множество теоретических и экспериментальных работ [82, 85, 86, 110 – 113], в которых содержатся

предложенные разными авторами расчетные или эмпирические формулы [114, 115, 116]. Как правило, они отвечают узкому диапазону условий и не поддаются достаточно широкому обобщению. Как следствие, единой расчетной методики определения дальнобойности факела не существует до сих пор. В [111] произведен анализ эмпирических формул и экспериментальных данных, полученных Гаутроном, Ведделем, Хоттелем, Кюде, В.Н. Иевлевым, В.И. Андреевым, Л.Н. Хитриным, В.А. Спейшером, Н.Н. Норкиным, В.А. Михельсоном, Г.Я. Вьюговой и Ш.А. Ершиным, в результате которого зафиксированы существенно отличающиеся результаты для расчетных габаритов факела. Это объясняется тем, что эксперименты были ориентированы на практическое применение в разных отраслях промышленности. Отдельно следует выделить экспериментальные исследования факельного сжигания, проводимые в Италии в центре прикладных исследований концерна Riello [113], потому что их область практического применения совпадает с таковой для настоящей диссертационной работы.

В отсутствие известных экспериментальных значений критериев подобия и модельных характеристик для конструктивных схем жаротрубных котлов спрогнозировать аэродинамические параметры камер горения представляется возможным только по результатам расчета полной картины течения среды в её объеме, которая в общем случае описывается уравнениями Навье-Стокса. При этом, чтобы математически описать поведение многокомпонентных смесей различных газов, протекание химических реакций в турбулентном потоке, теплообмен излучением, конвекцией и термодиффузией, требуется дополнить систему уравнений Навье-Стокса рядом других дифференциальных уравнений [117].

Возможность аналитического решения системы уравнений Навье-Стокса на текущий момент является нереализованной математической задачей, поэтому для подробного описания турбулентной газодинамики в камерах горения приемлемую точность расчетов можно получить только при численном решении

этой системы с использованием высокопроизводительной вычислительной техники и современных расчетных методов.

Первые методы, позволяющие численно решать уравнения Навье-Стокса, с применением т.н. осреднения Рейнольдса (замены непостоянных во времени характеристик потока суммой осреднённых и пульсационных составляющих) появились 40 лет назад [118, 119 – 122]. С тех пор эти математические методы постоянно совершенствовались и апробировались [121]. Их практическая применимость неоднократно доказывалась экспериментально и в настоящий момент результаты расчетов с применением математического моделирования имеют высокую степень достоверности [43, 53, 55, 90, 96, 123 – 126]. На современном этапе научных исследований вычислительные эксперименты с использованием математических методов являются одним из важнейших инструментов при изучении сложной турбулентной газодинамики, процессов горения и теплообмена. Информация, полученная с помощью численных экспериментов, позволяет не только проанализировать и описать физические эффекты, наблюдаемые при натурных испытаниях, но и в некоторых случаях заменить физический эксперимент компьютерным как более дешевым.

Таким образом, математическое моделирование с применением современных компьютерных технологий способствует избавлению от трудных и дорогостоящих экспериментов, а также дает возможность безопасно и достаточно быстро изучить свойства и поведение исследуемой модели. В промышленной теплоэнергетике оно особенно эффективно для функциональной оценки аэро- и гидродинамических характеристик котлоагрегатов, что позволяет на этапе проектирования производить предэксплуатационный анализ работоспособности котельного оборудования с меньшими трудозатратами. Многофакторный анализ конструктивных решений с применением математического моделирования снижает количество дорогостоящих итераций типа «проектирование – прототип – испытания» в производственном цикле, что сокращает длительность технической подготовки серийного производства котлов, а, следовательно, и себестоимость продукции.

1.4 Постановка задач исследования

Исходя из анализа состояния практики проектирования жаротрубных котлов, можно сделать вывод, что вследствие недостаточной научной проработки вопроса конструирования жаротрубных котлов отсутствует четкая нормативно-расчетная база для проведения их инженерных расчетов. В настоящее время новые конструктивные схемы котлоагрегатов разрабатываются в основном эмпирическим путем на основе данных о работе аналогичных устройств, имеющихся в распоряжении конструкторов.

По результатам анализа состояния практики проектирования жаротрубных котлов можно заключить, что для обеспечения задач по конструированию жаротрубных котлов основополагающее значение имеет выявление особенностей топочной аэродинамики и её количественных параметров. Оптимальной реализацией аэродинамики в камере горения можно обеспечить устойчивость горения и дополнительно снизить уровень выбросов токсичных веществ, поэтому улучшение её аэродинамических характеристик является одной из главных задач при конструировании современных устройств сжигания.

Анализ отечественных и зарубежных методик конструирования позволяет сформулировать требования к современным эффективным камерам горения:

- геометрические характеристики камеры должны обеспечивать полное сжигание топлива в пределах её объема и исключать пережог металла стен;
- экранирующие топку поверхности нагрева должны использоваться эффективно (удельное тепловосприятие камеры горения на единицу массы/объема топлива должно иметь максимальное экономически оправданное значение при условии соблюдения требований к надежности, безопасности и экологичности);
- собственное энергопотребление на нужды обеспечения сжигания должно быть минимальным для наибольшей автономности и обеспечения высокого КПД нетто установки;

В результате аналитического обзора литературных источников констатируется, что изучению аэродинамики факела в камере горения посвящено

множество работ, в ряде которых обнаружено, что в цилиндрических топках создаются вихревые структуры тороидальной формы. Однако в литературе практически отсутствуют сведения о закономерностях формирования таких аэродинамических структур, не раскрыты для конструкторской практики особенности теплообмена между факелом и окружающим его тороидальным вихрем, хотя именно вихревые образования играют важную роль в формировании турбулентной реагирующей среды в камере горения.

Следует также отметить, что при изучении теплофизических процессов в камерах горения большинство авторов уделяет основное внимание проточной организации сжигания, и лишь в отдельных работах рассматриваются вопросы теплообмена в реверсивном факеле, хотя котлы с реверсивной камерой горения требуют более тщательной проработки на этапе проектирования.

Наличие зон рециркуляции, приводящих к интенсивному турбулентному теплообмену, в топках с реверсивным факелом свидетельствует о необходимости подробного изучения этих вихревых структур при формировании научной базы для конструирования жаротрубных котлов.

Зарубежный опыт показывает, что оптимизация конструктивных схем камер горения с применением математического моделирования позволяет добиться значительного повышения эффективности работы котельной установки в целом. Кроме того, с использованием современных компьютерных технологий представляется возможным повысить качество принимаемых инженерных решений, усовершенствовать методологию конструирования, и как следствие повысить эффективность и надежность жаротрубных котлов.

На основе проведенного обзора литературных источников, посвященных теории топочных процессов, аэродинамике факела и закрученных струй, конструированию котлов и камер сгорания в различных областях промышленности, можно заключить, что ввиду высокой трудоемкости натуральных экспериментов и отсутствия общепринятых расчетных методик при разработке новых эффективных жаротрубных котлов необходим надежный инструмент для численного многопараметрического анализа конструктивных схем и решения на

его основе ряда конструкторских задач (например, обеспечения полного сгорания топлива в топочном объеме, равномерности распределения локальных тепловых потоков через экранирующие поверхности теплообмена, снижения эмиссии вредных выбросов и т.п.).

В настоящей диссертационной работе математическое моделирование топочных устройств позволит получить подробную информацию о турбулентной аэродинамике в камере горения, кинетике протекающих реакций, элементном составе топочной среды и протекающих процессах сложного теплообмена. В итоге можно составить детальную картину объекта исследования: количественные значения теплофизических характеристик в каждой точке объема камеры горения, линии тока топочной среды. Все эти результаты в целом позволят спрогнозировать и теоретически обосновать развитие теплофизических процессов в жаровых трубах, а на практике при модернизации энергетических объектов промышленной теплоэнергетики скорректировать конструктивные схемы жаротрубных котлов с применением современных технологий [127, 128].

На основании вышеизложенного и, учитывая цель работы, сформулированы следующие задачи исследования:

- определить основные закономерности формирования газодинамической структуры в камерах горения жаротрубных котлов, оценить их влияние на протекание реакций в топочном объеме и интегральные характеристики производительности;

- разработать метод количественной оценки влияния локальных газодинамических структур на интегральные характеристики производительности котла;

- создать методику и алгоритм для конструирования камер горения жаротрубных котлов, реализующие разработанный метод;

- разработать конструктивные схемы, направленные на повышение эффективности использования экранирующих камеру горения поверхностей нагрева (повышение полезной мощности и удельного тепловосприятия).

Глава 2. Объект и методологические основы исследования

2.1 Характеристика объекта исследования

Объектом исследования является жаротрубная топка, воспроизведенная в отечественном котле «Турботерм-500». Рассматриваемый отечественный жаротрубный котел Турботерм-500 (ТТ-500) спроектирован ООО «Рэмэкс» на номинальную мощность 500 кВт, сертифицирован в Системе сертификации ГОСТ-Р (сертификат соответствия N РОСС.RU.АЯ46.В18600), соответствует требованиям ГОСТ-Р и производится серийно на заводе Рэмэкс-Тепломаш (г.Малоярославец) в соответствии с ТУ 4931-001-32990435-96.

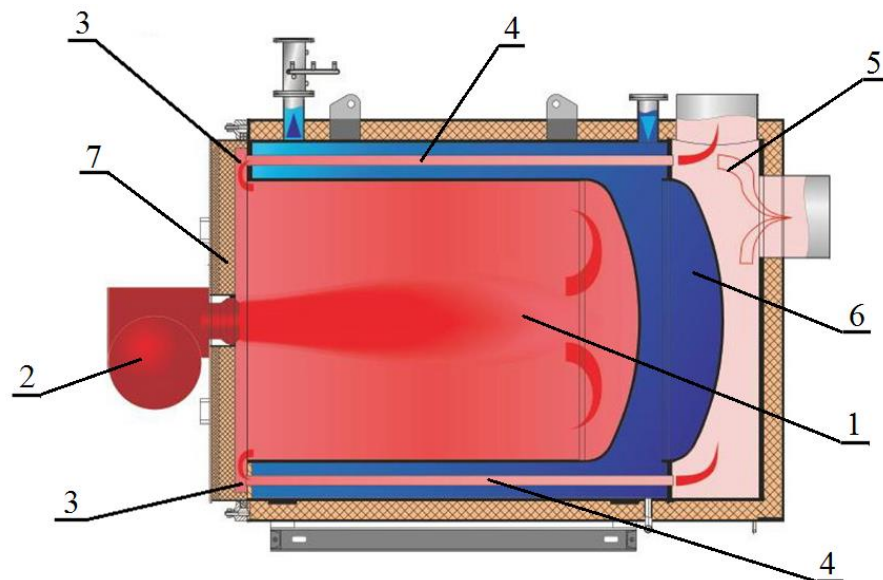


Рис. 2.1. Конструктивная схема газового тракта котла ТТ-500 [108]: 1 – жаровая труба; 2 – горелка; 3 – поворотная камера; 4 – конвективный пучок дымогарных труб; 5 – сборный дымовой короб; 6 – водяной объем; 7 – крышка.

«Конструктивная схема с газоздушным трактом котла приведена на рис. 2.1. Котел имеет горизонтальную тупиковую жаровую трубу (1), в тыльной части которой происходит разворот факела на 180 градусов по направлению к передней крышке котла (7). Далее, двигаясь по периферии топочной камеры, продукты сгорания поступают в поворотную камеру (3), где вновь разворачиваются на 180°

и направляются в дымогарные трубы (4), погруженные в водяной объем (6). Двигаясь внутри труб, продукты сгорания поступают в сборный дымовой короб (5), оттуда в газоход и дымовую трубу» [96].

«Топливоздушная смесь в топку поступает за счет дутья, создаваемого вентилятором, встроенным в горелочное устройство (2). Топка исследуемого жаротрубного котла находится под наддувом с расчетным давлением 200 Па, которое позволяет преодолеть аэродинамическое сопротивление газового тракта внутри котла» [96]. Котел предназначен для работы, как на газообразном, так и на жидком топливе (включая мазут) и обеспечивают нормируемые значения КПД по ГОСТ 10617-85. Автоматизация регулирования котлоагрегата «Турботерм-500» обеспечивается работой щита автоматики управления котла, оснащенного набором первичных датчиков, и системы управления работой автоматической горелки, которая включает собственный блок управления розжигом. Управление мощностью горелки осуществляется по температуре теплоносителя на выходе из котла. При регулировании происходит включение-выключение горелки.

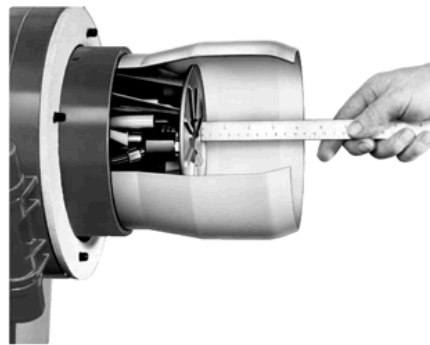


Рис. 2.2. Смесительное устройство горелки с завихрителем топливоздушной смеси

Котел предназначен для замкнутых систем отопления и вентиляции, а также для систем горячего водоснабжения, рассчитан на рабочее давление 6 бар и температуру воды до 115 °С. Суммарный водяной объем составляет 1,12 м³. Подвод теплоносителя осуществляется на дно водяного объема по прямой трубе расположенной между тупиком жаровой трубы (1) и сборным дымовым коробом

(6). Патрубок выхода горячей воды располагается во фронтальной части котла, в результате чего движение теплоносителя направлено от тыла к фронту, и в дымогарных трубах (4) реализуется противоточная схема взаимного движения греющей и обогреваемой сред. 62 дымогарные трубы размещены по замкнутым концентрическим окружностям вокруг оси жаровой трубы в два ряда.

«Объем топочной камеры составляет $1,03 \text{ м}^3$, поверхность стен – $5,7 \text{ м}^2$, внутренний диаметр жаровой трубы составляет $0,884 \text{ м}$ (см. приложение Б). Топка оснащена горелкой (2), смесительное устройство которой представляет собой аксиальный лопаточный завихритель (рис. 2.2), позволяющий регулировать параметр крутки потока при подаче топливовоздушной смеси» [96]. Параметр крутки для данного типа завихрителя может быть определен по формуле [73]:

$$n = \frac{\sqrt{2(d^2 + D^2)}}{D} \operatorname{tg} \beta_{\text{л}},$$

где d , D - внутренний и наружный диаметры канала горелки соответственно, а $\beta_{\text{л}}$ - угол наклона выходной части лопатки относительно продольной оси канала.

2.2 Физико-математическая постановка задачи

При физико-математической постановке задачи определяются изучаемые процессы и формулируются критерии, по которым происходит их изучение [129]. Критерием достоверности полученных результатов может служить их соответствие реальным условиям работы модели [130]. В камерах горения жаротрубных котлов требуют изучения следующие физико–химические процессы: горение метана в кислороде воздуха, турбулентность в реагирующей среде, конвективный и лучистый теплообмен.

Следует учесть, что наиболее рациональный результат получится при построении более простой модели, так как укрупнение и конкретизация модели негативно скажется на времени проведения расчетов и снизит общую производительность при решении оптимизационных задач. Таким образом, следует отменить ненужные детали, которые не влияют на исследуемые интегральные характеристики. Сделать обоснованные допущения и упрощения.

В качестве математической модели для описания течения в топочной камере была принята модель неизотермического несжимаемого многокомпонентного газа. В рассматриваемой задаче течение газа считается установившимся, поэтому все уравнения записываются в стационарной постановке. Стационарная постановка – это допущение, принимаемое для сокращения времени расчетов и потребных ресурсов компьютера.

Плотность и давление связаны уравнением состояния смеси идеальных газов. В энергетическом балансе камер горения лучистый теплообмен имеет наибольшую долю, что обусловлено высоким температурным уровнем факела, топочных газов и металла теплообменных поверхностей. «При численном исследовании радиационного теплопереноса в излучающих, поглощающих и рассеивающих средах, таких как топочные камеры, используется сложное интегро-дифференциальное уравнение для интенсивности термического излучения, численное решение которого требует большого количества расчетного времени, поэтому для приближенного решения этого уравнения часто применяется метод сферических гармоник (его P1 приближение). Использование такого подхода для моделирования термического излучения в топочной камере, обусловлено его хорошей совместимостью с конечноразностными методами» [91]. Математически процесс теплопереноса излучением в рамках первого приближения метода сферических гармоник для серых излучающих, поглощающих и рассеивающих сред описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{1}{3k_g} \cdot \frac{\partial H}{\partial x_i} \right) = -a(4\sigma T^4 - H); \quad \frac{\partial q_i^{rad}}{\partial x_i} = a(4\sigma T^4 - H)$$

где q_i^{rad} – компоненты вектора радиационного теплового потока; H – пространственная плотность падающего излучения, Вт/м²; k_g – коэффициент ослабления среды, 1/м; a – коэффициент поглощения, 1/м; σ – постоянная Стефана–Больцмана [131]. Коэффициенты поглощения газа вычисляются по модели суммы серых газов. P1-модель также предполагает ряд допущений [131]:

- локальное термодинамическое равновесие в среде,

- поле излучения изотропно,
- рассеяние изотропно.

Как уже было отмечено, расчет гидро- и газодинамики в общем случае производится численным решением дифференциальных уравнений, описывающих движение потока жидкости или газа: уравнений Навье – Стокса (2.1) и неразрывности (2.2):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (2.2)$$

где i, j – индексы, по которым предполагается суммирование, а член f_i характеризует влияние массовых сил. Уравнения приведены в краткой форме [91]. Полные уравнения Навье – Стокса (2.1) и неразрывности (2.2) в криволинейных координатах приводятся, например, в [132, 133].

Непосредственное моделирование турбулентных течений путем численного решения уравнений Навье – Стокса для мгновенных скоростей требует применения вычислительных алгоритмов, использующих высококачественные структурированные расчетные сетки и схемы аппроксимации высоких порядков точности. Сложность реализации таких алгоритмов в настоящий момент ограничивает их широкое использование в проектно-конструкторской деятельности. Поэтому для расчета представляющих практический интерес осредненных по времени скоростей используют метод осреднения Рейнольдса, который заключается в замене мгновенных характеристик потока в уравнении Навье – Стокса (2.1) суммами осреднённых и пульсационных составляющих (2.3):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (2.3)$$

где $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3$ – осредненные по времени значения скоростей; $\bar{u}'_1, \bar{u}'_2, \bar{u}'_3$ – пульсационные составляющие скорости [91]. Для замыкания уравнений (2.3)

используются различные модели турбулентности, обзор которых приведен в следующем подразделе.

2.2.1 Выбор модели турбулентности

В настоящее время программные продукты для решения гидро- и газодинамических задач используют множество различных моделей турбулентности [91, 134]. В настоящей диссертационной работе рассмотрены наиболее апробированные и распространенные модели. Для обзора предварительно отобраны: алгебраические модели турбулентной вязкости, модели LES и DES, стандартная k - ε -модель в формулировке Лаундера-Шарма, k - ε Realizable, RNG k - ε , стандартная k - ω -модель и SST модификация k - ω -модели. Указанные математические модели турбулентности всё еще остаются предметом активных исследований, несмотря на их широкое практическое применение в науке и производстве. Основные эмпирические зависимости и значения констант перечисленных выше моделей приводятся в [135, 136].

При решении задач тепломассообмена при выполнении требований по построению расчетной сетки достоверность полученного решения в основном определяется выбором той или иной модели турбулентности. Следовательно, для достижения приемлемой точности «необходимо проводить всестороннюю верификацию применяемых моделей при помощи литературных и/или экспериментальных данных по локальным или интегральным характеристикам» [91].

Алгебраические модели турбулентной вязкости используют гипотезу турбулентной вязкости, более известную как гипотеза Ж. Буссинеска. Согласно гипотезе Буссинеска пульсационные составляющие скорости в уравнениях (2.3) связаны с осредненными параметрами потока следующей зависимостью [91]:

$$\overline{\rho u_i' u_j'} = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k, \quad (2.4)$$

где μ_t – коэффициент турбулентной вязкости; $k = 0,5(\overline{u'_j u'_j})$ – кинетическая энергия турбулентности; $\delta_{ij} = 1$ при $i = j$, $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$.

Алгебраические модели турбулентной вязкости имеют наибольшую производительность среди моделей турбулентности, используемых при решении гидро- и газодинамических задач [137, 138]. Их недостатком является ограничение возможности учета предыстории потока. По этой причине на практике такие модели используются крайне редко.

Модели LES и DNS (LES – Large Eddy Simulation – моделирование крупных вихрей, DNS – Direct Numerical Simulation – непосредственное численное моделирование) предлагают рассматривать пульсационное движение молей газа или жидкости как суперпозицию пульсаций различной частоты и интенсивности [92]. Эти модели рассчитывают большие масштабы турбулентности явно, т.е. путем непосредственного численного решения уравнений Навье – Стокса, из-за чего требуют чрезмерно больших вычислительных ресурсов, что сдерживает возможность их широкого практического использования [139]. Характеристики мелких вихрей при этом моделируются с использованием правил подсеточного замыкания.

Сложность непосредственного численного моделирования обусловлена, прежде всего, тем, что нестационарные турбулентные течения характеризуются широким диапазоном пространственных и временных масштабов. Поэтому для проведения расчетов, как правило, используется численный метод, имеющий низкий порядок аппроксимации пространственных производных, и, как следствие, требующий наиболее подробного измельчения разностной сетки.

Модели, предполагающие решение двух дифференциальных уравнений также используют гипотезу турбулентной вязкости (2.4). Одним из наиболее распространенных и применяемых в программных пакетах, предназначенных для решения инженерных задач, является k - ε -модель турбулентности [132] и ее модификации. Согласно этой математической модели «система уравнений движения жидкости дополняется двумя дифференциальными уравнениями,

описывающими перенос соответственно кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε [91]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (2.6)$$

где $P_k = -\rho \overline{u'_j u'_j} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j}$ – множитель, характеризующий генерацию энергии k ,

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Уравнения для параметров ε и μ_t :

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2}, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Константы k - ε модели [132]: $C_\mu = 0,09$; $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

В стандартной k - ε модели турбулентная вязкость определяется из единственного характерного линейного масштаба турбулентности, а в реальности все масштабы движения способствуют турбулентной диффузии. **RNG k - ε модель** использует математические методы Re-Normalisation Group (RNG) [140] для учета существования различных масштабов турбулентного движения. Метод показывает наиболее высокую точность при моделировании вращающихся течений в полостях [141].

По сравнению со стандартной версией модель **k - ε realizable**, предложенная в [142], более точно предсказывает распределение скорости диссипации плоских и круглых струй, а также обеспечивает лучшее предсказание характеристик пограничных слоев в условиях больших градиентов давления.

В [143] в результате верификации моделей турбулентности и различных методов описания пристеночной области было выявлено, что именно стандартная k - ε модель турбулентности с методом описания пристеночной области (scalable

wall functions) обеспечила наиболее близкое значение числа Нуссельта к определенному по экспериментальным данным [144]. Отличие среднего значения не превысило 15%, отдельно отмечена удовлетворительная работа данной модели на грубой сетке (погрешность < 24%). В [145] на основе проведенного обзора и сравнения работы различных моделей турбулентности (k-ε, RSM и LES) сделан вывод, что стандартная k-ε модель позволяет наиболее точно дать оценку параметров зоны рециркуляции.

В качестве недостатка k-ε модели часто отмечают её низкую точность при расчете отрывных течений [146]. Результаты расчета, получаемые с применением k-ε модели, во многом зависят от расстояния между стенкой и ближайшими к ней узлами расчетной сетки [91], что объясняется резким изменением параметров k и ε в пристеночной области. В [146] для надлежащего учета этих изменений предложено использовать густую расчетную сетку.

Этого недостатка лишена **k-ω-модель** турбулентности [147], которая также нередко применяется в программных пакетах, предназначенных для решения инженерных задач. В её математической формулировке в отличие от k-ε модели используется уравнение для скорости диссипации турбулентной энергии ω вместо уравнения диссипации ε. При этом значение параметра ω определяет характерный линейный масштаб турбулентности, а k – энергию турбулентности. k-ε-модель хорошо описывает отрывные течения в пристеночной области, в том числе, с большими градиентами давления. Однако результаты, получаемые с применением k-ω-модели, обладают чрезвычайной чувствительностью к граничным условиям во входном сечении и начальным условиям характеристик турбулентности [91, 148], что усложняет настройку этой модели при расчете струйных и свободных турбулентных течений.

k-ω-модель SST (Shear Stress Transport) турбулентности, предложенная Ментером [149 – 152], объединяет достоинства k-ε и k-ω моделей: k-ε-модель используется вдали от стенок, k-ω – в пристеночной области. Ментером предложены ограничение для значений коэффициента турбулентной вязкости и

формула для расчета весовой функции, которая позволяет моделировать отрыв от гладких поверхностей с приемлемой точностью.

Однако в [141] показано, что в областях с застойными течениями SST $k-\omega$ модель генерирует слишком высокие уровни турбулентности, что приводит к значительному качественному изменению расчетной картины течения [91]. В [143] по результатам верификации SST модели отмечен неожиданно неудовлетворительный результат, полученный при сравнении с экспериментальными данными [144]: среднее значение числа Нуссельта отличается на 77% от значения, полученного экспериментально при исследованных режиме течения и характеристиках интенсификаторов.

Таким образом, выбор модели турбулентности в настоящей работе основывался на анализе литературных и экспериментальных данных по локальным или интегральным характеристикам. Как итог, показано, что $k-\varepsilon$ модель турбулентности является оптимальной для решения поставленных в диссертационной работе задач, как наиболее экономичная (наибольшая производительность при невысоких требованиях к точности задания начальных и граничных условий) и приемлемо точная (демонстрирует достоверные результаты даже на сравнительно грубых расчетных сетках).

Отмеченным недостатком $k-\varepsilon$ модели является необходимость использования густой расчетной сетки при расчете течений вблизи стен. В связи с этим, для моделирования течений в пристеночной области на грубых сетках совместно с $k-\varepsilon$ моделью традиционно применяется метод пристеночных функций, предполагающий выделение некоторой области у стенки, в которой численное решение дифференциальных уравнений (2.5) и (2.6) не выполняется, а расчет искомых параметров производится по эмпирическим алгебраическим формулам [153]. Использование в настоящей диссертационной работе улучшенных пристеночных функций (например, неравновесной пристеночной функция Non Equilibrium Wall Functions) позволит повысить точность результатов в пограничных слоях при использовании наиболее оптимальной $k-\varepsilon$ модели турбулентности.

Отдельно следует отметить, что основой всех рассмотренных моделей турбулентности на базе метода осреднения Рейнольдса системы дифференциальных уравнений Навье-Стокса [141] является гипотеза турбулентной вязкости [135], которая «предполагает пропорциональность тензора напряжений Рейнольдса средней арифметической величине тензора скоростей деформаций» [91]. При ярко выраженной анизотропии турбулентных пульсаций, например, в сложных течениях с большой кривизной линий тока или с отрывом и присоединением пограничных слоев, гипотеза не применима и все эти модели дают неточные результаты. Для простых случаев течения свободных слабо закрученных потоков в отсутствии больших градиентов давления, наблюдаемых в исследуемых камерах горения, предположение Буссинеска о турбулентной вязкости выполняется с допустимой точностью.

2.2.2 Выбор модели для численного исследования протекания химической реакции в турбулентном реагирующем потоке

Горение газа – сложный комплексный процесс, определяющийся совместным действием химических, тепло- и массообменных процессов в турбулентных потоках многокомпонентных газовых смесей. Для адекватного моделирования газового горения совокупность всех этих процессов требует аккуратного воплощения в вычислительной модели.

На практике для математического описания протекания реакций горения в трехмерных спутных потоках топлива и окислителя распространена EBU-модель (Eddy-Break-Up), предложенная Сполдингом [133]. Согласно этой модели скорость химической реакции определяется интенсивностью турбулентного перемешивания. Однако модель Сполдинга не позволяет моделировать горение в потоке с переходными режимами течения, т.к. не учитывает влияние температуры потока на скорость реакции. Учесть различные режимы течения позволяет гибридная модель, в основе которой заложено совместное использование кинетической и EBU-моделей.

Кинетическая скорость реакции может быть определена с использованием уравнения Аррениуса [158]:

$$\bar{w}_{kin} = A_K \bar{\rho}^2 \tilde{c}_f \tilde{c}_{ox} \exp[-E / (R_{un} \tilde{T})],$$

где A_K — константа, характеризующая частоту столкновений реагирующих молекул, E — энергия активации химической реакции, R — универсальная газовая постоянная. Турбулентная скорость реакции, может быть определена по известным значениям кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε согласно модели Сполдинга:

$$\bar{w}_T = A_{EBU} \cdot \bar{\rho} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) \cdot \min \left\{ \tilde{c}_f, \frac{\tilde{c}_{ox}}{\nu} \right\},$$

где A_{EBU} — константа, c_f , c_{ox} — концентрации топлива и окислителя соответственно, ν — стехиометрический коэффициент.

Осреднение кинетической w_{kin} и турбулентной w_t скоростей реакции производится по формуле [139]: $w = \sqrt{w_{kin}^2 + w_t^2}$.

Применение описанной гибридной модели, основанной на совместном использовании модели Сполдинга и кинетической модели, дает возможность рассчитывать механизм турбулентного горения в реагирующей среде с асимптотическим переходом к ламинарному механизму при низких значениях турбулентной неравномерности потока. Таким образом, предложенная гибридная модель расчета турбулентной газодинамики в реагирующей среде справедлива для широкого диапазона чисел Рейнольдса.

Так как перемешивание, транспортировка, конвекция, диффузия и химические реакции согласно этой модели рассчитываются путем решения уравнений для каждого химического вещества отдельно, это ведет к значительному увеличению расчетного времени для моделирования многостадийных процессов горения и многокомпонентных реагирующих смесей [154]. Оптимизация расчетного времени в таком случае требует упрощения кинетики реакций и/или состава газовой смеси [155]. Для оценочных, оптимизационных или вариативных исследований такое упрощение реализуется

выбором однокомпонентного топлива и, как следствие, упрощенного состава топливовоздушной смеси. Например, расчет горения метана (половина табличных видов газообразного топлива более чем на 90% состоят из метана, а 25% – более чем на 98% [7]), согласно этой модели, основывается на глобальных необратимых реакциях между горючим и окислителем. Считается, что топочные газы состоят из N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O и CH_4 . Коэффициенты в уравнении Аррениуса принимаются равными $A_K = 0,1 \cdot 10^{10} \text{ м}^3/(\text{кг} \cdot \text{с})$ и $E = 1,53 \cdot 10^5 \text{ Дж/моль}$. В этом случае математическая модель включает в себя уравнения сохранения, учитывающие процессы конвекции, диффузии и химических реакций по каждому компоненту, записанные для краткости только для одной координаты [156]:

– энергии

$$\frac{\partial \rho U_i c T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left[\frac{\mu}{Pr} + \frac{t}{Pr} \right] c \frac{\partial T}{\partial x} \right) + Q_p^n J - \frac{\partial q_i^{\text{rad}}}{\partial x_i};$$

– состояния

$$\rho = \frac{p}{R_o T \left[\frac{C_{O_2}}{M_{O_2}} + \frac{C_{N_2}}{M_{N_2}} + \frac{C_{CH_4}}{M_{CH_4}} + \frac{C_{CO_2}}{M_{CO_2}} + \frac{C_{H_2O}}{M_{H_2O}} \right]}.$$

Здесь по индексам i производится суммирование, U_i – компоненты вектора скорости; ρ , p , T , c , μ – плотность, давление, температура, удельная теплоемкость, динамическая вязкость смеси; C_j – концентрация компонентов; M_j – молекулярный вес компонентов смеси; J – стехиометрический коэффициент и скорость горения газообразного топлива [156].

Для механизма реагирования природного газа произвольного состава применима PDF методика с детальной химией и использованием предварительно сгенерированной химической таблицы. С 1980-х годов функции метода вероятной плотности (PDF) доказали свою состоятельность при моделировании турбулентного горения [157, 158]. Однозначным достоинством подробного химического метода PDF является предсказание структуры пламени и вредных выбросов CO и NOx [159].

В работах А.А. Дектерева и соавторов [160 – 163] произведена отработка методик и математических моделей протекания химических реакций в турбулентном реагирующем потоке. Параметры потока и турбулентные характеристики определялись на основе решения как осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, так и с применением вихреразрешающих моделей турбулентности. «Для расчета горения газа использовались различные подходы и модели, в частности, простая гибридная модель, по которой скорость реагирования рассчитывается на основе многоступенчатого механизма реагирования и скорости турбулентного перемешивания компонент, и более сложная обобщенная модель диссипации вихря. Рассматривались различные механизмы реагирования: от простых с двумя-четырьмя реакциями до сложных цепочек из десятков реакций на прямоточных и закрученных пламенах» [160].

Использовались экспериментальные данные, широко распространенные в мире. Полученные результаты показывают, что «использование моделей горения PDF с применением детальных кинетических механизмов в сочетании с LES моделями турбулентности обеспечивает наилучшие результаты для всех пламен» [160]. Однако, для ряда задач достаточно и более простых моделей горения в сочетании моделями турбулентности на базе уравнений Рейнольдса для получения приемлемых результатов при намного меньших затратах вычислительных ресурсов.

2.2.3 Алгоритм численного решения уравнений математической модели

Одним из широко используемых методов численного решения уравнений Навье – Стокса и Рейнольдса стал алгоритм SIMPLE [122, 164]. Расчет, согласно этому алгоритму, начинается с задания в качестве исходных данных начального приближения. Далее из уравнения неразрывности рассчитывается поле давлений, которое подставляется в уравнение Навье-Стокса. Результатом его численного решения являются скорости потока, которые автоматически удовлетворяют уравнению неразрывности [91]. Для каждой глобальной итерации рассчитываются поля характеристик среды на момент времени равном произведению количества

итераций на приращение шага по времени. Согласно алгоритму COUPLED, предложенному в [165], численное решение уравнений (2.2) и (2.3) для каждой глобальной итерации выполняется не поочередно, а совместно. Для поиска полей скоростей и давления используется алгоритм расщепления, а для остальных параметров – алгоритм установления. Этот алгоритм позволяет получать качественные устойчивые решения практически для всех классов задач, но приводит к многократному увеличению размера матрицы системы линейных алгебраических уравнений, усложнению ее структуры и алгоритма решения, что, в свою очередь, ведет к увеличению времени на расчет каждой глобальной итерации.

Наиболее распространенными методами дискретизации дифференциальных уравнений при математическом моделировании являются методы конечных элементов, конечных разностей и контрольных объемов. Дискретизация расчетных областей со сложной геометрией возможна с применением метода конечных элементов, который одинаково успешно работает как на структурированных, так и на неструктурированных расчетных сетках [91]. Метод конечных разностей является наиболее производительным и простым в реализации, однако его применение на неструктурированных расчетных сетках затруднено. В качестве достоинства метода контрольных объемов отмечают обеспечение законов сохранения интегральных значений импульса и массового расхода в каждой ячейке, не требующих дополнительного уточнения по мере сгущения расчетной сетки. В современных программных продуктах преимущественно используется этот метод с элементами конечно-элементного подхода [91].

Важной наукоемкой подзадачей является выбор способа дискретизация для свободного члена $\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j)$ уравнений (2.1) и (2.3), который характеризует процесс конвективного переноса. При описанных способах дискретизации этого члена точность результатов расчета снижается с увеличением несовпадения между линиями расчетной сетки и линиями тока среды по причине чрезмерно быстрого

сглаживания эпюр скорости между соседними слоями потока (т.н. численная диффузия) [91]. В [166, 167] для дискретизации члена $\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j})$ разработаны схемы, учитывающие расчетное направление конвективного переноса. Применение подобных схем дискретизации может быть полезно при решении поставленной в настоящей диссертационной работе задачи моделирования аэродинамических процессов в жаровой топке, для которых характерно наличие закрученных и обратных течений. В настоящее время подобные схемы дискретизации доступны пользователям ведущих коммерческих программных продуктов.

Для решения дифференциальных уравнений предлагается применять последовательно две следующие схемы дискретизации. Для запуска решения и поиска предварительных полей изменения параметров применяется схема дискретизации первого порядка точности (First Order Upwind). Она является наиболее грубой и не годится для точных расчетов, особенно на крупных сетках, но в то же время она отличается повышенной устойчивостью в решении. На основе полученных предварительных полей параметров производятся расчеты с применением более точной схемы второго порядка дискретизации (Second Order Upwind).

Таким образом, для численной реализации процессов в камерах горения произвольной сложной конструкции наиболее оптимален метод конечных объемов на неструктурированных криволинейных неортогональных сетках. При решении оптимизационных задач для несжимаемых течений связь полей скорости и давления представляется рациональным осуществлять с применением более производительной SIMPLE процедуры. Аппроксимация конвективных потоков при этом строится с использованием последовательного применения схем первого и второго порядков точности.

2.2.4 Граничные условия

Важной составляющей успешного решения системы уравнений Навье – Стокса и Рейнольдса является корректное задание граничных условий. Выбор величин, используемых в качестве граничных условий, произволен. Для дозвуковых внутренних течений чаще всего на входе в расчетную область задаются температура, распределение всех составляющих скорости во входном сечении и равенство нулю первых производных (по направлению течения) составляющих скорости в выходном сечении. На выходной границе задается статическое давление [128]. Давление входит в уравнения (2.1 – 2.3) исключительно в виде первых производных, в связи с чем указание давления лишь в одной точке расчетной области достаточно для их решения.

Расположение входного сечения достаточно далеко от участков интенсивной перестройки потока позволяет сделать допущение равномерности потока по входному сечению. В этом случае для расчета требуется знать только среднюю скорость или расход во входном сечении.

Задание граничных условий на обогреваемых непроницаемых стенках не представляет собой значительных затруднений. В этом случае на границе задается температура стенки и условие не прилипания (no slip) – равенства нулю всех компонентов вектора скорости.

2.3 Выбор инструмента исследования

Как уже было обозначено, математическое моделирование всего многообразия физико-химических процессов, протекающих в камерах горения котлов, можно отнести к сложным вычислениям вследствие необходимости решения большого количества взаимосвязанных дифференциальных уравнений. Использование математических методов требует высокой квалификации инженерного персонала в области фундаментальных наук (вычислительной математики, дифференциального исчисления, теории горения, гидрогазодинамики, теоретических основ тепло- и массообмена), что на практике в большинстве случаев ограничивает применение математического

моделирования при решении инженерных задач. Поэтому в XX веке лучшие методы математического моделирования стали доступны широкому кругу исследователей в виде коммерческих программных продуктов, разработанных как за рубежом (ANSYS Fluent [168, 169] & CFX, STAR-CD, FLOW3D, Open-FOAM и др.), так и отечественных (SigmaFlow [170, 171], FIRE 3D [172], Flow Vision, VP2/3 и т.п.). Разнообразие математических моделей, предлагаемых этими программными продуктами, позволяет с хорошей достоверностью решать разнообразные задачи промышленной теплоэнергетики. Использование перечисленных пакетов прикладных программ позволяет решать широкий круг задач промышленной теплоэнергетики: осуществлять поиск оптимальных конструктивных схем энергетического оборудования, намечать стратегии модернизации, оптимизировать установки с целью повышения экологичности, ресурсо- и энергоэффективности [44, 47 – 50, 54, 56 – 58, 61].

Приведенная выборка программных продуктов позволяет производить расчет многофазных течений турбулентной реагирующей среды с теплообменом (в т.ч. излучением) как в двумерном, так и трехмерном пространстве произвольной геометрической формы, т.е. моделировать теплофизические процессы в камерах горения различной конструкции, что соответствует задачам настоящей диссертационной работы. Кроме того при выборе инструмента исследования важным условием является наличие в программном продукте возможности комплексного анализа работы оборудования и изучения технологического процесса изнутри, что зачастую не представляется возможным посредством натуральных испытаний опытных образцов [173].

На основе анализа функционала вышеперечисленных программ для численного моделирования можно заключить, что разработчики стремились к максимальной универсальности предлагаемых продуктов. Все рассмотренные пакеты прикладных программ включают в себя схожие наборы популярных и широко апробированных математических моделей, позволяющих моделировать всевозможные физические процессы и эффекты, представляющие практический интерес. Пользователь на основе пользовательского интерфейса самостоятельно

подбирает и настраивает набор математических моделей, подходящих для решения конкретной задачи. Все рассмотренные программные пакеты включают в себя идентичные средства визуализации результатов расчета для углубленного и более детального изучения объектов исследования.

Для решения поставленных задач моделирования процессов турбулентного горения во всех рассмотренных программных продуктах применяется дискретизация расчетной области с использованием метода конечных элементов, а предлагаемые модели горения, теплообмена и турбулентности идентичны. Т.е. все вышеперечисленные программные продукты производят расчет ламинарных и турбулентных потоков, сложного теплообмена и химических реакций на основе одних и тех же общепринятых и апробированных уравнений. При равных расчетных возможностях программных продуктов необходимо учесть, что результаты математического моделирования в значительной степени будут зависеть от качества представления исходных данных и постановки задачи пользователем. В связи с чем главными факторами при выборе инструмента для проведения настоящего диссертационного исследования были определены удобство использования и производительность.

Среди рассмотренных программных продуктов наиболее распространенным, авторитетным и апробированным является инструмент Ansys Multiphysics [168], он используется такими известными предприятиями, как ABB, BMW, Boeing, Caterpillar, Daimler-Chrysler, Exxon, FIAT, Ford, БелАЗ, General Electric, Lockheed Martin, MeyerWerft, Mitsubishi, Siemens, Alfa Laval, Shell, Volkswagen, Audi и др., а также применяется на многих ведущих предприятиях промышленности РФ [159]. Для решения поставленных в настоящей диссертационной работе задач расчета гидро- и газодинамики пакет прикладных программ Ansys содержит собственный модуль Fluent, который включает в себя огромный набор встроенных физических моделей для математического моделирования горения в турбулентном объеме произвольной геометрии. Достоверное моделирование протекания химических реакций, особенно в

условиях турбулентности, является признанным преимуществом решателя ANSYS FLUENT [43, 96, 126].

