

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт _ИнЭо_____

Направление подготовки _Теплоэнергетика и теплотехника_____

Кафедра _ТПТ_____

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Комплексный анализ способов повышения эффективности и надежности жаротрубного котла на заводе строительных материалов в г.Астана

УДК 661.182.047(571.17)

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б2Б1	Сулейменов Сайран Арманулы		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Голдаев Сергей Васильевич	д.ф.-м.н., ст.н.с		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Кузьмина Наталия Геннадьевна	доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Василевский Михаил Викторович	к.т.н. , доцент		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТПТ	Кузнецов Гений Владимирович	д.ф.- м.н. , Профессор		

Томск – 2017 г.

Планируемые результаты обучения по ООП 13.03.01

«Теплоэнергетика и теплотехника»

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
<i>Универсальные компетенции</i>	
Р1	Осуществлять коммуникации в профессиональной среде и в общества в целом, в том числе на иностранном языке, разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты комплексной инженерной деятельности.
Р2	Эффективно работать индивидуально и в коллективе, в том числе и междисциплинарном, с делением ответственности и полномочий при решении комплексных инженерных задач.
Р3	Демонстрировать личную ответственность, приверженность и следовать профессиональной этике и нормам ведения комплексной инженерной деятельности с соблюдением правовых, социальных, экологических и культурных аспектов.
Р4	Анализировать экономические проблемы и общественные процессы, участвовать в общественной жизни с учетом принятых в обществе моральных и правовых норм.
Р5	К достижению должного уровня экологической безопасности, энерго- и ресурсосбережения на производстве, безопасности жизнедеятельности и физической подготовленности для обеспечения полноценной социальной и профессиональной деятельности.
Р6	Осознавать необходимость и демонстрировать способность к самостоятельному обучению в течение всей жизни, непрерывному самосовершенствованию в инженерной профессии, организации обучения и тренинга производственного персонала.

	<i>Профессиональные компетенции</i>
P7	Применять базовые математические, естественнонаучные, социально-экономические знания в профессиональной деятельности в широком (в том числе междисциплинарном) контексте в комплексной инженерной деятельности в производстве тепловой и электрической энергии.
P8	Результаты решения задач комплексного инженерного анализа с использованием базовых и специальных знаний, нормативной документации, современных аналитических методов, методов математического анализа и моделирования теоретического и экспериментального исследования.
P9	Проводить предварительное технико-экономическое обоснование проектных разработок объектов производства тепловой и электрической энергии, выполнять комплексные инженерные проекты с применением базовых и специальных знаний, современных методов проектирования для достижения оптимальных результатов, соответствующих техническому заданию с учетом нормативных документов, экономических, экологических, социальных и других ограничений.
P10	Проводить комплексные научные исследования в области производства тепловой и электрической энергии, включая поиск необходимой информации, эксперимент, анализ и интерпретацию данных, и их подготовку для составления обзоров, отчетов и научных публикаций с применением базовых и специальных знаний и современных методов.
P11	Выбирать и использовать необходимое оборудование для производства тепловой и электрической энергии; использовать инструменты и технологии для ведения комплексной практической инженерной деятельности.

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Электронного обучения
Направление подготовки теплоэнергетика и теплотехника
Кафедра теоретической и промышленной теплотехники

УТВЕРЖДАЮ:
Зав. кафедрой ТПТ
_____ Кузнецов Г.В.
(Подпись) (Дата)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

Студенту:

Группа	ФИО
3-5Б2Б1	Сулейменов Сайран Арманулы

Тема работы:

Комплексный анализ способов повышения эффективности и надежности жаротрубного котла на заводе строительных материалов в г.Астана	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	№ 3565/с от 22.05.2017 г.