В ППП ANSYS FLUENT интегрирован инструментарий для качественного и количественного контроля хода расчета средствами анимации и интуитивно понятных отчетов [169], который позволяет повысить качество представления исходных данных и избежать возможных ошибок при постановке задачи. Программный модуль Fluent позволяет строить поля распределения параметров потока, векторов, линий тока, создавать анимацию, управлять отображением модели и т.п. Результаты могут быть представлены в виде таблиц, графиков, интегральных или усредненных характеристик [169]. При этом для интерактивного контроля результатов решения графическая информация может отображаться в режиме реального времени. В настоящей диссертационной работе интерактивная графика использовалась для проверки начальных и граничных условий, геометрии модели, оценки адекватности расчетов, а также для визуального анализа исследуемых процессов.

Высокая производительность вычислительного модуля ANSYS FLUENT гарантирована предусмотренными возможностями параллельных вычислений для эффективного использования многоядерных вычислительных систем: динамическая балансировка нагрузки на основе анализа эффективности параллельной обработки автоматически распределяет дискретные объемы расчетной области по ядрам процессора. Кроме того в последних версиях значительно повысилось удобство использования модуля ANSYS FLUENT ввиду его интеграции в среду ANSYS Workbench, которая позволяет выполнять комплексный инженерный анализ объекта исследования с применением других продуктов, как предлагаемых фирмой ANSYS, так и совместимых программных пакетов внешних разработчиков (например, известных CAD-систем Autodesk, SolidWorks, Unigraphics, CATIA, и др [168, 169].

Таким образом, для решения поставленных в настоящей диссертационной работе задач в качестве инструмента исследования выбран программный комплекс ANSYS FLUENT, который использует метод конечных объемов и

позволяет проводить решение задач на основе метода Эйлера с помощью неявного алгоритма установления (Pressure Based). Наиболее оптимальным способом расчёта лучистого теплообмена видится метод сферических гармоник в 1 приближении (P1-модель). Для моделирования турбулентности выбрана стандартная k-ε-модель. Полагалось, что окисление горючего протекает необратимо и в две стадии: $2\text{CH}_4 + 3\text{O}_2 = 2\text{CO} + 4\text{H}_2\text{O} + 1168 \text{ кДж}$; $2\text{CO} + \text{O}_2 = 2\text{CO}_2 + 566 \text{ кДж}$. Для численного исследования протекания химической реакции в турбулентном реагирующем потоке использовалась гибридная модель (совместное использование Eddy-Break-Up и кинетической моделей).

Граничные и начальные условия математических моделей задавались в соответствии с паспортными данными [108].

2.4 Исходные данные для расчета

В качестве исходных данных для расчета принималось: топливо – метан (100%); окислитель – кислород воздуха; теоретически необходимый объем воздуха для полного сгорания $9,52 \text{ м}^3/\text{м}^3$; коэффициент избытка воздуха 1,03; массовый расход топливовоздушной смеси 0,2 кг/с; её температура 293 К (равна температуре воздуха в помещении котельной); средняя температура теплоносителя 365,7 К. Давление на выходе из горелки автоматически устанавливалось таким образом, чтобы обеспечить массовый расход топливовоздушной смеси 0,2 кг/с, соответствующий тепловой мощности устройства 500 кВт.

Для исследования влияния конструктивных параметров топки на её теплофизические характеристики в ходе численного эксперимента дополнительно рассмотрено 750 вариантов компьютерных моделей реверсивных жаровых труб в широком диапазоне конструктивных характеристик. Диаметр изучаемой топки (Dm) изменялся от 0,5 до 1,5 м с шагом 0,1 м. Длина её цилиндрической части – от 1,5 м до 2,5 м с шагом 0,2 м. Диаметр канала горелки задавался в диапазоне

$0,1 \cdot D_m \dots 0,25 \cdot D_m$. К рассмотрению принимались варианты с шириной выходного окна 50, 100 и 150 мм

Для каждого варианта модифицированной конструктивной схемы численный эксперимент проводился на нагрузках 50, 75 и 100%. Массовый расход топливовоздушной смеси на номинальной нагрузке выбирался таким образом, чтобы расчетное тепловое напряжение топочного объема равнялось 1 мВт/м^3 . Перепад давления в топке устанавливался таким образом, чтобы обеспечить соответствующий данной тепловой мощности расход топливовоздушной смеси через горелку.

За критерий завершения расчета принималось выполнение следующих условий:

- разность расходов рабочего тела между входной и выходной границей стремится к нулю и мало меняется от итерации к итерации;
- невязки по всем уравнениям в процессе решения достигают значения меньше рекомендуемого предела;
- невязки по всем уравнениям в процессе решения не меняются существенно.

2.4.1 Создание геометрической модели

Первый этап подготовки исходных данных для расчета течения – создание твердотельной геометрической модели, имитирующей объем, внутри которого происходят исследуемые процессы. Для численного исследования к рассмотрению принята полная геометрическая модель топки отечественного жаротрубного котла типа «Турботерм», включая канал горелки и поворотную камеру на входе в конвективный пучок (рис. 2.3), построенная на основе чертежей котла (приложение Б). Выход продуктов сгорания из топки такого типа (рис. 2.3) осуществляется по периметру обечайки через щелевой сегмент, примыкающий к фронту котла. Подача гомогенной топливовоздушной смеси осуществляется по цилиндрическому каналу горелки.

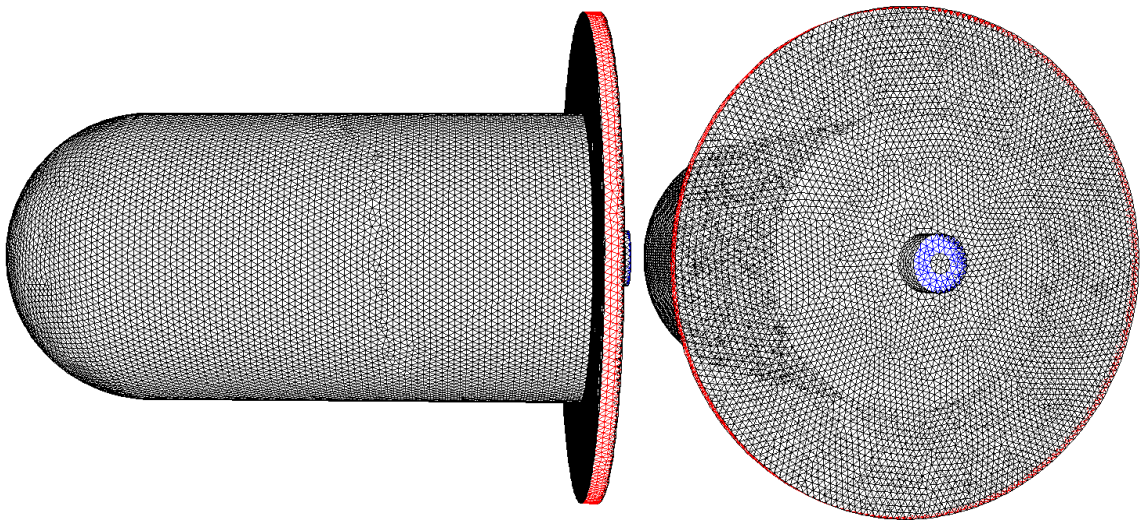


Рис. 2.3. Тетрагональная расчетная сетка моделируемой топки ТТ-500

Поскольку внутренний объем камеры сгорания имеют весьма простую форму, процесс создания его твердотельной модели является тривиальной задачей и в отдельном описании не нуждается.

2.4.2 Построение расчетной сетки

Построение расчетной сетки – это процесс разбиения расчетной области на множество конечных объемов. Конечные объемы, как правило, представляют собой многогранники: тетраэдры, гексаэдры, призмы и др. При построении сетки необходимо избегать получения чрезмерно вытянутых или сплюснутых объемов, т.е. фигур, форма которых слишком сильно отличается от правильных многогранников, – при наличии таких ячеек может существенно затрудниться получение сходящегося решения. Ребра этих фигур образуют линии расчетной сетки, а вершины – узлы. В результате численного решения уравнений математической модели искомые параметры течения определяются именно в узлах.

ANSYS Meshing позволяет автоматически создавать качественные сеточные модели с контролем качества декомпозиции. При таком разбиении к геометрии твердотельной модели не предъявляется никаких специальных требований. Автоматическая декомпозиция не имеет ограничений в форме конечных объемов, однако для разбиения расчетной области чаще используются тетраэдрические

элементы, как наиболее универсальные. Для соблюдения качества сетки используется критерий «Aspect ratio», представляющий собой отношение максимального и минимального расстояния между отрезками, соединяющими центры масс соседних элементов.

Для достижения равномерной точности расчета количество узлов сетки в местах быстрого изменения параметров течения, в частности у стенок, должно быть достаточным. Для выполнения этого требования к качеству расчетной сетки, как правило, проводятся расчеты с адаптацией сетки в таких зонах. Основная задача адаптации – исключить влияние дискретизации на физические эффекты, происходящие внутри расчетной области.

Приведенное в [168] краткое описание полученных численных результатов математического моделирования даже небольшого числа топочных процессов дает представление о зависимости, в высокой степени, численных результатов от дискретизации расчетной области. В работе [174] на основе анализа результатов математического моделирования сделан вывод, что решающее значение для получения качественных расчетов имеет увеличение количества ячеек в области расположения горелочных устройств, т.е. в зоне истечения горелочных струй, формирования факела, прогрева и воспламенения топлива. Принимая во внимание, что в жаротрубных камерах горения с одной горелкой обозначенные процессы занимают весь топочный объем, можно сделать вывод, что необходима рациональная адаптация всей расчетной области.

В приложении В представлены результаты адаптационных вариантных исследований аэродинамической структуры потоков в продольном сечении камеры горения котла «Турботерм». В первом приближении, расчет производится на самой грубой расчетной сетке, решение на которой получается во много раз быстрее и устойчивее. Оно далеко от точного, но отражает общие закономерности изменения полей параметров в расчетной области, которые используются в качестве начальных данных для следующего шага адаптации с расчетом на более подробной сетке. В ходе исследования выполнены четыре варианта расчетов, в первом варианте количество дискретных объемов составляет примерно $8,5 \cdot 10^4$, во

втором – $2,3 \cdot 10^5$, в третьем – $6,8 \cdot 10^5$, и в четвертом – $1,8 \cdot 10^6$. Во всех вариантных исследованиях режимные параметры одинаковы. Полученные осредненные значения температур и скоростей аналогичны для всех четырех вариантов, однако для первых трех вариантов форма векторных полей и изолиний имеет существенные отличия.

По результатам адаптационных вариативных расчётов с использованием сеток с разной топологией и числом ячеек можно заключить, что сетка, содержащая $6,8 \cdot 10^5$ контрольных объёмов, обеспечивает приемлемо низкую чувствительность результатов к дальнейшему измельчению сетки.

2.5 Верификация выбранной математической модели

Критерием достоверности результатов математического моделирования является оценка их соответствия реальным условиям работы модели [129, 130]. Процедура оценки основана на сравнении значений контрольных параметров, замеренных на реальной моделируемой установке, и результатов расчета значений этих же параметров на модели [129]. Для проведения контрольного вычислительного эксперимента, воспроизводящего реальные условия работы исследуемой камеры горения, предлагается экспериментальное выявление значений температуры дымовых газов на выходе из топки и сравнение их с данными математического моделирования.

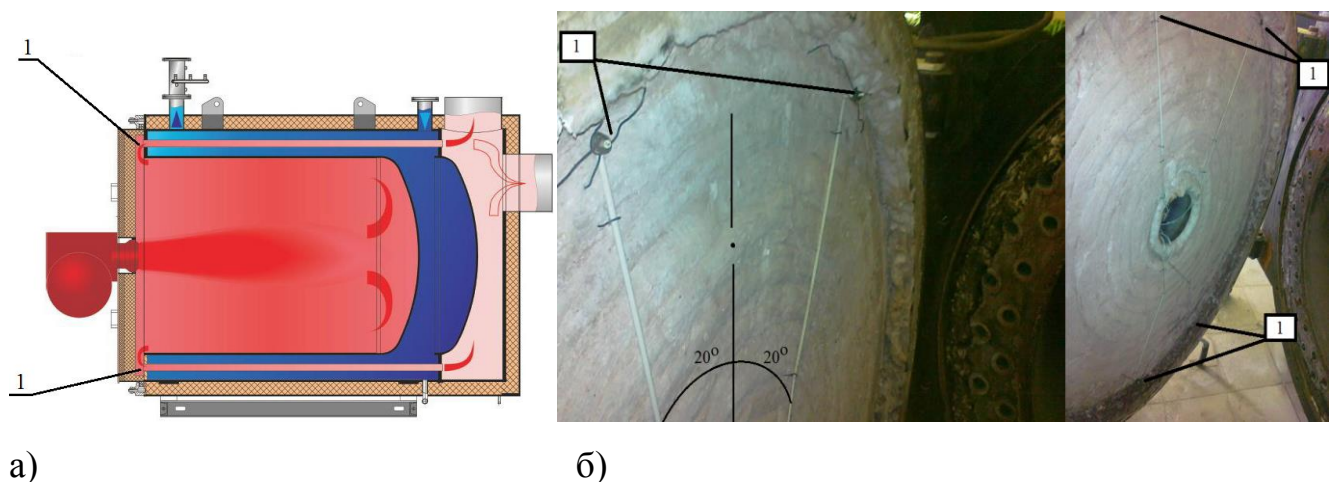


Рис. 2.4 Схема [108] (а) и фотоснимки установки термопар (б) при натуральных испытаниях котла: 1 – места установки термопар.

Для натуральных испытаний камеры горения котла «Турботерм–500» задействованы 4 ХА-термопары (K-type), установленные в доступном и наиболее удобном месте для экспериментального замера температур таким образом, чтобы избежать прямого излучения на горячий спай от ядра горения: в поворотной камере на выходе из топки. Термопары расположены по окружности, концентричной основанию цилиндрической части жаровой трубы, с отклонением не более 20° от вертикали и на удалении 0,934 м от центральной оси камеры горения (рис. 2.4). Автоматизация регулирования котлоагрегата «Турботерм» обеспечивается работой щита автоматики управления котла, оснащенного набором первичных датчиков, по показаниям индикатора на пульте автоматики (прибор 2ТРМО в комплекте с ХА-термопарой) фиксировалась температура уходящих из котла дымовых газов.

Для оценки влияния параметра крутки горелочной струи на теплообмен в жаровой трубе, замеры выполнялись для двух вариантов исполнения подпорной шайбы (смесительного устройства) горелки: в стандартном исполнении (с параметром крутки $n = 1$) и исполнение LN ($n = 0$). Записи показаний каждой термопары во времени для стандартного исполнения смесительного устройства приводятся на рис.. 2.6, 2.7, 2.8, для исполнения LN на рис.. 2.9, 2.10.

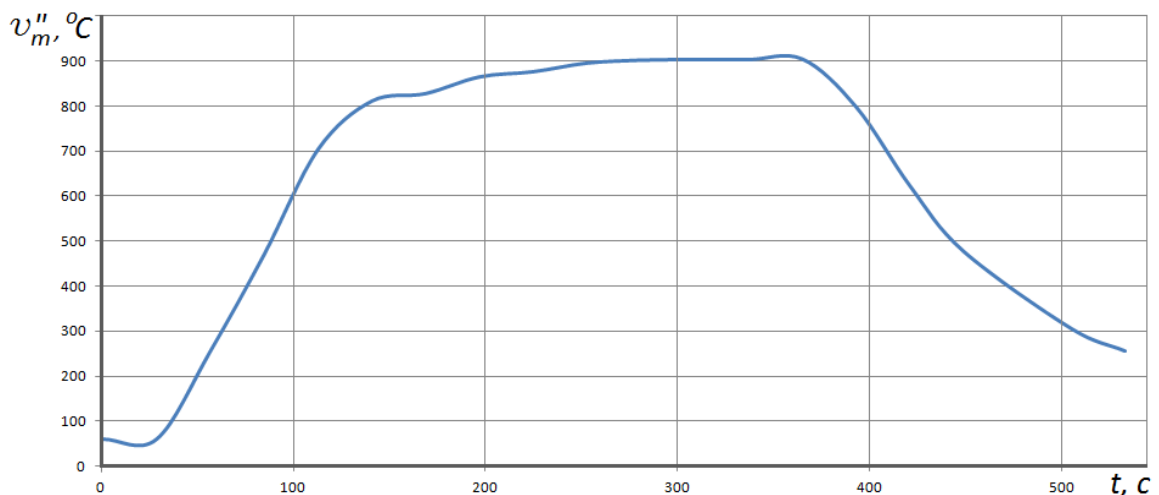


Рис.2.5. Математическое усреднение температуры на выходе из топки котла

Математическое усреднение показаний термопар за период одного рабочего цикла котла, произведенное в программе Microsoft Excel линией тренда с

линейной фильтрацией, (рис. 2.5) показывает, что температура топочной среды во время паузы котла составляет 60°C и в течение 20 с после запуска горелки снижается до 40°C , что вызвано производимой при запуске холодной продувкой топки и газоходов. В промежутке времени с 20 с по 143 с происходит подъем температуры газов на выходе из топки до 870°C с дальнейшим плавным повышением до 905°C , объясняемым прогревом изоляции котла. По достижении 374 с происходит переход горелки на малое горение (60% мощности) с последующим полным выключением. Из рис. 2.5 следует, что в промежутке времени с 200 с по 374 котел работает в квазистационарном режиме. Таким образом, в условиях испытаний котел работал в режиме: 7 минут рабочего цикла, 20 минут паузы.

В результате испытаний установлено, что в стационарном режиме температура дымовых газов на выходе из топки составляет $870\dots 905^{\circ}\text{C}$. Разброс значений (40°C) обоснован прогревом изоляции котла с течением времени и неоднородностью температурного поля в исследуемой области.

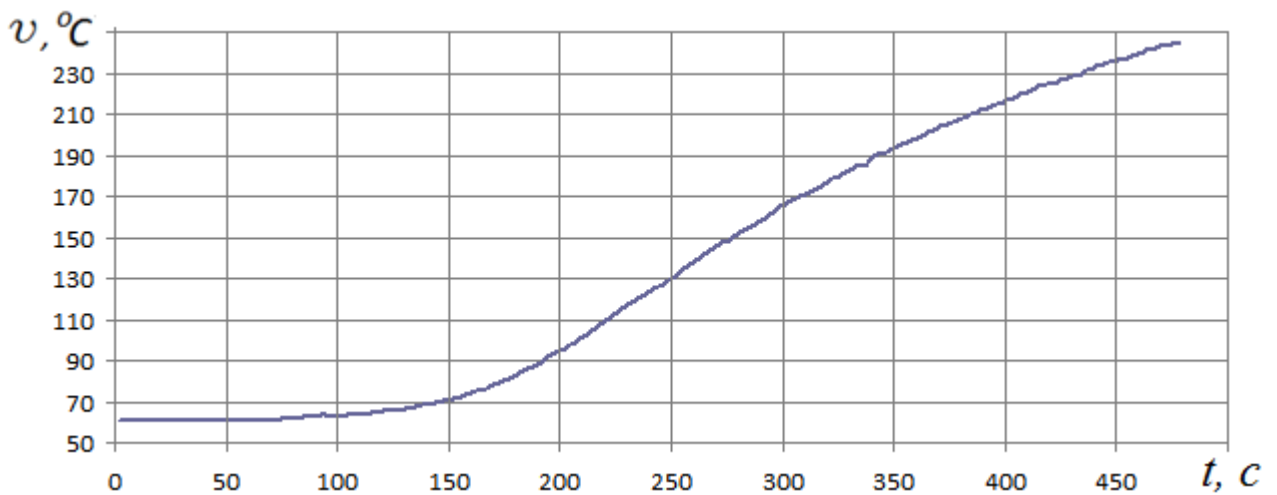


Рис.2.6 График изменения температуры теплоизоляции на крышке котла ТТ-500.

Так как котел во время испытаний работал в нестационарном режиме (7 минут работы сменяются 20 минутами паузы), на глубине 35 – 40 мм в слое теплоизоляции дополнительно была установлена термопара для оценки количества тепла, уходящего на прогрев крышки котла после запуска. График изменения показаний этой термопары с течением времени (рис.2.6) позволяет

оценить скорость прогрева изоляции, с которым связано плавное повышение измеренной температуры после включения горелки.

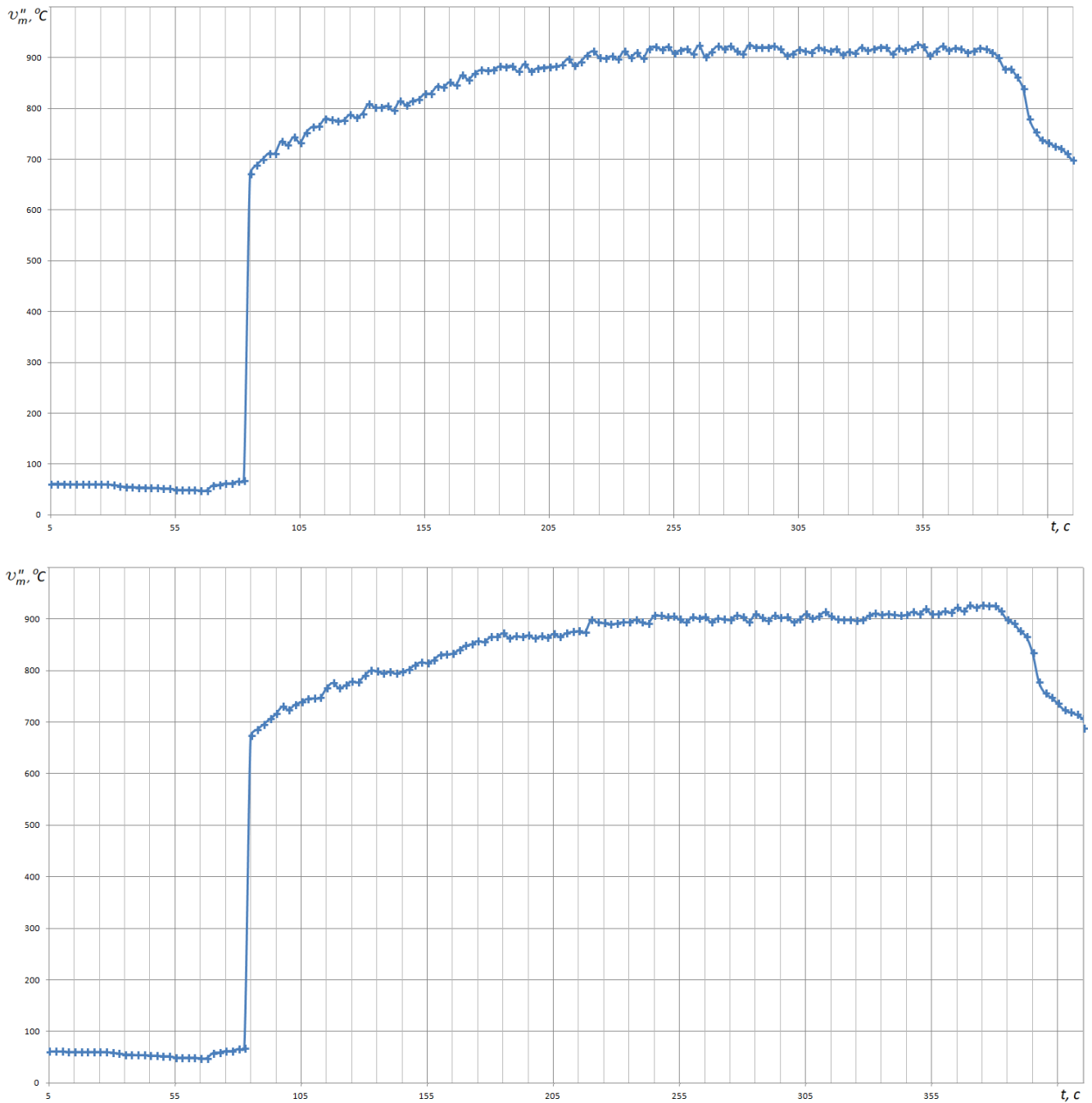


Рис 2.7 Показания термопар, расположенных в верхней части поворотной камеры, при слабо закрученной подаче топливовоздушной смеси (горелка с подпорной шайбой в стандартном исполнении)

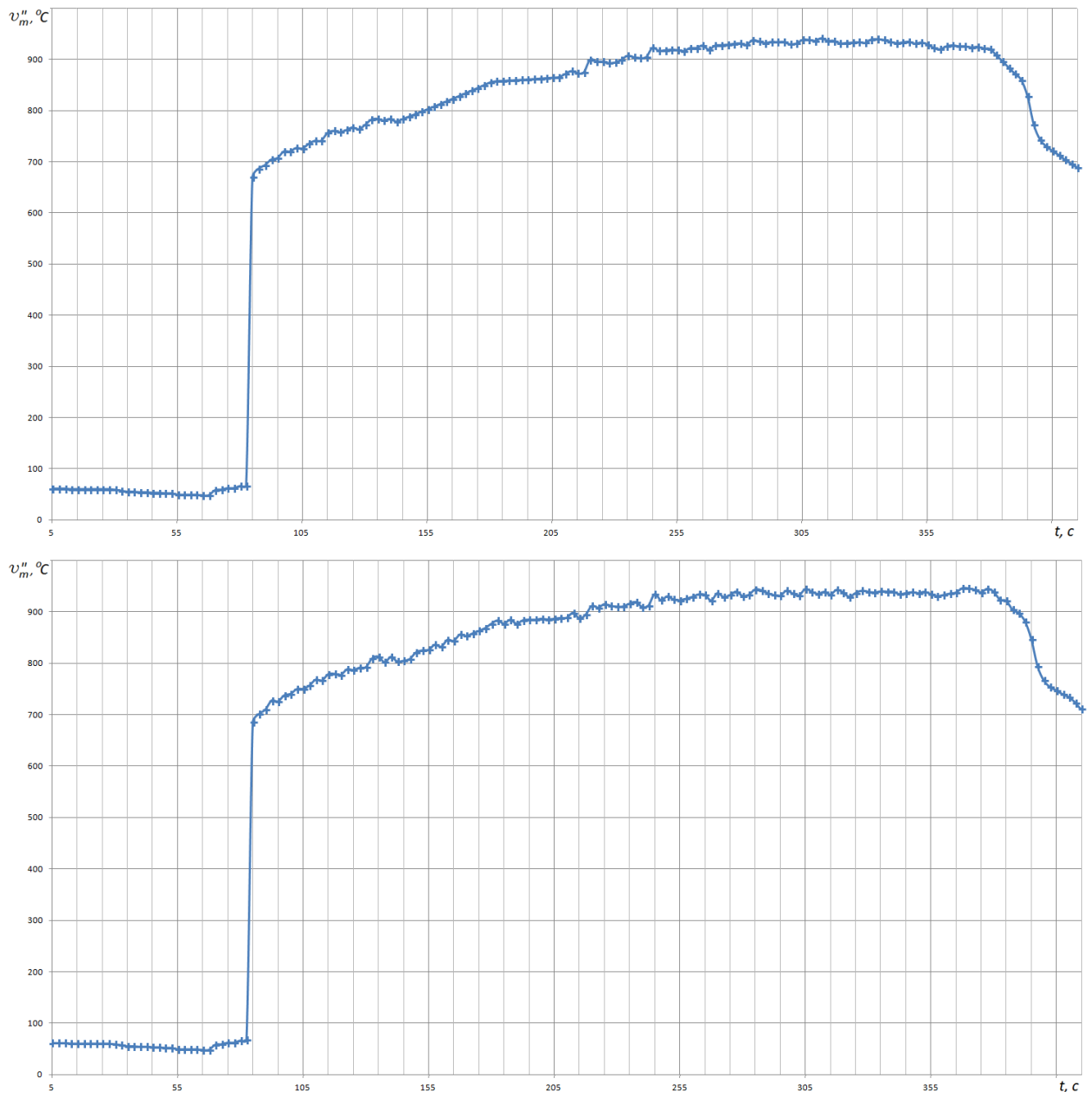


Рис 2.8 Показания термопар, расположенных в нижней части поворотной камеры, при слабо закрученной подаче топливоздушной смеси (горелка с подпорной шайбой в стандартном исполнении)

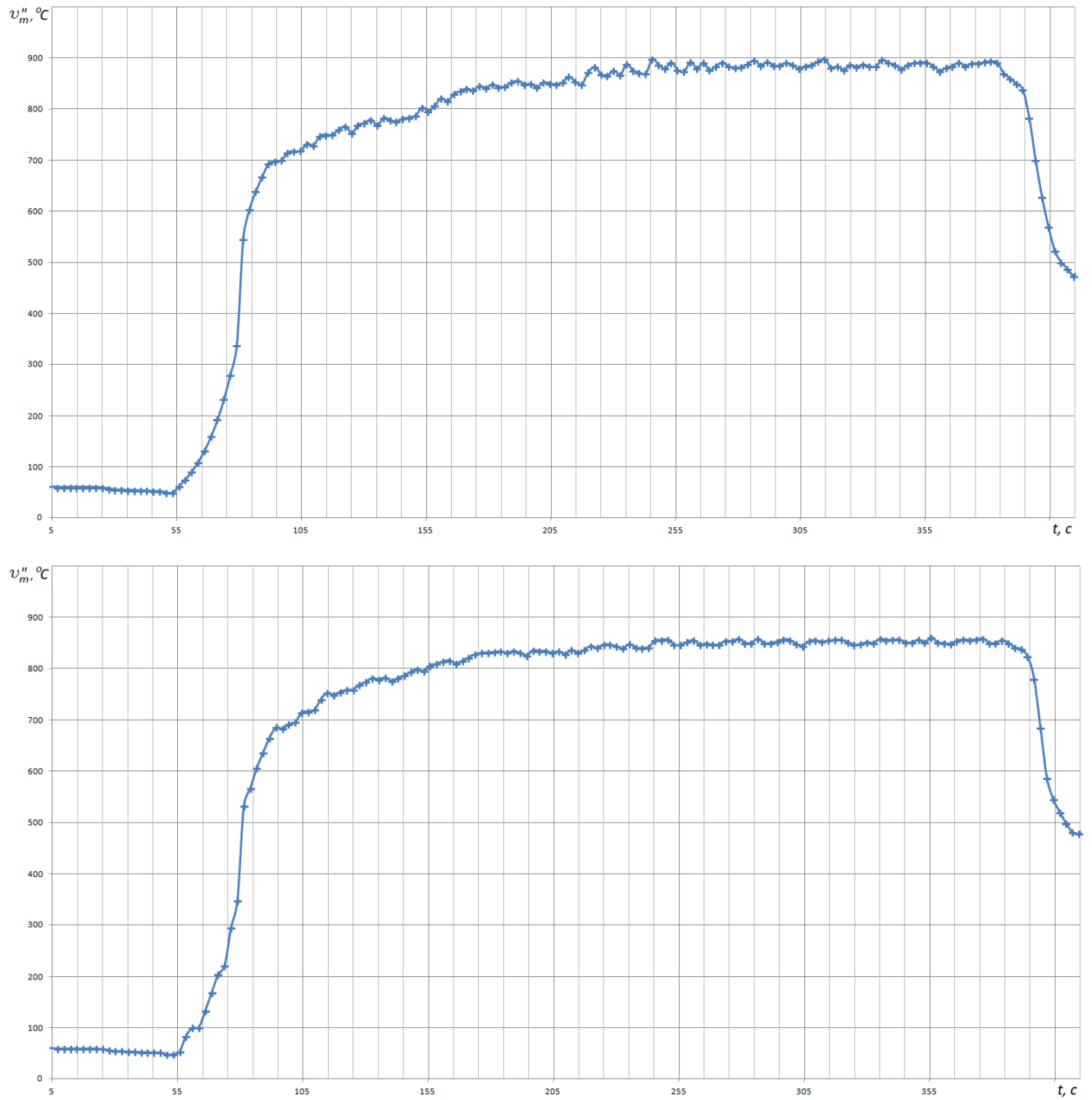


Рис 2.9 Показания термопар, расположенных в верхней части поворотной камеры, при прямоточной подаче топливовоздушной смеси (горелка с подпорной шайбой в исполнении LN)

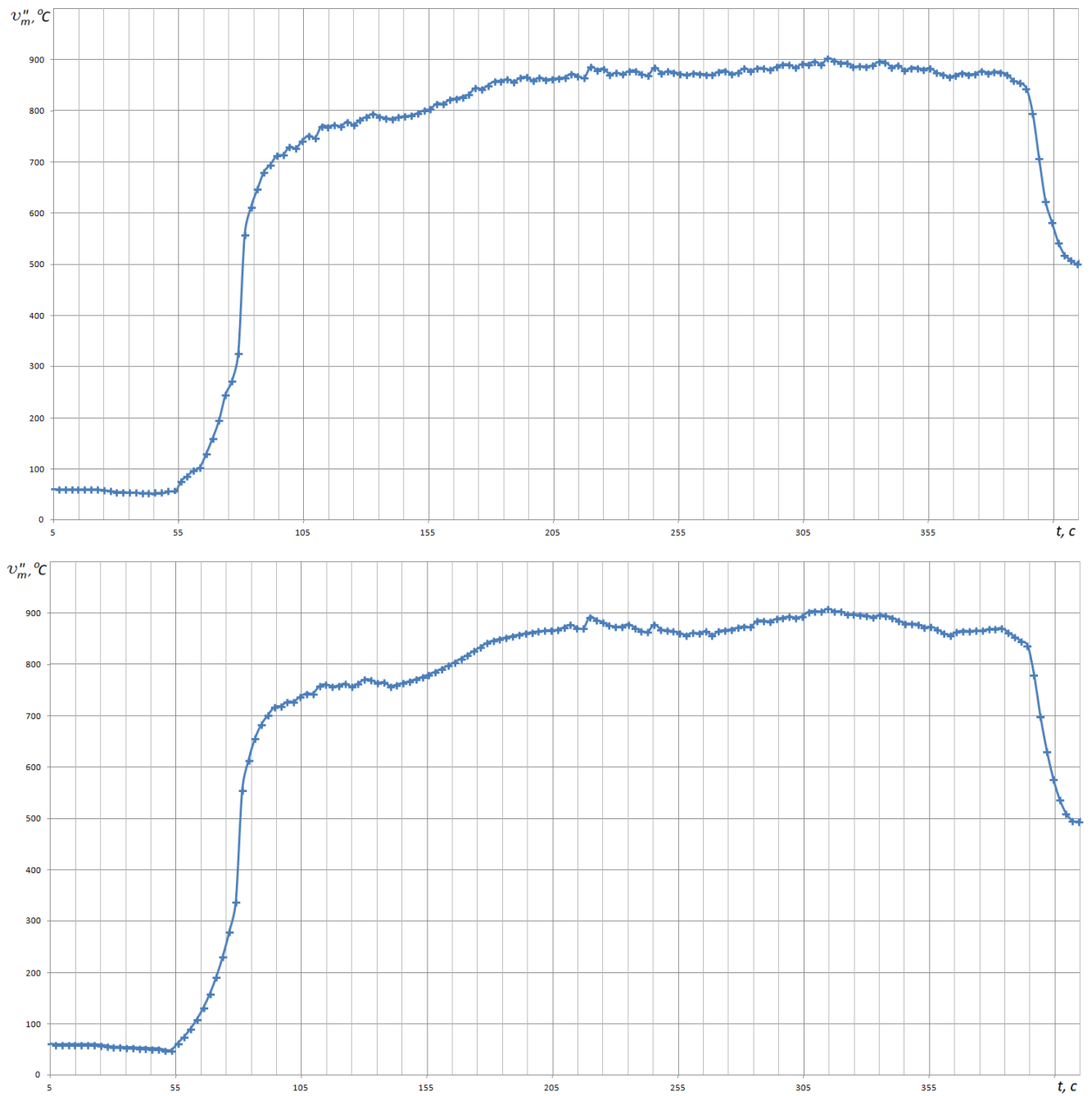


Рис 2.10 Показания термопар, расположенных в нижней части поворотной камеры, при прямоточной подаче топливовоздушной смеси (горелка с опорной шайбой в исполнении LN)

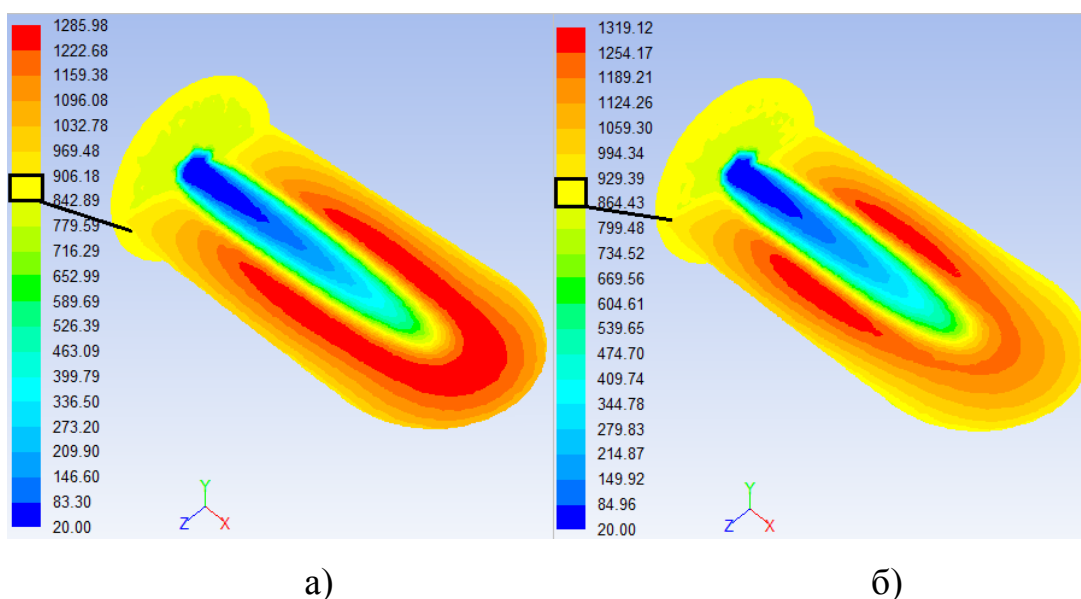


Рис. 2.11 Температурные поля ($^{\circ}\text{C}$) в топке котла по результатам контрольного вычислительного эксперимента: а) подпорная шайба в исполнении LN; б) стандартное исполнение подпорной шайбы

Результаты контрольного вычислительного эксперимента (рис. 2.11), воспроизводящего реальные условия работы исследуемой камеры горения, показали значения температуры на выходе из топки, не противоречащие полученным в ходе натурных испытаний. Обобщенные результаты измерения температуры дымовых газов на выходе из камеры горения приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Средние температуры на выходе из камеры горения

Исполнение подпорной шайбы	Натурные испытания		Математическая модель	
	Нагрузка 100%	Нагрузка 60%	Нагрузка 100%	Нагрузка 60%
стандартное исполнение	900 – 930 $^{\circ}\text{C}$	690 – 710 $^{\circ}\text{C}$	864 – 929 $^{\circ}\text{C}$	684 – 712 $^{\circ}\text{C}$
Исполнение LN	870 – 905 $^{\circ}\text{C}$	480 – 500 $^{\circ}\text{C}$	843 – 906 $^{\circ}\text{C}$	467 – 577 $^{\circ}\text{C}$

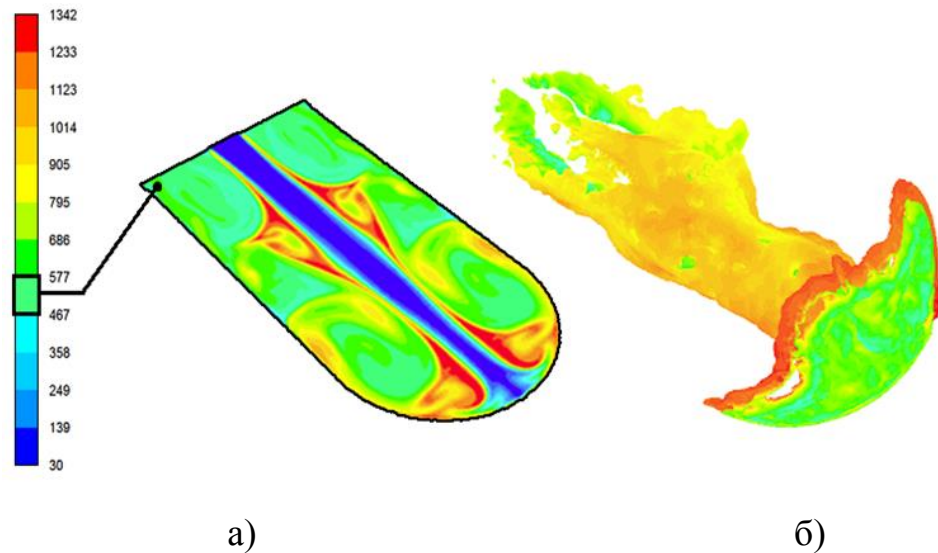


Рис. 2.12 Температурные поля ($^{\circ}\text{C}$) в топке котла по результатам контрольного вычислительного эксперимента с подпорной шайбой в исполнении LN (а) и визуализация наброса факела на днище (б)

Контрольный эксперимент показал, что с увеличением крутки ядро горения смещается к фронту котла, тем самым увеличивая температуру уходящих из топки дымовых газов. Из табл. 2.1 видно, что на 100% нагрузке вариант жаровой трубы со стандартной подпорной шайбой характеризуется большей температурой продуктов сгорания на выходе из топки, чем при исполнении LN, и, следовательно, обладает меньшим удельным тепловосприятием. Однако при работе горелки в режиме малого горения (нагрузка 60%) прямоточный факел ($n = 0$) касается днища жаровой трубы (рис. 2.12). В результате чего происходит прерывание цепной химической реакции, не достигается максимальная температура (рис. 2.12), что приводит к недожогу горючих газов и низким показаниям термопар 480 – 500 $^{\circ}\text{C}$ (табл. 2.1).