Срок сдачи студентом выполненной работы: 10.06.2017 г.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	
<i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i>	Стальной водогрейный жаротрубный котел марки «Турботерм», Турботерм-500. Номинальная теплопроизводительность — 0.5МВт Режим работы — периодический. Давление воды max — 0,6 МПа Вид теплоносителя — Вода Габаритные размеры — 2110x1270x1520 мм Коэффициент полезного действия — 92% Тип горелки — инъекционная Топливо — природный газ

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Задача исследования — Произвести комплексный анализ способов повышения эффективности и надежности жаротрубного котла «Гурботерм-500», расположенного на заводе строительных материалов.</p> <p>Содержание процедуры исследования: определение аэродинамической структуры топочной среды; анализ надежности жаротрубного котла; выявление эффективных режимов работы котла.</p>
<p>Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>A1 – 1, A3 – 2,</p>

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы
(с указанием разделов)

Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Кузьмина Н.Г., ст. преп. каф. менеджмента
Социальная ответственность	Василевский М.В., доцент каф. ЭБЖ

<p>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</p>

<p>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</p>	<p>25.11.2016 г</p>
--	---------------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Голдаев С.В.	д.ф.-м.н., ст.н.с		25.11.2016 г.

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б2Б1	Сулейменов С.А.		25.11.2016 г.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
35Б2Б1	Сулейменову Сайрану Арманулы

Институт	Электронного обучения	Кафедра	ТПТ
Уровень образования	Бакалавр	Направление	теплоэнергетика и теплотехника

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Должностной оклад ИР – 20000 руб. Должностной оклад инженера – 15000 руб.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Норма амортизации – 20% Районный коэффициент – 30%
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Ставка по отчислениям во внебюджетные фонды – 30% от ФОТ

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Планирование
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	Смета затрат на проектирование Смета затрат на оборудование
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Определение экономической эффективности проекта

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	24.03.2017
---	------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ст. преп.	Кузьмина Н.Г.			24.03.2017

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б2Б1	Сулейменов С.А.		24.03.2017

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
3-5Б2Б1	Сулейменов Сайран Арманулы

Институт	Электронного обучения	Кафедра	ТПТ
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	Теплоэнергетика и теплотехника

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	<i>Водогрейный жаротрубный котел марки «Турботерм» Вид топлива – природный газ. Режим работы котла – непрерывный. Золошлакоудаление – автоматическое.</i>
--	---

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Производственная безопасность 1.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности: 1.2. Анализ выявленных опасных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:	1.1. Анализ выявленных вредных факторов при эксплуатации жаротрубного котла «Турботерм» - оценка шумового воздействия. 1.2. Анализ выявленных опасных факторов при эксплуатации жаротрубного котла «Турботерм» - электробезопасность (молниезащита и заземление, система уравнивания потенциалов); - пожаровзрывобезопасность (первичные средства пожаротушения, установка блока котельной автоматики, установка автономной системы порошкового пожаротушения).
2. Экологическая безопасность:	- характеристика источников выбросов загрязняющих веществ в процессе эксплуатации жаротрубного котла «Турботерм»; - расчет выбросов загрязняющих веществ в атмосферу; - разработка мероприятий по охране окружающей среды.
3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	- разработка программы организации и проведения противоаварийной тренировки на тему: « Действия персонала в случае террористического акта».
4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:	- обеспечить соблюдение мер по охране труда граждан.
Графический материал:	- план автономной системы пожаротушения

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	25.11.2016 г.
--	---------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Василевский М.В.	к.т.н.		25.11.2016 г.

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б2Б1	Сулейменов Сайран Арманулы		25.11.2016 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа состоит из 122 страниц, 33 источников, 17 рисунков.

Ключевые слова: жаротрубный котел, надежность работы, поверхность нагрева, гидрогазодинамические процессы.

Объектом исследования являются стальной водогрейные жаротрубный котел малой мощности.

Цель работы – изучение влияния протекающих аэродинамических и гидродинамических процессов в рабочих трактах жаротрубных котлов на их надежность для дальнейшей разработки рекомендаций по диагностике и продлению срока службы.

В данной работе были рассмотрены гидрогазодинамические процессы в поверхностях нагрева жаротрубных котлов, их влияние на надежность работы и ресурс котлоагрегатов.

В процессе исследования проводились серии экспериментов по выявлению надежности котлоагрегата.

В результате исследования было выявлено влияние гидрогазодинамических процессов на надежность работы поверхностей нагрева жаротрубных котлов.