Глава 3. Численное исследование параметров реверсивного факела

3.1 Процессы, протекающие в реверсивном факеле

Оптимальная организация топочной аэродинамики обеспечивает устойчивость горения, позволяет поддерживать требуемые скорости и температуры в топочном объеме, снизить уровень выбросов токсичных веществ в окружающую среду [96 – 98]. Неравномерное и неустойчивое движение газов в топке, напротив, ведет к противоположным результатам и может вызвать превышение допустимых локальных тепловых нагрузок, что приводит к снижению надежности работы котла по условиям накипеобразования. Поэтому исследование аэродинамической структуры факела и выявление ее особенностей представляется важной задачей при конструировании котлов [71 – 73, 84, 85]. Особенно это относится к жаротрубным котлам с тупиковой жаровой трубой, где аэродинамика реверсивного факела имеет более сложную структуру по сравнению с прямоточной (одноходовой) организацией и включает в себя взаимодействие прямого хода топливовоздушной струи и обратного хода продуктов сгорания. Кроме того, научная проработка вопроса конструирования жаротрубных котлов требует установить количественную зависимость аэродинамических параметров топочной среды от конструктивных особенностей и режимных условий работы топочного устройства.

Предметом исследования аэродинамической структуры в камере горения является, как правило, комплекс параметров, среди которых пространственные скоростные поля топочной среды, дальнобойность и угол раскрытия факела, распределение давления, аэродинамическое сопротивление топки в зависимости от типа горелочных устройств, интенсивности крутки потока и целого ряда прочих конструктивных и режимных факторов [81 – 85].

Результаты численного эксперимента (приложение Г), произведенного с применением современных систем инженерного анализа и моделей, описанных в главе 2 настоящей работы, показывают, что протекающие в топке процессы в усреднении Рейнольдса симметричны относительно оси горелки. Усредненные

линии тока топочной среды (рис. 3.1) демонстрируют, что она дважды меняет направление своего движения. Свежая топливовоздушная смесь, двигаясь по направлению к тыльной части топки, разогревается, воспламеняется и сгорает; затем продукты сгорания направляются от центра топочной камеры к её периферии, и, наконец, дымовые газы вдоль стенки жаровой трубы возвращаются к фронту котла, где покидают топочную камеру. Таким образом, по аэродинамической структуре можно выделить три области: собственно факел, область разворота и возвратный ход дымовых газов.

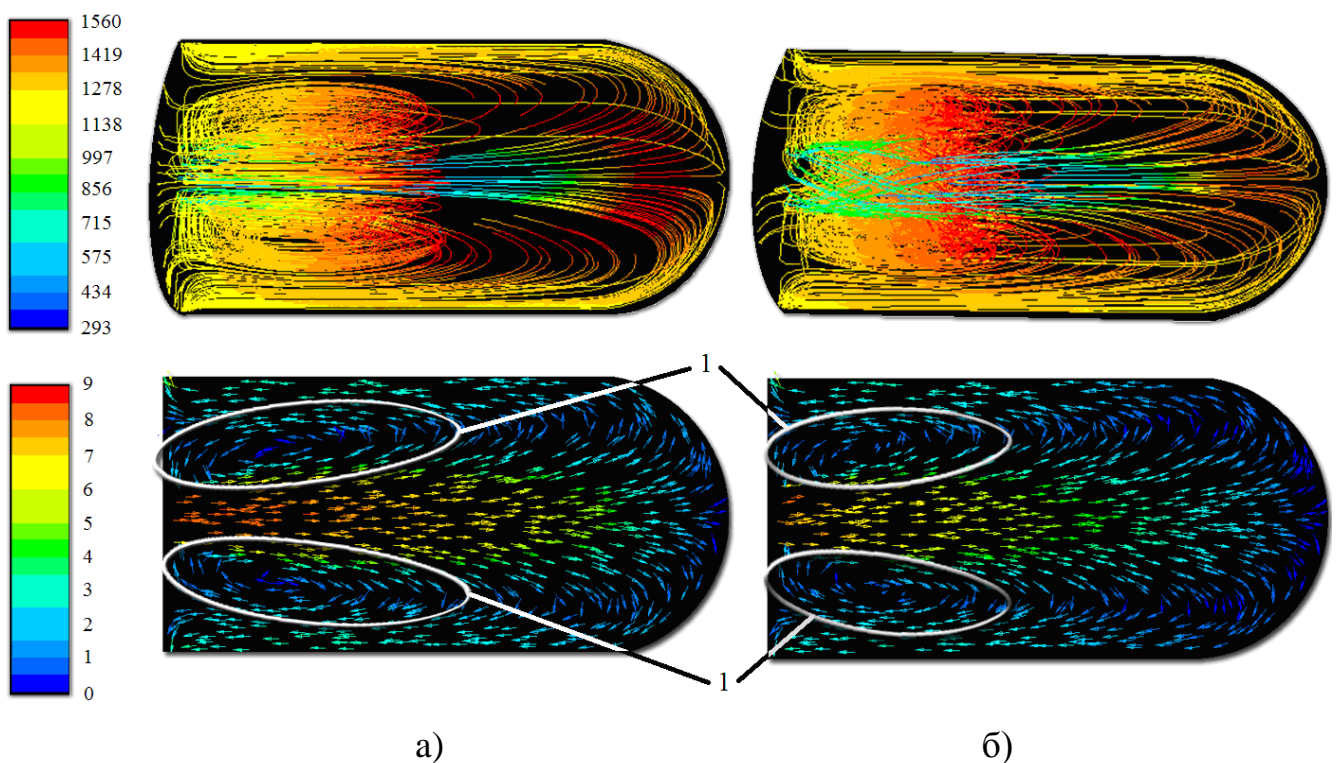


Рис. 3.1. Линии тока с цветовой индексацией по температуре топочной среды (К) и векторное поле скоростей топочной среды с цветовой индексацией по значениям скорости (м/с); а – прямоточная горелка; б – вихревая горелка; 1 – зона рециркуляции части продуктов сгорания

Факел занимает приосевую зону жаровой трубы, воспламенение происходит с наружной границы топливовоздушной струи. Контурный график массовой доли метана (рис. 3.2) позволяет оценить осредненные по Рейнольдсу геометрические размеры (дальнобойность) факела: длина – 1550 мм (примерно 86% от длины

топочной камеры), максимальный диаметр занимаемой факелом зоны – 450 мм (около 51% от диаметра жаровой трубы).

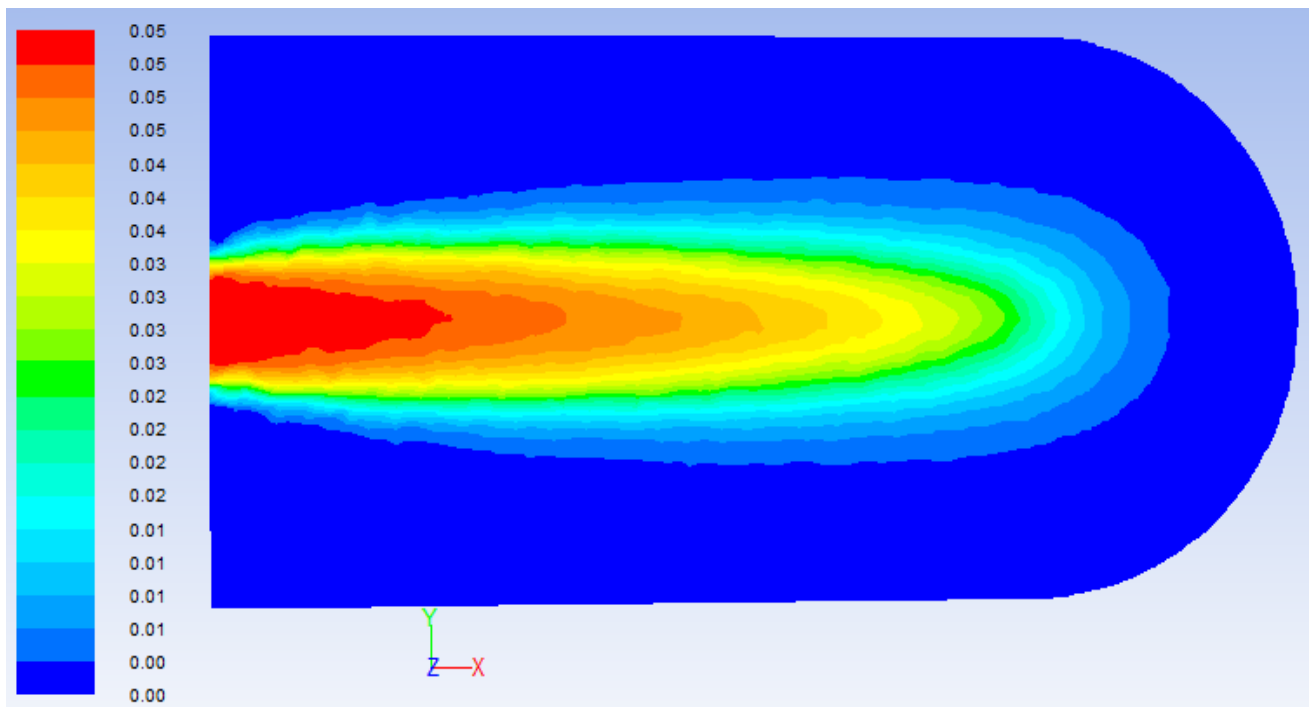


Рис. 3.2. Усредненное по времени значение массовой доли метана в топочном объеме (кг/кг)

Средняя линейная скорость движения топочной среды в приосевой зоне факела (рис. 3.3) снижается по длине топочной камеры вследствие аэродинамического сопротивления с 8 м/с на выходе из горелки почти до нуля в тыльной части жаровой трубы. Полученный вид функциональной зависимости линейной скорости от относительной координаты x/d качественно повторяет обобщенный график осевой составляющей затопленной струи, приведенный в [86]. Параметр x/d представляет собой отношение абсолютной продольной координаты x (м) к диаметру горелки d (м). Использование этого параметра многими авторами при обобщении экспериментальных данных [80 – 88] свидетельствует о том, что диаметр выходного сечения горелки d оказывает значительное влияние на аэродинамическую структуру топочной среды.

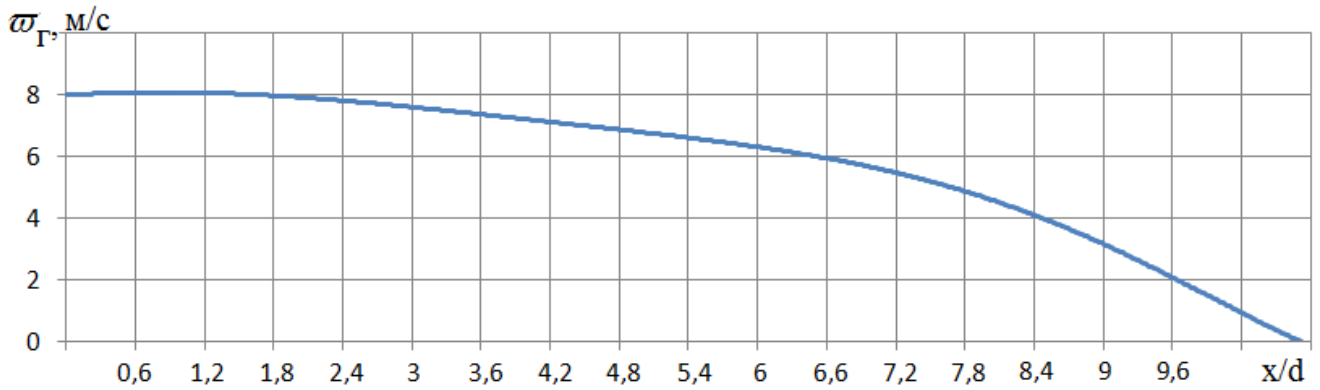


Рис. 3.3. Средняя скорость движения топочной среды в приосевой зоне факела (м/с)

В конструкторской практике принято считать днище топки точкой разворота пламени и началом первого хода дымовых газов [108]. Однако усредненные по Рейнольдсу линии тока и векторное поле скоростей топочной среды (рис. 3.1) показывают, что разворот продуктов сгорания идет по всей длине факела. В пристеночной зоне топки горячие продукты сгорания совершают первый ход в котле, проходя по периферии жаровой трубы от тыла к фронту. Средняя толщина пристеночного потока дымовых газов в топке исследуемого котла составляет 130 – 135 мм.

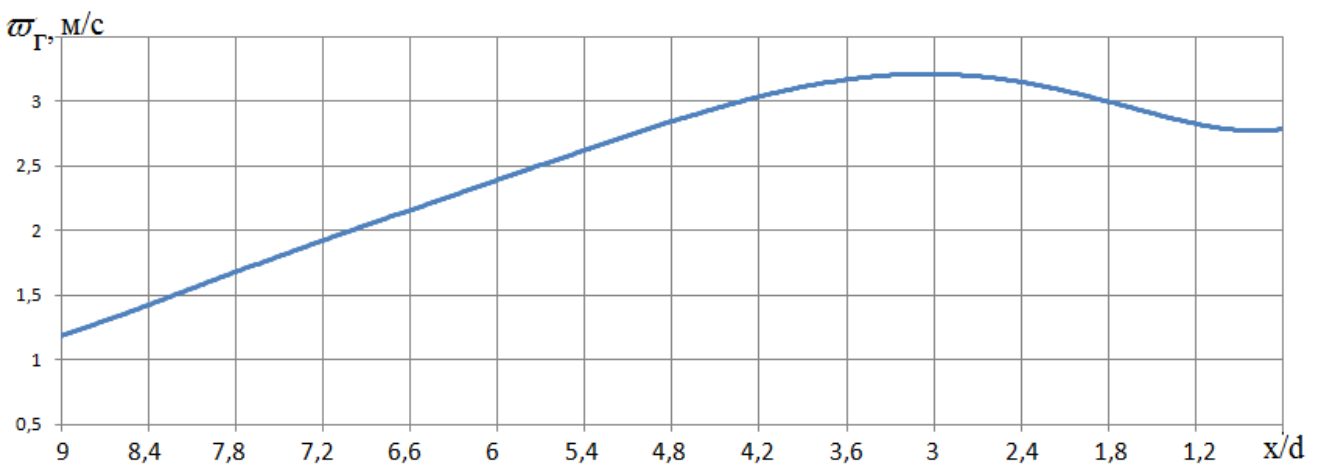


Рис. 3.4. Средняя скорость обратного хода дымовых газов (м/с)

Средняя скорость течения продуктов сгорания вдоль стенки жаровой трубы (рис. 3.4) увеличивается с 1,3 м/с в точке разворота факела (1,55 м по длине

топочной камеры, $x/d = 9$) до максимума в 3,2 м/с на расстоянии 0,5 м от фронта котла ($x/d = 3$). Причиной тому является рост объемного расхода текущих по периферии дымовых газов в результате постоянного смешивания их с покидающими факел горячими продуктами сгорания. Непосредственно перед входом в поворотную камеру дымовые газы охлаждаются до температуры на выходе из топки (906 °С) и скорость их движения снижается до 2,8 м/с.

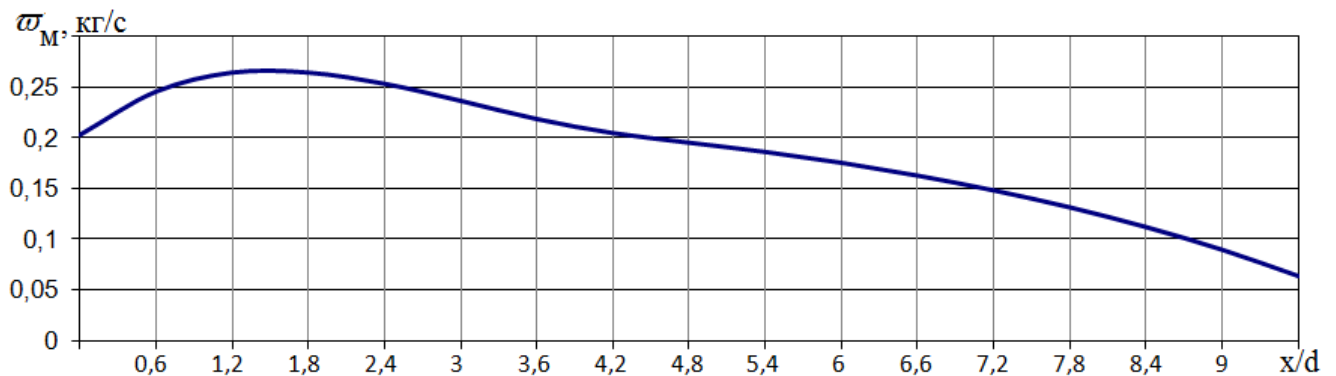


Рис. 3.5. Средняя массовый расход топочной среды в приосевой зоне факела (кг/с)

В процессе горения дымовые газы покидают факел, смещаясь в пристеночную зону. Таким образом, оценка уменьшения массовой скорости топочной среды в приосевой зоне факела (рис. 3.5) позволяет количественно оценить распределение массового расхода в области разворота дымовых газов. Из графика видно, что массовый расход покидающих факел дымовых газов увеличивается по длине топочной камеры. На расстоянии до 300 мм ($x/d = 1,76$) за горелкой в результате смешивания свежей топливоздушной смеси с рециркулирующими дымовыми газами массовая скорость топочной среды в приосевой зоне факела (рис. 3.5) увеличивается с 0,2 до 0,257 кг/с, затем по мере выгорания топлива снижается на 76% – до 0,061 кг/с. Остальные 24% продуктов сгорания достигают днища жаровой трубы и разворачиваются в тыльной её части на расстоянии 1,6 – 1,8 м от горелки, где уже не протекают процессы горения. Полученная функциональная зависимость (рис. 3.5) качественно повторяет график присоединенной массы, приведенный для затопленной струи [86]. Однако при количественном сравнении обнаруживается, что вследствие противодействия

в тупике камеры горения и эжекционной способности пристеночных обратных токов точка перегиба на графике ($x/d = 1$) при реверсивной организации аэродинамики значительно смещается в направлении устья горелки.

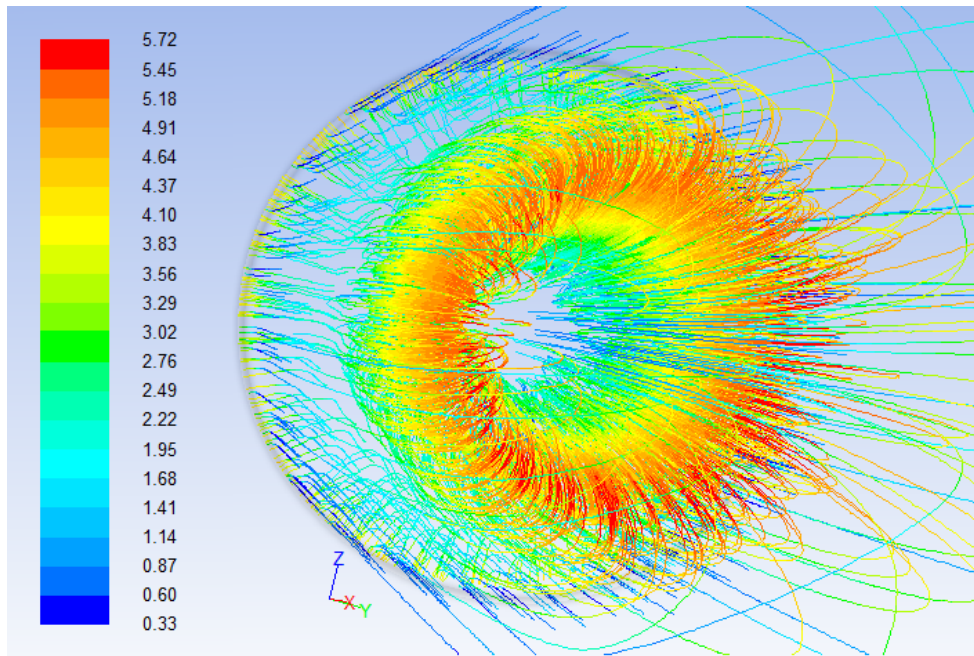


Рис 3.6. Пространственное изображение линий тока в зоне рециркуляции с цветовой индексацией по кинетической энергии турбулентности (m^2/s^2)

Часть дымовых газов после разворота не покидает топку, а огибает факел и собирается у сопла горелки, где входит в горелочную струю за более быстро движущейся внутренней частью, формируя вихревое кольцо (рис. 3.6). Таким образом, в топках с реверсивным факелом с наружной образующей топливовоздушной струи создается зона рециркуляции части продуктов сгорания к корню факела. В плоскости осевого сечения жаровой трубы эта зона представлена эллиптическими вихрями по обе стороны от факела (рис. 3.1). Вихри наблюдаются посередине между встречными течениями: зона ограничена струей свежей топливовоздушной смеси, с одной стороны, и обратными токами продуктов сгорания, с другой. Усредненные по Рейнольдсу диаметры эллиптического вихря: по малой оси эллипса 225 мм, по большой оси – 780 мм, центр эллипса находится на расстоянии 250 мм от центральной оси топки.

Вследствие постоянного внедрения новых масс продуктов сгорания в обозначенную вихревую структуру, газы в зоне рециркуляции не вовлекаются в стационарно-замкнутое циркуляционное движение, а движутся внутри вихря по конечным спиральным траекториям вплоть до выхода из топочной камеры (рис. 3.6). При этом топочная среда в вихре приобретает некоторую тангенциальную составляющую скорости. Таким образом, в пространстве зона рециркуляции представляет собой единый квазистационарный вихрь тороидальной формы, ось вращения которого совпадает с центральной осью горелки.

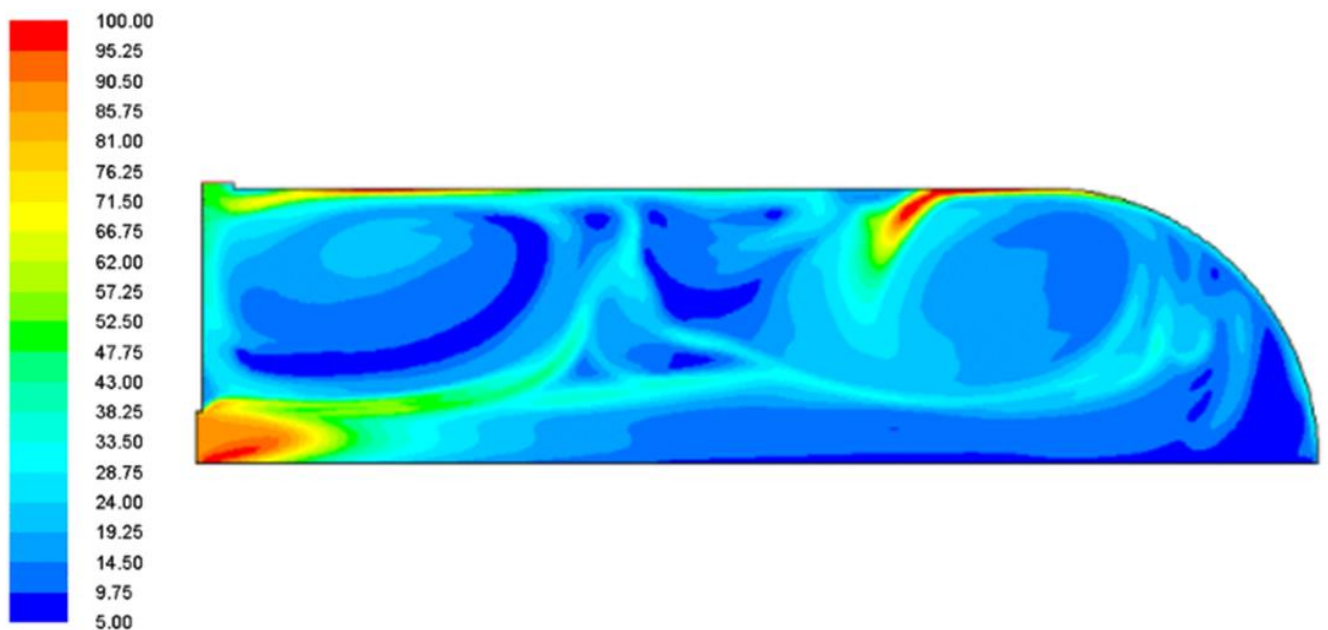


Рис. 3.7. Контурный график степени неравномерности потока (%) по результатам численного моделирования с применением метода крупных вихрей (LES).

Определенная с использованием RANS-модели средняя частота вращения рециркулирующего к устью горелки вихря около $2,5 \text{ с}^{-1}$. Средний массовый расход газов в вихре составляет $0,057 \text{ кг/с}$, что составляет около 30% массы поступающей через горелку топливовоздушной смеси. В зоне рециркуляции средняя кинетическая энергия турбулентности топочной среды достигает своего

наибольшего значения – $5,72 \text{ м}^2/\text{с}^2$. Для определения масштаба турбулентных пульсаций в области высоких значений энергии турбулентности расчетная область была дополнительно проанализирована на подробной адаптированной сетке с применением LES-методов моделирования турбулентных течений, что позволило детально изучить мелкомасштабную турбулентность, в частности в вихревой области, расположенной между встречными течениями горелочной струи и обратными токами продуктов сгорания. Контурный график степени неравномерности потока (рис. 3.7) демонстрирует, что эжекционная способность приосевого течения снижается по длине топки, в связи с «раскручиванием струи», и в точке $x/d = 1$, где тангенциальная составляющая скорости достигает минимального значения, уравнивается с эжекционной способностью обратных токов дымовых газов. В результате течение становится возможным как от центра к периферии, так и наоборот. Поверхность раздела встречных течений, являющаяся поверхностью тангенциального разрыва скорости, весьма неустойчива и быстро свертывается в один или несколько вихрей. С тыла тупиковой камеры (на границе зоны рециркуляции) за поверхностью раздела образуется крупный вихрь; второй такой же вихрь образуется со стороны горелки. Эти вихри попеременно отрываются из приосевой области, уносятся по течению и постепенно рассеиваются; на их месте возникают новые вихри. В результате образуется турбулентный след, в котором движение является завихренным. Наличие значительной диссипации энергии во всем объеме турбулентного следа, а также образование поверхности раздела приводят, с одной стороны, к росту аэродинамического сопротивления, а, с другой, – к высокой скорости горения и узкому фронту пламени на границах вихря. Вследствие чего рециркуляция производится продуктами сгорания с температурой, близкой к температуре в ядре факела.

Топочная среда в зоне рециркуляции состоит из азота и горячих продуктов сгорания: водяные пары, углекислый газ и др. оксиды. Их температура близка к температуре в ядре факела и превышает 1200 К (рис. 3.1). Посредством теплопроводности и диффузии на границах вихря происходит разогрев свежей

топливовоздушной смеси, температура которой в результате контакта с рециркулирующими газами резко повышается до 545 К. Согласно утверждению, принадлежащему Ландау и Лифшицу (1953) [175], а также на основе детальных исследований поля скорости потока вне области турбулентного следа или турбулентной струи, выполненных Филлипсом [176] и Стюартом [177], газ может втекать в турбулентный след из области потенциального течения, но не может вытекать из турбулентного следа. Т.е. интенсивного перемешивания рециркулирующих газов со свежей смесью происходить не будет: реверсивный факел можно условно представить как струю плотного горючего газа, втекающего в турбулентный след рециркулирующих продуктов сгорания. Согласно Ландау и Лифшицу [175], турбулентные пульсации скорости могут проникать из следа в область потенциального движения, но со значительным ослаблением. Таким образом, вглубь горелочной струи проникают лишь сравнительно плавные крупномасштабные пульсации, для которых диссипация энергии в тепло не играет большой роли: поэтому почти вся существующая в потоке диссипация энергии происходит внутри турбулентного следа зоны рециркуляции.

Изолинии полного избыточного давления (рис. 3.8) количественно демонстрируют его снижение в продольном сечении камеры горения. Потеря напора по длине факела составляет 39 Па (с 200 Па до 161 Па), при этом более 70% от этой величины теряется на начальном участке за горелкой на вихреобразование вследствие местного сопротивления. На периферии факела, в кольцевом пространстве между горелочной струей и обратными токами продуктов сгорания топочная среда также находится в вихревом движении: давление здесь снижается со 161 Па до 156 Па (около 10% от общего аэродинамического сопротивления топки). Это происходит в результате значительной диссипации энергии в объеме турбулентного следа, возникающего на поверхности раздела встречных газовых потоков. Сопротивления разворота и трения по длине жаровой трубы пренебрежимо малы.

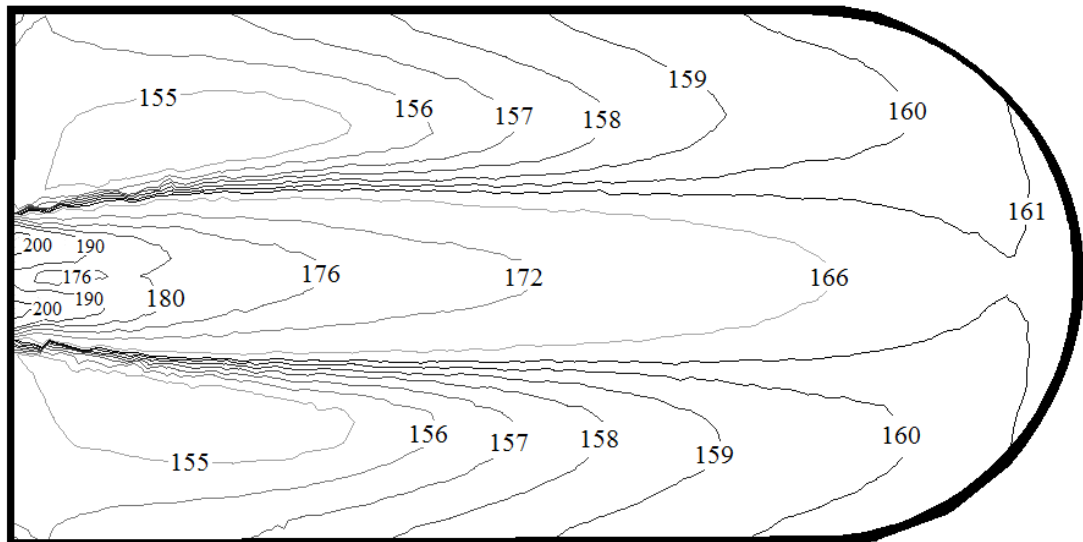


Рис. 3.8. Усредненные по Рейнольдсу изолинии полного избыточного давления (Па).

Таким образом, можно заключить, что сопротивление жаровой трубы с реверсивным факелом определяется в основном местным сопротивлением на выходе из горелки и сопротивлением, создаваемым вихрем зоны рециркуляции. Дополнительный анализ изменения полей давления при различных режимных параметрах позволит определить коэффициент аэродинамического сопротивления исследуемой тупиковой топки.

3.2 Влияние режимных параметров на характеристики факела и ядра горения

Допущение о стационарности исследуемых процессов позволяет их описание автономной системой дифференциальных уравнений. Таким образом, к объекту исследования применима математическая абстракция динамической системы, т.е. системы, меняющей состояние с изменением контрольного параметра [178]. При оценке зависимости характеристик факела и ядра горения от влияющих на них параметров аэродинамическая структура топочной среды представляется как динамическая система, которая с изменением исследуемых параметров меняет своё состояние. Если при изменении значений параметров в

анализируемом диапазоне сохраняется качественная картина разбиения аэродинамической структуры на траектории, то к объекту исследования применима математическая абстракция грубой динамической системы. Процесс смены состояний грубой динамической системы предсказуем, зависимости характеристик системы от исследуемых параметров монотонны и не имеют исключительных точек [179].

В проведенном в настоящей работе вариативном исследовании рассматривалось параметрическое семейство динамических систем, состоящее из частных случаев аэродинамической структуры, с конкретными значениями анализируемых как режимных, так и конструктивных параметров. Целью являлось выявление областей значений изучаемых параметров, при которых к объекту исследования применима математическая абстракция грубой динамической системы. Выявление монотонных функциональных зависимостей тепловых и аэродинамических параметров топочной среды от конструктивных и режимных характеристик топочного устройства имеет основополагающее значение при научной проработке вопросов конструирования и формирования нормативной базы для проектирования жаротрубных котлов.

Использование вихревых горелочных устройств интенсифицирует горение и позволяет вести процесс при меньших избытках воздуха, однако увеличивает аэродинамическое сопротивление топки в сравнении с прямоточной организацией топливоподачи. Количественно интенсивность завихрения потока оценивается параметром крутки n , который определяется по полям скоростей и давлений топочной среды. Для аксиального лопаточного завихрителя, используемого в исследуемом котле, параметр крутки является функцией его геометрических параметров (см. раздел 2.2).

Серия численных расчётов с применением RANS-моделей, выполненная для определения влияния угла наклона выходной части лопатки горелки на положение ядра горения и температуру топочной среды, смоделировала условия сжигания газа с параметрами крутки потока n от 0 до 2.

В ходе серии численных расчетов установлено, что для всех рассмотренных вариантов сочетания конструктивных и режимных факторов при значениях тангенциальной составляющей скорости потока, превышающих значения аксиальной, качественная картина разбиения аэродинамической структуры на траектории резко изменяется. «Увеличение угла наклона выходной части лопатки завихрителя более чем на 45° ($n \geq 1,4$) сопровождается отрывом потока от центральной оси горелки и появлением обширной зоны обратных токов, что приводит к преждевременному развороту факела с последующим его набросом на стены жаровой трубы. При этом вследствие прерывания реакции горения на стенках имеет место недожог горючих газов, унос их в конвективную часть котла и в атмосферу. В итоге функционирование жаротрубного котла с реверсивным факелом, имеющим такую степень закрутки, приводит к снижению его эффективности, надежности и экологичности» [96].

Аэродинамическое сопротивление жаровой трубы с реверсивным факелом $\Delta p_{жст}$ может быть определено расчетом согласно нормативной методике [23] через среднюю скорость закрученной струи ϖ_{ex} :

$$\Delta p_{жст} = \zeta \frac{\varpi_{ex}^2 \rho}{2}; \quad \varpi_{ex} = \frac{V}{F} \sqrt{1 + tg^2 \beta_n};$$

где ϖ_{ex} – средняя скорость топливоздушной смеси на выходе из горелки, ρ – её плотность, а ζ – коэффициент аэродинамического сопротивления (определяется для заданной конструкции экспериментально и характеризует экономичность устройства по затратам на дутье), V – объемный расход топливоздушной смеси через горелку, F – площадь сечения канала горелки, β_n – угол наклона выходной части лопатки относительно продольной оси канала.

Расчёты и компьютерное моделирование (приложение Г) показали, что при прямоточной и слабо закрученной подаче топливоздушной смеси ($n \leq 0,9$) коэффициент аэродинамического сопротивления топки является функцией, мало зависящей от степени крутки, и с приемлемой точностью может приниматься равным 1,1 в широком диапазоне конструктивных характеристик.

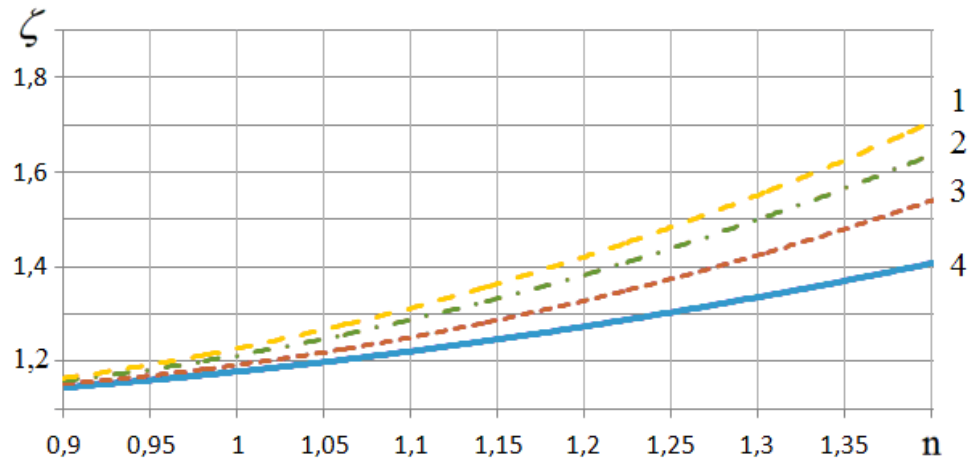


Рис. 3.9. Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления тупиковой топки от конструктивных параметров: $F_{\text{вх}}/F_{\text{т}}$ – отношение площади сечения канала к площади сечения жаровой трубы (1 – 0,09; 2 – 0,075; 3 – 0,055; 4 – 0,035)

С увеличением крутки $n > 0,9$ наблюдается повышение коэффициента аэродинамического сопротивления жаровой трубы с различной в зависимости от конструктивных характеристик интенсивностью (рис. 3.9). Это вызвано увеличением расхода рециркулирующих газов в реверсивном факеле, и, как следствие, ростом диссипации энергии в объеме турбулентного следа, возникающего на поверхности раздела встречных газовых потоков (рис. 3.7). Подобным образом влияет и увеличение диаметра выходного сечения горелки по отношению к диаметру жаровой трубы.

На выходе из вихревой горелки профиль аксиальной скорости имеет М – образную форму, с провалом в приосевой зоне. Увеличение интенсивности крутки сопровождается увеличением провала аксиальных скоростей в осевой зоне топки и смещением максимума скорости к периферии факела, откуда газы увлекаются в зону рециркуляции. Эта картина полностью соответствует известным [75, 86] закономерностям аэродинамики закрученных струй. Возрастание эжектирующей способности струи [86] с увеличением крутки обуславливает рост расхода газовой среды в вихре рециркуляции. Таким образом, с увеличением параметра крутки возрастают скорости и усложняются траектории

движения рециркулирующих продуктов сгорания, что является очевидной причиной увеличения коэффициента аэродинамического сопротивления тракта топочной среды (рис. 3.9).

Рис. 3.10 и 3.11 иллюстрируют типичные примеры стационарных полей осреднённых по Рейнольдсу характеристик течения – скорости, температуры, концентраций реагирующих компонентов – полученные по результатам численного моделирования. Линии тока, окрашенные согласно величине скорости движения среды (рис. 3.10-а), и контурный график температур в продольном сечении расчётной области (рис. 3.10-б) позволяют выделить основные особенности формирования топочной среды в ходе исследуемых процессов.

При прямоточном истечении горелочной струи (рис. 3.10-1) в факеле наблюдается высокая степень заполнения объема жаровой трубы движущейся средой, равномерное распределение тепловыделения по длине топки, результатом чего является сравнительно сниженный уровень локальных тепловых потоков. Очевидно, что эти условия благоприятствуют надежной работе котла, в частности, по условиям накипеобразования, и поэтому допускают эксплуатацию котла при меньших затратах на водоподготовку.

Использование завихрителя горелки (рис. 3.10-2) приближает зону максимального тепловыделения к фронту котла. Это позволяет интенсифицировать воспламенение и уменьшить длину факела, но влечет за собой увеличение локальных тепловых потоков, что, в свою очередь, является фактором роста генерации оксидов азота [17, 18]. При значениях параметра крутки $n < 1$ средняя температура дымовых газов на выходе из топки согласно математической модели лежит в диапазоне 842...929 °С, что не противоречит данным физического эксперимента. При использовании прямоточной горелки зона рециркуляции занимает по длине топочной камеры около 45% (рис. 3.1-а). С применением вихревых горелок её длина несколько сокращается (рис. 3.1-б), а топочная среда в зоне рециркуляции приобретает некоторую тангенциальную составляющую скорости относительно оси горелки. Максимальная

тангенциальная скорость рециркулирующих продуктов сгорания (при $n = 1,4$) составляет 2,2 м/с.

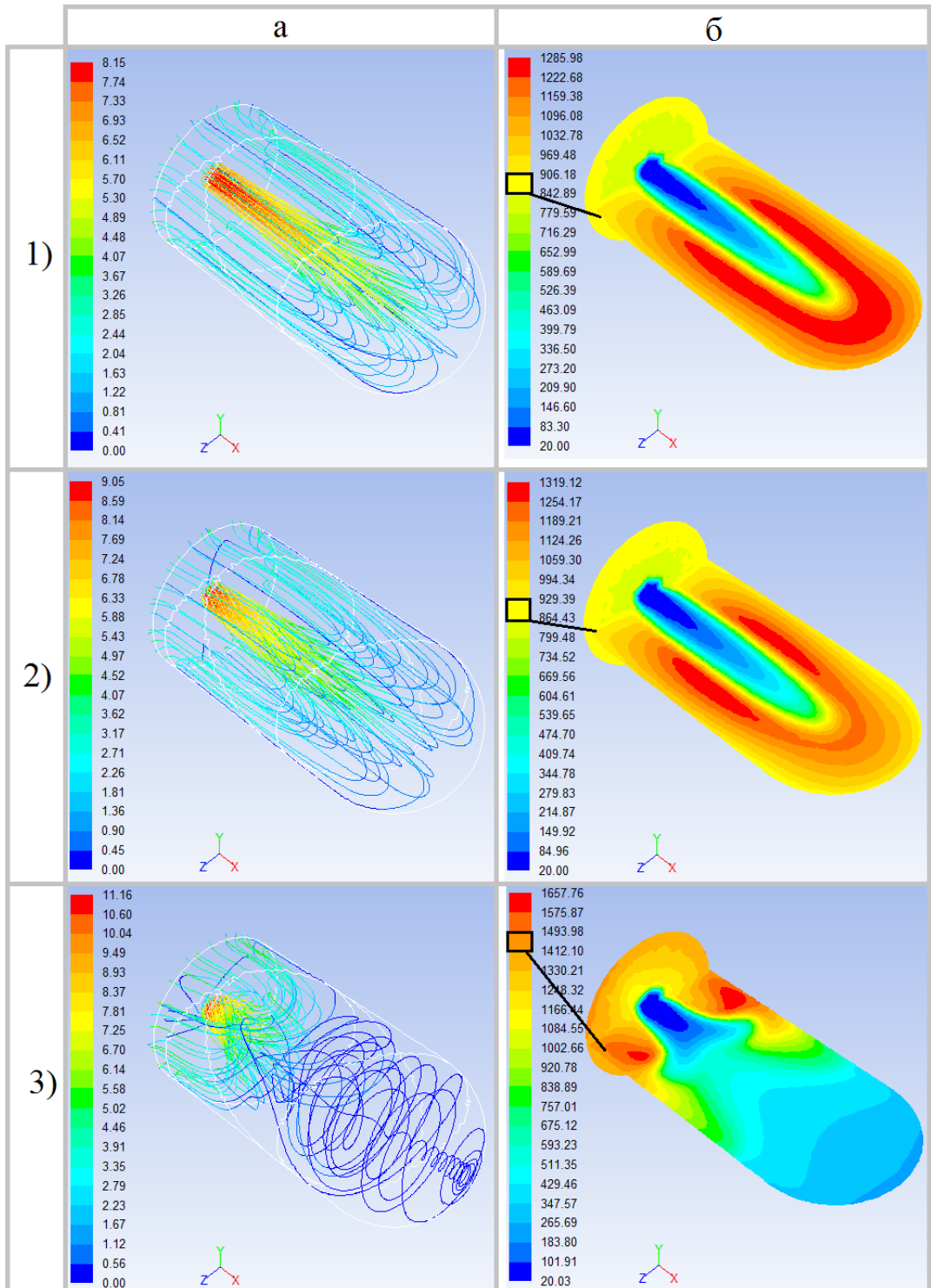


Рис. 3.10. Траектории и скорости движения дымовых газов (а) и температурные поля (б) топочной среды (вихревая структура в зоне рециркуляции условно не показана) 1) $n = 0$; 2) $n = 1$; 3) $n = 2$

Увеличение угла наклона выходной части лопатки горелки более чем на 45° ($n > 1,4$) приводит к затягиванию пламени в конвективный пучок (рис. 3.10-3), а также в большинстве случаев влечет за собой завышенные значения локальных тепловых потоков в непосредственной близости от устья горелки.

Таблица 3.1. Влияние угла наклона выходной части лопатки горелки на параметры горения в топке

Угол наклона выходной части лопатки горелки, β_l , градусы	Параметр крутки горелки n	Относительное положение ядра горения	Максимальная температура в ядре факела, $^\circ\text{C}$	Средняя температура дымовых газов на выходе из топочной камеры, $^\circ\text{C}$
0	0	0,44	1286	874
10	0,25	0,46	1292	877
20	0,5	0,5	1300	882
25	0,65	0,53	1307	886
30	0,8	0,57	1312	890
35	1	0,6	1319	896
40	1,2	0,64	1327	907

Уровень положение ядра горения относительно протяженности топки рассчитывался как отношение расстояния от днища топки до области максимальных температур к общей длине топочной камеры. Расчёт показывает, что по мере увеличения параметра крутки максимальная температура в ядре факела возрастает, а его положение смещается к фронту котла, что, в свою очередь, влечет за собой увеличение температуры уходящих из топки дымовых газов. Из табл. 3.1 видно, что вариант жаровой трубы с прямоточной горелкой характеризуется наименьшей температурой продуктов сгорания на выходе из топки, и, следовательно, обладает наибольшим тепловосприятием.

Согласно экспериментальным данным максимальной температурой будут обладать покидающие факел продукты сгорания [85]. В проточной жаровой трубе, где топочная среда движется по линейным траекториям от горелки к выходному окну, температурный максимум локализуется в определенной области на границе факела. Полученное в результате численного эксперимента распределение температуры по длине проточной жаровой трубы согласуется с общеизвестными данными [85, 106]. С увеличением тепловой мощности ядро горения смещается по длине топочной камеры без значительного изменения теплоотода от реакционной зоны. Как следствие, температура факела в проточной жаровой трубе с увеличением мощности горелки меняется не так значительно, как при реверсивной организации сжигания (рис. 3.11).

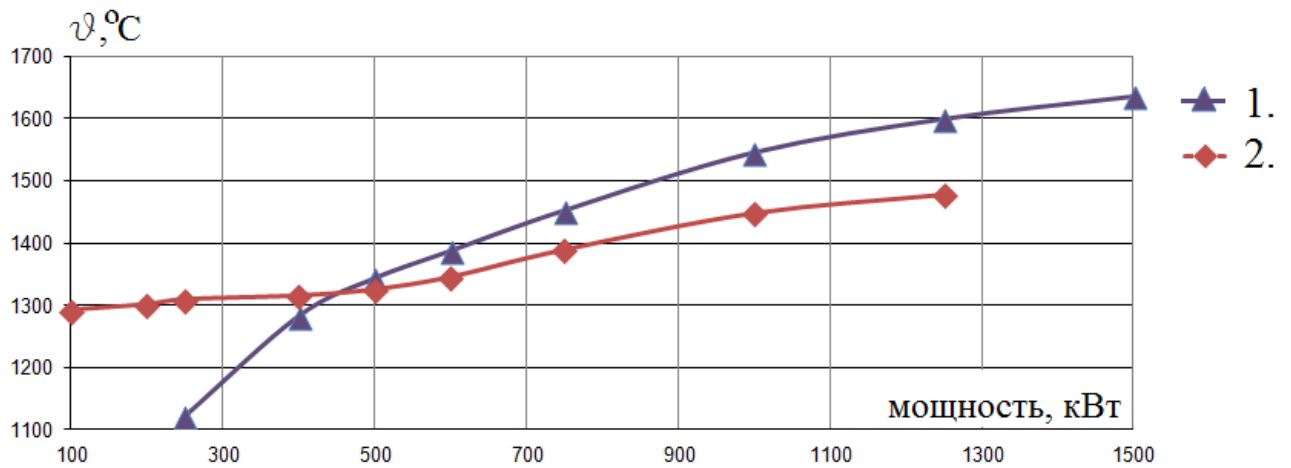


Рис. 3.11. График изменения температуры факела ($^{\circ}\text{C}$) с ростом тепловой мощности: 1 – тупиковая жаровая труба; 2 – проточная жаровая труба

Газодинамика реверсивного факела по сравнению с одноходовой организацией имеет более сложную структуру и включает в себя взаимодействие прямого хода топливовоздушной струи и обратного хода продуктов сгорания. При описанной организации топочной газодинамики посредством переноса вихрем рециркуляции компонентов горючей смеси и продуктов ее сгорания в тупиковой топке происходит интенсивный тепло- и массообмен, выравнивается объемное распределение температуры (рис. 3.10), а зона активного горения равномерно заполняет большую часть топочного пространства (рис. 3.2). В

результате теплообмена между факелом и примыкающей к нему ветвью вихря при мощности горелки меньше номинальной в ядре реверсивного факела наблюдается невысокая температура топочной среды (рис. 3.11). С дальнейшим увеличением мощности горелки снижается удельное тепловосприятие поверхности жаровой трубы, что ведет к уменьшению интенсивности теплоотвода из реакционной зоны и создает благоприятные условия для прогрессирующего роста температуры факела.

Полученная в результате численного эксперимента зависимость дальности прямого факела от тепловой мощности горелки (рис. 4) не противоречит опубликованным результатам экспериментальных исследований, проведенных в Италии в центре прикладных исследований концерна Riello [113]. С увеличением мощности возрастает скорость истечения свежей смеси, что приводит к уменьшению интенсивности нарастания температуры и росту длины факела. Так, при изменении тепловой мощности горелки в диапазоне 100–1250 кВт дальность одноходового факела возрастает в 5 раз – с 0,4 до 2 м (рис. 3.12).

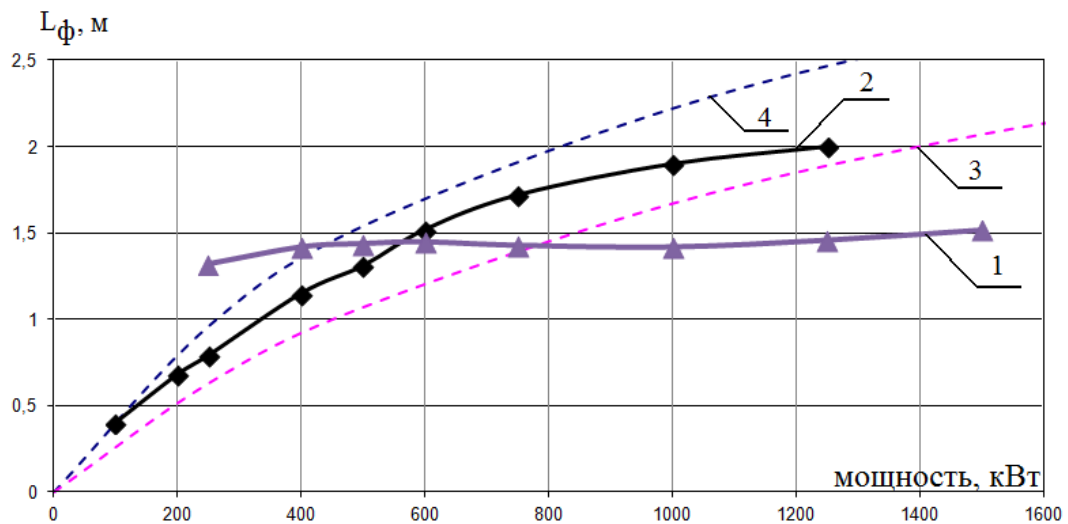


Рис. 3.12. Зависимость дальности факела от тепловой мощности топочного устройства: 1 – тупиковая жаровая труба; 2 – проточная жаровая труба; 3, 4 – минимальное и максимальное значения диапазона дальности по [113]

Динамика изменения дальности горелки в тупиковой топочной камере, в свою очередь, значительно отличается от таковой для проточной конструкции. Расчетная длина реверсивного факела при изменении тепловой мощности в 6 раз (с 250 кВт до 1,5 мВт) увеличивается лишь на 15% (рис. 3.12)

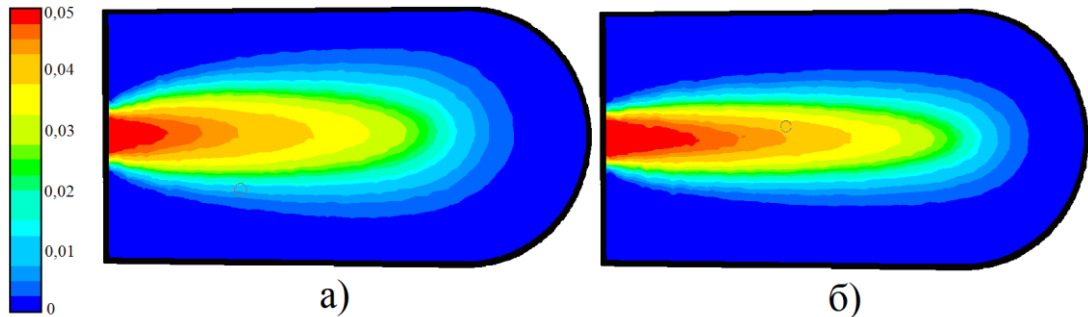


Рис. 3.13. Массовая концентрация метана в продольном сечении расчётной области: а) вихревой факел ($n = 1$); б) прямоточный факел ($n = 0$).

Согласование топочного объема с габаритами факела горелки является актуальной задачей конструирования жаровых труб, поэтому с целью исключения наброса факела на днище топочной камеры была проанализирована интенсивность выгорания метана в продольном сечении расчётной области как для вихревой (рис. 3.13, а), так и для прямоточной горелки (рис. 3.13, б). В ряде теоретических и экспериментальных работ [82, 85, 86, 110 – 113] приводятся обобщенные зависимости длины факела от диаметра выходного сечения горелки, которые свидетельствуют о том, что габариты факела могут быть predetermined конструктивными параметрами на этапе проектирования топочного устройства. Поля концентрации метана в реверсивном факеле исследуемой камеры горения (рис. 3.13) демонстрируют, что закрутка потока ($n = 1$) несущественно интенсифицирует смешение горючего с воздухом. Анализ полученных данных по выгоранию метана позволяет заключить, что даже в случае применения прямоточных горелок в исследуемом котле при работе на номинальной мощности наброс факела на днище топки маловероятен.

Полученные результаты изменения статического давления по оси тупиковой жаровой трубы (рис. 3.14) хорошо согласуются с приведенным в [86] распределением статического давления закрученной струи в цилиндрическом канале. Статическое давление топочной среды в продольном сечении жаровой трубы возрастает от фронта к тылу котла. По поперечному сечению при этом наблюдается его постоянство.

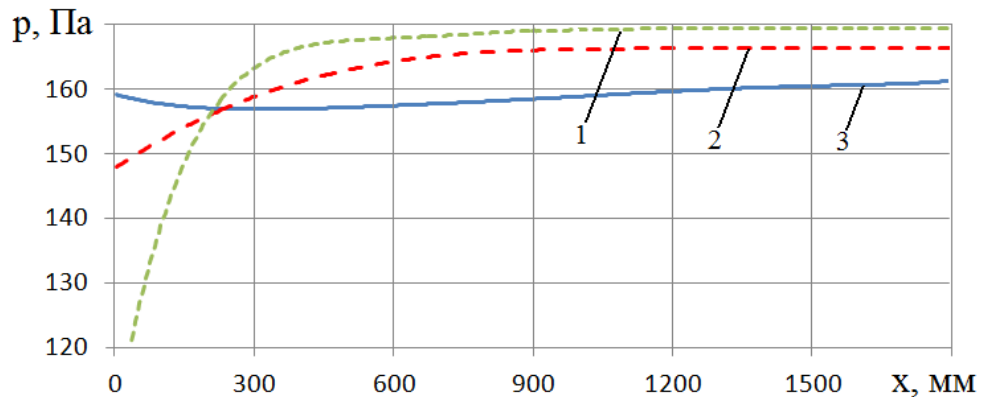


Рис. 3.14. Значения статического давления по центральной оси жаровой трубы для различных параметров крутки: 1) $n = 1,4$; 2) $n = 1,0$; 3) $n = 0$.

При использовании вихревых горелок на входе в топку наблюдается статическое разряжение. Чем больше наблюдаемое статическое разряжение на начальном участке за горелкой, тем меньше длина этого участка и тем выше статическое давление за его пределами.

3.3 Характеристики факела и ядра горения в зависимости от конструктивных параметров

В разделе 3.1 настоящей диссертационной работы с использованием пакета прикладных программ ANSYS Fluent получена подробная картина параметров топочной среды котла типа «Турботерм» при сжигании природного газа, пригодная для качественного анализа особенностей газодинамики в жаровых трубах с реверсивным факелом. В частности, применительно к исследуемой конструкции установлено, что разворот продуктов сгорания идет почти по всей

длине топки, а с наружной образующей топливоздушной струи создается зона рециркуляции части продуктов сгорания к корню факела. В разделе 3.2 установлено, что при изменении значений параметра крутки в диапазоне $0 \leq n < 1,4$ сохраняется качественная картина разбиения аэродинамической структуры на траектории, то есть к объекту исследования применима математическая абстракция грубой динамической системы. Для детальной научной проработки вопроса конструирования жаротрубных котлов требуется дополнительно установить зависимость тепловых и аэродинамических параметров топочной среды от конструктивных характеристик топочного устройства.

Рассмотрим обобщенную конструктивную схему камеры горения с реверсивным факелом. Выход продуктов сгорания из топки такого типа осуществляется по периметру обечайки через щелевой сегмент шириной $L_{вых}$, примыкающий к фронту котла. Подача гомогенной топливоздушной смеси осуществляется по цилиндрическому каналу горелки с диаметром $D_{вх}$.

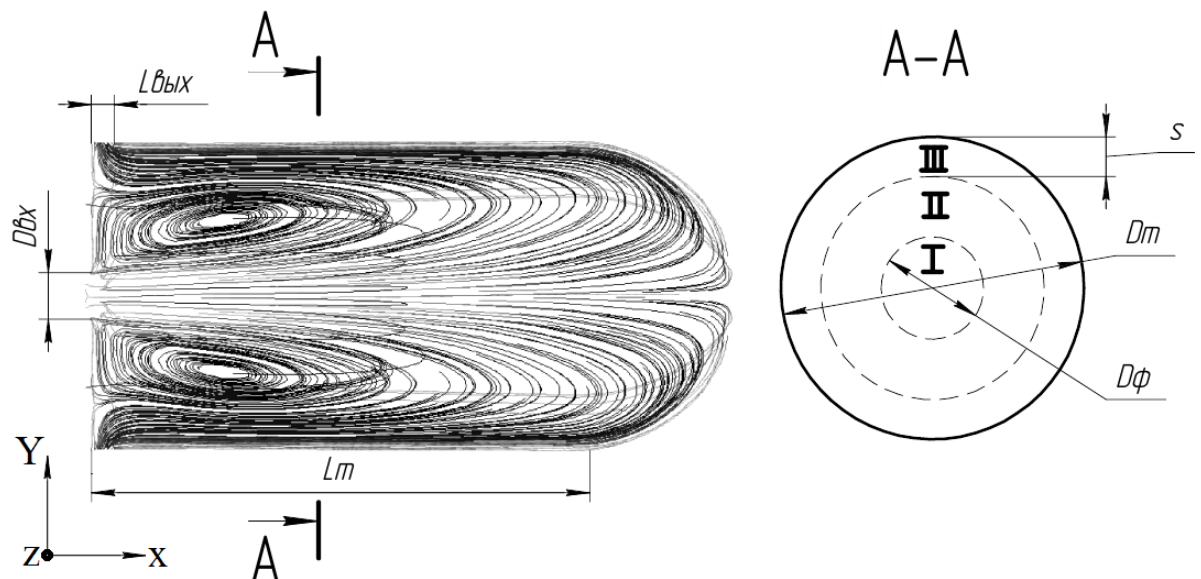


Рис. 3.15. Обобщенная конструктивная схема камеры горения с реверсивным факелом и газодинамическая структура в продольной плоскости и поперечном сечении А-А

Рассмотрено 750 вариантов компьютерных моделей реверсивных жаровых труб в широком диапазоне конструктивных характеристик. Диаметр изучаемой

топки (Dm) изменялся от 0,5 до 1,5 м с шагом 0,1 м. Длина её цилиндрической части (Lm) – от 1,5 м до 2,5 м с шагом 0,2 м. Диаметр канала горелки ($D_{вх}$) задавался в диапазоне $0,1 \cdot Dm \dots 0,25 \cdot Dm$. К рассмотрению принимались варианты с шириной выходного окна ($L_{вых}$) 50, 100 и 150 мм.

Так как в топках данного типа параметр крутки потока ввиду возможного затягивания пламени в конвективный пучок лимитируется значением 1,4 (см. п. 3.2), а в пределах этого диапазона на интегральные характеристики теплообмена и аэродинамики он влияет незначительно (табл. 3.1), то с целью увеличения производительности расчетов задавалась прямоточная подача топливовоздушной смеси.

В топке с реверсивным факелом сжигание топлива организуется в системе встречного движения топливовоздушной струи и обратного хода продуктов сгорания. Рассматриваемое течение топочной среды является трехмерным. Однако наиболее характерной и определяющей является газодинамическая структура в продольной плоскости (рис.. 3.1, 3.15).

Для всех исследованных вариантов усредненные по Рейнольдсу линии тока топочной среды осесимметричны, приосевая зона занята факелом, на периферии происходит возвратное движение продуктов сгорания. Воспламенение происходит с наружной границы топливовоздушной струи, далее дымовые газы покидают факел, смещаясь в пристеночную зону. Таким образом, по газодинамической структуре (рис. 3.15) можно выделить три соосных области реверсивного факела: струя прямого тока (I), область разворота (II) и возвратный ход дымовых газов (III). Средняя линейная скорость движения топочной среды в приосевой зоне факела снижается по длине топки вследствие аэродинамического торможения, в то же время скорость течения продуктов сгорания в пристеночном слое увеличивается вследствие его накачки покидающими факел горячими продуктами сгорания.

Для всех исследованных вариантов подтверждено, что при реверсивной организации горения возникают квазистационарные вихревые структуры тороидальной формы вследствие внедрения компактной массы быстро

движущейся топливоздушнoй струи в малоподвижную топoчную среду. Вихри наблюдаются посередине между встречными течениями: зона ограничена струей свежей топливоздушнoй смеси, с одной стороны, и обратными тoками продуктов сгорания, с другой. Таким образом, зная толщину слоя этих потоков можно определить расположение вихря по оси Y и его малый эллиптический диаметр. Эллиптический диаметр вихря по большой оси, согласно численным экспериментам, зависит не только от геометрических характеристик жаровой трубы, но и от физико-химических параметров топoчной среды. Следует отметить, что при близком к единице отношении радиуса канала горелки к толщине пристеночного слоя выраженная зона рециркуляции может отсутствовать.

По результатам серии произведенных вариативных расчетов можно оценить объемную долю рециркулирующих газов. В рассмотренном диапазоне конструктивных характеристик при любой нагрузке доля рециркулирующих газов в большей степени зависит от геометрических характеристик живых сечений на входе и выходе из жаровой трубы (рис. 3.16). Эта зависимость удовлетворительно описывается степенным уравнением

$$r = 3,16 \cdot e^{-0,8 \cdot f},$$

где f – это отношение диаметра сечения канала горелки ($D_{вх}$) к ширине выходного окна ($L_{вых}$).

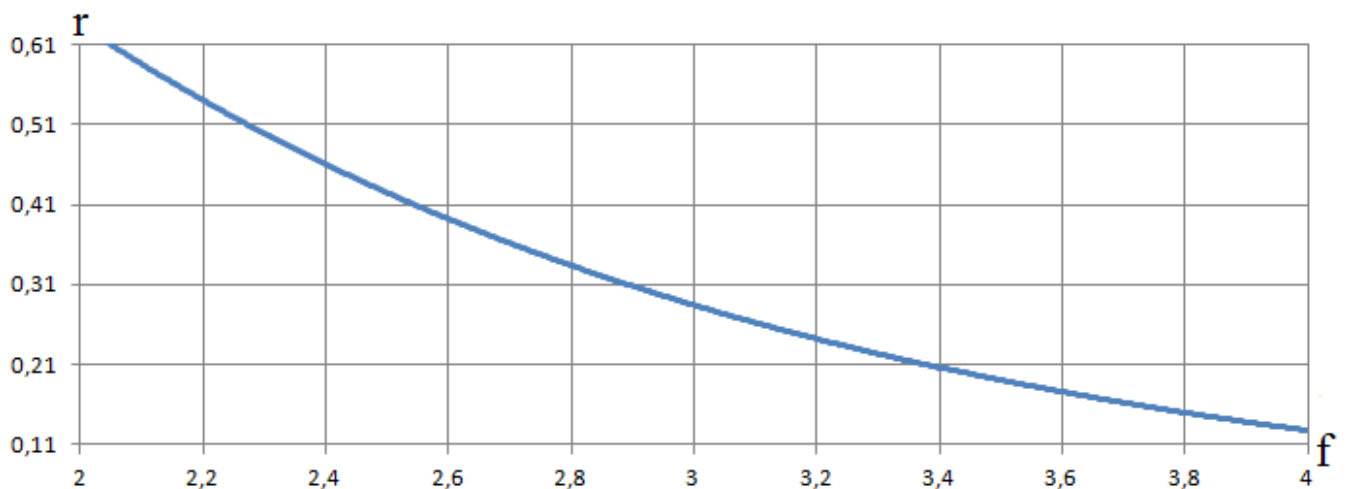


Рис. 3.16. Доля рециркулирующих газов (r)

При описанной организации топочной газодинамики в результате теплообмена между факелом и примыкающей к нему ветвью вихря наблюдается понижение температуры в ядре горения вследствие теплоотвода из реакционной зоны. При этом часть отведенного от факела тепла покидает топку с уходящими газами, а часть – вследствие рециркуляции возвращается свежей смеси.

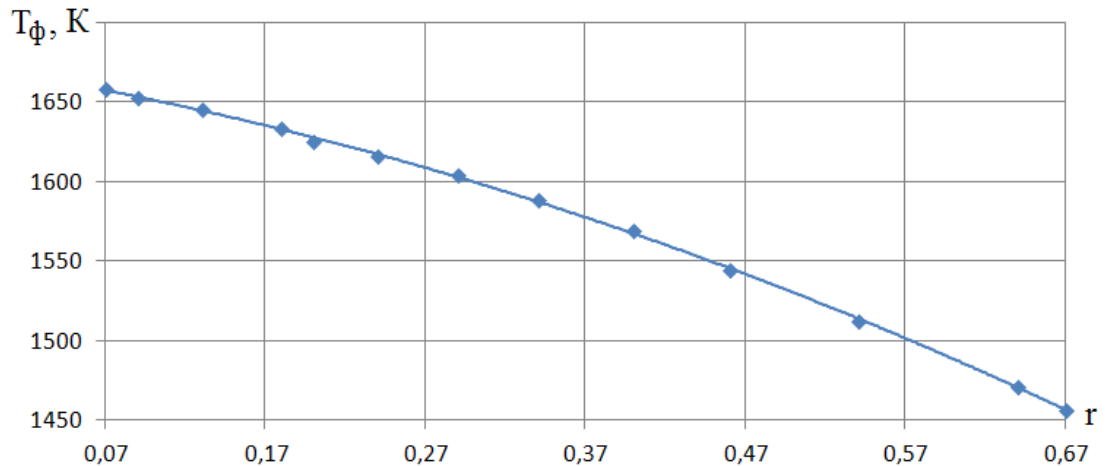


Рис. 3.17. Зависимость температуры в ядре горения от объемной доли рециркулирующих газов (численный эксперимент при объемном тепловом напряжении 500 кВт/м^3)

С увеличением объемной доли рециркулирующих продуктов сгорания будет также расти и интенсивность теплоотвода от факела, что приводит к снижению температуры в ядре горения (рис. 3.17). Кроме того, увеличение количества рециркулирующих газов способствует нагреву свежей топливоздушной смеси, чем улучшает условия для воспламенения и дальнейшего протекания химической реакции горения.

3.4 Обобщенный анализ полученных результатов численного исследования.

Выявление монотонных функциональных зависимостей тепловых и аэродинамических параметров топочной среды от конструктивных и режимных характеристик топочного устройства имеет основополагающее значение при научной проработке вопросов конструирования и формирования нормативной базы для проектирования жаротрубных котлов.

С этой целью в ходе вариативного исследования рассмотрено 750 вариантов компьютерных моделей реверсивных жаровых труб в широком диапазоне конструктивных характеристик. Для систематизации полученных результатов в виде единого параметрического семейства динамических систем, состоящего из частных случаев газодинамической структуры, выявлен список варьирующих параметров камеры горения, изменение которых позволяет влиять на эффективность работы котельной установки: конструктивные D_T – диаметр топки, L_T – длина цилиндрической части топки, D_r – диаметр канала горелки, $L_{\text{вых}}$ – ширина выходного окна, n – параметр крутки горелки; режимный Q – тепловая мощность горелки.

В качестве критериев оценки эффективности предложены следующие расчетные характеристики топочной среды: $L_{\text{ф}}$ – дальнобойность факела горелки, $T_{\text{ф}}$ – температура в ядре горения, r – доля рециркулирующих газов, v''_T – температура дымовых газов на выходе из топки (оценка удельного тепловосприятия камеры горения), Δp – аэродинамическое сопротивление топки, F – поверхность теплообмена (оценка металлоемкости).

Получены следующие значения изучаемых параметров, при которых для изменения значений параметров в анализируемом диапазоне сохраняется качественная картина разбиения газодинамической структуры на траектории.

1. Диаметр изучаемой топки от 0,5 до 1,5 м. Длина её цилиндрической части – от 1,5 м до 2,5 м. Диаметр канала горелки в диапазоне $0,1 \cdot D_m \dots 0,25 \cdot D_m$.
2. Длина цилиндрической части топки должна быть больше дальнобойности факела горелки для исключения его наброса на днище жаровой трубы.
3. Параметр крутки не должен превышать значение 1,4, в противном случае происходит срыв потока от центральной оси горелки и образование зоны обратных токов в приосевой области, что приводит к затягиванию пламени в конвективный пучок.
4. Влияние завихрителей с параметром крутки $n < 1,4$ на теплообмен в жаровой трубе незначительно по сравнению с прямоточной организацией факела,

поскольку в топках такого типа уже имеет место интенсификация конвективного теплообмена за счет турбулизации потока при развороте факела.

В ходе вариативного исследования подтверждено, что при соблюдении указанных условий к объекту исследования применима математическая абстракция грубой динамической системы, процесс смены состояний которой предсказуем, а зависимости критериев эффективности от варьирующих параметров монотонны и не имеют исключительных точек.

Анализ полученных в результате численного моделирования данных **позволяет выделить следующие технико-экономические показатели и преимущества камер горения с реверсивным факелом:**

– при реверсивной организации газодинамики наблюдается высокая степень заполнения объема жаровой трубы движущейся средой и равномерное распределение тепловыделения по длине камеры сгорания, результатом чего является сравнительно сниженный уровень локальных тепловых потоков, что благоприятствует надежной работе устройства, в частности, по условиям накипеобразования, и поэтому допускает его эксплуатацию при меньших затратах на водоподготовку;

– прямоточная подача топлива совместно с достаточно высокой интенсивностью турбулентности по всему топочному объему создают наиболее благоприятные условия для равномерного выгорания топлива при минимальном аэродинамическом сопротивлении;

– закрутка потока на входе в зону рециркуляции значительно ускоряет выгорание газообразного топлива, благодаря существенной интенсификации смешения с воздухом; это позволяет уменьшить длину факела и исключить его наброс на поверхности нагрева во всех режимах работы устройства, а также снизить металлоемкость устройства за счет сокращения длины жаровой трубы;

– интенсивный теплоотвод от факела приводит к снижению температуры в ядре горения что, в свою очередь, является благоприятным фактором для снижения эмиссии термических оксидов азота.

Глава 4. Теоретические основы повышения эффективности работы жаротрубных котлов

4.1 Методологический подход к конструированию жаротрубных котлов

Модернизация и конструирование камер горения связаны с изучением сложной вихревой аэродинамики и трехмерного турбулентного факела. В инженерной практике затруднителен как теоретический расчет, так и прогнозирование этих процессов. В отсутствие известных экспериментальных значений критериев подобия для конструктивных схем жаротрубных котлов спрогнозировать характеристики работы их камер горения представляется возможным только по результатам расчета полной аэродинамической картины методом конечноэлементного анализа, который требует значительного количества времени для получения устойчивого решения системы сложных дифференциальных уравнений. Это делает неэффективным применение предложенных численных подходов для решения оптимизационных задач, требующих перебора и обсчета большого количества вариантов конструктивных схем. «При разработке новой конструкции котла, когда приходится проводить много оценочных расчетов, не требующих высокой точности, желательно иметь инженерный метод расчета, который занимает меньше расчетного времени» [40].

В отечественной практике конструирования котлов для инженерных расчетов камеры горения к топочному процессу применяется теория подобия [7]. Для конструктивных схем, применительно к которым подобие не соблюдается, в настоящей диссертационной работе предлагается следующие положения методологического подхода к конструированию:

1. В процессе проектирования ставится задача определения оптимальных геометрических и режимных параметров камеры горения, обеспечивающих эффективность работы котельной установки. Таким образом, конструктивная схема газового тракта жаротрубного котла является результатом решения многокритериальной задачи оптимизации.

2. Конструктивная схема представляется в виде параметрической модели, т.е. набора параметров и критериев. В процессе конструирования значения параметров редактируются с целью улучшения характеристик модели (критериев). Изменение какого-либо параметра приводит к изменению одного или нескольких критериев в соответствии с заданными функциональными зависимостями. Прямое изменение критериев без изменения параметров при этом исключено.

3. Оценка эффективности рассматриваемой конструктивной схемы производится её сравнением с прототипом или аналогом. В качестве способа оценки эффективности предлагается некоторая оценочная функция вида

$$E = \sum_{i=1}^N a_i \frac{\Delta x_i}{x_i},$$

где: N – кол-во критериев параметрической модели, x_i – значение i -ого критерия, Δx_i – изменение i -ого критерия по отношению к прототипу или аналогу (разность Δx_i может быть отрицательной при изменении критерия в сторону снижения эффективности работы установки), a_i – весовой коэффициент (задается, исходя из приоритетов и поставленных задач). Весовые коэффициенты должны качественно отражать важность соответствующих частных критериев.

4. В случае, если конструктивная схема отличается от прототипа значением более чем одного параметра, оценку эффективности предлагается осуществлять по сумме расчетных значений оценочных функций, полученных в процессе оптимизации (поочередного изменения параметров по одному).

5. В идеале целью оптимизации является получение оптимальной конструктивной схемы. Однако, зачастую не существует универсального решения для каждого критерия эффективности, поэтому принимаются компромиссные решения для максимизации только одного или нескольких ключевых критериев.

Предложенный методологический подход позволяет экстраполировать результаты как численных, так и натуральных экспериментов для решения задач конструирования и оптимизации камер горения. На его основе возможна систематизация и широкое практическое применение на производстве

представленного в виде функциональных зависимостей экспериментального материала в областях теории топочных процессов, аэродинамики факела и закрученных струй. Использование предложенной оценочной функции решает проблему многокритериального выбора и делает возможной компьютерную реализацию эволюционного вычислительного алгоритма для оптимального комбинирования и вариаций параметров камер горения. Использование весовых коэффициентов при этом упрощает разработку компромиссных решений для задач оптимизации только по ключевым параметрам.

Задача оптимизации применительно к предложенному методологическому подходу конструирования камер горения считается сформулированной, если заданы: варьируемые параметры, изменение которых позволяет влиять на эффективность работы котельной установки; критерий оптимальности (оценочная функция); математическая модель топочного процесса; ограничения, связанные с экономической целесообразностью и конструктивными условиями. В главе 3 на основе произведенного вариативного исследования получена подробная картина параметров топочной среды в тупиковых жаровых трубах с реверсивным факелом и на её основе проведен качественный анализ особенностей аэродинамики. Структурирование и формализация этих данных, очевидно, имеет основополагающее значение при разработке базы для инженерного метода расчета жаротрубных котлов.

4.2 Конструктивная схема усовершенствованной камеры горения

Для апробации предложенного методологического подхода на уровне изобретения разработана конструктивная схема камеры горения [180], которая представляет собой проточную жаровую трубу с модифицированной крышкой. Задачи изобретения:

- обеспечение условий для равномерного выгорания топлива при минимальном аэродинамическом сопротивлении,
- применение новых способов регулирования для автоматизации работы камеры горения, которые позволят управлять количеством дымовых газов,

идуших на рециркуляцию, и тем самым регулировать температуру ядра горения и интенсивность турбулентности на входе в зону рециркуляции.

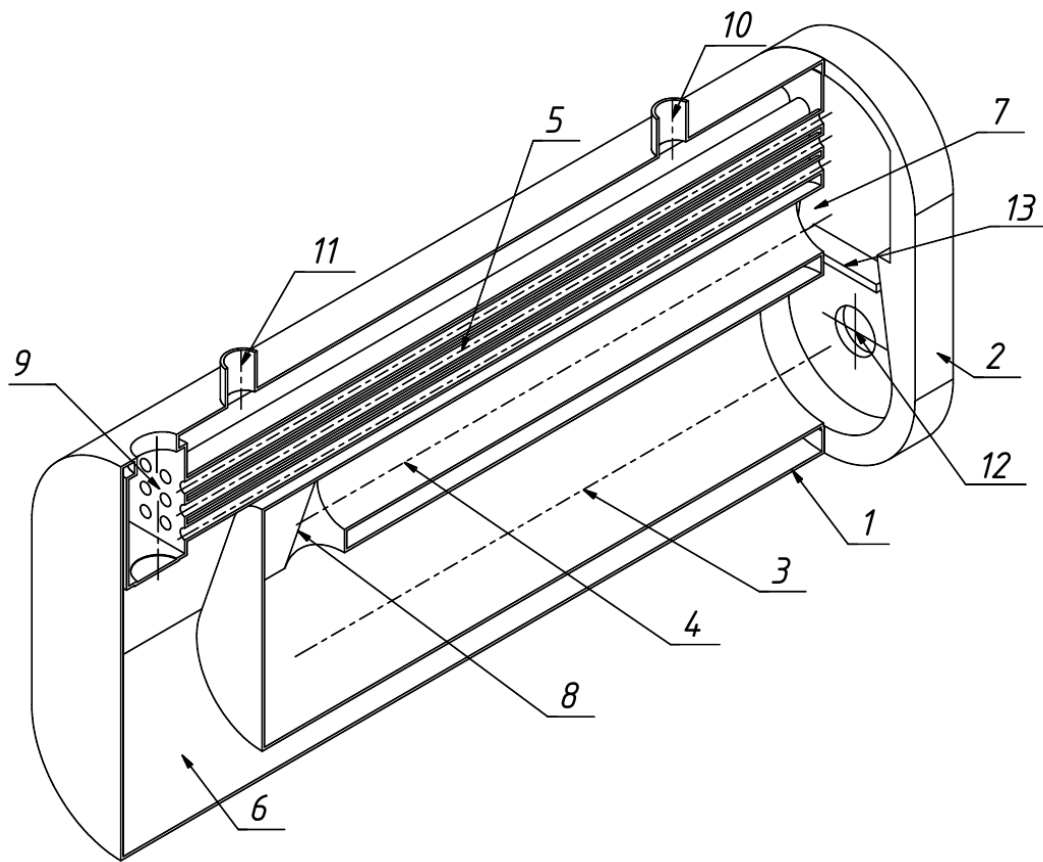


Рис. 4.1 Трехмерное изображение конструктивной схемы камеры горения в продольном разрезе [180]

Разработанная конструктивная схема (рис. 4.1) состоит из корпуса 1, соединенного с крышкой 2. Внутри корпуса расположены камера горения 3, конвективный газоход 4 и пучок дымогарных труб 5, охлаждаемые водяной рубашкой 6. Камера горения и конвективный газоход соединены между собой каналом рециркуляции 7 и каналом прохода дымовых газов 8. Конвективный газоход совмещен с пучком дымогарных труб, на выходе из которых (по ходу дымовых газов) расположен сборный дымовой короб 9. В верхней части корпуса расположены патрубки 10 и 11, предназначенные для подвода и отвода воды. В крышке выполнены труба для ввода горелки 12 и регулирующая заслонка 13,

позволяющая изменять сечение для прохода дымовых газов в канале рециркуляции.

Сжигание топлива осуществляется в камере горения. Образовавшиеся дымовые газы поступают в конвективный газоход как через поворотный канал, так и через канал рециркуляции. Изменение положения регулирующей заслонки позволяет управлять количеством дымовых газов, идущих на рециркуляцию, и тем самым влиять на температуру ядра горения и интенсивность турбулентности на входе в зону рециркуляции следующим образом:

– изменение проходного сечения канала рециркуляции увеличивает (при открытии регулирующей заслонки) или уменьшает (при её закрытии) долю дымовых газов в рециркулирующем потоке. Рециркулирующий поток дымовых газов, направляясь в канал рециркуляции, контактирует с устьем факела, отдавая при этом за счет теплопроводности и диффузии часть тепла поступающей воздушно-топливной смеси. В результате появляется возможность интенсификации воспламенения и протекания реакции горения. Техническим результатом является регулировка температуры горения и дальнобойности факела.

– увеличение доли рециркулирующего потока через канал рециркуляции приводит к росту турбулентной скорости горения, что дополнительно снижает дальнобойность факела и позволяет уменьшить активный объем камеры сгорания. Техническим результатом является снижение металлоемкости устройства.

Запатентованная конструктивная схема камеры горения, включая способы регулирования для её автоматизации, пригодна к практической реализации в промышленной теплоэнергетике только после расчёта технических, технологических и организационных решений по её проектированию и производству. Однако ввиду отсутствия доступных для инженерной практики экспериментальных значений критериев подобия, применимых к такой конструктивной схеме, затруднительны как теоретический расчет, так и оптимизация разработанного устройства.

4.3 Принципы расчета теплообмена в камере горения предложенной конструкции

Опишем применение предложенного методологического подхода и полученных сведений о закономерностях аэродинамики камер горения для теплотехнического расчета разработанной на уровне изобретения [180] конструктивной схемы (рис 4.1).

Для реализации предложенного методологического подхода и систематизации полученных в ходе вариативного исследования результатов в виде единого параметрического семейства динамических систем, состоящего из частных случаев газодинамической структуры, требуется установить взаимосвязь основных тепловых и аэродинамических параметров топочной среды в диапазоне используемых на практике конструктивных и режимных характеристик топочного устройства. В разделе 3.3 приводится установленный диапазон значений изучаемых параметров, в рамках которого сохраняется качественная картина разбиения газодинамической структуры на траектории, а функциональные зависимости тепловых и аэродинамических параметров топочной среды от конструктивных и режимных характеристик топочного устройства не имеют исключительных точек.