Экономическая эффективность работы: данная работа имеет важное значение, так как в целом направлена на решение актуальной стратегической задачи – обеспечение надежности и долговечности энергетического оборудования.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	10
1. Устройство и принцип работы жаротрубного котла.....	15
1.1. Особенности конструкции и принцип работы.....	15
2. Аэродинамическая структура топочной среды жаротрубного котла.....	18
2.1. Методы и объект исследования.....	19
2.2. Дальнобойность факела в жаротрубном котле.....	22
2.3. Моделирование работы форсунки.....	27
3. Исследование надежности жаротрубного котла.....	35
3.1. Надежность жаротрубного котла.....	35
3.2. Основные причины отказов жаротрубного котла.....	41
3.3. Особенности водного режима при эксплуатации жаротрубного котла.....	44
3.3.1. Конструктивные особенности жаротрубных котлов.....	44
3.3.2. Способы водоподготовки.....	48
3.4. Теплообмен в топочной среде.....	51
4. Теоретические основы повышения эффективности работы жаротрубных котлов.....	64
4.1. Методологический подход к конструированию жаротрубных котлов.....	64
4.2. Конструктивная схема усовершенствованной камеры горения.....	67
5. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение..	68
6. Социальная ответственность.....	71
Заключение.....	100

Список использованных источников

ВВЕДЕНИЕ

Согласно энергетической стратегии Республики Казахстан (РК) до 2030 г. с целью оптимального сочетания централизованного и децентрализованного теплоснабжения планируется снижение доли теплоты, централизованно производимой 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 РК неотделимо от применения автономных отопительных котельных, оборудованных преимущественно водогрейными котельными агрегатами (КА) 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 (ВК) определенное время были основным типом котлов, производимых в 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 ВК: 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 ВК: позволяет обеспечить необходимый температурный режим теплоносителя (ТН) и уменьшить негативные процессы загрязнения теплопередающих поверхностей. Однако для надежной работы всей трубной системы ВК необходимо строгое соблюдение режима движения ТН во всех промежуточных режимах работы с частичной или даже минимальной мощностью, что обуславливает достаточно высокое гидравлическое сопротивление ВК.

В последние десятилетия в странах постсоветского пространства для установки в строящихся и реконструируемых котельных или взамен ВК широкое распространение получили жаротрубные котлы (ЖК). 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 ВК, обычно работающим под давлением, затруднен доступ при ремонте. Немаловажно и то, что в большинстве случаев водотрубные котлоагрегаты (КА) поставляются в виде нескольких укрупненных блоков, что требует дополнительных затрат при доставке котла, его сборке и монтаже на месте установки. [3]

Этих недостатков лишены ЖК, полностью изготавливаемые в заводских условиях и поставляемые в виде компактной моноблочной конструкции, что, в свою очередь, существенно упрощает монтаж оборудования в котельной. Использование цилиндрических дымогарных труб (ДТ) позволяет в ЖК получить большую поверхность нагрева на единицу объема газового тракта в

сравнении с водотрубными КА, и, следовательно, получить большую мощность при тех же габаритах. Однако максимальная мощность ЖК лимитирована в связи с ростом габаритов топки, увеличением металлоёмкости котла и сложностью выполнения прочных днищ для жаровых труб большого диаметра. [4, 5]

По перечисленным выше причинам 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 ЖК.

Таким образом, можно заключить, что запланированные энергетической стратегией РК модернизация и развитие систем децентрализованного теплоснабжения невозможны без применения высокоэффективных ЖК. 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 ЖК, 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 ЖК и, как следствие, отсутствием четкой нормативно-расчетной базы. Фактические недоработки расчетных методик конструирования ЖК вместе с тем косвенно указывают на сложность реальных теплофизических процессов, происходящих в их газовоздушном и водяном трактах.

В числе основных задач энергетической стратегии РК в производстве тепловой энергии также значатся повышение КПД КА, теплофикационных и

других установок на основе современных технологий сжигания топлива, повышение технического уровня, автоматизации и механизации объектов малой теплоэнергетики. Все названные вопросы напрямую касаются конструирования ЖК.

В практике одна из конструкторских задач, не имеющих четкой методологии решения, – задача правильной конфигурации камеры сгорания (КС). При конструировании котлов основным средством прогнозирования интегральных теплофизических характеристик топков в РК по-прежнему являются формулы теории подобия, представленные в нормативном методе теплового расчета котлов. Однако применительно к ЖК строгое геометрическое подобие топочной камеры не выдерживается, и предложенные эмпирические коэффициенты и формулы должны быть скорректированы.

Повышение качества принимаемых инженерных решений, усовершенствование методологии конструирования возможны средствами математического моделирования с использованием современных компьютерных технологий. Оптимизация схем КС. Позволяет снизить энергопотребление вентилятора горелки и добиться значительного повышения эффективности работы котельной установки в целом. К тому же КС есть не только у котлов, но в газотурбинных двигателях, двигателях внутреннего сгорания, паровых машин и пр.). Таким образом, их исследование и совершенствование, достигаемое с помощью математического моделирования, представляется важной задачей на пути к повышению ресурсоэффективности.

Эффективная КС 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,

сохранение заданной эпюры распределения температуры в продольном сечении КС при минимальной неравномерности этой температуры в окружном направлении. Многофакторная компьютерная оптимизация позволяет учесть перечисленные критерии и делает возможным конструирование высокоэффективных, экономичных и экологичных КС.

Исходя из вышеизложенного, **целью ВКР** является совершенствование конструктивных схем ЖК на основе использования результатов многофакторной компьютерной оптимизации газодинамики, направленное на повышение их ресурсоэффективности. Цель исследования согласуется с программами развития энергетической отрасли РК («Энергетическая стратегия РК до 2030 года»).

Выпускная квалификационная работа состоит из введения, шести глав, заключения, списка использованных источников и приложений.

1. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ЖАРОТРУБНОГО КОТЛА

1.1 Особенности конструкции и принцип работы

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.

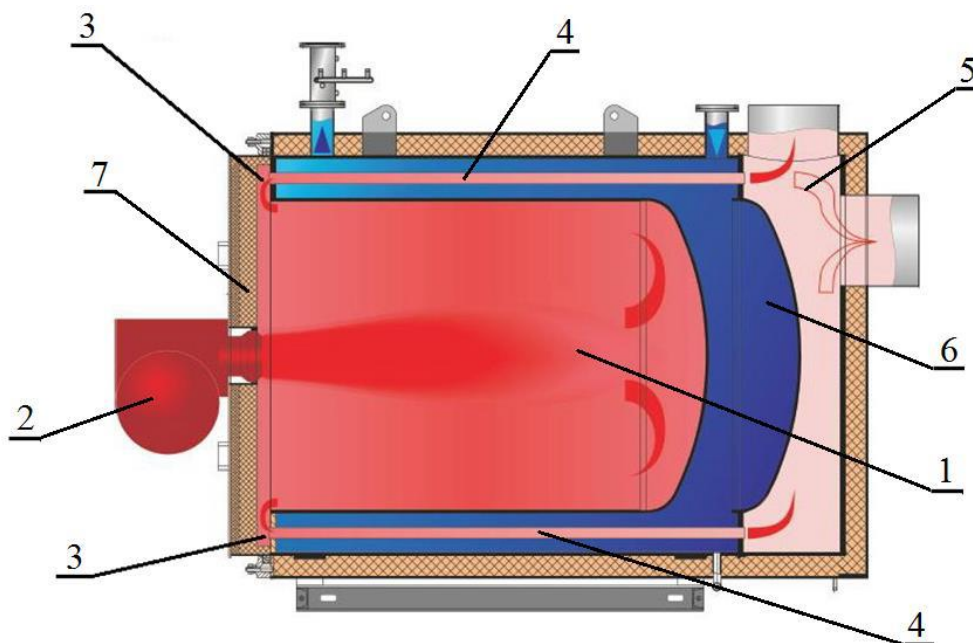


Рисунок 1.1 Конструктивная схема газового тракта котла ТТ-500 [108]: 1 – жаровая труба; 2 – горелка; 3 – поворотная камера; 4 – конвективный пучок дымогарных труб; 5 – сборный дымовой короб; 6 – водяной объем; 7 – крышка.

«Конструктивная схема с газоздушным трактом котла приведена на рисунке 1.1. 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), отсюда 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.