Задачей расчета теплообмена в топочной камере является определение тепловосприятия экрана топки и температуры газов на выходе из нее. Понижение температуры дымовых газов на выходе из топки свидетельствует об увеличении тепловосприятия в топочной камере и, следовательно, повышении эффективности работы котлоагрегата. В конструкторской практике основной интегральной характеристикой эффективности котла является коэффициент полезного действия брутто, определяемый как отношение количества теплоты, затраченной на получение тонны пара или горячей воды, ко всей теплоте, выделяющейся в топке при сгорании топлива. Тепло полезно используемое в топке при этом определяется как:

$$Q = Q_T - \Gamma''_T (\text{кДж/м}^3),$$

где Q_T – полезное тепловыделение в топке, отнесенное к одному m^3 (кг) топлива (kJ/m^3), I''_T – энтальпия, которой обладают продукты сгорания (kJ/m^3) при температуре на выходе из топочной камеры v''_T . Температура газов на выходе из топки v''_T определяется через функциональную зависимость критерия радиационного теплообмена Больцмана (Bo) и критерия поглощательной способности Бугера (Bu) [7]. «Критерий Больцмана представляет собой характеристическое число, контролирующее соотношение между конвективным переносом теплоты и излучением абсолютно черного тела при температуре рассматриваемого объема» [181]. Влияние этого критерия на тепловосприятие описывается уравнениями теплообмена и хорошо изучено. Другой основной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности (критерий Бугера), который учитывает влияние на теплообмен неизотермичности температурного поля топки и эффекта рассеяния излучения.

Известно, что изменение положение ядра факела в топке существенно сказывается на температуре уходящих газов и, как следствие, на тепловосприятии топочных экранов. Для учета распределения температуры по топочному объему, степени забалластированности топочных газов и других факторов в упомянутой функциональной зависимости у критерия Bu имеется множитель M , который, свою очередь, учитывает влияние положения ядра горения на температуру на выходе из топки.

Результаты численного эксперимента (табл. 3.1) демонстрируют, что по мере увеличения параметра крутки топливовоздушного потока в горелочном устройстве ядро горения смещается к фронту котла, что в реверсивной топочной камере влечет за собой увеличение температуры покидающих топку продуктов сгорания, а в проточной – наоборот, ведет к её снижению. Так, например, вариант тупиковой жаровой трубы с прямоточной горелкой характеризуется наименьшей температурой продуктов сгорания на выходе из топки (рис 3.10), и, следовательно, обладает наибольшим тепловосприятием (табл. 3.1). Таким образом, относительное положение максимума температур в реверсивном факеле должно определяться как отношение расстояния от днища топки до ядра горения

к общей длине топочной камеры. А при проточной конструкции – наоборот: как отношение расстояния от устья горелки до ядра горения к общей длине топочной камеры.

При определении местоположения максимума температур в топке жаротрубного котла следует учитывать, что максимальной температурой будут обладать покидающие факел продукты сгорания [85], топка имеет цилиндрическую форму, а единственная горелка расположена на горизонтальной оси жаровой трубы. Поэтому для вычисления координаты ядра горения необходимо брать во внимание смесеобразование, степень предварительного смешения, скорости вытекающего потока, диаметр горелки, коэффициент избытка воздуха и условия развития факела. Другими словами, определяющей характеристикой топочного устройства жаротрубных котлов является дальнобойность единственной горелки и, как следствие, актуальной задачей конструирования жаровых труб становится вычисление длины факела.

4.3.1 Дальнобойность факела и положение зоны максимума температур

В ряде теоретических и экспериментальных работ [82, 85, 86, 110 – 113] приводятся обобщенные зависимости длины факела от диаметра выходного сечения горелки, которые свидетельствует о том, что габариты факела могут быть предопределены конструктивными параметрами на этапе проектирования топочного устройства. Кроме того, определение габаритов факела возможно с привлечением кинетики реакций и других основных факторов, дающих возможность выявить время, необходимое для завершения процесса горения до намеченной полноты сгорания.

В соответствии с принципом Михельсона: масса смеси, сгоревшей во фронте пламени, равна количеству смеси, поступающей к фронту пламени. Т.е. для обеспечения стабильного горения топливовоздушная смесь к зоне воспламенения должна поступать со скоростью, равной скорости распространения пламени [182]. За длину факела с достаточной точностью можно принять координаты точки на оси горелки, в которой соблюдается это условие:

$$\omega_{\text{см}} = -U,$$

где $\omega_{\text{см}}$ – осевая составляющая скорости движения топливовоздушной смеси, поступающей к фронту горения (м/с), а U – направленная в противоположном направлении скорость распространения пламени (м/с), которая определяется скоростью химической реакции горения. На практике в качестве основной характеристики горения газа принято считать пропорциональную U величину – скорость нормального распространения пламени $U_{\text{н}}$, м/с, которая согласно основному уравнению теории Я. Б. Зельдовича и Д. А. Франк-Каменецкого [183, 184] рассчитывается по формуле [185]:

$$U_{\text{н}} = \frac{1}{\rho_0 \cdot c_p (T_{\text{ф}} - T_0)} \cdot \sqrt{2 \cdot \lambda \cdot Q_{\text{г}} \cdot \int_{T_0}^{T_{\text{ф}}} w_{\text{г}} dT},$$

где $T_{\text{ф}}$, T_0 – соответственно эффективная температура факела и поступающей к нему топливовоздушной смеси, К; ρ_0 – плотность свежей топливовоздушной смеси, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности топочной среды при температуре $T_{\text{ф}}$, Вт/(м·К); c_p – средняя теплоемкость в зоне активного горения, Дж/К; $Q_{\text{г}}$, $w_{\text{г}}$ – соответственно тепловой эффект и скорость реакции горения.

Скорость реакции второго порядка согласно названной теории [184] выражается как [185]:

$$w_{\text{г}} = k_0 \cdot c_a \cdot c_b \cdot e^{-\frac{E_A}{RT_{\text{ф}}}},$$

а её интеграл по температуре [185]:

$$\int_{T_0}^{T_{\text{ф}}} w_{\text{г}} dT = k_0 \cdot c_a \cdot c_b \cdot e^{-\frac{E_A}{RT_{\text{ф}}}} \cdot \frac{RT_{\text{ф}}^2}{E_A},$$

где c_a , c_b – соответственно молярная концентрация горючего и окислителя в зоне реакции, моль/м³; k_0 – константа скорости химической реакции, м³/(с·моль); E_A – энергия активации (для реакции окисления метана $E_A = 167,4$ кДж/моль); R – универсальная газовая постоянная (8,31 Дж/моль·К). Подстановкой полученного выражения в основное уравнение теории Я. Б. Зельдовича и Д. А. Франк-Каменецкого [184] получаем:

$$U_n = \frac{T_\phi \cdot e^{-\frac{E_A}{2RT_\phi}}}{\rho_0 \cdot c_p (T_\phi - T_0)} \cdot \sqrt{2 \cdot \lambda \cdot Q_r \cdot k_0 \cdot c_a \cdot c_b \cdot \frac{R}{E_A}}. \quad (4.1)$$

В применении к конкретной химической реакции горения выражение под корнем – квазипостоянная величина, а вся формула (4.1) выражает зависимость скорости нормального распространения пламени U_n от температуры в ядре горения T_ϕ .

Таблица 4.1. Зависимость расчетной скорости нормального распространения пламени и скорости истечения топливоздушнoй смеси из устья горелки от тепловой мощности котла.

Мощность, кВт	ω , м/с	Реверсивный факел			Одноходовый факел		
		T_ϕ , °С	U_n , м/с	ω / U_n	T_ϕ , °С	U_n , м/с	ω / U_n
100	1,76	–	–	–	1292	0,1	17,6
200	3,52	–	–	–	1301	0,1	35,2
250	4,4	1120	0,055	80	1309	0,11	40
400	7,05	1281	0,1	70,5	1315	0,11	64,1
500	8,81	1342	0,13	67,8	1325	0,12	73,4
600	10,6	1386	0,15	70,7	1348	0,13	81,5
750	13,2	1451	0,2	66	1389	0,16	82,5
1000	17,6	1544	0,25	70,4	1448	0,2	88
1250	22	1598	0,3	73,3	1478	0,22	100
1500	26,4	1634	0,33	80	–	–	–

Результат подстановки эффективной температуры факела (рис. 3.11) в формулу (4.1) предоставляет аналитическое объяснение полученным в численном эксперименте зависимостям дальности горелки от её задействованной мощности (рис. 3.12). Как и предполагалось, в реверсивном факеле с ростом нагрузки наблюдается более интенсивное увеличение скорости горения, нежели в

факеле с одноходовой организацией (табл. 4.1). Кроме того, с ростом тепловой мощности наблюдается аналогия (рис. 4.2) в изменениях расчетного значения ω/U_H (табл. 4.1) и дальности факела по численному эксперименту (рис. 3.12).

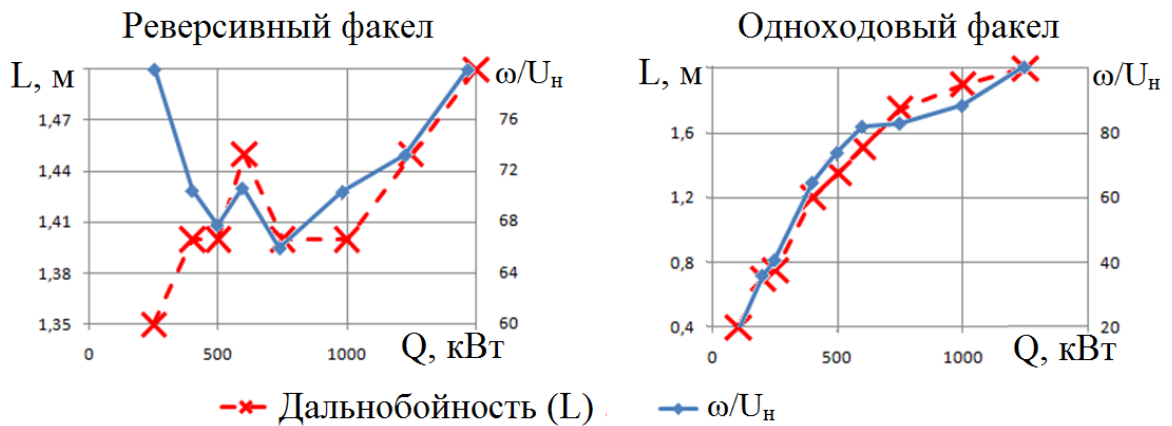


Рис 4.2 Аналогия в изменениях расчетного значения ω/U_H и дальности факела L (м) с увеличением задействованной мощности горелки Q (кВт)

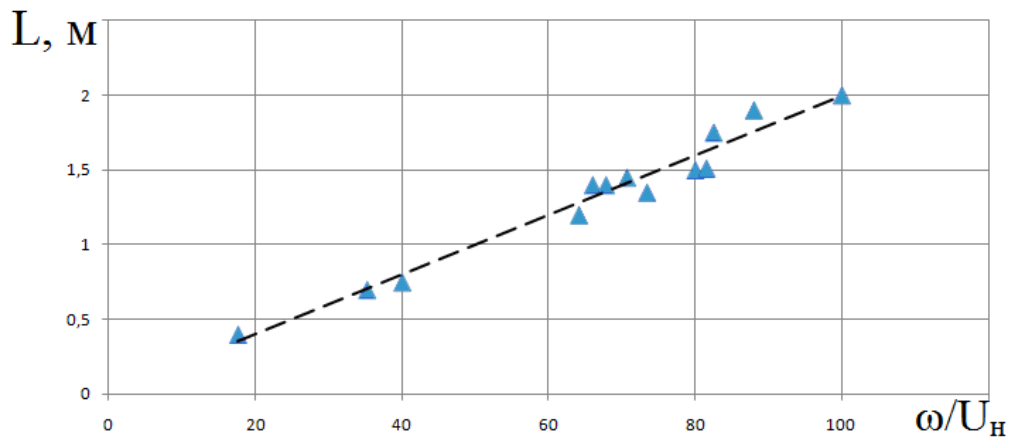


Рис 4.3 Зависимость дальности факела L (м) от расчетного значения ω/U_H : \blacktriangle – расчетные значения, — — — линейная аппроксимация

Представленная в табл. 4.1 скорость распространения пламени является характеристикой ламинарного горения, а в рассмотренных жаровых трубах котлов движение топочной среды будет иметь турбулентный характер. Скорость распространения пламени в такой среде зависит не только от физико-химических параметров смеси, но и от интенсивности турбулентности, которая, в свою очередь, может быть определена как отношение средних квадратичных

отклонений скорости турбулентных пульсаций к величине усредненной скорости потока. Расчетное значение интенсивности турбулентности по результатам математического моделирования не зависит от мощности, и для всех рассмотренных вариантов лежит в диапазоне $\xi = 0,048 \dots 0,052$. Таким образом, можно заключить, что в рассмотренных жаровых трубах турбулентная составляющая скорости реакции автомодельна по скорости потока. Что косвенно подтверждается линейной зависимостью дальнобойности факела от расчетного значения ω/U_n . (рис. 4.3) Кроме того, автомодельность гомогенного турбулентного факела по скорости потока (независимость характера движения топочной среды от числа Рейнольдса) неоднократно доказывалась экспериментально [85, 182]. Поскольку в этих условиях с изменением избытка воздуха и нагрузки интенсивность турбулентности остается постоянной, то, следовательно, уравнение (4.1) может с приемлемой точностью использоваться для оценки влияния кинетических характеристик и режимных параметров на габариты факела.

4.3.2 Эффективная температура факела

В подразделе 4.3.1 с применением основного уравнения теории Я. Б. Зельдовича и Д. А. Франц-Каменецкого показана необходимость определения или обоснованного задания эффективной температуры факела, т. е. температурного уровня, устанавливающегося в ядре горения, который определяется соотношением между выделением тепла при сгорании топлива и охлаждением топочных газов.

В разделе 3.2 приводятся графики изменения температуры в реверсивных и проточных топках. Видно, что в проточных жаровых трубах она с нагрузкой меняется незначительно и вполне удовлетворительно описывается эмпирическими формулами [63, 186 – 188].

При реверсивной организации топочной газодинамики в результате теплообмена между факелом и примыкающей к нему ветвью вихря наблюдается понижение температуры в ядре горения вследствие теплоотвода из реакционной

зоны (рис. 3.11). При этом часть отведенного от факела тепла покидает топку с уходящими газами, а часть – вследствие рециркуляции возвращается свежей смеси. С увеличением объемной доли рециркулирующих продуктов сгорания будет также расти и интенсивность теплоотвода от факела, что приводит к снижению температуры в ядре горения (рис. 3.11). Кроме того, увеличение количества рециркулирующих газов способствует нагреву свежей топливовоздушной смеси, что улучшает условия для воспламенения и дальнейшего протекания химической реакции горения.

Для инженерных расчетов эффективной температуры реверсивного факела важным критерием является доля рециркулирующих дымовых газов, оказывающая прямое влияние на интенсивность охлаждения топочных газов, характеристики турбулентности, смесеобразование, условия развития факела и темпы эмиссии оксидов азота.

4.4 Конструктивные схемы камер горения и доля рециркуляции

Как уже было отмечено, расчет доли рециркуляции и оценка её влияния на интенсивность теплоотвода от факела имеет основополагающее значение при научной проработке вопросов конструирования и формирования нормативной базы для проектирования жаротрубных котлов.

Известно, что движение продуктов сгорания по объему камеры горения может быть без разворота факела – проточным (рис. 4.4, б) и с разворотом факела на 180° в тыльной (тупиковой) части жаровой трубы – реверсивным (рис. 4.4, а). Тупиковые конструкции камеры горения имеет ряд преимуществ по отношению к камерам проточной конструкции [4], однако в силу особенностей теплофизических процессов в реверсивном факеле требуют более тщательной проработки на этапе проектирования во избежание преждевременного разворота факела вблизи горелки [96, 98]. Синтез положительных сторон обеих схем возможен при предложенном авторами комбинированном варианте (рис. 4.4, в), конструкция которого предусматривает отдельные каналы для основного и реверсивного потоков уходящих дымовых газов [180]. Выходы для продуктов

сгорания при такой компоновке организованы во фронтальном (B1) и тыльном (B2) сегментах цилиндрической жаровой трубы таким образом, что перераспределение расходов газов через эти каналы позволяет в реальном времени организовывать переходы между проточной и реверсивной реализациями аэродинамики, как частными случаями одного параметрического семейства газодинамических структур.

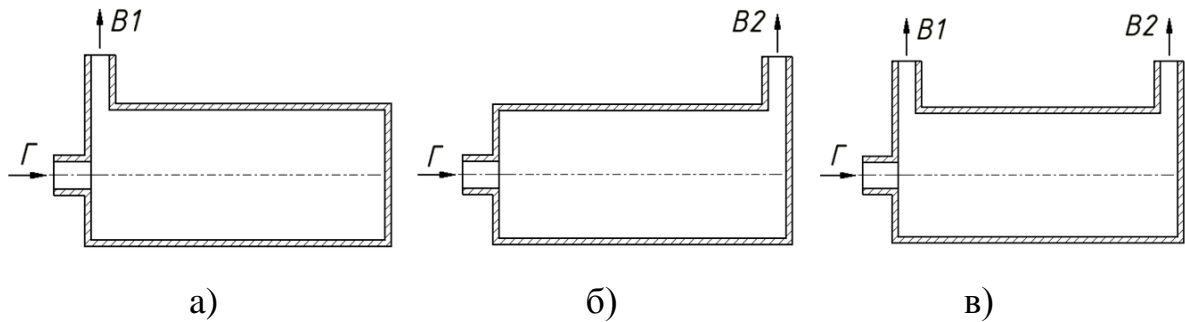


Рис. 4.4. Варианты конструктивных схем камер горения: а) с реверсивной аэродинамикой; б) с проточной аэродинамикой; в) с комбинированной аэродинамикой; Γ – вход свежей топливовоздушной смеси (горелка); B1, B2 – фронтальный и тыльный каналы выхода продуктов сгорания

В качестве объекта численного исследования выбрана предложенная авторами на уровне изобретения [180] цилиндрическая камера горения комбинированного типа (рис. 4.1) с целью возможной оценки влияния такой организации аэродинамики на интенсивность протекания процессов смесеобразования, температуру и габариты факела. При этом появляется возможность исследовать основной и рециркулирующий потоки по отдельности. Упрощается определение и анализ зависимостей основных тепловых и аэродинамических параметров реагирующей среды от конструктивных и режимных характеристик камеры.

По результатам численного исследования компьютерной модели изучаемой конструкции (рис. 4.4, в), расход дымовых газов в основном и рециркулирующем потоках определяется давлением в соответствующем выходном канале: p_1 – полное давление дымовых газов на выходе из камеры

горения $B1$; p_2 – полное давление дымовых газов на выходе $B2$; p_r – полное давление дымовых газов за горелкой.

В ходе численного эксперимента выявлено, что в исследуемой модели на входе в камеру горения образуются вихри рециркуляции части дымовых газов к устью горелки, свойственные реверсивному факелу (рис. 3.6). Вихревая структура заключена между встречными течениями (горелочной струёй и обратными токами продуктов сгорания) и представляет собой единый вихрь тороидальной формы, ось вращения которого совпадает с осью жаровой трубы. Газы в этой зоне не вовлекаются в стационарно-замкнутое циркуляционное течение, а движутся внутри вихря по конечным спиральным траекториям в направлении к фронтальному выходу $B1$ (рис. 4.5). При такой реализации аэродинамики в результате теплообмена между факелом и примыкающей к нему ветвью вихря часть отведенного от факела тепла покидает камеру горения вместе с уходящими через фронтальный выход $B1$ дымовыми газами, а часть – вследствие рециркуляции возвращается в горелочную струю.

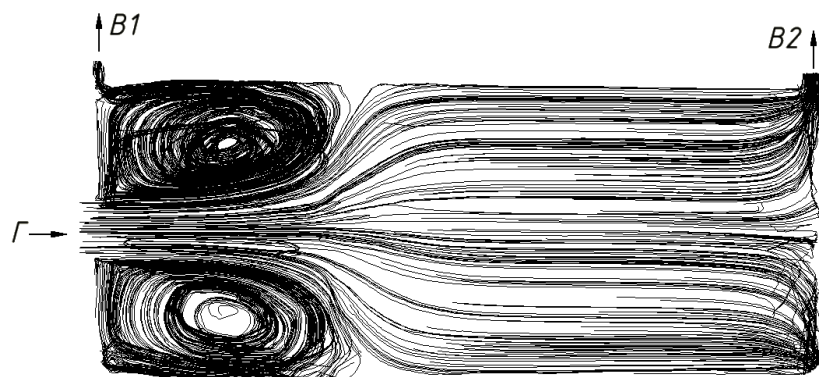


Рис. 4.5. Линии тока среды в камере горения комбинированного типа

Γ – вход свежей топливозоудшной смеси (горелка);

$B1, B2$ – фронтальный и тыльный выходы продуктов сгорания.

По результатам численного моделирования (приложение Γ) можно заключить, что в исследуемой камере горения с комбинированной аэродинамикой будут наблюдаться все основные особенности аэродинамики реверсивного факела, так как по аналогии с реверсивной реализацией

аэродинамики сжигание топлива организуется в системе встречного движения топливоздушной струи и обратного хода рециркулирующих продуктов сгорания.

Камеру горения комбинированной компоновки (рис. 4.4, в) дополним конвективной дымогарной трубой (или пучком труб) КТ между камерой К2 и выходом В (рис. 4.6). Чтобы отделять часть основного потока для образования рециркуляционного вихревого течения, дополненная камера горения содержит газоперепускной канал К1, через который осуществляется переброс дымовых газов сразу к выходу В. Основной поток, двигаясь линейно, покидает камеру сгорания через поворотный канал К2 и прежде, чем выйти из установки через выход В, проходит через конвективную трубу второго хода КТ.

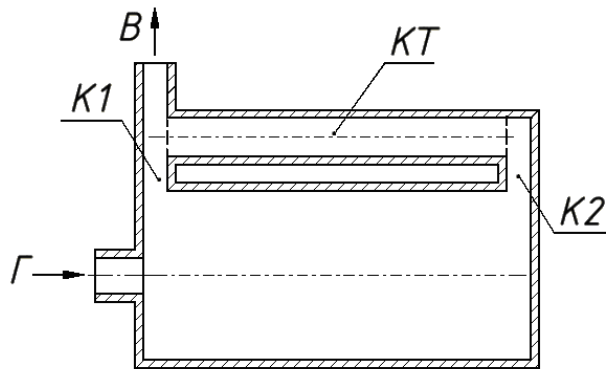


Рис. 4.6. Конструктивная схема камеры горения

Г – вход свежей топливоздушной смеси (горелка); В – выход продуктов сгорания; К1 – газоперепускной канал; К2 – поворотная камера на выходе из камеры горения; КТ – конвективная труба второго хода.

Для описанной конструкции получим уравнения приближенной методики расчета объемной доли рециркулирующих газов в камере горения с реверсивным факелом. Обозначим: T_0 – температура в ядре горения; T_1 – температура дымовых газов, покидающих камеру горения через газоперепускной канал К1; T_2 – температура дымовых газов на выходе в поворотной камере К2; T_3 – температура дымовых газов на выходе из конвективных труб второго хода; T_B – температура

дымовых газов на выходе В (после смешения потока дымовых газов второго хода с газами, покидающими камеру горения через газоперепускной канал К1); p_0 – полное давление дымовых газов за горелкой; p_1 – полное давление уходящих дымовых газов перед выходом В (после смешения потока дымовых газов второго хода с газами, покидающими камеру горения через газоперепускной канал К1); p_2 – полное давление дымовых газов в поворотной камере К2; F_1, F_2 – площадь живого сечения для прохода дымовых газов через газоперепускной канал К1 и поворотную камеру К2 соответственно.

Снижение давления при движении продуктов сгорания через газоперепускной канал К1 численно равно разности давлений $p_0 - p_1$, т.е. соответствует суммарному аэродинамическому сопротивлению на участках первого и второго хода дымовых газов. Аэродинамическое сопротивление Δp согласно нормативной методике [23] прямо пропорционально квадрату средней скорости потока w : $\Delta p = \zeta \frac{w^2 \rho}{2}$, где ρ – плотность газовой смеси при заданной температуре, ζ – коэффициент аэродинамического сопротивления. Таким образом, аэродинамическое сопротивление газоперепускного канала К1:

$$\Delta p = \zeta_1 \frac{w_1^2 \rho_1}{2} \quad (4.2)$$

пропорционально квадрату скорости потока покидающих камеру горения газов:

$$w_1 = \frac{V_1^H \cdot T_1}{F_1 \cdot 273}, \quad (4.3)$$

где V_1^H – секундный объем дымовых газов при нормальных условиях (н.м³/с), $\frac{T_1}{273}$ – пересчет на секундный объем при заданной температуре, ζ_1 – нормативный коэффициент местного аэродинамического сопротивления газоперепускного канала К1, который определяется по [6].

Снижение давления по длине камеры горения пренебрежимо мало из-за низкой скорости движения среды в жаровой трубе (см. п. 3.1). Таким образом аэродинамическое сопротивление на участке первого и второго хода дымовых

газов будет складываться из сопротивления трения в конвективном пучке и местного сопротивления поворота с изменением сечения в поворотной камере на выходе из камеры горения К2. Так как скорость движения дымовых газов в трубах второго хода по их длине изменяется незначительно, то аэродинамическое сопротивление этого участка:

$$\Delta p = \zeta_2 \frac{\varpi_2^2 \rho_2}{2} \quad (4.4)$$

с приемлемой точностью может приниматься пропорциональным квадрату скорости дымовых газов на входе в конвективные пучок труб второго хода:

$$\varpi_2 = \frac{V_2^H \cdot T_2}{F_2 \cdot 273}, \quad (4.5)$$

где V_2^H – объемный расход дымовых газов при нормальных условиях (н.м³/с), $\frac{T_2}{273}$ – пересчет на объемный расход при температуре уходящих газов, ζ_2 – сумма коэффициентов аэродинамического сопротивления на участке первого и второго ходов дымовых газов.

Согласно уравнениям состояния идеального газа [189] плотность газовой смеси есть величина пропорциональная её абсолютному давлению и температуре:

$$\rho = \frac{M \cdot p}{R \cdot T}.$$

В исследуемом диапазоне параметров среды абсолютное давление газа p изменяется незначительно и, следовательно, выражение $\frac{M \cdot p}{R}$ в любой точке газоздушного тракта можно считать квазипостоянной величиной. Таким образом, плотность газовой смеси обратно пропорциональна температуре среды.

Предположим, что скорость течения отбираемых газов через газоперепускной канал К1 ϖ_1 больше скорости в поворотной камере К2 ϖ_2 в n раз. Исходя из равенства перепада давлений в поворотной камере и газоперепускном канале приравниваем выражение (4.2) к (4.4).

Подставляя $\varpi_1 = n \cdot \varpi_2$ получаем равенство:

$$\zeta_2 \frac{\varpi_2^2 \rho_2}{2} = \zeta_1 \frac{(n \cdot \varpi_2)^2 \rho_1}{2},$$

или с учетом обратной зависимости плотности от температуры:

$$\zeta_2 \frac{\varpi_2^2}{2T_2} = \zeta_1 \frac{(n \cdot \varpi_2)^2}{2T_1}.$$

Делим обе части уравнения на $\zeta_1 \frac{\varpi_2^2}{2}$ и извлекаем корень:

$$n = \sqrt{\frac{\zeta_2 \cdot T_1}{\zeta_1 \cdot T_2}}, \quad \text{т.е. } \varpi_1 = \sqrt{\frac{\zeta_2 \cdot T_1}{\zeta_1 \cdot T_2}} \cdot \varpi_2. \quad (4.6)$$

Подставляя в равенство (4.6) выражения (4.3) и (4.5), получаем взаимосвязь параметров среды в поворотной камере К2 и газоперепускном канале К1:

$$\frac{V_1^H \cdot T_1}{F_1 \cdot 273} = \sqrt{\frac{\zeta_2 \cdot T_1}{\zeta_1 \cdot T_2}} \cdot \frac{V_2^H \cdot T_2}{F_2 \cdot 273}.$$

Для дальнейших расчетов отношение объемов обозначим $\frac{V_1^H}{V_2^H} = r_{отн}$, после

чего полученное выражение запишется в виде:

$$r_{отн} = \sqrt{\frac{\zeta_2 \cdot T_1}{\zeta_1 \cdot T_2}} \cdot \frac{F_1 \cdot T_2}{F_2 \cdot T_1} \quad \text{или} \quad r_{отн} = \sqrt{\frac{\zeta_2 \cdot T_2}{\zeta_1 \cdot T_1}} \cdot \frac{F_1}{F_2}. \quad (4.7)$$

Множитель $\sqrt{\frac{\zeta_1}{\zeta_2}} \cdot \frac{F_2}{F_1}$ зависит только от геометрических параметров поворотной камеры и газоперепускного канала, поэтому для заданной конструкции является величиной постоянной.

Для оценки влияния зоны рециркуляции на теплофизические процессы в камере горения удобно использовать величину объемной доли рециркулирующих газов, как отношение секундного объема дымовых газов, проходящего через газоперепускной канал V_1^H (н.м3/с), к общему объемному расходу продуктов сгорания $V_1^H + V_2^H$ (н.м3/с):

$$r = \frac{V_1^H}{V_1^H + V_2^H}, \quad (4.8)$$

тогда $r = \frac{r_{омн}}{1 + r_{омн}}$, а обратная зависимость будет иметь вид $r_{омн} = \frac{r}{1 - r}$.

При известной доле рециркуляции секундный объем дымовых газов в любой промежуточной точке на участке первого и второго хода:

$$V_2^H = (1 - r)V_H^2 B;$$

секундный объем продуктов сгорания, проходящих через газоперепускной канал К1:

$$V_1^H = r \cdot V_H^2 B,$$

где V_H^2 – объем продуктов сгорания, полученный при полном сгорании 1 м³ топлива и избытке воздуха α (м³/ м³), B – расчетный расход топлива (м³/с).

Из уравнения (4.7) для заданной геометрии и при известной объемной доле рециркулирующих газов можно вывести зависимость температуры газов в газоперепускном канале T_1 от температуры на выходе из камеры горения T_2 :

$$T_1 = T_2 \frac{\zeta_2}{\zeta_1} \cdot \left(\frac{F_1 \cdot (1 - r)}{F_2 \cdot r} \right)^2 \quad (4.9)$$

Энтальпия уходящих через выходное окно В газов (после перемешивания потока дымовых газов второго хода с газами, покидающими камеру горения через газоперепускной канал К1):

$$H_B = (1 - r) \cdot H_3 + r \cdot H_1, \quad (4.10)$$

где H_1 энтальпия продуктов сгорания при температуре T_1 , а H_3 энтальпия продуктов сгорания при температуре дымовых газов на выходе из конвективных труб второго хода T_3 .

Температура уходящих через выходное окно В газов (после перемешивания потока дымовых газов второго хода с газами, покидающими камеру горения через газоперепускной канал К1):

$$T_B = \frac{H_B}{(Vc)_B} + 273,$$

где $(Vc)_B$ – суммарная теплоемкость продуктов сгорания после смешения.

Для исследованной конструкции камеры горения получены уравнения приближенной методики расчета объемной доли рециркулирующих газов. Очевидно, что доля тепла, уносимая из топки рециркулирующими газами при описанной комбинированной конструкции жаровой трубы с отдельными каналами для основного и реверсивного потоков уходящих дымовых газов, будет пропорциональна объемной доле вихря рециркуляции:

$$Q_{отб} = r \cdot H_{отб}, \quad \text{кДж/м}^3.$$

При реверсивной организации топочной аэродинамики газы из зоны рециркуляции покидают топку через одно окно с уходящими газами, поэтому значение энтальпии $H_{отб}$ с приемлемой точностью допускается принимать при средней температуре на выходе из топки. Из подстановки $T_{отб} = T_1$ в (4.7) следует, что при любой нагрузке доля рециркулирующих газов в большей степени зависит от геометрических характеристик жаровой трубы. Таким образом, проведенная серия расчетов подтверждает предположение, что в рассмотренном диапазоне конструктивных характеристик при любой нагрузке доля рециркулирующих газов в большей степени зависит от геометрических характеристик живых сечений на входе и выходе из жаровой трубы. Ширину выходного канала следует выбирать из установленной зависимости (рис. 3.16), т. к. высокая доля рециркуляции может привести к преждевременному развороту факела. Кроме того, отметим, что в тупиковых жаровых трубах с реверсивным факелом при близком к единице отношении радиуса канала горелки к толщине пристеночного слоя выраженная зона рециркуляции может отсутствовать.

Так как продукты сгорания вовлекаются в зону рециркуляции непосредственно из реакционной зоны, то теплоотвод от факела ($Q_{отв}$) может быть рассчитан как произведение объемной доли рециркулирующих газов (r) на энтальпию дымовых газов при температуре факела (H_ϕ):

$$Q_{отв} = r \cdot H_\phi, \quad \text{кДж/м}^3.$$

Тогда доля тепла рециркулирующих газов, воспринятая экранирующими поверхностями и свежей топливовоздушной смесью, может быть определена как разность:

$$Q = Q_{\text{отв}} - r \cdot N_{\text{yx}}, \quad \text{кДж/м}^3.$$

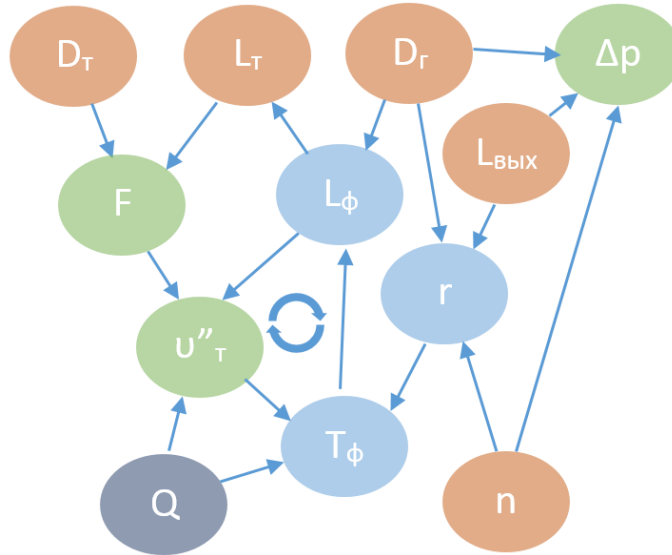
Величина $r \cdot N_{\text{yx}}$ в этом выражении отражает тепло, уносимое из топки рециркулирующими газами. Значение энтальпии N_{yx} с приемлемой точностью допускается принимать при средней температуре на выходе из топки.

4.5 Компьютерная реализация алгоритма расчета

На основе произведенного в настоящей работе вариативного исследования (глава 3, приложение Г) построено параметрическое семейство динамических систем, состоящее из частных случаев газодинамической структуры, с конкретными значениями анализируемых режимных и конструктивных параметров жаротрубной камеры горения. В разделах 3.3, 4.3, 4.4 приведены отдельные функциональные зависимости тепловых и аэродинамических параметров среды от конструктивных и режимных характеристик топочного устройства. Структурирование этих данных и построение на их основе алгоритмов конструирования камер горения, очевидно, имеет основополагающее значение при разработке базы для инженерного метода расчета жаротрубных котлов.

Формализацию построенного параметрического семейства динамических систем удобно вести на основе математической абстракции графа – совокупности непустого множества вершин и связей между ними [190]. Вершинами предлагаемого графа представляются значения исследуемых параметров. В этом случае для связи каждой пары параметров служат ориентированные ребра (т.н. дуги) графа, которые математически описываются алгебраическими уравнениями с predetermined видом функций в правой части. Пусть количественное изменение значений параметров в отдельной вершине графа ведет к пересчету значений параметров в вершинах, соединенных с ней исходящими дугами по заданным функциональным зависимостям. Тогда операция пересчета значения

параметра будет рекурсивно повторяться для всех смежных вершин по направлению дуг до тех пор, пока не изменится значение параметра в стоке графа (частный случай вершины с нулевым числом исходящих дуг).



■ – конструктивные параметры: D_T – диаметр топки, L_T – длина цилиндрической части топки, D_r – диаметр канала горелки, $L_{\text{вых}}$ – ширина выходного окна, n – параметр крутки горелки;

■ – режимный параметр: Q – тепловая мощность горелки;

■ – расчетные характеристики топочной среды: L_ϕ – дальнобойность факела горелки, T_ϕ – температура в ядре горения, r – доля рециркулирующих газов;

■ – критерии, позволяющие оценить эффективность работы камеры горения: u''_T – температура дымовых газов на выходе из топки (оценка удельного тепловосприятия камеры горения), Δp – аэродинамическое сопротивление топки, F – поверхность теплообмена (оценка металлоемкости);



– компонента сильной связности.

Рис. 4.7 Геометрическая реализация графа

Построим граф, матрица значений параметров во всех вершинах которого описывала бы частный случай газодинамической структуры в реверсивном факеле. В результате имеем плоский ориентированный граф (рис. 4.7). Для его

описания введем понятие источника, используемое в отношении вершины с нулевым числом входящих дуг [190].

Из геометрической реализации графа (рис. 4.7) видно, что его источниками являются все конструктивные и режимные параметры за исключением вершины L_T , которая инцидентна входящей дуге $L_\Phi - L_T$ (описывает согласование топочного объема с габаритами факела). Очевидный сток в графе только один – смежная исключительно трем источникам вершина Δp .

Структура построенного графа включает в себя подграф, состоящий из двух связанных контуров (замкнутых путей в ориентированном графе): малый ($L_\Phi - T_\Phi - v''_T$) и большой ($L_\Phi - T_\Phi - L_T - F - v''_T$). Рассмотрим подробнее структуру этого подграфа: дуги $T_\Phi - v''_T$ и $L_\Phi - T_\Phi$ определяют его циклическую организацию, т.к. удаление любой из них достаточно, чтобы исходный граф стал ациклическим, т.е. не имеющим ни одного контура. Таким образом, вершины малого контура L_Φ , T_Φ и v''_T формируют компоненту сильной связности. Их поочередный обход представляет собой итерационный расчет критерия v''_T , позволяющего оценить эффективность работы камеры горения. Дуга $L_T - L_\Phi$ определяется условием $L_T > L_\Phi$ (длина цилиндрической части топки должна быть больше дальнобойности факела горелки) для исключения наброса факела на днище жаровой трубы. Решение поставленной ранее задачи оценки зависимости интегральных характеристик горения от режимных и конструктивных параметров топочного устройства сводится к решению задачи построения транзитивного замыкания предложенного графа. Динамическая система на основе построенного графа имеет 6 варьирующих параметров, изменение которых позволяет влиять на эффективность работы котельной установки, и 3 критерия для оценки эффективности. Поиск состояния с наибольшей эффективностью этой динамической системы требует решения многокритериальной задачи оптимизации в многомерном параметрическом пространстве. Что представляется возможным только путём подбора, комбинирования и вариации искомых параметров с использованием эвристических алгоритмов поиска, аналогичных естественному отбору в природе, т.н. генетических алгоритмов.

Генетический алгоритм оптимизации конструктивной схемы камеры горения жаротрубного котла на основе построенной динамической системы в общем виде выглядит следующим образом.

1. Задача формализуется таким образом, чтобы её решение могло быть представлено в виде: матрицы геометрических и режимных параметров (источников построенного графа). Затем генерируется некоторое множество конструктивных схем т.н. «начальной популяции».

2. Каждая конструктивная схема оценивается с применением «функции приспособленности» вида:

$$E = \sum_{i=1}^N a_i \frac{\Delta x_i}{x_i},$$

где N – кол-во критериев динамической системы, x_i – значение i -ого критерия, Δx_i – изменение i -ого критерия по сравнению с предыдущим поколением (разность Δx_i может быть отрицательной при изменении критерия в сторону снижения эффективности работы установки), a_i – весовой коэффициент (задается, исходя из приоритетов и поставленных задач).

В результате каждой конструктивной схеме соответствует определённое численное значение «функции приспособленности», которое определяет эффективность решения котельной установкой, описываемой этой схемой, поставленных инженером приоритетных задач.

3. По рассчитанному значению «функции приспособленности» из множества конструктивных схем (т.н. «поколения») отбираются лучшие решения (производится т.н. «селекция»), на основе которых случайным образом формируются новые конструктивные схемы. Для которых также вычисляется значение приспособленности, и затем производится отбор лучших решений в следующее поколение.

4. Этот набор действий итеративно повторяется несколько «поколений» до тех пор, пока не будет выполнен один из критериев остановки алгоритма: исчерпание числа поколений, отпущенных на эволюцию, исчерпание времени, отпущенного на расчет или нахождение оптимального решения (такое состояние

динамической системы, при котором значение каждого критерия, характеризующего её эффективность, не может быть улучшено без ухудшения других.).