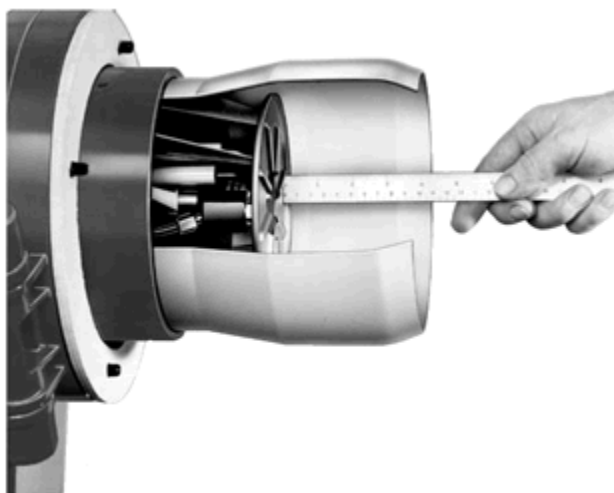


Рисунок 1.2 Смесительное устройство горелки с завихрителем топливоздушной смеси

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 м³, поверхность стен – 5,7 м², внутренний диаметр жаровой трубы составляет 0,884 м (см. приложение Б). Топка оснащена горелкой (2), смесительное устройство которой представляет собой аксиальный лопаточный завихритель (рис. 1.2), 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.

ЖК является разновидностью газотрубного оборудования, у которого поверхность состоит из определенного количества жаровых труб (ЖТ), внутри которых движется конкретный вид топлива [6]. В ЖВК происходит нагрев всего корпуса при помощи воды.

Чаще всего жаротрубное оборудование имеет достаточно простую конструкцию – цилиндрический корпус, которой расположен горизонтально (рисунок 1.1). В зависимости от типа и класса внутри у агрегата может быть

расположена горячая вода или объемы и резервуары парового и водяного класса.

Принцип работы ЖК достаточно прост. На переднем торце всех ЖТ расположена горелка надувочного типа, которая может сжигать газ или жидкое топливо. Благодаря этому ЖТ становится особой топочной камерой, где сгорает практически все поступающее в прибор топливо [6].

Конструкция ЖВК состоит из корпуса, передней и задней крышки, труб для отвода из агрегата ДГ и опор. Сама конструкция корпуса включает в себя камеру, представленную ЖТ с закругленным дном, конвективную зону, переднюю камеру агрегата и опоры. Дополнительно ЖВК покрывается теплоизоляционными материалами.

ДГ, которые образуются в ЖТ при сгорании конкретного вида топлива, меняют свое направление движения и возвращаются к фронтальной части отопительного оборудования. После отдачи теплоты ТН они выводятся наружу через дымоход.

Конструкция парового или ЖВК может быть другой. Расположение и комплектация разных компонентов оборудования, в том числе и ЖТ, может отличаться у разных производителей, а также в зависимости от предназначения и габаритов агрегата [9].

2. АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ СТРУКТУРА ТОПОЧНОЙ СРЕДЫ ЖАРОТРУБНОГО КОТЛА.

Так как топка ЖК, как правило, имеет водяную рубашку, то по условиям накипеобразования становятся актуальными вопросы, связанные с оптимальным распределением температур в топочном объеме. Неравномерное и неустойчивое движение ДГ в топочной камере тоже может вызвать превышение допустимых локальных тепловых нагрузок, что приведет к снижению надежности работы котла.

Известно, что оптимальной организацией топочной аэродинамики можно повлиять на устойчивость горения, добиться требуемых скоростей и температур в топочном объеме, снизить уровень выбросов токсичных веществ в окружающую среду [10]. Поэтому улучшение аэродинамических характеристик ЖТ является одной из главных задач при наработке методики конструирования ЖК. Особенно это относится к их разновидностям с тупиковой ЖТ, 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 (ПС).

Предметом исследования аэродинамической структуры в ЖТ 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. В ходе совершенствования методики проектирования ЖК устанавливается количественная зависимость аэро-динамических параметров топочной среды от конструктивных особенностей и режимных условий работы топочного устройства. Натурные многофакторные исследования такого рода, связанные с экспериментальным изучением трехмерной аэродинамики горящего факела,

в том числе с вихревыми течениями, являются очень трудозатратными. Поэтому в настоящее время для решения комплексных задач конструирования топков на основе оптимизации их аэродинамики применяется численное моделирование с использованием как оригинальных, так и широко апробированных пакетов прикладных программ [11].

2.1. Методы и объект исследования

Для численного исследования к рассмотрению принята полная геометрическая модель топки отечественного ЖК типа «Турботерм», включая канал горелки и поворотную камеру на входе в конвективный пучок котла. Схема газозвдушного тракта котла приведена на рисунке 2.1. Расчётная сетка, построенная средствами ANSYS Workbench на основании чертежей котла, содержит около $8 \cdot 10^5$ контрольных объемов, что обеспечило достаточно низкую чувствительность результатов к дальнейшему измельчению сетки [12].

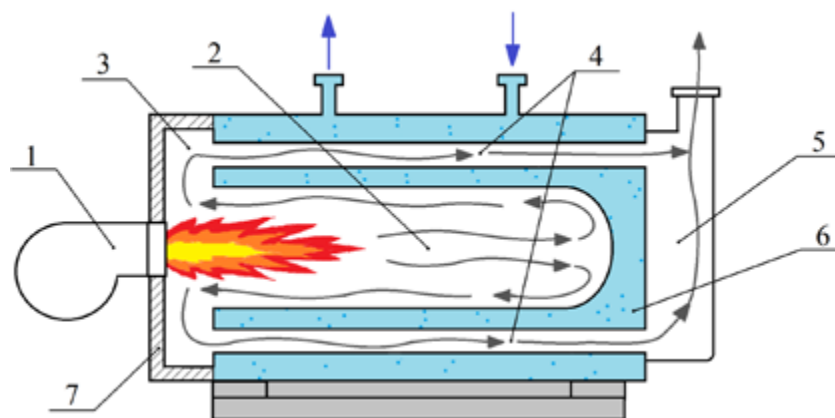


Рисунок 2.1 Схема газозвдушного тракта котла с тупиковой жаровой трубой. 1 – горелка; 2 – ЖТ; 3 – поворотная камера; 4 – конвективный пучок дымогарных труб; 5 – сборный дымовой короб; 6 – водяной объем; 7 – передняя крышка

Турбулентное горение природного газа в реверсивном факеле ЖК смоделировано с применением пакета прикладных программ ANSYS Fluent 12.1.4.

Аэродинамические расчеты выполнялись на основе законов неразрывности струй и сохранения энергии. Расчёт лучистого теплообмена проведен методом сферических гармоник в 1 приближении (P1-модель). Для моделирования турбулентности использована модификация RNG k-ε модели. Для численного исследования протекания химической реакции в турбулентном реагирующем потоке совместно использовались модель Сполдинга (Eddy-Break-Up) и кинетическая модель. Полагалось, что окисление горючего протекает необратимо и в две стадии:



Достоверность выбранной математической модели подтверждена натурными испытаниями [13].

Аэродинамическое сопротивление ЖТ с реверсивным факелом определялось расчетом согласно нормативной методике [14] через среднюю скорость закрученной струи $\bar{w}_{\text{вх}}$:

$$\Delta p_{\text{жт}} = \zeta \frac{\bar{w}_{\text{вх}}^2 \rho}{2}, \text{ Па}$$

где ρ – плотность топливоздушная смеси на выходе из горелки, а ζ – коэффициент аэродинамического сопротивления.

Результаты численного эксперимента показали, что протекающие в топке процессы симметричны относительно оси горелки [15]. Линии тока топочной среды (рисунок 2.3) демонстрируют, что она дважды меняет направление своего движения. Свежая топливоздушная смесь, двигаясь по направлению к тыльной части топки, разогревается, воспламеняется и сгорает; затем ПС направляются от центра топочной камеры к её периферии, и, наконец, ДГ вдоль стенки ЖТ возвращаются к фронту котла, затем покидают топочную камеру.

На входе в топку образуются зоны с отрицательным давлением, что приводит к образованию вихрей раскаленных ДГ, рециркулирующих к устью горелки (рисунок 2.2). Часть ДГ после разворота не покидает топку, а

возвращается к горелке и перемешивается со свежей, поступающей в топку топливоздушной смесью. Таким образом, в топках с реверсивным факелом с наружной образующей топливоздушной струи создается зона рециркуляции части ПС к корню факела. В плоскости осевого сечения ЖТ эта зона представлена эллиптическими вихрями по обе стороны от факела (рисунок 2.2), а в пространстве она представляет собой единый вихрь тороидальной формы, ось вращения которого совпадает с центральной осью горелки.