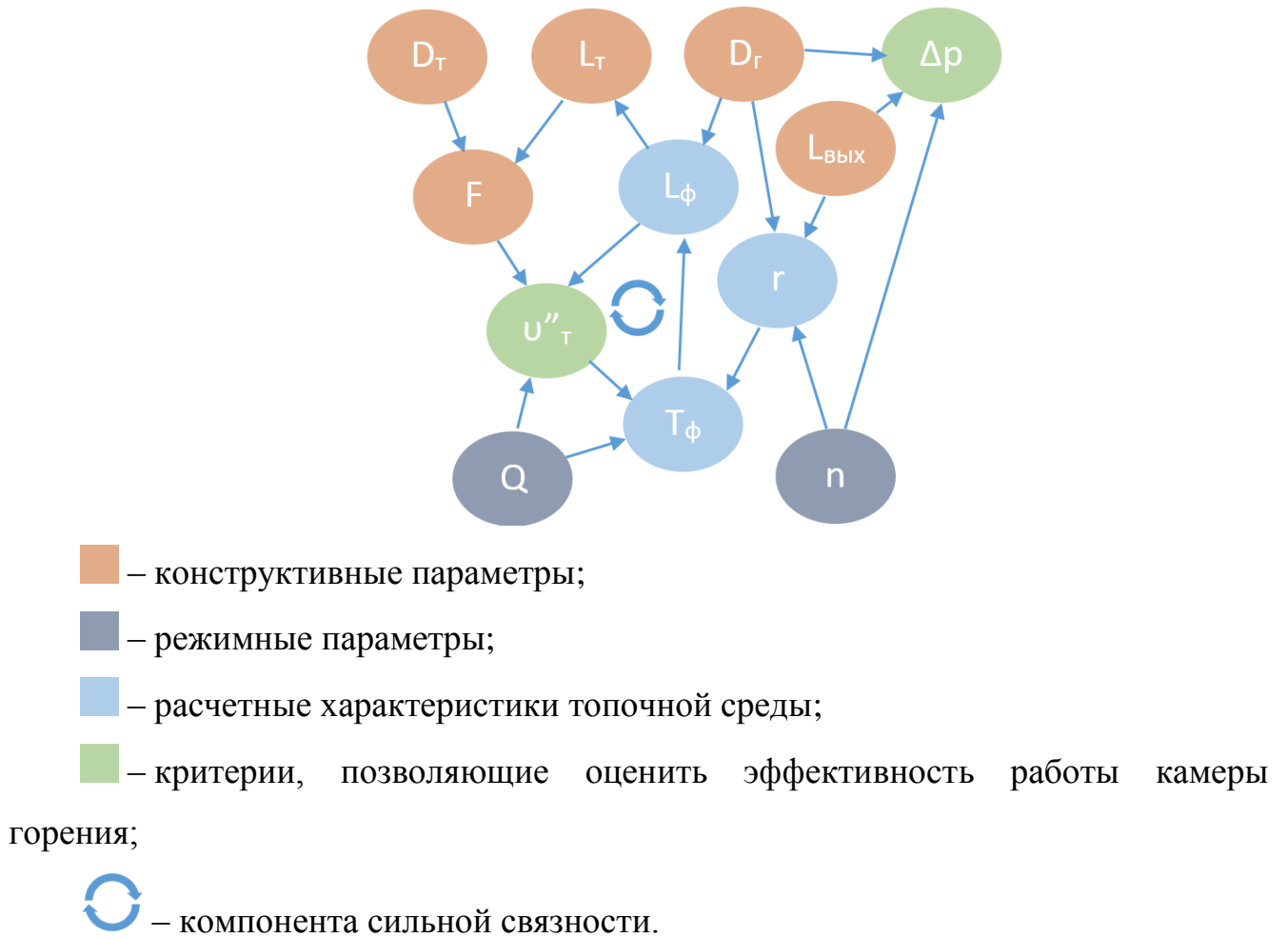


Рис. 4.8 Геометрическая реализация графа для оптимизации режимных параметров при заданных геометрических характеристиках

Условия (уравнения) предложенного методологического подхода могут применяться также в наладке и регулировании работы камер горения. Температуры T_1 , T_2 , T_B , как правило, находятся в рабочем диапазоне хромель-алюмелевых термопар, а точки для их замера располагаются в защищенном от излучения от ядра факела месте в непосредственной близости от канала горелки. Замеряя экспериментально температуры в вышеперечисленных точках, с помощью уравнения (4.10) можно определять объемную долю рециркулирующих газов, и подставляя результат в уравнение (4.9) вычислять температуру уходящих газов T_2 , экспериментальный замер которой затруднителен. Динамическая

система при оптимизации режимных параметров при заданных геометрических характеристиках (рис. 4.8) имеет всего 2 варьирующих параметра, что благоприятно сказывается на времени расчета, а, следовательно, и производительности предложенного алгоритма. Это делает возможным применение предложенного алгоритма, как основы средств и систем комплексной автоматизации котельного агрегата с предложенной конструктивной схемой (рис. 4.1).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе в соответствии с обозначенной целью и с использованием современного программного продукта для инженерного анализа ANSYS Fluent 12.1.4 полностью решены поставленные задачи. При этом получена подробная картина параметров топочной среды в тупиковых жаровых трубах с реверсивным факелом и на её основе проведен качественный и количественный анализ особенностей аэродинамики. Результаты проиллюстрированы контурными графиками, векторными полями и линиями тока.

Подтверждено, что при реверсивной организации факела возникают квазистационарные вихревые структуры тороидальной формы вследствие внедрения компактной массы быстро движущейся топливовоздушной струи в малоподвижную топочную среду.

В тупиковой топке в результате тепломассообмена между факелом и вихрем рециркуляции выравнивается температурное поле, а зона активного горения равномерно распределяется в топочном пространстве, в результате чего удельное тепловосприятие топки значительно влияет на температуру в ядре горения. Доля рециркулирующих дымовых газов при этом оказывает прямое влияние на интенсивность охлаждения топочных газов, смесеобразование, условия развития факела и в большей степени зависит от геометрических характеристик живых сечений на входе и выходе из жаровой трубы.

Определены основные закономерности формирования газодинамической структуры в камерах горения жаротрубных котлов, позволяющие сделать следующие выводы.

1. С ростом тепловосприятия экранирующей камеру горения жаротрубного котла поверхности нагрева значение максимума температур в реверсивном факеле понижается. Температура ядра реверсивного факела в зависимости от мощности горелки может меняться в широком диапазоне ($\Delta T \sim 500$ °C) без значительного изменения его габаритов.

2. Определены граничные значения параметра крутки ($n \geq 1,4$), при которых происходит срыв потока от центральной оси горелки и образование зоны обратных токов в приосевой области, что приводит к затягиванию пламени в конвективный пучок. Влияние завихрителей с параметром крутки $n < 1,4$ на теплообмен в тупиковой жаровой трубе незначительно по сравнению с проточной организацией газодинамики, поскольку в топках такого типа уже имеет место интенсификация конвективного теплообмена за счет турбулизации потока при развороте факела. Наиболее благоприятные условия для равномерного выгорания топлива при минимальном аэродинамическом сопротивлении в топках с реверсивным факелом создаются при проточной подаче топлива.

3. Установлено, что сопротивление жаровой трубы с реверсивным факелом определяется в основном местным сопротивлением на выходе из горелки и сопротивлением вихря зоны рециркуляции. Сопротивления разворота и трения по длине жаровой трубы незначительны. Для параметров крутки горелочной струи $n \leq 0,9$ коэффициент аэродинамического сопротивления тупиковой топки с приемлемой точностью может приниматься равным 1,1 в широком диапазоне конструктивных характеристик.

4. Установлена взаимосвязь тепловых и аэродинамических параметров топочной среды, в рассмотренном диапазоне используемых на практике конструктивных и режимных характеристик топочного устройства, с систематизацией в виде единого параметрического семейства динамических систем. Полученные зависимости представлены в виде таблицы и графиков.

5. Предложен методологический подход для количественной оценки влияния локальных аэродинамических структур на интегральные характеристики производительности котла, который позволяет экстраполировать результаты как численных, так и натурных экспериментов для решения задач конструирования и оптимизации камер горения. Для компьютерной реализации методологического подхода предложен эволюционный вычислительный алгоритм, который решает проблему многокритериального выбора и делает возможной компьютерную

реализацию для оптимального комбинирования и вариаций параметров камер горения.

6. На уровне изобретения разработана и защищена патентом усовершенствованная конструктивная схема, в основе которой заложены новые способы регулирования, позволяющие управлять количеством дымовых газов, идущих на рециркуляцию, и тем самым влиять на температуру ядра горения и интенсивность турбулентности на входе в зону рециркуляции.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Распоряжение Правительства Российской Федерации № 1715-р «Энергетическая стратегия России на период до 2030 года» от 13 ноября 2009 г.
- 2 Верес А.А., Носова Т.В., Малов А.В. Перспективы применения блочных котельных с использованием в качестве источника теплоснабжения водогрейных жаротрубных котлов «Турботерм Гарант» // Энергосбережение и водоподготовка. – 2010. – № 4. – С. 27-28.
- 3 Локшин В.А., Петерсон Д.Ф., Шварц А.Л. Гидравлический расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). – М.: Энергия, 1978. – 256 с.
- 4 Хаванов П.А. Водогрейные котлоагрегаты малой мощности. Теплотехнические особенности применения // АВОК. – 2011. – № 5. – С. 66-76.
- 5 Хаванов П.А. Теплотехнические особенности применения водогрейных котлоагрегатов малой мощности // Вестник МГСУ. – 2011. – № 7. – С. 429-435.
- 6 Historical Advancement of Fire-Side Heating Surface in Fire-Tube Boilers. – American Boiler Manufacturers Association, Arlington, Va., USA, 2004. – 233 p.
- Хзмалян Д.М., Каган Я.А. Теория горения и топочные устройства. – М.: Энергия, 1976. – 488 с.
- 7 Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – СПб: Изд. НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
- 8 Котлы водогрейные. Каталог для проектирования. – Дорогобужкотломаш. Котельный завод, 2008. – Т. 1. – 68 с.
- 9 Каталог продукции. – Белгород: ЗАО «Белогорье», 2009. – 21 с.
- 10 Пат. US5558046 А США. РСТ РСТ/DE1992/000190. Fire-tube boiler / Fritz Schorpe, Josef Prostler; заяв. 05.03.1992; опубл. 24.09.1996.
- 11 Пат. 2241902 Россия. МПК F22B7/12; F24H1/28. Отопительный жаротрубный котел для газообразного и жидкого топлива / А.А. Купрюнин, С.Н. Миков; заяв. 19.06.2003; опубл. 10.12.2004.
- 12 Пат. 2196278 Россия. МПК F24H1/28; F22B7/12. Жаротрубный котел / Г.Г. Каменских, А.Н. Тюкавкин; заяв. 05.04.2000; опубл. 10.01.2003.

13 Пат. 2116579 Россия. МПК F24Н1/00. Водогрейный котел / Г.К. Югай, М.А. Шарапов; заяв. 06.01.1997; опубл. 27.07.1998.

14 Котлы малой и средней мощности. Каталог-справочник. – М.: НИИНФОРМТЯЖМАШ, – 1972. – 207 с.

15 Котлы малой и средней мощности и топочные устройства: Отраслевой каталог. – М.: НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ, – 1987. – 208 с.

16 Васильев А.В., Антропов Г.В., Сизоненко А.А. Сравнительный анализ паровых и водогрейных котлов для промышленных и отопительных котельных // Промышленная энергетика. – 2003. – № 9. – С. 18-23.

17 Михайлов А.Г. Вопросы образования оксидов азота при сжигании газообразных и жидких топлив // Омский научный вестник. – 2009. – Т. 83. – № 3. – С. 103-106.

18 Апальков А.П. Термодинамическая оценка влияния коэффициента избытка воздуха и рециркуляции продуктов сгорания на энергоэкологические характеристики топливоиспользующих агрегатов // Промышленная теплотехника. – 2004. – Т. 26. – № 6.–С. 142-146.

19 Крушель Г.Е. Образование и предотвращение отложений в системах водяного охлаждения. – М.: Госэнергоиздат, 1955. – 224 с.

20 Васильев А.В., Антропов Г.В., Баженов А.И. и др. Повышение надежности жаротрубных водогрейных котлов // Промышленная энергетика. – 1998. – № 7.– С. 28-32.

21 Васильев А.В. Особенности водного режима при эксплуатации современных жаротрубных водогрейных котлов // Новости теплоснабжения. – 2002. – Т. 20. – № 4. – С. 50- 52.

22 Бабанков В.А., Добриков С.А. Анализ тепловых характеристик газовых топок с тупиковой жаровой камерой //Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел.: Госуниверситет-УНПК. – 2015. – Т. 304. – № 5. – С. 43-46.

23 Мочан С.И. Аэродинамический расчет котлов (нормативный метод). – Л.:Энергия, 1977. – 31 с.

24 Лумми А.П., Мунц В.А. Расчет жаротрубно-дымогарного котла. – ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2009. – 31 с.

25 Верес А.А., Сапунов О.Г. О расчете теплообмена в топках жаротрубных паровых и водогрейных котлов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2011 – Т. 73. – № 5. – С. 58-60.

26 Ведрученко В.Р., Жданов Н.В. Методика теплового расчета цилиндрических топочных устройств водогрейных котлов при сжигании жидкого и газового топлива // Промышленная энергетика. – 2008. – № 3. – С. 33-39.

27 Ведрученко В.Р., Крайнов В.В., Казимиров А.В. Методика выбора типа форсунки для котлов малой и средней мощности при проектировании и реконструкции котельных установок // Промышленная энергетика. – 2006. – № 3. – С. 33-40.

28 Степанов Д.В., Ткаченко С.И., Боднар Л.А. и др. Зависимости для тепловых расчетов жаротрубных пучков котлов малой мощности // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. – № 2. – С. 31-40.

29 Степанов Д.В., Ткаченко С.И., Боднар Л.А. Експериментальні дослідження теплообміну в жаротрубному водогрійному котлі // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2008. – № 1. – С. 43-45.

30 Шахлина Н.А., Мунц В.А., Мудреченко А.В. Оптимизация тепловых характеристик газотрубных котлов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2007. – № 4. – С. 49-51.

31 Шахлина Н.А., Мунц В.А., Мудреченко А.В. Повышение эффективности работы газотрубных котлов за счет использования профилированных поверхностей теплообмена // Промышленная энергетика. – 2007. – № 9. – С. 28-30.

32 Наумейко А.В., Гофман М.С., Дейнеженко В.И., Рыжков А.Ф. Оптимальные конструкции жаротрубного водогрейного котла // Промышленная энергетика. – 2002. – № 10. – С. 37.

33 Рыжков А.Ф., Жаргалхуу Л., Надир Саман М.Ш., Махаев А.Д. Оценка теплогидравлической эффективности завихрителей при малых числах Рейнольдса // Инженерно-физический журнал. 2009. – Т. 82. – № 1. – С. 23-30.

34 Наумейко А.В. Оптимизация конструкции и режимов работы газоздушных теплогенераторов и жаротрубно-дымогарных водогрейных котлов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Екатеринбург, 2002. – 11 с.

35 Остапенко Д.В. Повышение эффективности жаротрубного теплогенератора за счет улучшения конвективного теплообмена: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Макеевка, 2015. – 20 с.

36. Ostapenko D.V. Convective heat transfer in tubes with turbulator // Modern industrial and civil constructions. – 2014. – № 1. – P. 15-22.

37. Лукьянов А.В., Остапенко Д.В., Басист Д.В. Определение тепловых характеристик продуктов сгорания жаротрубного теплогенератора с турбулизатором потока // Труды Одесского политехнического университета. – 2014. – Т. 44. – № 2. – С. 102-107.

38 Герман М.Л., Бородуля В.А., Ноготов Е.Ф., Пальченко Г.И. Инженерный метод расчета температурного режима жаротрубных котлов с тупиковой топкой // Тепломассообмен ММФ-2000: IV Минский междунар. форум, Минск, 22-26 мая 2000 г. – 2000. – Т. 2. – С. 21-30.

39 Бушланов В.П., Бушланов И.В. Метод расчета теплообмена излучением в топке осесимметричной конфигурации на основе уравнений для компонент суммарного вектора потока лучистой энергии. Система уравнений // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 312. – № 4 – С. 10-13.

40 Бушланов В.П., Бушланов И.В. Метод расчета теплообмена излучением в топке осесимметричной конфигурации на основе уравнений для компонент суммарного вектора потока лучистой энергии. Инженерная методика. // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 312.– № 4 – С. 13-19.

41 SRPS EN 676. Automatic forced draught burners for gaseous fuels – European Standard – 2003.

42 SRPS EN 12953-3:2010. Shell boilers-Part 3: Design and Calculation for Pressure Parts – European Standard – 2010.

43 Boke Y.E., Aydin O. & Yildizay H.D. The Comparison of Experimental and Predicted Flame Temperature of Natural Gas Combustion // *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. – 2011. – Vol. 33. – № 13. – P 1271-1280.

44 Habib M.A., Elshafei M., and Dajani M. Influence of combustion parameters on NO_x production in an industrial boiler // *Computers & Fluids*. – 2008. – Vol. 37. – № 1. – P. 12-23.

45 Ganan J., AL-Kassir A., Gonzalez J.F., Turegano J., Mirand A.B. Experimental Study of Fire Tube Boilers Performance for Public Heating // *Applied Thermal Engineering*. – 2005. – Vol. 25. – № 11-12. –P. 1650-1656.

46 Huang B.J., Yen R.H., Shyu W.S., A. Steady-State Thermal Performance Model of Fire-Tube Shell Boilers // *Int. J. Engineering for Gas Turbines and Power*. – 1988. – Vol. 110. – № 2. – P. 173-179.

47 Huang B.J., Kop Y.A. System Dynamics Model of Fire-Tube Shell Boiler // *J. Dynamic Systems, Measurement, and Control*. – 1994. – Vol. 116. – № 4. – P. 745-754.

48 Sorensen K., Condra T., Houbak N., Karstensen C. Modelling and Simulating Fire Tube Boiler Performance // *Proceeding, 44th Conference on Simulation and Modeling, Malardalen University, Vasteres, Sweden*. – 2003. – P. 13.

49 Čukić R., Maneski T. Thermomechanical Stress Analysis of the Hot-water Boiler by FEM // *Proceeding, 3rd International Congress of Thermal Stress, Cracow, Poland*. – 1999. – P. 325-328.

50 Gaćeša B. Thermomechanical analysis of behaviour and improvement of steam block boiler with three flue gas flow producing smaller steam // *Procesna Tehnika*. – 2002. – Vol. 18. – № 1. – P. 111-114.

51 Younan M., Metwalli S., Ei-Zoghby A. Fracture Mechanics Analysis of a Fire Tube Boiler // *Engineering Fracture Mechanics*. – 1983. – Vol. 17. – № 4. – P. 335-348.

52 Liu M., Dong Q., Gu X. Stress analysis of Ω -tubesheet in waste heat boiler // *Journal of Pressure Equipment and Systems*. – 2006. – Vol. 4. – №. 1-2. – P. 48-51.

53 Qian C.F., Yu H.J., Yao L. Finite Element Analysis and Experimental Investigation of Tubesheet Structure // *Journal of Pressure Vessel Technology*. – 2009. – Vol. 131. – № 1. – P. 111-114.

54 Choubey A., Sehgal D.K., Tandon N. Finite Element Analysis of Vessels to Study Changes in Natural Frequencies Due to Cracks // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – 2006. – Vol. 83. – № 3. – P. 181-187.

55 Gaćeša B., Milošević-Mitić V., Maneski T., Kozak D. and Sertić J. Numerical and Experimental Strength Analysis of Fire-tube Boiler Construction // *Technical Gazette*. – 2011. – Vol. 18. – № 1. – P. 237-242.

56 Živković D., Milčić D., Banić M. and Milosavljević P. Thermomechanical Finite Element Analysis of Hot Water Boiler Structure // *Thermal Science*. – 2012. – Vol. 16. – № 2. – P. 387-398.

57 Franco A., Russo A. Combined Cycle Plant Efficiency Increase Based on the Optimization of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameters // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2002. – Vol. 41. – P. 843-859.

58 Gholap A.K., Khan J.A. Design and multi-objective optimization of heat exchangers for refrigerators // *Applied Energy*. – 2007. – Vol. 84. – № 12. – P. 1226-1239.

59 Goldberg D.E. *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*. – Addison-Wesley Longman Inc., 2000. – 403 p.

60 Fabbri G. Heat Transfer Optimization in Finned Annular Ducts Under Laminar Flow Conditions // *Heat Transfer Engineering*. – 1998. – Vol. 19. – № 4. – P. 42-54.

61 Xie G.N, Sunden B., Wang Q.W. Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm // *Applied Thermal Engineering*. – 2008. – Vol. 28. – № 89. – P. 895-906.

62 Tayal M.C., Fu Y., Diwekar U.M. Optimum design of heat exchangers: a genetic algorithm framework // *Industrial and Engineering Chemistry Research*. – 1999. – Vol. 38. – P. 456-467.

63 Schmit T.S., Dhingra A.K., Landis F., Kojasoy G. A genetic algorithm optimization technique for compact high intensity cooler design // *Journal of Enhanced Heat Transfer*. – 1996. – Vol. 3. – № 4. – P. 281-290.

64 Franco A., Giannini N., A General Method for the Optimum Design of Heat Recovery Steam Generators // *Energy*. – 2006. – Vol. 31. – P. 3342-3361.

65 Hilbert R., Janiga G., Baron R., Thuvenin D. Multi-objective shape optimization of a heat exchanger using parallel genetic algorithms // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2006. – Vol. 49. – № 15-16. – P. 2567-2577.

66 Butcher C.J., Reddy B.V. Second Law Analysis of a Waste Heat Recovery Based Power Generation System // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2007. – Vol. 50. – P. 2355-2363.

67 Franco A., Casarosa C. On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants // *Applied Thermal Engineering*. – 2002. – Vol. 22. – P. 1501-1518.

68 Gaćeša B. Influence of steam boiler geometry on construction strength // *Proceedings, KGH 2001 – 32nd International Congress on Heating, Refrigerating and Air-conditioning, Belgrade, Serbia*. – 2001. – P. 128-134.

69 Ling Z., Zeng X., Ren T., Xu H. Establishing a low-NO_x and high-burnout performance in a large-scale, deep-air-staging laboratory furnace fired by a heavy-oil swirl burner // *Applied Thermal Engineering*. – 2015. – Vol. 79. – P. 117-123.

70 Липов Ю.И., Самойлов Ю.Ф., Виленский Т.В. Компоновка и тепловой расчет парового котла: учебное пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 208 с.

71 Хзмалян Д.М., Каган Я.А. Теория горения и топочные устройства. – М.: Энергия, 1976. – 488 с.

72 Шатиль А.А. Топочные процессы и устройства. – СПб.: АОТ «НПО ЦКТИ», 1997. – 184 с.

73 Иванов Ю.В. Основы расчета и проектирования газовых горелок. – М.: Гос. научно-техн. изд-во нефтяной и горно-топливной литературы, 1963. – 360 с.

- 74 Кирпичев М.В., Михеев М.А. Моделирование тепловых устройств. – Изд. АН СССР, 1936. – 320 с.
- 75 Ахмедов Р.Б. Интенсивность крутки воздушного потока в вихревых горелках // Теплоэнергетика. – 1962. – №6. – С. 9-12.
- 76 Замазий И.О. К вопросу об улиточном тангенциальном подводе // Котлотурбиностроение. – 1950. – №3. – С. 24-30.
- 77 Замазий И.О. Истечение воздушной струи из кольцевого канала в затопленное пространство // Котлотурбиностроение. – 1948. – № 2. – С. 24-30.
- 78 Ляховский Д.Н. Влияние конструктивных параметров круглых горелок на их сопротивление и аэродинамику факела // Труды ЦКТИ. –1947. – Т. 2. – №. 1.
- 79 Ляховский Д.Н. Улиточный тангенциальный подвод в горелках // Котлотурбиностроение. – 1950. – № 3. – С. 4-10.
- 80 Ляховский Д.Н. Влияние конструктивных параметров круглых горелок на их сопротивление и аэродинамику факела // Труды ЦКТИ. – 1947. – Т .2. – №. 1. – 12 с.
- 81 Вулис Л.А. Тепловой режим горения. – М.: Госэнергоиздат, 1954. – 288 с.
- 82 Вулис Л.А. Закономерности аэродинамики газового факела // Сборник Теория и практика сжигания газа. Гостоптехиздат, 1958. – С.5-28.
- 83 Гаурсорн В., Уиделл Д., Хоттел Г. Смешивание и горение в турбулентных газовых струях // Сб. Вопросы горения. – 1953. – Т. 1. – С. 146-193.
- 84 Виленский Т.В., Хзмалян Д.М. Динамика горения пылевидного топлива: (Исследования на электронных вычислительных машинах). – М.: Энергия, 1977. – 248 с.
- 85 Вулис Л.А., Ярин Л.П. Аэродинамика факела. – Л.: Энергия, 1978. – 216 с.
- 86 Ахмедов Р.Б., Балагула Т.Б., Рашидов Ф.К., Сакаев А.Ю. Аэродинамика закрученной струи. – М.: Энергия, 1977. – 240 с.
- 87 Гупта А., Лили Д., Сайред Н. Закрученные потоки. – М.: Мир, 1987. – 590 с.
- 88 Алексеенко С.В., Окулов В.Л. Закрученные потоки в технических приложениях (обзор) // Теплофизика и аэромеханика. – 1996.– Т. 3. – №2 – С. 101-138.

89 Гельмгольц Ф. О неизбежности вращательных движений в легкоподвижных средах // Г.архив АН СССР. – 1859. – Т. 2.

90 Анохина Е.С., Шторк С.И., Алексеенко С.В. Экспериментальное и численное моделирование стационарных вихревых структур // Современная наука сборник научных статей. – 2012. – Т. 10. – № 2. – С. 68-72.

91 Кочевский А.Н., Неня В.Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах // Вісник СумДУ. – 2003. Т. 59. – № 13. – С. 195-210.

92 Apte S.V., Mahesh K., Moin P., & Oefelein J.C. Large-eddy simulation of swirling particle-laden flow in a coaxial combustor // International Journal of Multiphase Flow. – 2003. – Vol. 29. – P. 1311-1331.

93 Ranga Dinesh K.K.J., Savill A.M., Jenkins K.W., Kirkpatrick M.P. Large eddy simulation of a turbulent swirling coaxial jet // Progress in computational fluid dynamics, an international journal (PCFD). – 2010. – Vol. 10. – № 2. – P. 88-89.

94 Калищун В.И., Дроздов Е.В., Комаров А.С., Чижик К.И. Основы гидравлики и аэродинамики. – М.: Стройиздат, 2001. – 296 с.

95 Альтшуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1987 – 392 с.

96 Хаустов С.А., Заворин А.С., Фисенко Р.Н. Численное исследование процессов в жаротрубной топке с реверсивным факелом // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 322. – № 4. – С. 43-47.

97 Хаустов С.А., Заворин А.С. Численное исследование аэродинамики топочной среды в жаротрубном котле типа «Турботерм» // Промышленная энергетика. – 2014. – № 1. – С. 11-14.

98 Хаустов С.А., Заворин А.С. Численное исследование аэродинамики жаротрубной топки с реверсивным факелом // Известия Томского политехнического университета – 2013. – Т. 323 – № 4. – С. 5-8.

99 Хаустов С.А., Заворин А.С. Современные тенденции проектирования жаротрубных котлов // Вестник науки Сибири. – 2014. – Т. 12. – № 2. – С. 21-28.

100 Zavorin A.S., Khaustov S.A., Zakharushkin N.A. Computer simulation of processes in the dead-end furnace (Article number 012029) // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2014. – Vol. 66. – №. 1. – P. 1-6.

101 Khaustov S.A., Zavorin A.S., Buvakov K.V., Kudryashova L.D., Shchelkunova A.V. Computer simulation of vortex combustion processes in fire-tube boilers (Article number 01041) // EPJ Web of Conferences. – 2015. – Vol. 82. – P. 1-5.

102 Zavorin A.S., Khaustov S.A., Sheykin V.A. Vortex combustion in paired fire tube furnace using a bypass channel // Mechanical Engineering, Automation and Control Systems: Proceedings of International Conference, Tomsk, October 16-18, 2014. - Tomsk: TPU Publishing House. – 2014. – P. 1-4.

103 Khaustov S.A., Zavorin A.S., Buvakov K.V., Zakharushkin N.A. Engineering method for thermal calculation of the vortex combustion in dead-end fire-tubes (Article number 01020) // MATEC Web of Conferences . – 2014. – Vol. 19. – P. 1-5.

104 Zavorin A.S., Khaustov S.A., Zakharushkin N.A. Recirculation vortices of flue gases in fire-tube boiler furnace // Mechanical Engineering, Automation and Control Systems: Proceedings of International Conference, Tomsk, October 16-18, 2014. – Tomsk: TPU Publishing House. – 2014. – P. 1-4

105 Хаустов С.А., Заворин А.С., Савченко Е.К. Анализ конструктивной схемы камеры сгорания с управляемым переходом в реализации аэродинамики от проточной до реверсивной // Энергосбережение и водоподготовка. – 2015. – Т. 95. – № 3. – С. 38-44.

106 Хаустов С.А., Заворин А.С. Дальнобойность факела в жаровых трубах котлов // Промышленная энергетика. – 2014. – № 10. – С. 16-20.

107 Хаустов С.А., Заворин А.С. Аэродинамическая структура топочной среды в жаровых трубах с реверсивным факелом // Энергосбережение и водоподготовка. – 2014. – Т. 92. – №. 6. – С. 63-67.

108 Турботерм (110-3150 кВт) // Технические характеристики котлов серии ТТ.
Дата обновления: 06.07.2016. URL:
<http://turboterm.ru/products/boilers/turboterm/#TTGth> (дата обращения: 06.07.2016).

109 Турботерм-Стандарт (250-1000 кВт) // Технические характеристики котлов серии ТТС. Дата обновления: 06.07.2016. URL: <http://turboterm.ru/products/boilers/turboterm-standard/#ТТGth> (дата обращения: 06.07.2016).

110 Исламов М.Ш. Печи химической промышленности. – М.: Химия, 1975. – 432 с.

111 Черный А.А.. Теоретические предпосылки разработки эффективных газовых вагранок: учебное пособие – Пенза: Пензенский государственный университет, 2008. – 39 с.

112 Полежаев Ю.В., Мостинский И.Л., Габбасова Г.В. Диффузионное горение газовых струй в ламинарном и турбулентном режимах // Труды 4-й РНКТ (2006). Том 3. Свободная конвекция. Теплообмен при химических превращениях. – 2006. – Т. 3. – С. 297-300.

113 Технические характеристики одноступенчатых горелок Riello RS - RS/1 MZ – 1 компьютерный файл (pdf; 622 kB). – Заглавие с титульного экрана. – Системные требования: Adobe Reader. – URL: <http://www.riello.su/products/img/RS%205-34%201%20MZ-44%201%20MZ.pdf>.

114 Анишкин Ю.М., Сосунов В.А. Длина турбулентного газового пламени в неподвижном воздухе различной температуры // ФГВ. – 1970. – №4. – С. 495-503.

115 Баев В.К. Кузнецов П.П., Могильский И.А. О длине диффузионных пламен // ФГВ. – 1974. – № 4. – С. 485-492.

116 Brzustowski T.A. A New criterion for the length of a gaseous turbulent diffusion flame // Comb. Sci. Techn. – 1973. – Vol. 6. – P. 313-319.

117 Spalding D.B. Mathematical models of turbulent flames: a review // Combustion Science and Technology. – 1976. – Vol. 13. – №. 1-6. – P. 3-22.

118 Рейнольдс А.Дж. Турбулентные течения в инженерных приложениях. – М.: Энергия, 1979. – 408 с.

119 Федяевский К.К., Гиневский А.С., Колесников А.В. Расчет турбулентного пограничного слоя несжимаемой жидкости. – Л.: Судостроение, 1973. – 256 с.

120 Walitt L., Liu C., and Harp J. An Alternating Direction Explicit Method for Computing Three-Dimensional Viscous Flow Fields in Turbomachines // SAE Technical. – 1978. – P.781001.

121 Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. – М.: Мир, 1990. – 728 с.

122 Patankar S.V., Spalding D.B. A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-dimensional Parabolic Flows // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1972. – Vol. 15. – P. 1787-1806.

123 Huilin L., Guangbo Z., Rushan B., Yongjin C., Gidaspow D. A coal combustion model for circulating fluidized bed boilers // Fuel. – 2000. – Vol. 79. – P. 165-172.

124 Grace J.R., Cui H., Elnashaie S.S. Non-uniform distribution of two-phase flows through parallel identical paths // Can. J. Chem. Eng. – 2007. – Vol. 85. – P. 662-668.

125 Wang J., Ge W., Li J. Eulerian simulation of heterogeneous gas–solid flows in CFB risers: EMMS-based sub-grid scale model with a revised cluster description // Chem. Eng. Sci. – 2008. – Vol. 63. – P. 553-1571.

126 El Khazen M.I., Benticha H.A, Demoulin F.-X., Jemni A. Numerical simulation of a premixed turbulent V-shaped flame // Thermal Science. – 2011. – Vol. 15. – № 2. – P. 311-320.

127 Брикман И.А. Исследование четырехвихревой схемы сжигания в топочной камере пылеугольных котлов. – Томск: Изд. ТПУ, 2012. – 240 с.

128 Бойко А.В., Говорущенко Ю.И., Ершов С.В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 341с.

129 Математическое моделирование. Методология и методы разработки математических моделей механических систем и процессов. Часть I. Моделирование систем и процессов. Издание третье, переработанное и дополненное: Учебное пособие.– М.: МГТУ ГА, 2004. – 108 с.

130 Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей в 2-х т. – М.: Мир, 1991. – 1056 с.

131 Четверушкин Б.Н. Математическое моделирование задач динамики излучающего газа. – М.: Наука: Главная редакция физико-математической литературы, 1985.– 304 с.

132 Launder B.E., Spalding D.B. The Numerical Computation of Turbulent Flows // *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.* – 1974. – Vol. 3. – P. 269-289.

133 Spalding D.B. Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames // *Proc. Combust. Inst.* – 1971. – V. 13. – P. 649-657.

134 Фрост У. и Моудлен Т. Турбулентность. Принципы и применение. – М.: Мир, 1980. – 220с.

135 Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений: учеб. пособие . – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2009. – 143 с.

136 Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие. – СПб.: Балт. гос. техн. ун-т., 2001. – 108 с.

137 Cebeci T., Smith A.M.O. *Analysis of Turbulent Boundary Layers.* – New York: Academic Press, 1974. – 418 p.

138 Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. – М.: Мир, 1990. – 728 с.

139 Шумихин А.А., Карпов А.И. Численное моделирование турбулентного диффузионного пламени на основе метода крупных вихрей // *Ижевск: Изд-во УрО РАН.* – 2012. – Т. 5. – № 2. – С. 199-207.

140 Yakhot V., Orszag S.A., Thangam S., Gatski T.B. & Speziale C.G. Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique // *Physics of Fluids A.* –1992. – Vol. 4. –№ 7. – P. 151001520.

141 Волков К.Н., Емельянов В.Н. Течение и теплообмен в каналах и вращающихся полостях. – М.: ФИЗМАЛИТ, 2010. – 488 с.

142 Bardina J.E., Huang P.G., Coakley T.J. *Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development* // *NASA Technical Memorandum.* – 1997. – P. 110446.

143 Юрченко Д.Д. Моделирование теплообмена в каналах с интенсификаторами. // ANSYS Advantage. Русская редакция. – 2009. – Т. 10. – С. 32-34.

144 Nicklin G.J.E. Augmented heat transfer in a square channel with asymmetrical turbulence promotion // Final year project report, Dept. of Mech. Eng., UMIST, Manchester. – 1998.

145 Окулов В.Л., Наумов И.В., Соренсен Ж.Н. Вихревой триплет // ДАН. – 2006. – Т. 409. – № 3. – С. 333-337.

146 Grotjans H., Menter F.R. Wall Functions for General Application CFD Codes // In ECCOMAS 98 Proceedings of the Fourth European Computational Fluid Dynamics Conference: John Wiley & Sons. – 1998. – P. 1112-1117.

147 Wilcox D.C. Multiscale Model for Turbulent Flows // In AIAA 24th Aerospace Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics. – 1986. – 15 p.

148 Menter F.R. Multiscale Model for Turbulent Flows // In 24th Fluid Dynamic Conference. American Institute of Aeronautics and Astronautics. – 1993.

149 Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32. – № 8. – P. 1598-1605.

150 Lampart P., Swirydczuk J., Gardzilewicz A., Yershov S., Rusanov A. The Comparison of Performance of the Menter Shear Stress Transport and Baldwin-Lomax Models with Respect to CFD Prediction of Losses in HP Axial Turbine Stages // Technologies for Fluid/Thermal/Structural/Chemical Systems with Industrial Applications, ASME. – 2001. – Vol. 424. – № 2. – P. 1-12.

151 Menter F.R. Zonal Two Equation k - ϵ Turbulence Models for Aerodynamic Flows // AIAA. – 1993. – P. 9332906.

152 Menter F.R., Kuntz M., and Langtry R. Ten Years of Experience with the SST Turbulence Model // Turbulence, Heat and Mass Transfer. – 2003. – Vol. 4. – P. 625-632.

153 Patel V.C., Rodi W., Scheuerer G. Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review // AIAA Journal. – 1985. – Vol. 23. – № 9. – P. 1308-1319.

154 Westbrook C.K., Dryer F.L. Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames // *Combust. Sci. Technol.* – 1981. – Vol. 27. – № 1-2. – P. 31-43.

155 Daly B.J. and Harlow F.H. Transport equations in turbulence // *Phys. Fluids.* – 1970. – Vol. 13. – № 11. – P. 2634-2649.

156 Бубенчиков А.М., Старченко А.В. Численные модели динамики и горения аэродисперсных смесей в каналах. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 1998. – 236 с.

157 Khelil A., Naji H., Loukarfi L., and Mompean G. Prediction of a high swirled natural gas diffusion flame using a PDF model // *Fuel.* –2009. – Vol. 88. – P. 374-381.

158 Sarlej M., Petr P., Hajek J. and Stehlik P. Computational support in experimental burner design optimization // *Appl. Therm. Eng.* – 2007. – Vol. 27. – P. 2727-2731.

159 Cannon S.M., Brewster B.S., and Smoot L.D. Stochastic modeling of CO and NO in premixed methane combustion // *Combust. & Flame.* – 1998. – Vol. 133. – P. 135-146.

160 Дектерев А.А., Минаков А.В., Дектерев А.А. Численное моделирование закрученных пламен // В сборнике: Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках. Пятая международная конференция: Тезисы докладов. – 2015. – С. 154-155.

161 Бурдуков А.П., Чернецкий М.Ю., Дектерев А.А., Чернецкая Н.С. Исследование оптимальной конструкции горелочного устройства для обеспечения устойчивости аэродинамической структуры потока в горелке и интенсификации процессов смешения в зоне горения // *Ползуновский вестник.* – 2012. – № 3-1. – С. 55-61.

162 Сентябов А.В., Гаврилов А.А., Дектерев А.А. Исследование моделей турбулентности для расчета закрученных течений // *Теплофизика и аэромеханика.* – 2011. – Т. 18. – № 1. – С. 81-93.

163 Алексеенко С.В., Бурдуков А.П., Дектерев А.А., Маркович Д.М., Шторк С.И. Физическое и математическое моделирование аэродинамики и горения в топочных камерах энергоустановок // *Теплоэнергетика.* – 2011. – № 9. – С. 67-72.

164 Hutchinson B.R., Raithby G.D. A Multigrid Method Based on the Additive Correction Strategy // Numerical Heat Transfer. – 1986. – Vol. 9. – P. 511-537.

165 Schneider G.E., Raw M.J. Control-Volume Finite Element Method for Heat Transfer and Fluid Flow Using Co-located Variables – 1. Computational Procedure // Numerical Heat Transfer. – 1987. – Vol. 11. – P. 363-390.

166 Raithby G.D., Torrance K.E. Upstream-weighted Differencing Schemes and Their Application to Elliptic Problems Involving Fluid Flow // Computational Fluids. – 1974. – Vol. 8. – № 12. – P. 191-206.

167 Raithby G.D. Skew Upstream Differencing Schemes for Problems Involving Fluid Flow // Computational Methods for Applied Mechanical Engineering. – 1976. – Vol. 9. – P. 153-164.

168 URL: <http://www.ansys.com> (дата обращения: 06.07.2016 г.).

169 FLUENT 6.2 User's Guide. – Fluent Inc., Centerra Resource Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, 2005. – 250 p.

170 Дектерев А.А., Гаврилов А.А., Харламов Е.Б., Литвинцев К.Ю. Использование программы SigmaFlow для численного исследования технологических объектов // Вычислительные технологии. – 2003. – Т. 8. – Ч. 1. – С. 250-255.

171 Дектерев А.А., Гаврилов А.А., Харламов Е.Б., Чернецкий М.Ю., Тэпфер Е.С. SIGMAFLAME – специализированная программа для моделирования топочных камер // Всероссийский семинар кафедр Вузов по теплофизике и теплоэнергетике 13-15 мая 2009 г., Красноярск. Тезисы докладов. – 2009. – 25 с.

172 Гиль А.В., Старченко А.В., Заворин А.С. Применение численного моделирования топочных процессов для практики перевода котлов на непроектное топливо: монография. – Томск: STT, 2011. – 184 с.

173 Самарский А.А., Михайлов А.П. Математическое моделирование. – М.: Издательство ФИЗМАТЛИТ, 2002.–320с.

174 Гиль А.В. Влияние дискретизации расчетной области топочной камеры на результаты численных исследований // Теплофизические основы энергетических технологий: сборник научных трудов III Всероссийской научно-практической

конференции с международным участием, Томск, 4-6 Октября 2012. – Томск: Изд-во ТПУ. – 2012. – С. 179-182

175 Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика. – М.: Гостехтеоретиздат, 1953. – 788 с.

176 Stuart J. T. // J. Fluid Mech. – 1966. – Vol. 24. – P. 673-687.

177 Phillips O.M. The irrotational motion outside a free turbulent boundary // Proc. Cambridge Philos. Soc. – 1955. – Vol. 51. – P. 220-229.

178 Ван Д., Ли Ч., Чоу Ш.-Н. Нормальные формы и бифуркации векторных полей на плоскости. – М.: МЦНМО, 2005. – 416 с.

179 Андронов А.А., Леонтович Е.А., Гордон И.М., Майер А.Г. Теория бифуркаций динамических систем на плоскости. – М.: Наука, 1967. – 488 с.