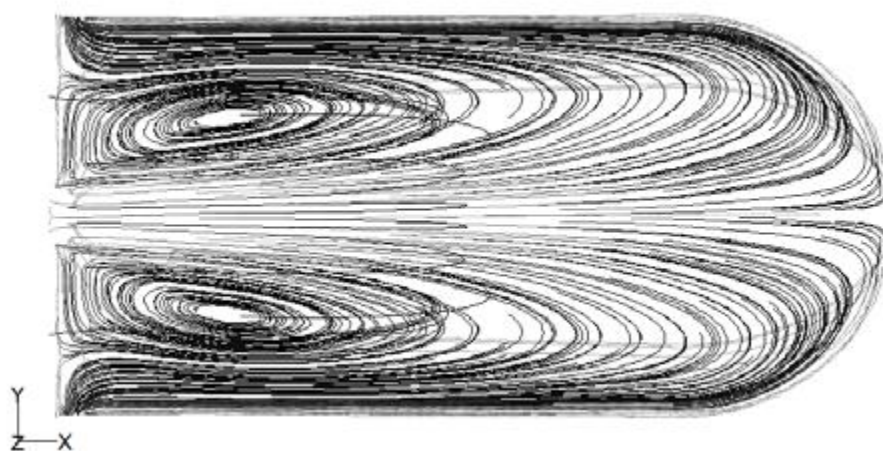


Рисунок 2.2 Линии тока топочной среды в реверсивном факеле

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 оценивалась параметром крутки n , который определяется по полям скоростей и давлений топочной среды. Расчёты и компьютерное моделирование 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 1,35 в широком диапазоне конструктивных характеристик. С увеличением крутки $n > 0,9$

наблюдается повышение коэффициента аэродинамического сопротивления ЖТ с различной в зависимости от конструктивных характеристик, интенсивностью. Это вызвано усилением рециркуляции газов в реверсивном факеле.

Изменение избытка воздуха в интервале значений, близких к единице, на коэффициент аэродинамического сопротивления топки влияния не оказывает.

Изолинии полного избыточного давления (рисунок 2.3) количественно демонстрируют его снижение в продольном сечении топки. Общее падение давления по длине факела составляет 34 Па (с 200 Па до 166 Па), при этом более 70% от этой величины теряется на начальном участке за горелкой вследствие местного сопротивления. На периферии факела, в свою очередь, давление снижается со 166 Па до 156 Па (около 23% от общего аэродинамического сопротивления топки).

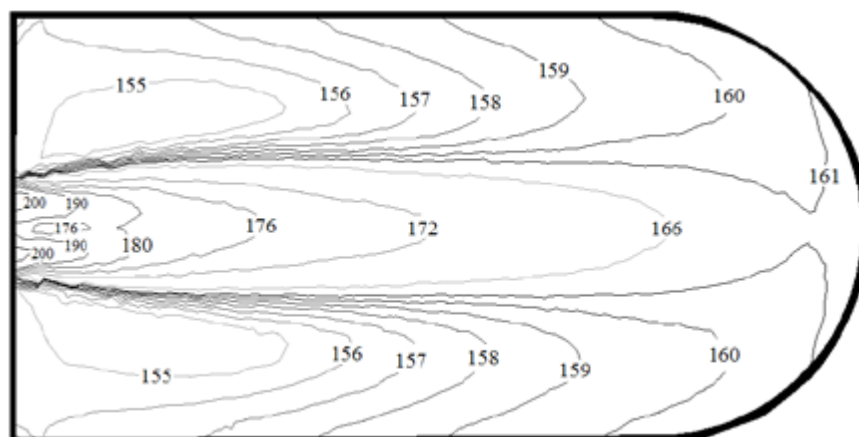


Рисунок 2.3 Изолинии полного избыточного давления (Па) в топке при использовании вихревой горелки с параметром крутки $n = 1$

Таким образом, на основании проведенного исследования в работе [15] сделан вывод о том, что сопротивление ЖТ с реверсивным факелом определяется в основном местным сопротивлением на выходе из горелки и сопротивлением, создаваемым вихрем зоны рециркуляции. Сопротивления разворота и трения по длине ЖТ незначительны.

2.2. Дальнобойность факела в жаротрубном котле

При сжигании жидкого топлива в малых котлах и печах наиболее частое свидетельство химического недожога – наличие в продуктах сгорания CO и H₂. Одновременно с этими компонентами в отдельных зонах топки или КС при недостатке кислорода и грубодисперсном распылении топлива происходит образование частиц углерода, фракционный состав которых определяется прежде всего процессами распыления и смешения [16].