180 Пат. 2566863 Россия. МПК F23C1/08; F23C9/00; F24H1/24. Устройство для сжигания жидкого и газообразного топлива / А.С. Заворин, С.А. Хаустов, Р.Б. Табакаев; заяв. 02.12.2014; опубл. 27.10.2015.

181 Эстеркин Р.И. Котельные установки. – Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 280 с.

182 Ильяшенко С.М., Талантов А.В. Теория и расчет прямоточных камер сгорания. – М.: Машиностроение, 1964. – 305с.

183 Франк-Каменецкий Д.А. Диффузия и теплопередача в химической кинетике.– М.: Наука, 1967. – 492 с.

184 Зельдович Я.Б., Барнеблатт Г.И., Либрович В.Б. и Махвиладзе Г.М. Математическая теория горения и взрыва. – М.: Наука, 1980. – 478 с.

185 Бартльме Ф. Газодинамика горения. – М.: Энергоиздат, 1981. – 280 с.

186 СО 153-34.02.304-2003. Методические указания по расчету выбросов оксидов азота с дымовыми газами котлов тепловых электростанций. – Введ. 2003-07-01. – М.:ВТИ ,2005.

187 Маргулова Т.Х. Компоновка и тепловой расчет котлоагрегата. – М.-Л.: Энергия, 1956. – 119 с.

188 Лариков Н.Н. Теплотехника: учебник для вузов. – М.: Стройиздат, 1985. – 432 с.

189 Фортов В.Е. Уравнения состояния вещества: от идеального газа до кварк-глюонной плазмы: монография. – М.: Физматлит, 2013. – 491 с.

190 Оре О. Теория графов. – М.: Наука, 1968. – 336 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Материалы по использованию результатов работы

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по образовательной
деятельности Национального
исследовательского Томского

политехнического университета,
доктор технических наук,
профессор

Боровиков Юрий Сергеевич



« 22 » 09 2016 г.

СПРАВКА

об использовании результатов диссертационного исследования в учебном процессе

Результаты диссертационного исследования «Совершенствование конструктивных схем жаротрубных котлов на основе численного моделирования процессов горения и тепломассообмена» включены в дисциплину образовательного модуля «Компьютерные технологии в науке и производстве» по направлению 13.04.03 «Энергетическое машиностроение» и используются на кафедре парогенераторостроения и парогенераторных установок Томского политехнического университета (протокол решения кафедры ПГС и ПГУ №2 от «14» сентября 2016 года).

Заместитель заведующего кафедрой ПГС и ПГУ

А.В. Гиль

«22» сентября 2016 г.

ЗАО «СТРОИТЕЛЬНО-МОНТАЖНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ-95»**КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ • ПРОЕКТИРОВАНИЕ • МОНТАЖ • НАЛАДКА • ЭКСПЛУАТАЦИЯ**

Россия, 634050, г. Томск, ул. Березовая, 16, ЗАО «СМП-95»
т: (3822) 68-05-71, 68-05-72 т/ф: (3822) 73-69-21.

E-mail: smp95@mail.ru;
Internet: www.smp-95.ru

Исх. № 144 а
от 06.07.2016 г.

АКТ

О внедрении результатов диссертационной работы

Хаустова Сергея Александровича

«Совершенствование конструктивных схем жаротрубных котлов на
основе численного моделирования процессов горения и
теплообмена»

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационной работы Хаустова Сергея Александровича «Совершенствование конструктивных схем жаротрубных котлов на основе численного моделирования процессов горения и теплообмена», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, использованы в ЗАО «СМП-95» при конструировании модельного ряда жаротрубных котлов марки «Термо-Томь».

Использование результатов позволило произвести инженерные расчеты и разработать эскизную конструкторскую документацию для трех типоразмеров жаротрубного котла.

Генеральный директор ЗАО «СМП-95»



Качалов А.В.



ООО «Инженерный центр «ТЕПЛОУНИВЕРСАЛ»
Специализированная экспертная, научно-исследовательская
и наладочная организация

Юридический адрес: 634061, РФ,
 г.Томск, ул.Тверская, д.14
 Почтовый адрес: 634061, РФ, г.Томск, а/я 4155
 ИНН 7017240300, КПП 701701001

тел/факс: (3822) 56-35-32
 тел/факс: (3822) 55-43-54
 сот.тел.: 8-913-119-20-46
 e-mail: teplouniversal@tpu.ru

№ 25/2016

01 августа 2016 года

Справка

Об использовании результатов диссертационной работы

В диссертационной работе Хаустова Сергея Александровича «Совершенствование конструктивных схем жаротрубных котлов на основе численного моделирования процессов горения и тепломассообмена» проведены исследования процессов, протекающих в топках жаротрубных котлов. Создана математическая модель, которая позволяет выявить особенности эксплуатационной надежности котельных труб.

Результаты исследования газодинамической структуры реверсивного факела, выполненные под руководством А.С. Заворина на кафедре ПГС и ПГУ Энергетического института «Национального исследовательского Томского политехнического университета», будут использованы ООО «Инженерный центр «Теплоуниверсал» при диагностировании и экспертизе промышленной безопасности широкой гаммы паровых и водогрейных котлов.

Директор ООО «ИЦ «Теплоуниверсал»

К.Т.Ч.

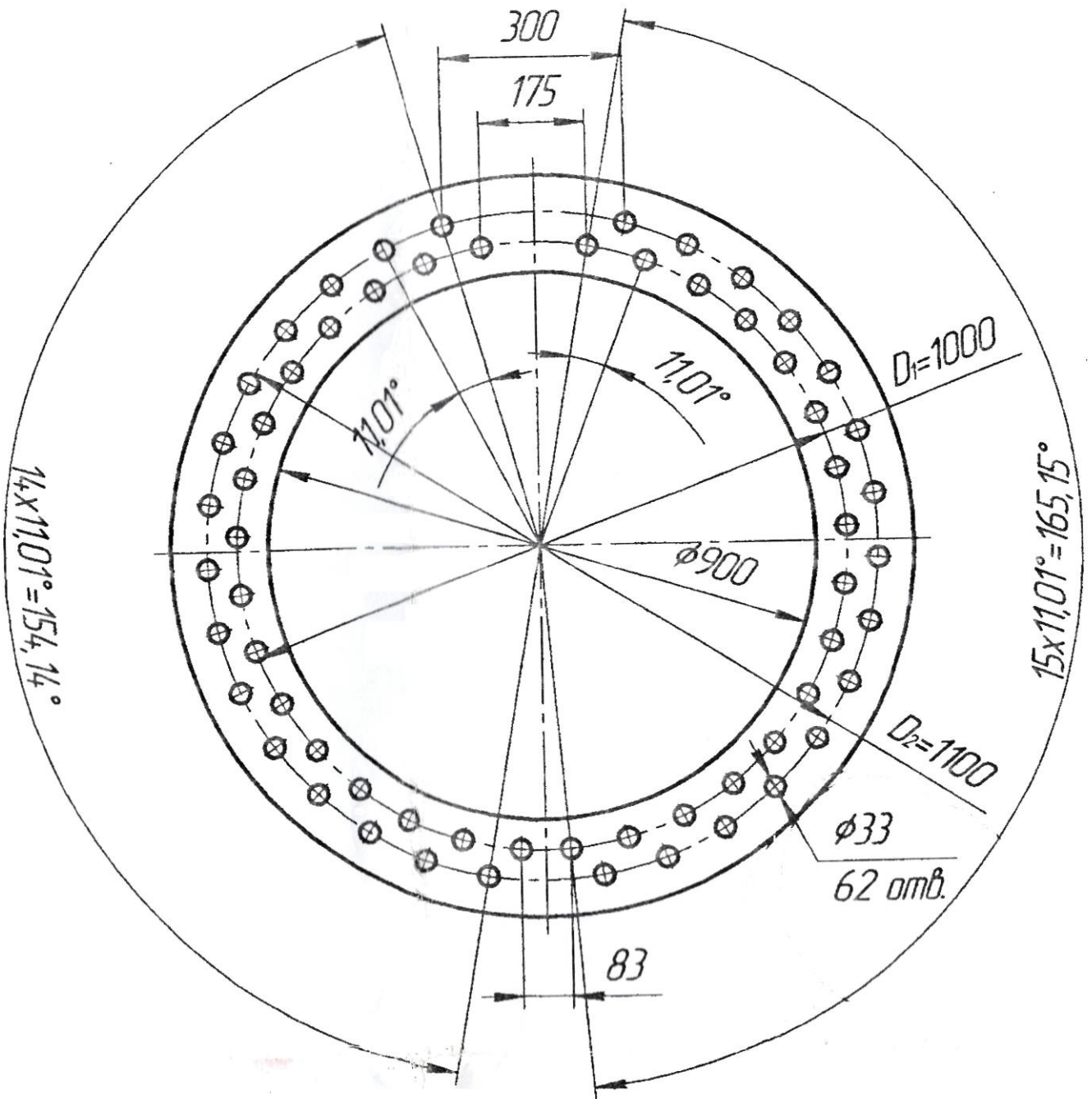
[Подпись] Б.В. Лебедев

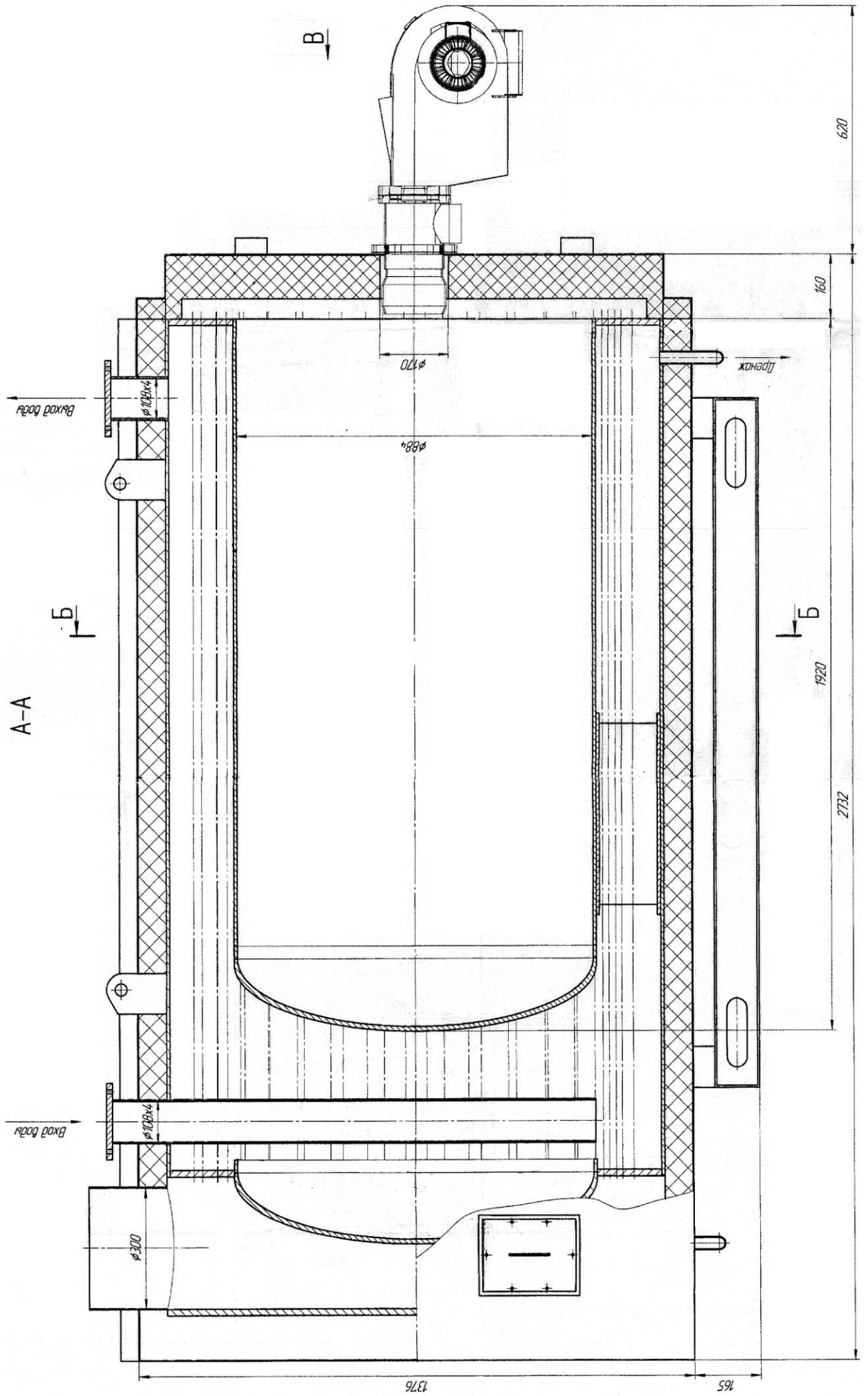


ПРИЛОЖЕНИЕ Б

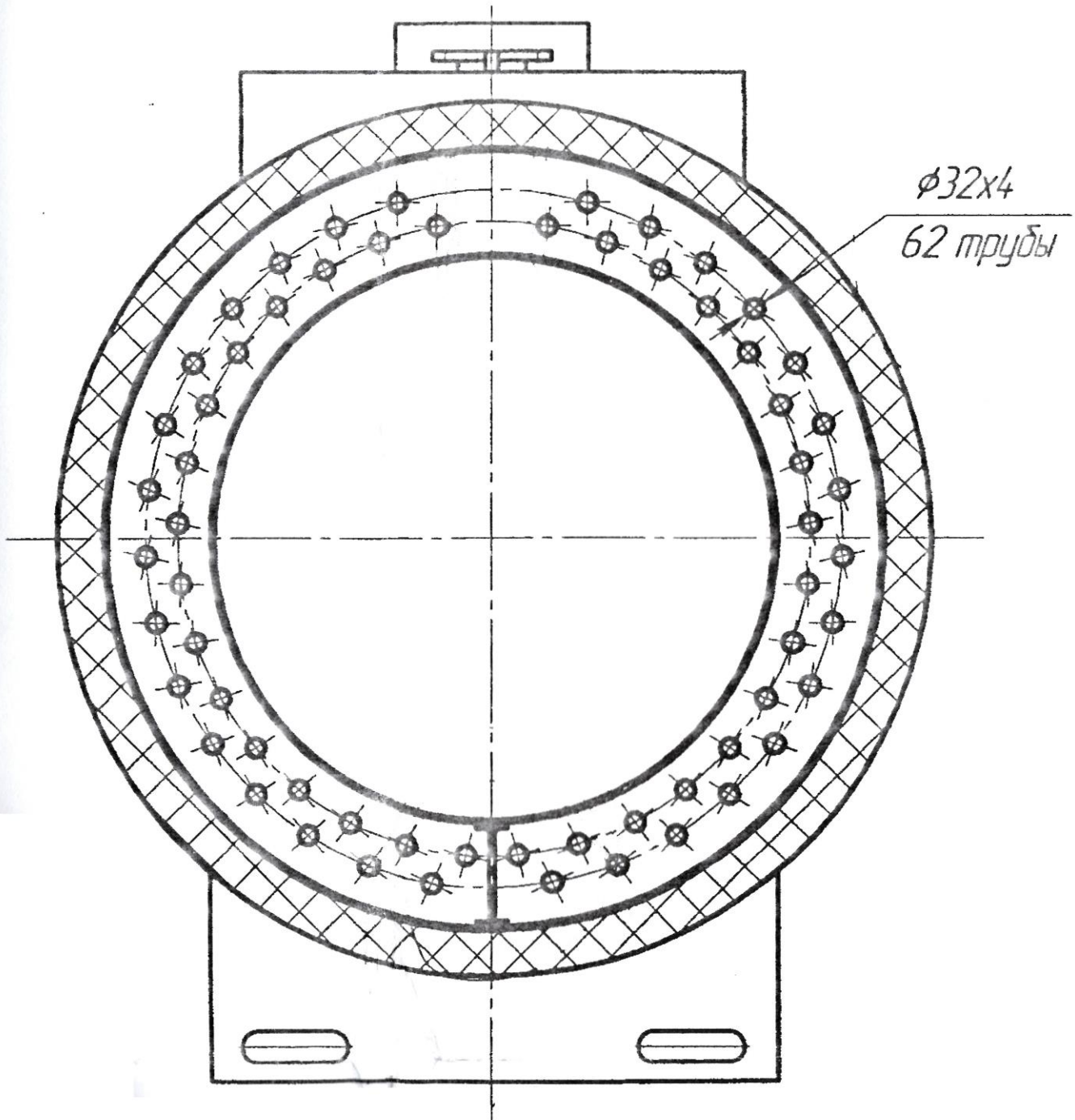
Эскизы жаротрубного котла ТТ-500

Трубная доска котла (1:10)

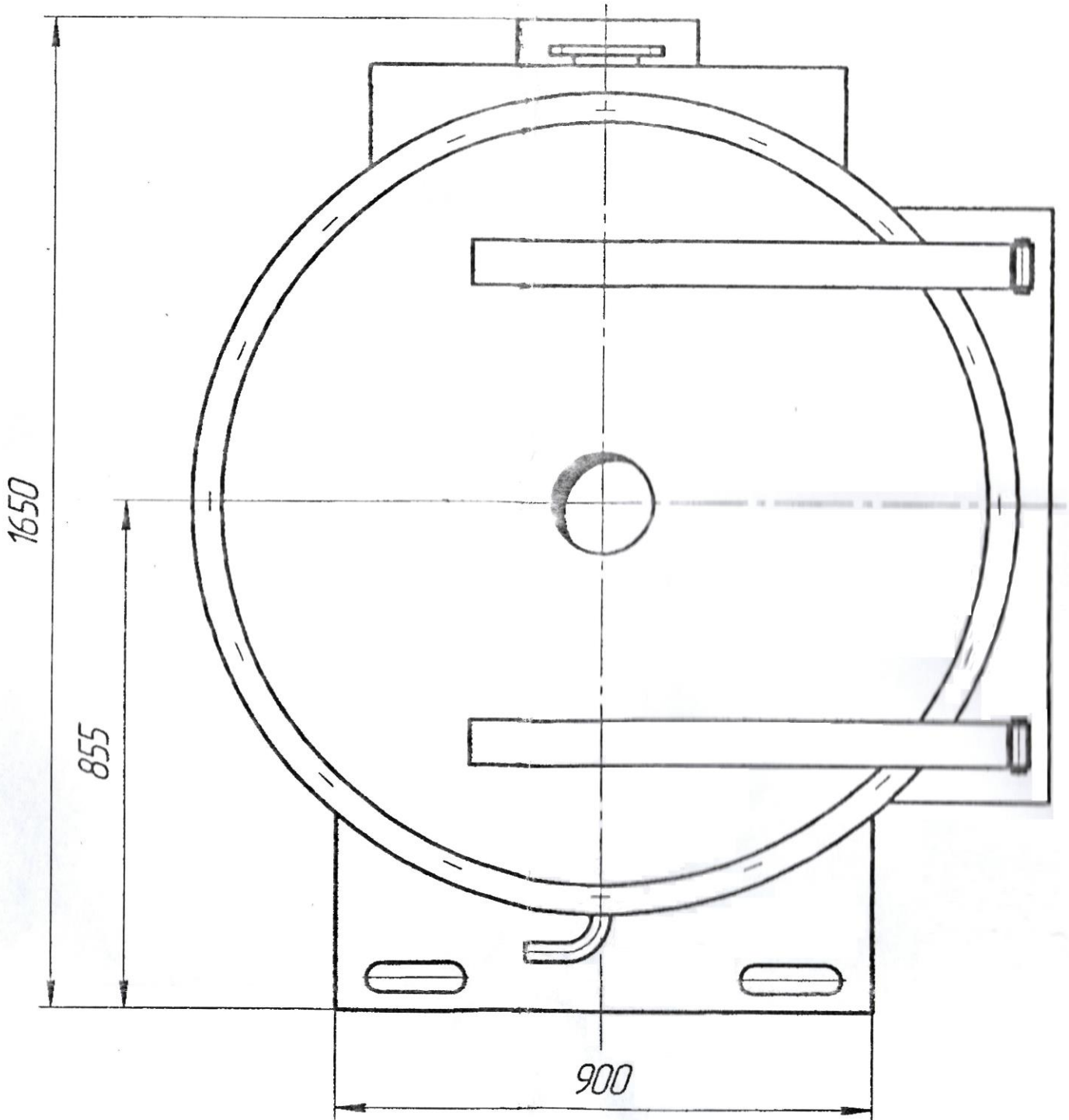




Б-Б (1:10)

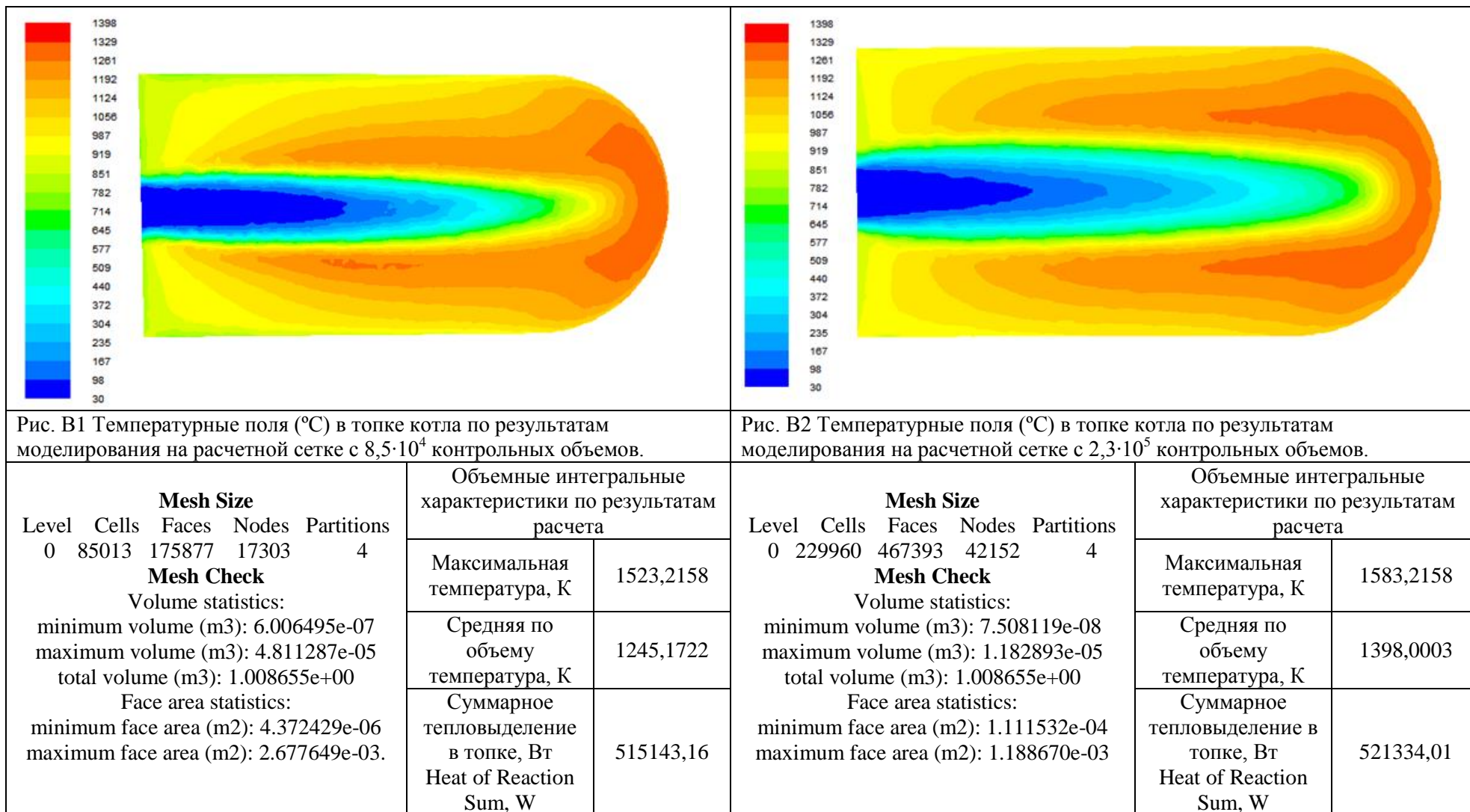


B (1:10)



ПРИЛОЖЕНИЕ В

Отчет об адаптационном варианном исследовании математической модели



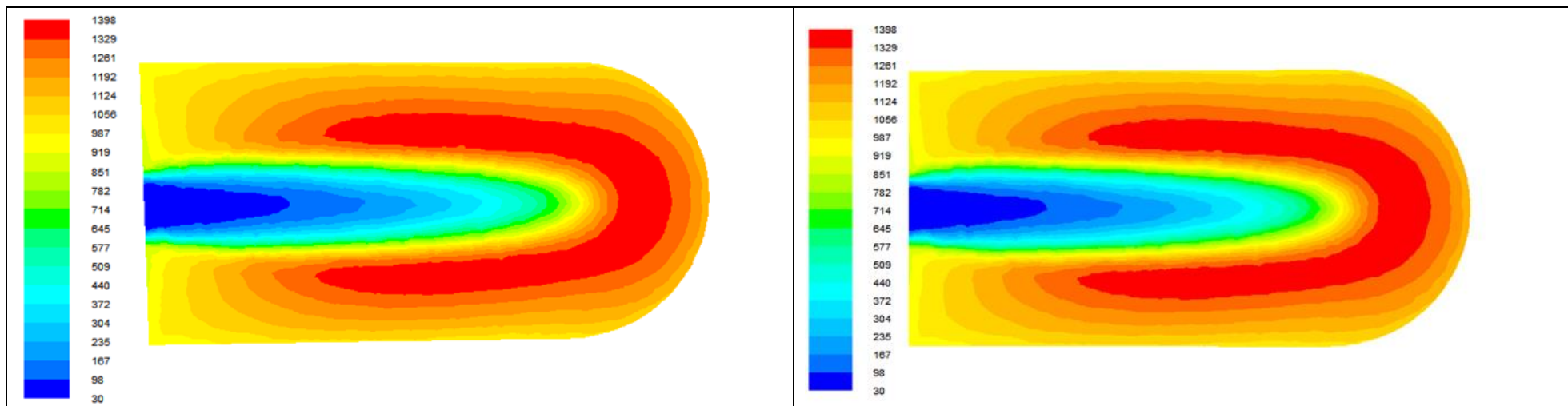
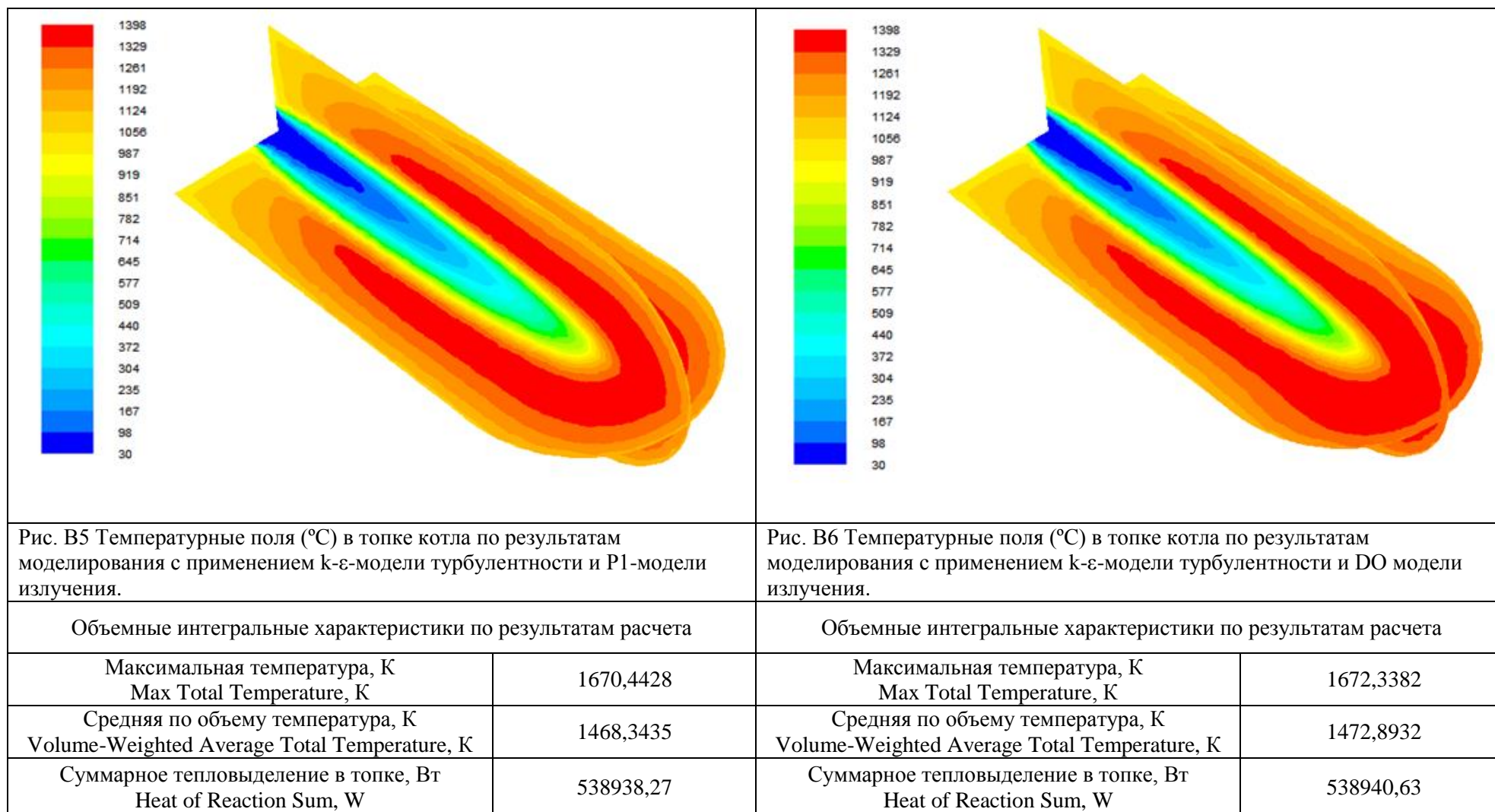


Рис. В3 Температурные поля ($^{\circ}\text{C}$) в топке котла по результатам моделирования на расчетной сетке с $6,8 \cdot 10^5$ контрольных объемов. Сетка получена применением алгоритма адаптации к расчетной сетке с $8,5 \cdot 10^4$ контрольных объемов.

Рис. В4 Температурные поля ($^{\circ}\text{C}$) в топке котла по результатам моделирования на расчетной сетке с $1,8 \cdot 10^6$ контрольных объемов. Сетка получена применением алгоритма адаптации к расчетной сетке с $2,3 \cdot 10^5$ контрольных объемов.

Mesh Size					Объемные интегральные характеристики по результатам расчета	
Level	Cells	Faces	Nodes	Partitions	Максимальная температура, К	1668,9887
0	680104	1383612	125471	4	Средняя по объему температура, К	1453,2271
Mesh Check					Суммарное тепловыделение в топке, Вт	538940,56
Volume statistics:					Heat of Reaction Sum, W	
minimum volume (m3): 4.573476e-09						
maximum volume (m3): 6.014108e-06						
total volume (m3): 1.008655e+00						
Face area statistics:						
minimum face area (m2): 2.052306e-05						
maximum face area (m2): 7.482498e-04						

Mesh Size					Объемные интегральные характеристики по результатам расчета	
Level	Cells	Faces	Nodes	Partitions	Максимальная температура, К	1669,0448
0	1839680	3709252	321736	4	Средняя по объему температура, К	1456,6767
Mesh Check					Суммарное тепловыделение в топке, Вт	538940,57
Volume statistics:					Heat of Reaction Sum, W	
minimum volume (m3): 5.716845e-10						
maximum volume (m3): 1.478616e-06						
total volume (m3): 1.008655e+00						
Face area statistics:						
minimum face area (m2): 9.153973e-07						
maximum face area (m2): 3.190046e-04						



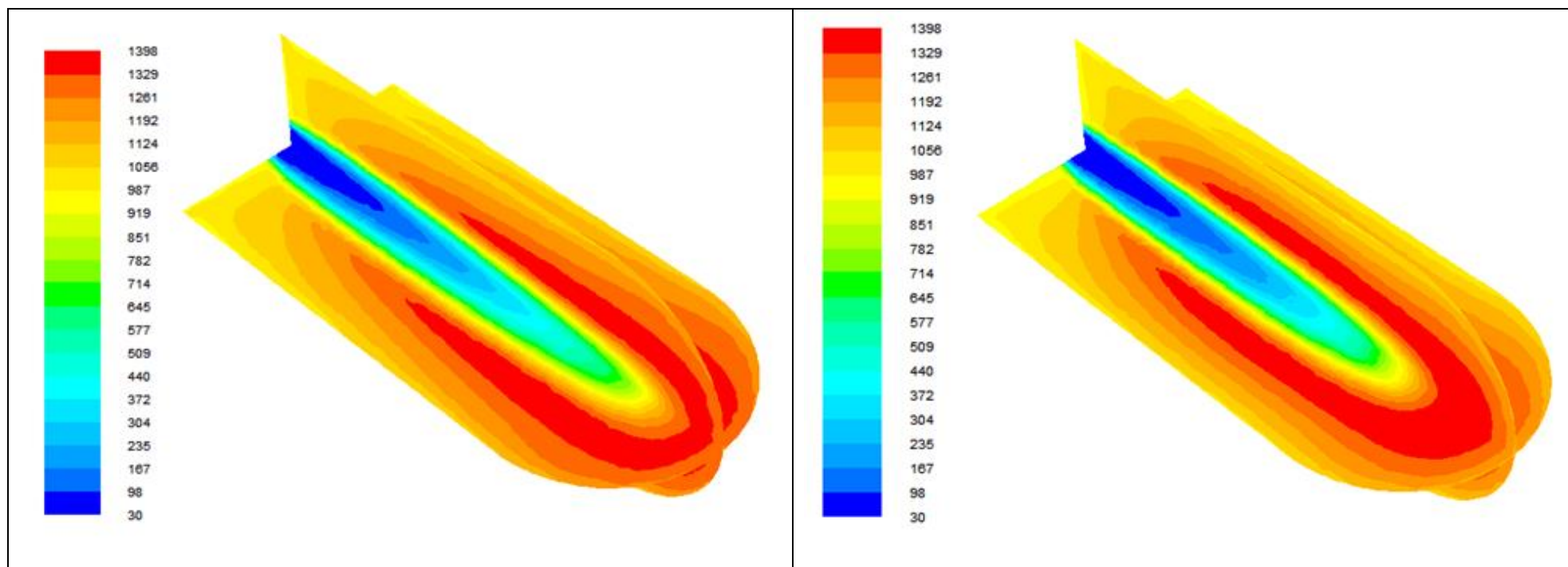


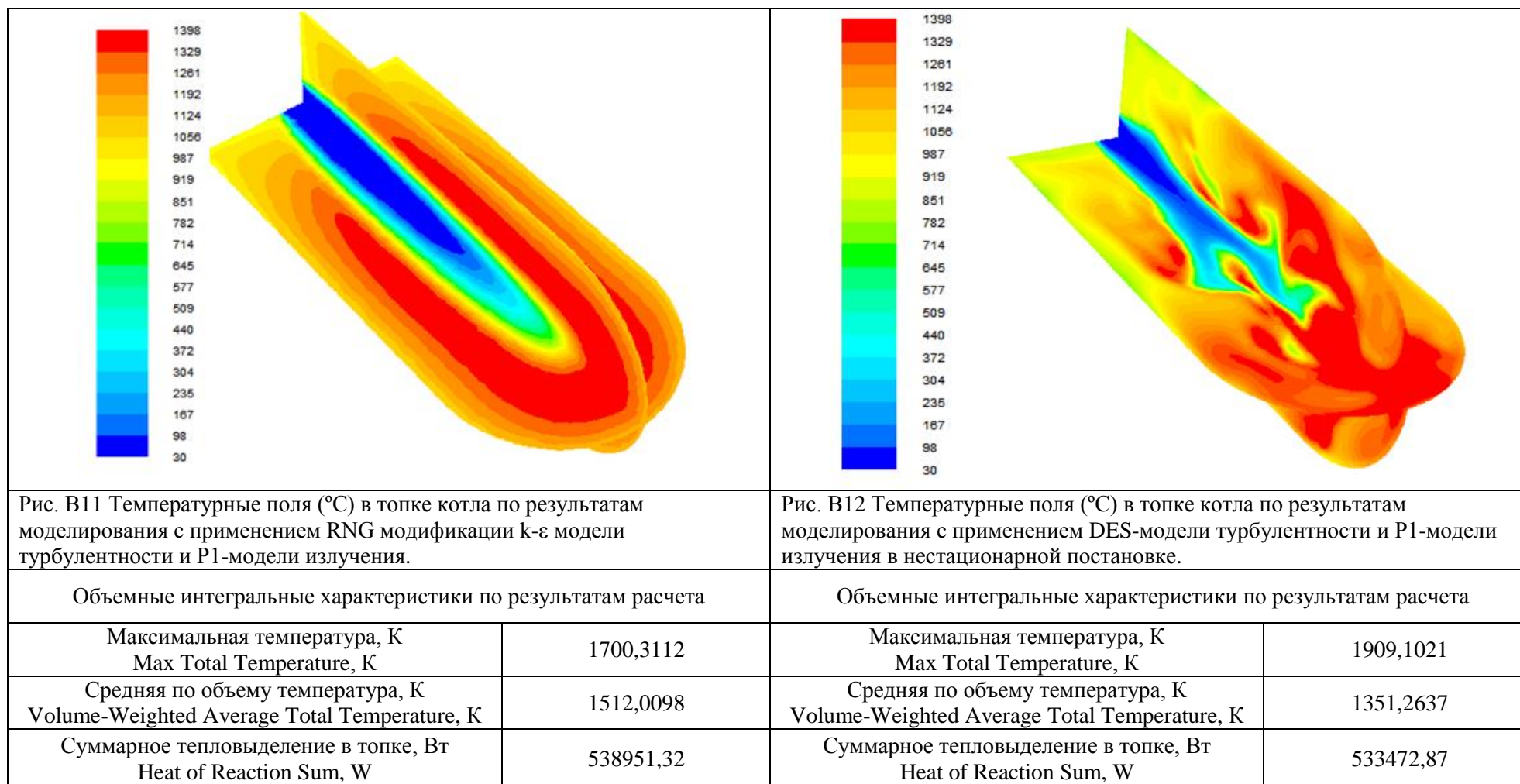
Рис. В7 Температурные поля ($^{\circ}\text{C}$) в топке котла по результатам моделирования с применением $k\text{-}\omega$ -модели турбулентности и P1-модели излучения.

Рис. В8 Температурные поля ($^{\circ}\text{C}$) в топке котла по результатам моделирования с применением SST модификации $k\text{-}\omega$ -модели и P1-модели излучения.

Объемные интегральные характеристики по результатам расчета

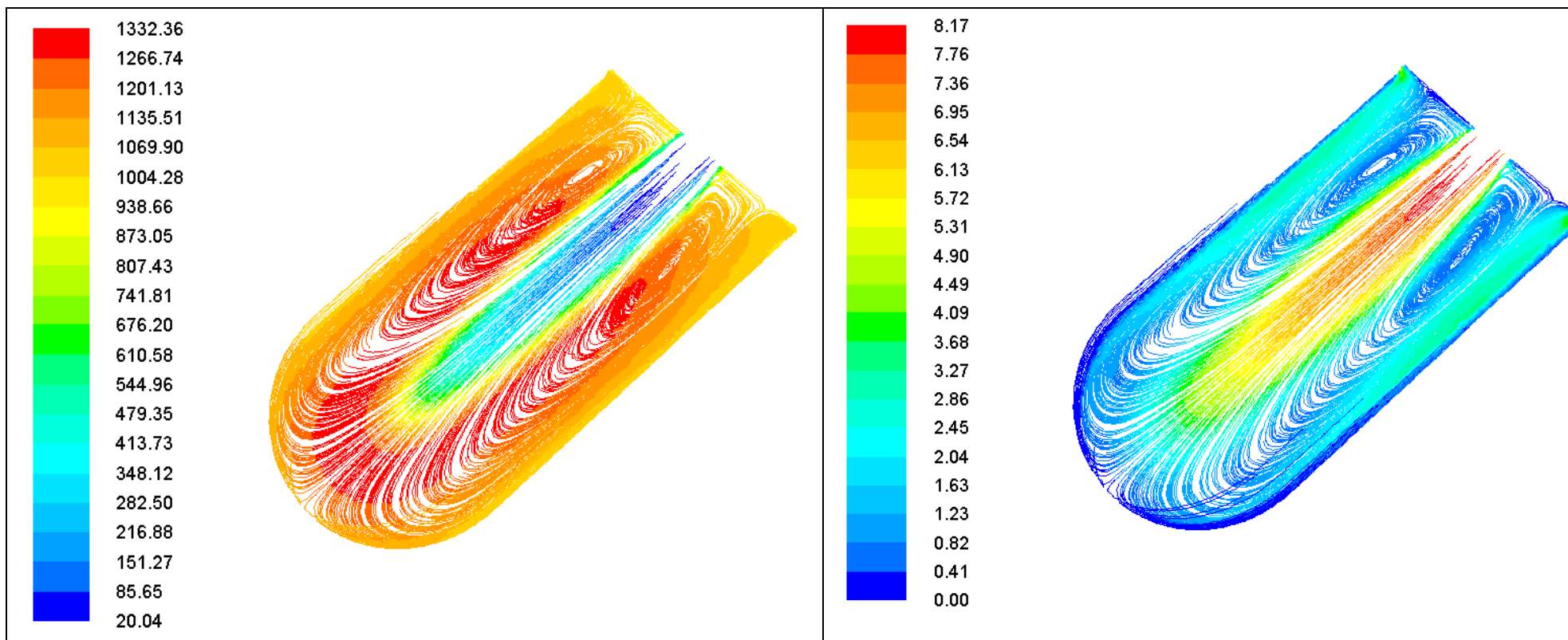
Объемные интегральные характеристики по результатам расчета

Максимальная температура, К Max Total Temperature, K	1619,1616	Максимальная температура, К Max Total Temperature, K	1622,5515
Средняя по объему температура, К Volume-Weighted Average Total Temperature, K	1322,1043	Средняя по объему температура, К Volume-Weighted Average Total Temperature, K	1396,6587
Суммарное тепловыделение в топке, Вт Heat of Reaction Sum, W	538932,62	Суммарное тепловыделение в топке, Вт Heat of Reaction Sum, W	538936,11



ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Результаты численных экспериментов (примеры)



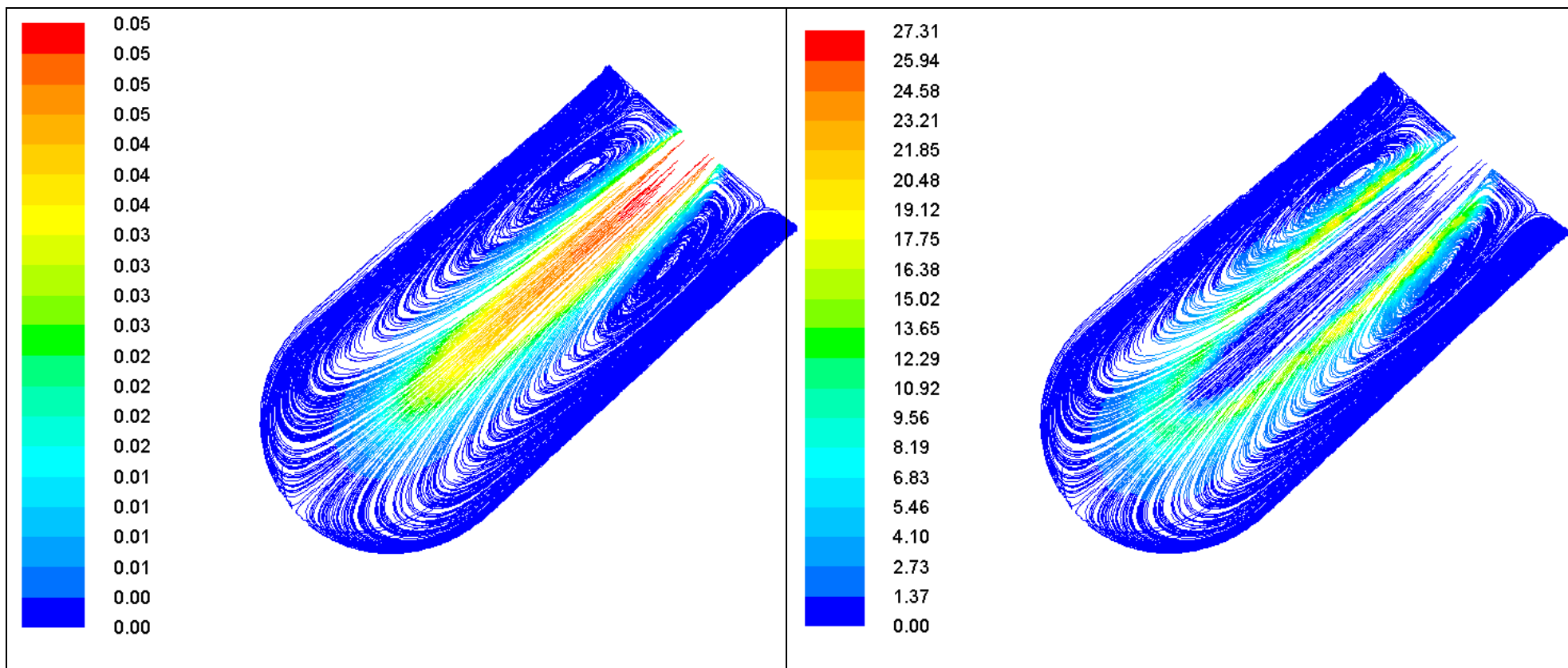
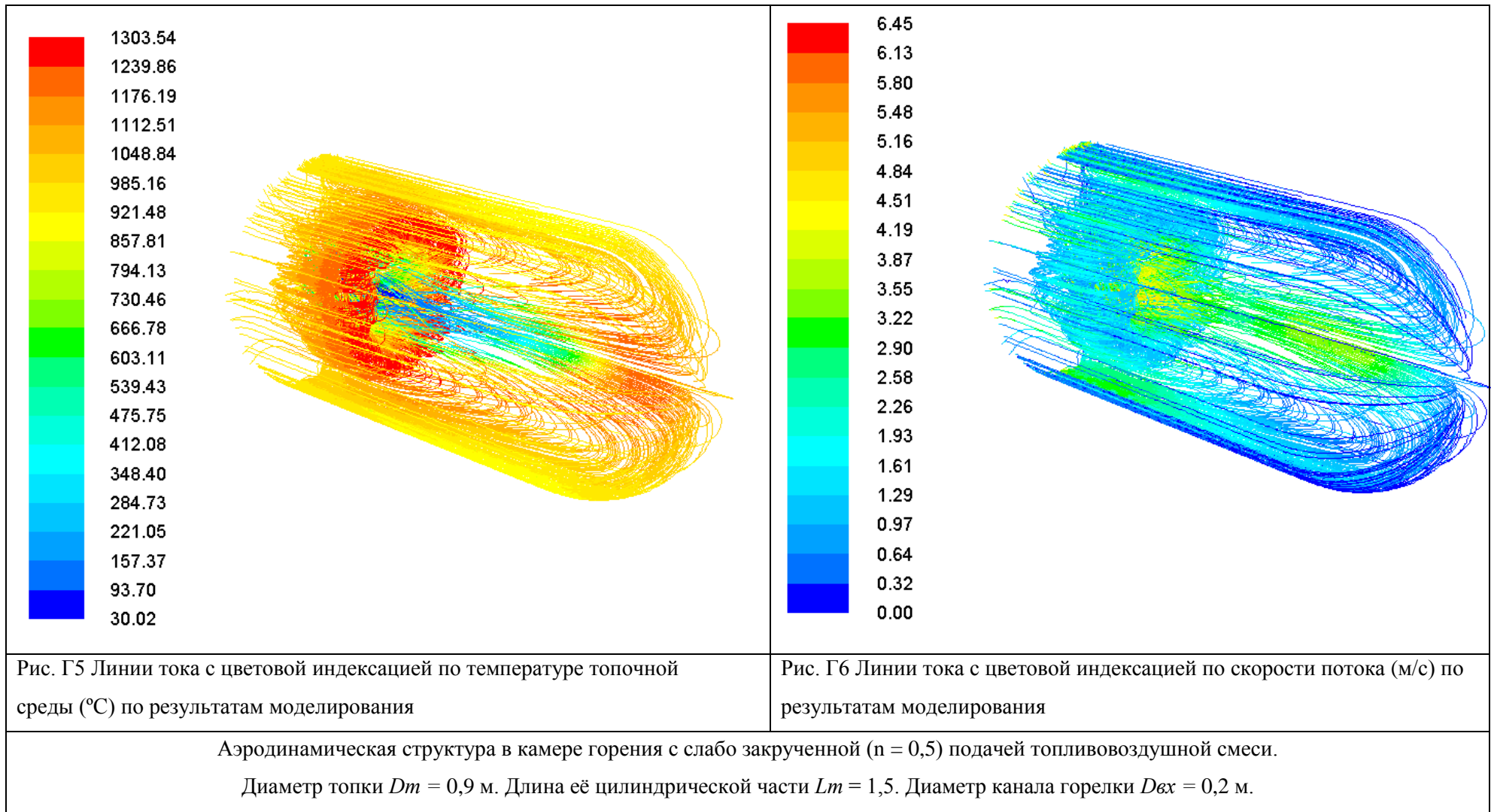


Рис. Г3 Линии тока с цветовой индексацией по массовой доле метана (кг/кг) по результатам моделирования

Рис. Г4 Линии тока с цветовой индексацией по тепловыделению (Вт) по результатам моделирования

Аэродинамическая структура в камере горения с прямоточной подачей топливовоздушной смеси.
Диаметр топки $Dm = 0,8$ м. Длина её цилиндрической части $Lm = 1,5$. Диаметр канала горелки $D_{вх} = 0,19$ м.



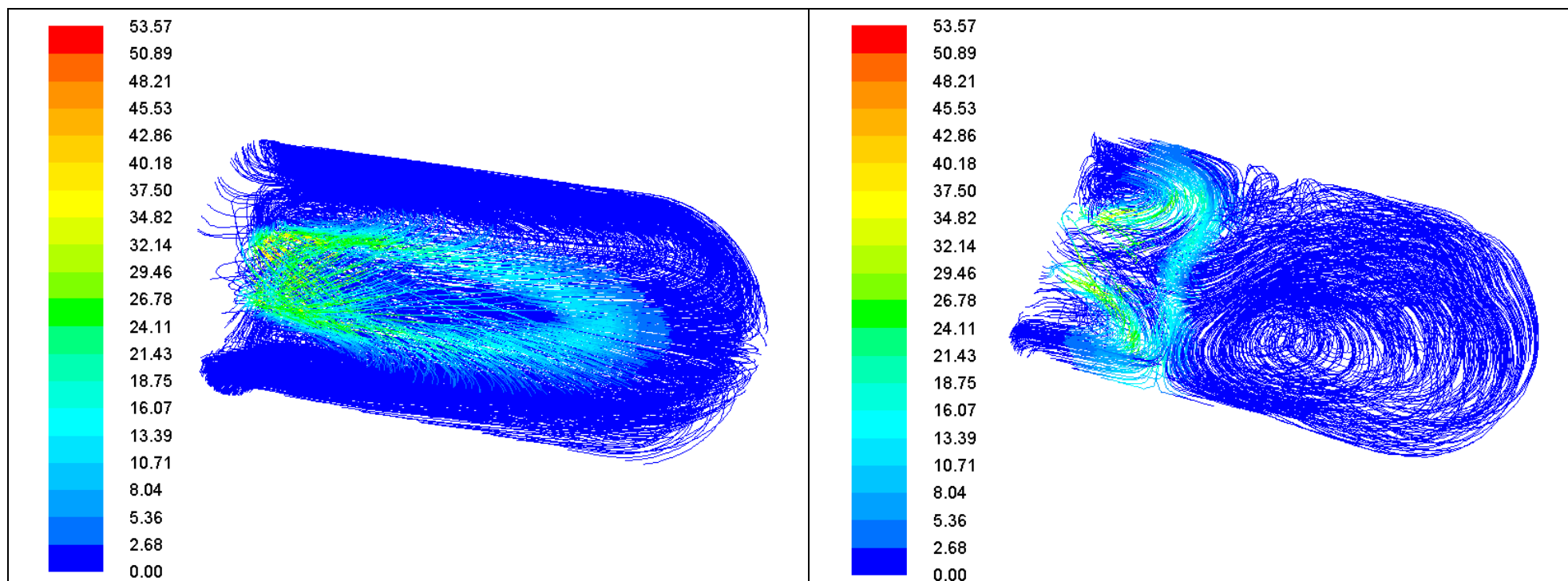
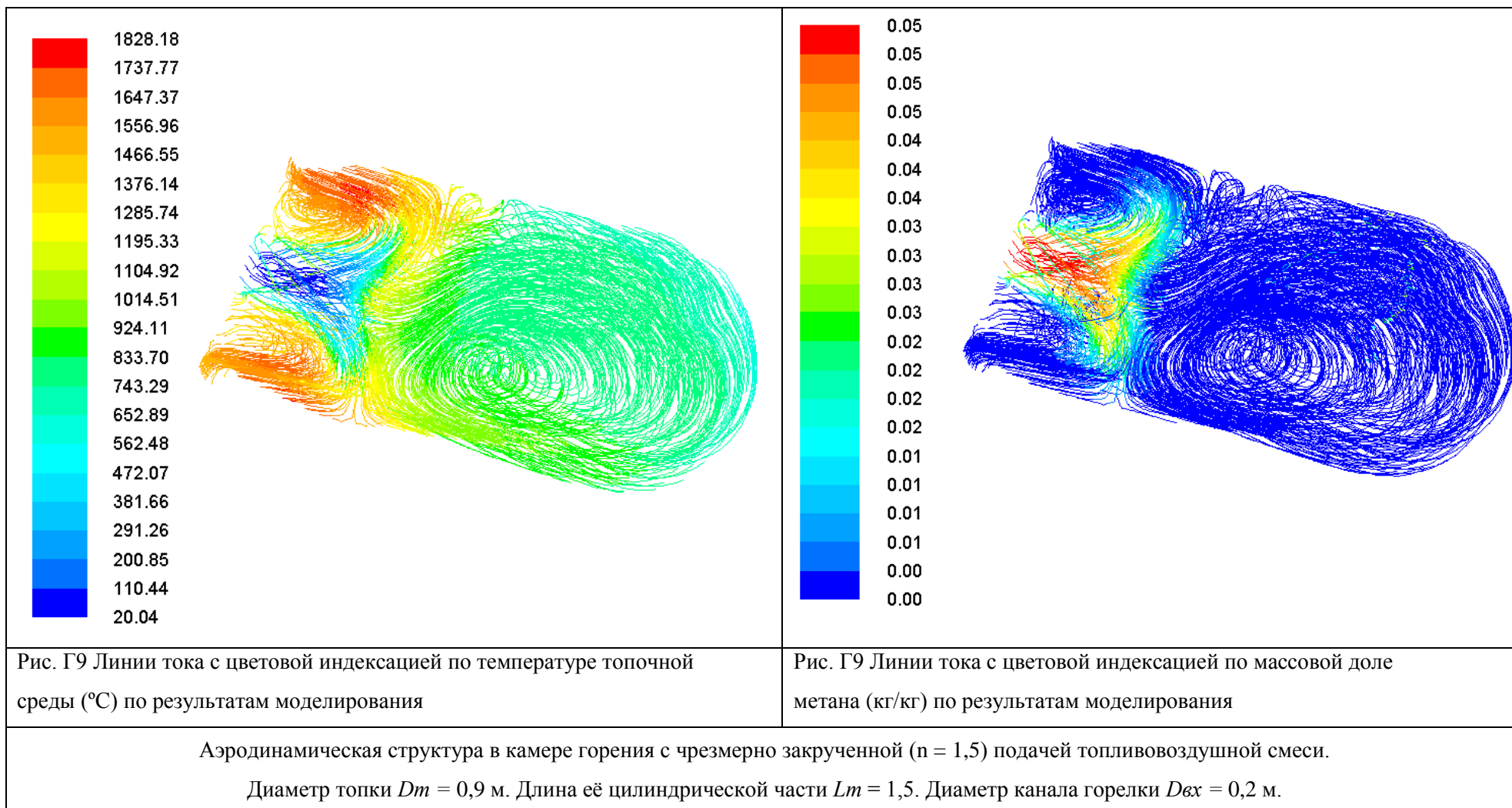


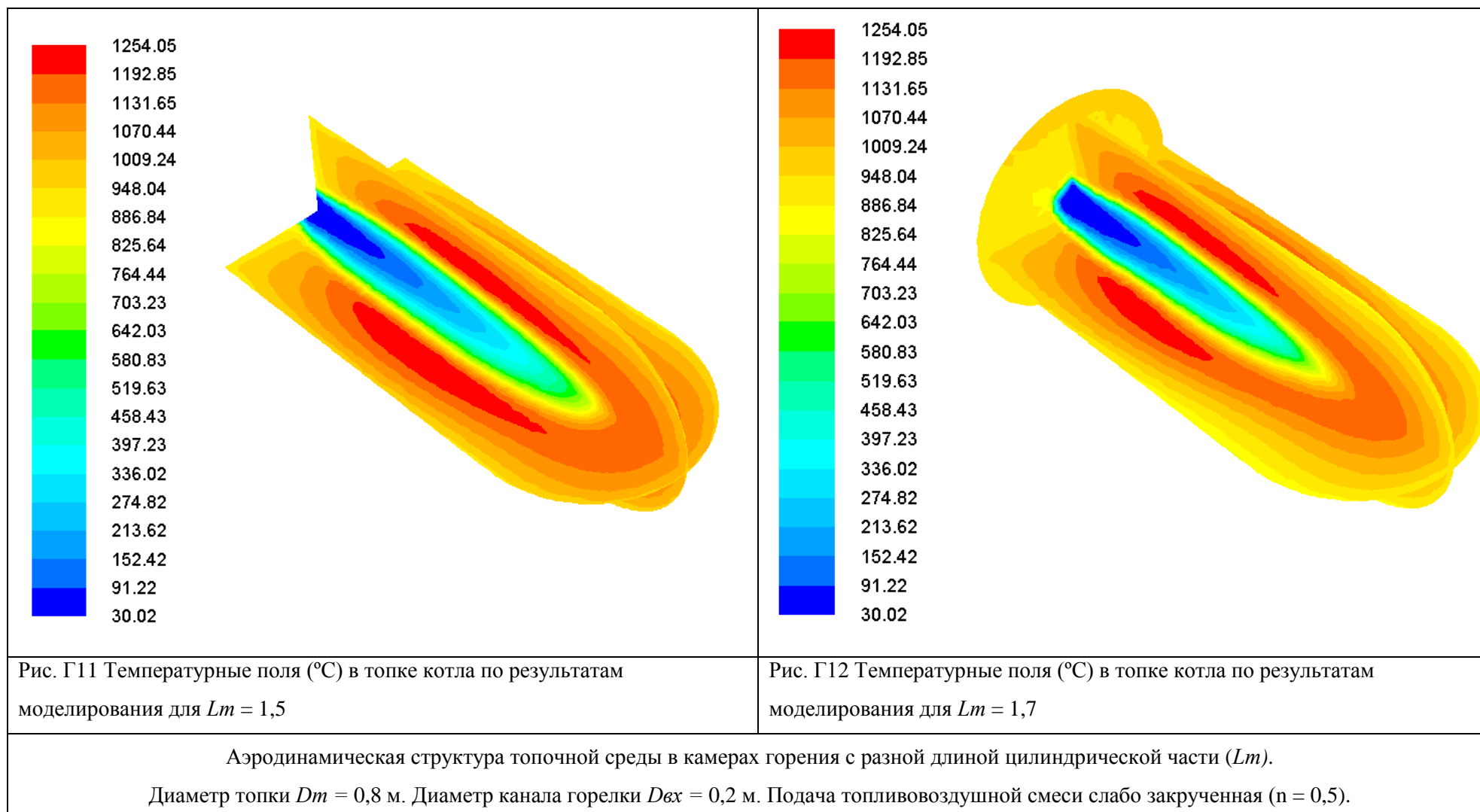
Рис. Г7 Линии тока с цветовой индексацией по тепловыделению (Вт) по результатам моделирования для $n = 0,5$

Рис. Г8 Линии тока с цветовой индексацией по тепловыделению (Вт) по результатам моделирования для $n = 0,5$

Аэродинамическая структура в камере горения с различными параметрами крутки топливоздушной смеси.

Диаметр топki $D_m = 0,9$ м. Длина её цилиндрической части $L_m = 1,5$. Диаметр канала горелки $D_{вх} = 0,2$ м.





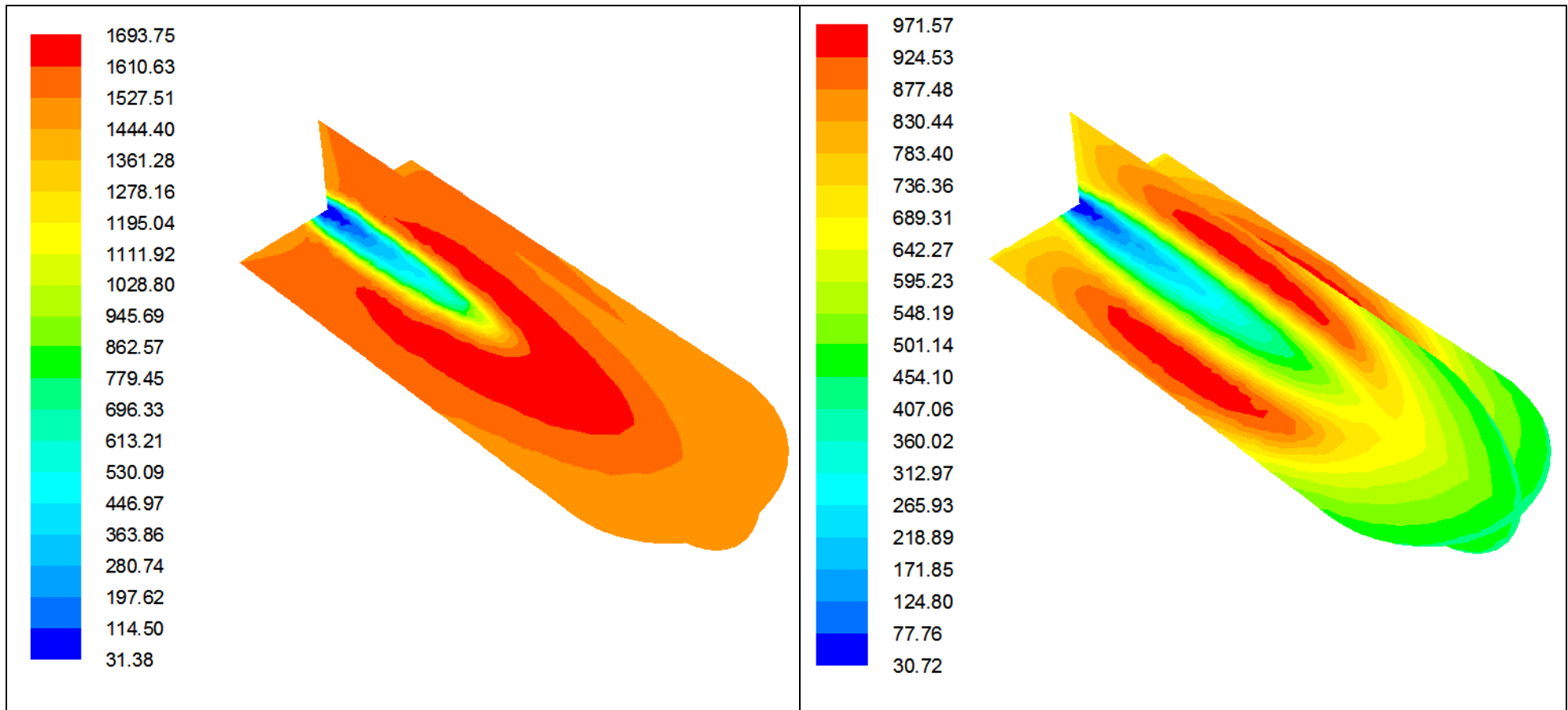


Рис. Г13 Температурные поля (°C) в топке котла по результатам моделирования для мощности горелки – 1,5 МВт

Рис. Г14 Температурные поля (°C) в топке котла по результатам моделирования для мощности горелки – 100 кВт

Аэродинамическая структура топочной среды в камере горения с различной задействованной мощностью горелки.

Диаметр топки $Dm = 0,8$ м. Диаметр канала горелки $Dвх = 0,15$ м. Длина топки $Lm = 1,7$. Подача топливовоздушной смеси прямоточная.

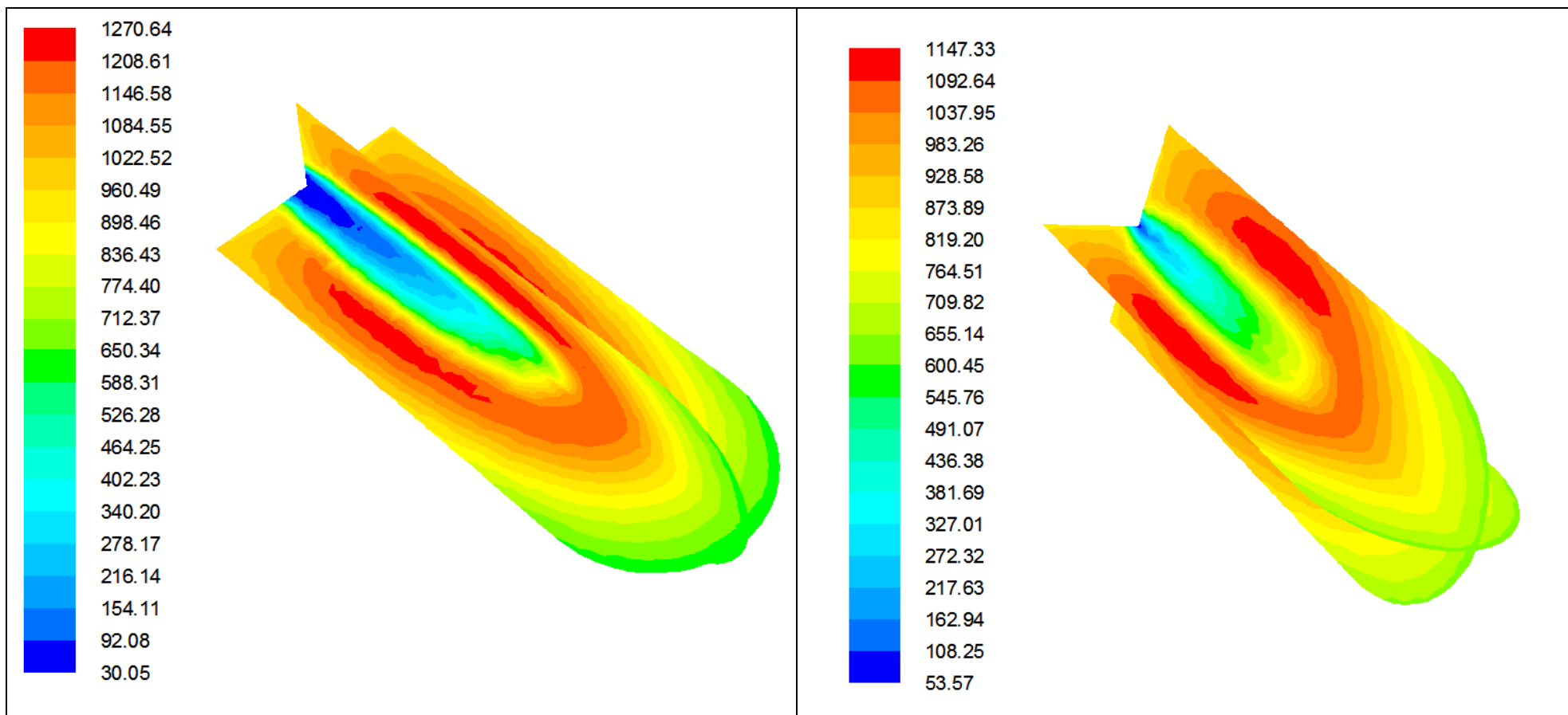
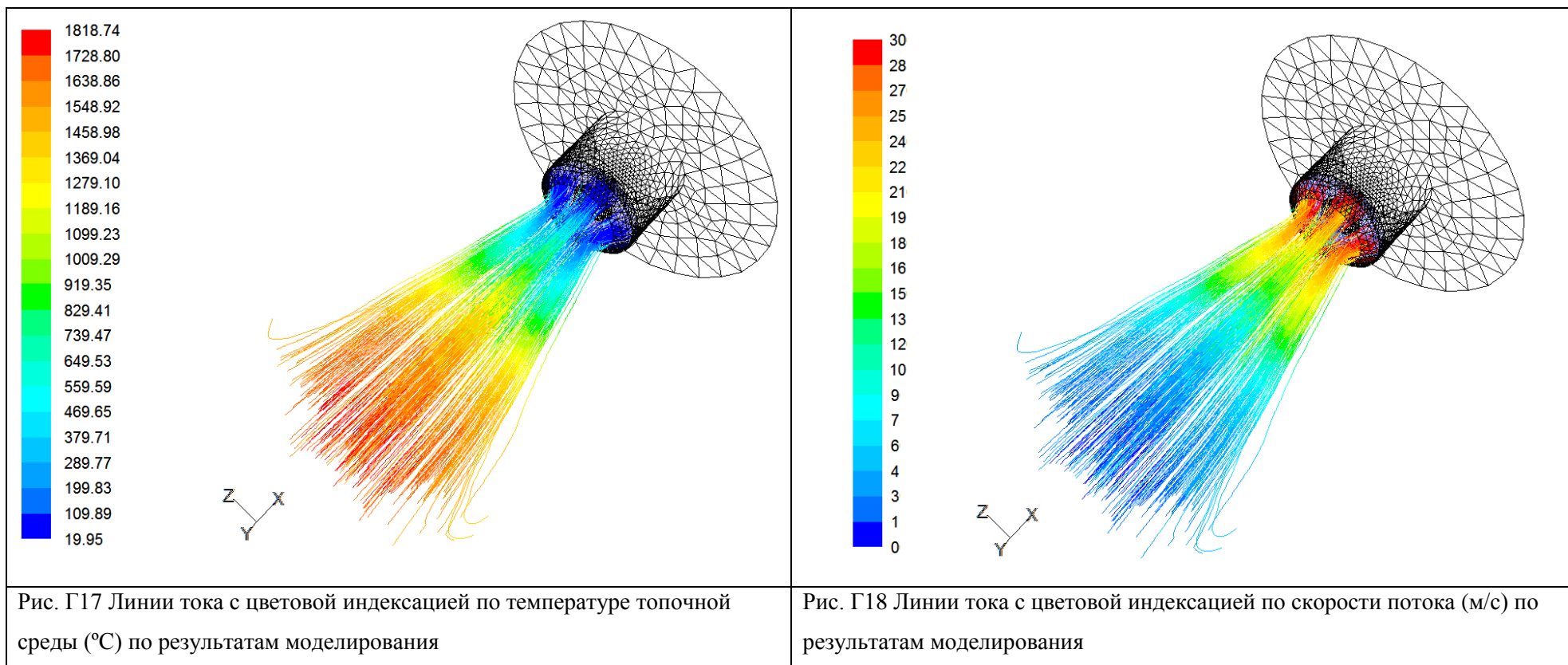


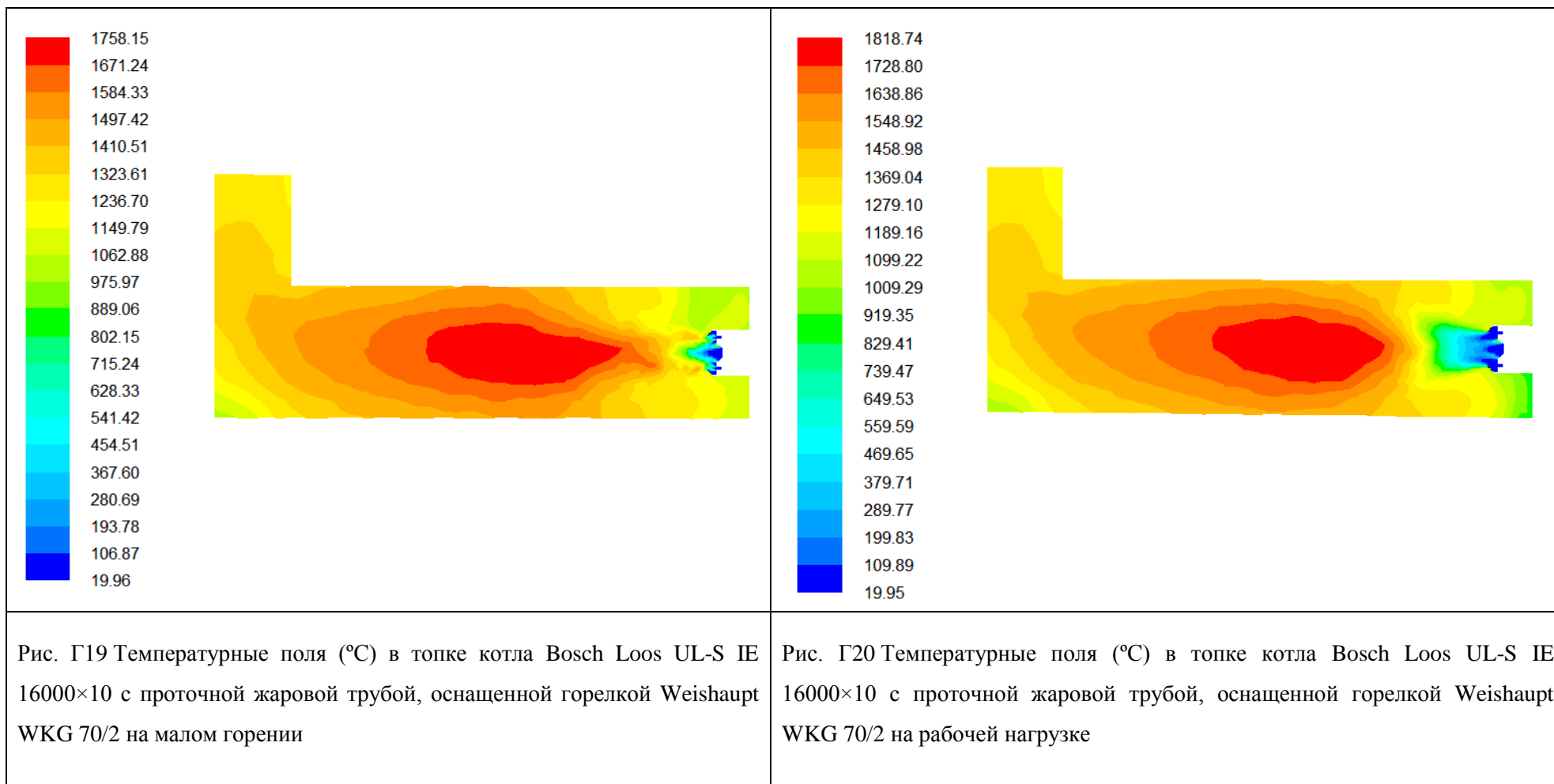
Рис. Г15 Температурные поля (°C) в топке котла по результатам моделирования для $D_{вх} = 200$ мм

Рис. Г16 Температурные поля (°C) в топке котла по результатам моделирования для $D_{вх} = 100$ мм

Аэродинамическая структура топочной среды в камерах горения с различным диаметром канала горелки ($D_{вх}$). Диаметр топки $D_m = 0,8$ м. Длина топки $L_m = 1,7$. Подача топливовоздушной смеси слабо закрученная ($n = 0,5$).



Аэродинамическая структура на выходе из прямооточной горелки Weishaupt WKG 70/2



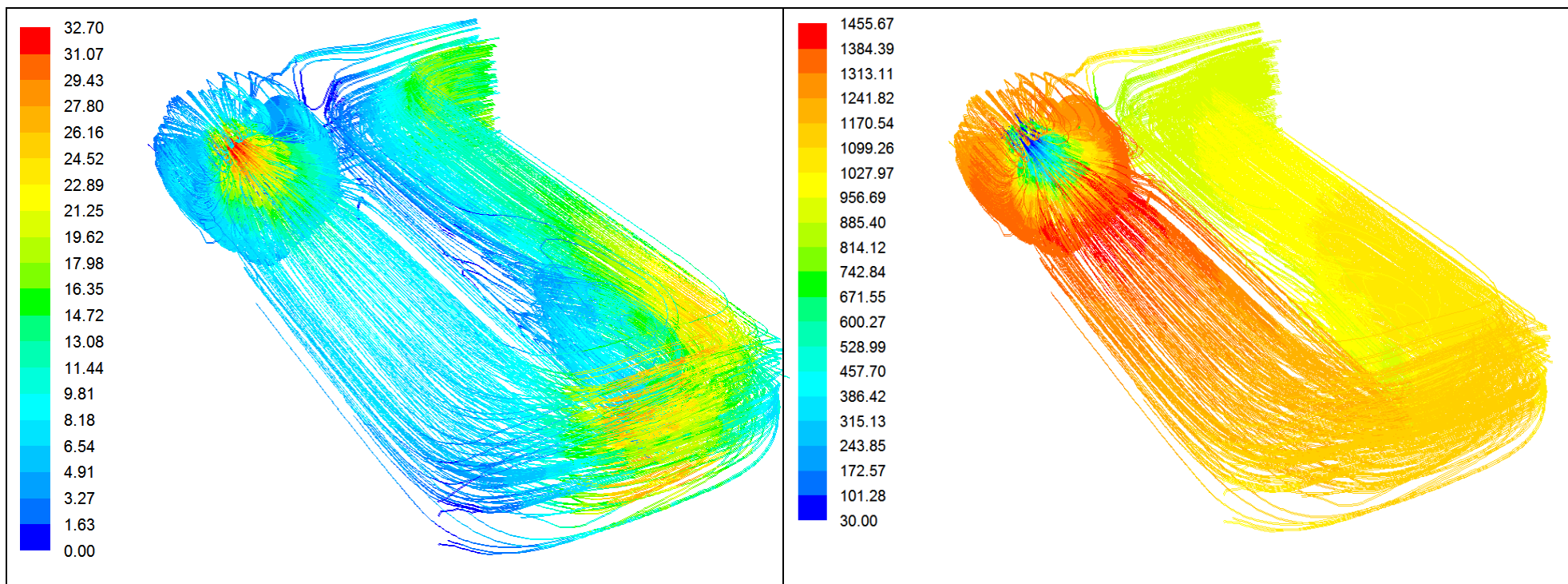


Рис. Г21 Линии тока с цветовой индексацией по температуре топочной среды (°C) по результатам моделирования

Рис. Г22 Линии тока с цветовой индексацией по температуре топочной среды (°C) по результатам моделирования

Аэродинамическая структура в топке котла Bosch Loos UL-S IE 16000×10 с усовершенствованной комбинированной жаровой трубой, оснащенной горелкой Weishaupt WKG 70/2 на рабочей нагрузке.

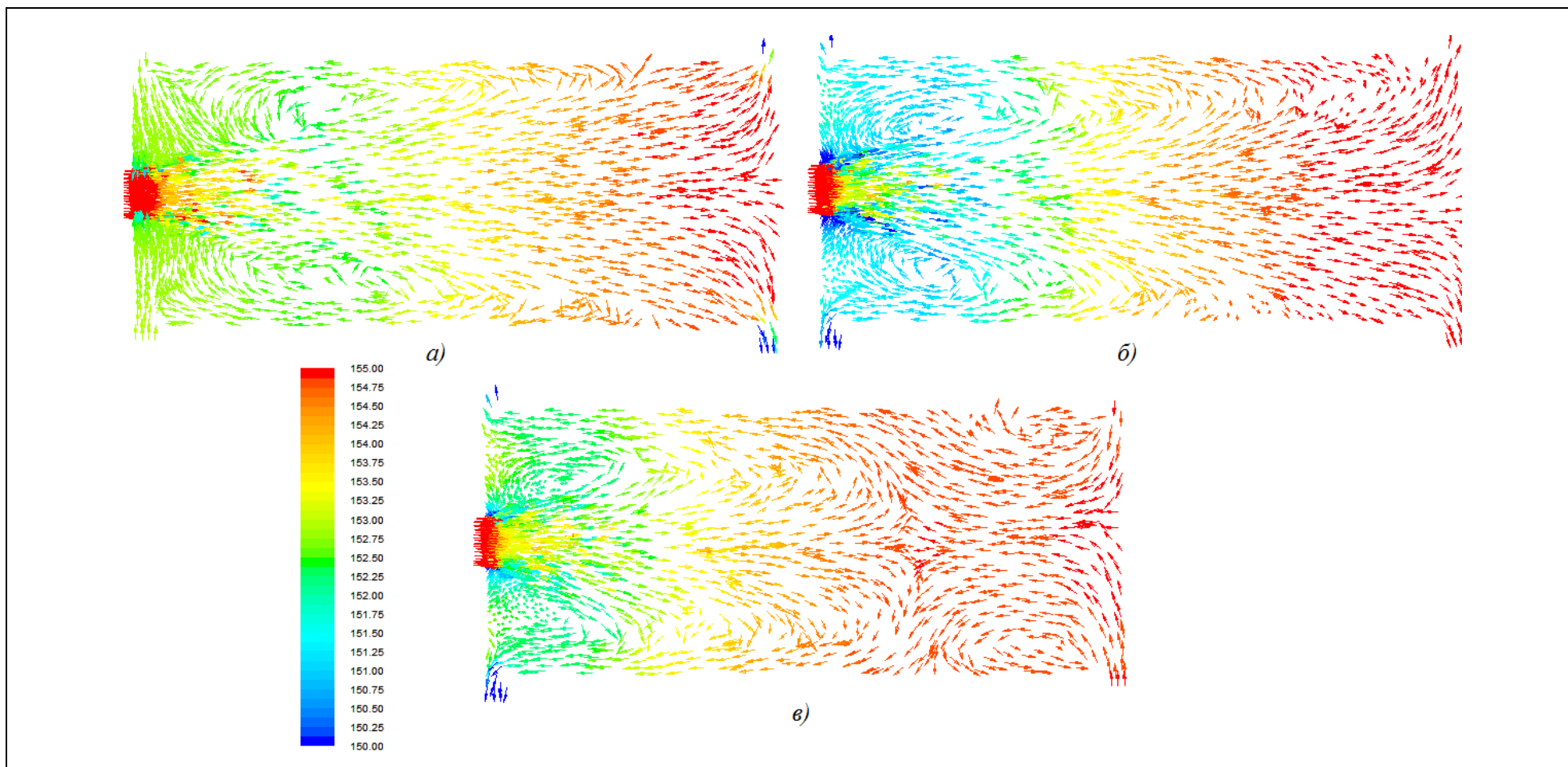


Рис. Г23 Векторное поле скоростей топочной среды с цветовой индексацией по статическому давлению (Па)
Изменение аэродинамической структуры в камере горения с двумя выходами в зависимости от градиента статического давления.