Поскольку при сжигании жидкого топлива горючее и окислитель находятся в разных фазах, горение получается гетерогенным, т.е. происходит одновременное горение капель топлива и коксового остатка. Важными условиями экономического сжигания жидкого топлива являются интенсификация окислительных реакций и затормаживание термического разложения при высоких температурах, обуславливающие образование тяжелых углеводородов вплоть до высокомолекулярных (т.е. кокса и сажи), которые в КС практически полностью выгорают. Поэтому весь воздух, идущий на горение, необходимо подавать в корень факела с максимально возможной степенью его турбулизации. Наличие большого количества воздуха во внутренней области факела будет, с одной стороны, понижать температуру ПС воздуха, а с другой – благоприятствовать окислительным процессам [16].

Данные условия, способствующие полному сжиганию жидкого топлива в топках, дополняются следующим требованием. В КС или в цилиндрических топках, имеющих небольшой диаметр (0,5-0,6 м), факелу должно быть обеспечено достаточное пространство для развития процесса горения, т.к. в случае его соприкосновения с более холодными стенками КС температурный уровень процесса может настолько снизиться, что содержащиеся в газах недогоревшие частицы сажи, свободного и высокомолекулярного углерода не смогут полностью выгореть [17].

Одно из дополнительных условий повышения эффективности сжигания жидкого топлива – приближение процесса горения к гомогенному, когда горючее и окислитель находятся в одинаковой газообразной фазе. Это условие сложно выполнить для тяжелых жидких топлив – моторных и мазутов, представляющих собой остаток перегонки нефти при температуре около 300 °С. Поскольку процесс перегонки происходит не полностью, мазут при температуре ниже 300 °С еще выделяет некоторое количество паров более легких фракций. При входе распыленной струи топлива в топку или в КС и постепенном нагревании часть его превращается в пары, а другая часть еще находится в жидком состоянии даже при температуре около 400 °С, т.е. процесс является гетерогенным. Сделать его гомогенным можно лишь путем предварительной (до смешения и горения) газификации топлива [17].

Процесс сжигания легких жидких топлив (дизельного, бытового и др.) в большей степени является гомогенным вследствие несколько пониженной температуры самовоспламенения их паров и отсутствия высокомолекулярных углеводородов. Условие экономичного сжигания таких топлив – интенсификация испарений, скорость которого всегда выше скорости окисления, т.е. механизм процесса обусловлен температурой самовоспламенения паров топлива. Требования к качеству распыления и смешения, а также к температурному уровню процессов сжигания этих топлив менее жесткие, что позволяет рекомендовать их для использования в блочных котельных малой мощности, малогабаритных КС и печах с рециркуляционным обогревом без применения специальных форсуночных агрегатов. [18].

Известно, что на эффективность топочных процессов и надежность эксплуатации топочных устройств существенное влияние оказывают параметры факела: угол раскрытия α и длина $l_{\text{ф}}$. Угол раскрытия определяется разбросом топливно-воздушных частиц и зависит от конструкции форсунок, способа распыления и схемы подачи распылителя. Увеличение угла раскрытия факела в КС нежелательно, так как это приводит к закоксовыванию стенок

камеры и их прогоранию вследствие непосредственного контакта с раскаленными ПС. В механических форсунках любого типа угол раскрытия (45, 60, 90 и 120°) обычно регулируется сменой распылителей [19].

Длина факела представляет собой путь горения частиц топлива и рассчитывается как произведение средней скорости их движения на длительность горения. Скорость движения горючей смеси зависит от аэродинамических характеристик факела и топочного устройства. Скорость движения топливных частиц ниже скорости движения воздуха в факеле. Скорость горения важнейший фактор, влияющий на длину факела, но его сложно учесть при определении длины факела расчетным путем.

На рисунке 2.4 приведены зависимости длины факела от часового расхода топлива B по результатам огневых испытаний форсунок различных типов на топочном стенде. Длина факела определялась по факту завершения процессов выгорания горючих составляющих, т.е. при приближении коэффициента избытка воздуха топочных газов α_T к постоянному значению при минимальном содержании СО и давлении топлива 2 МПа [20].

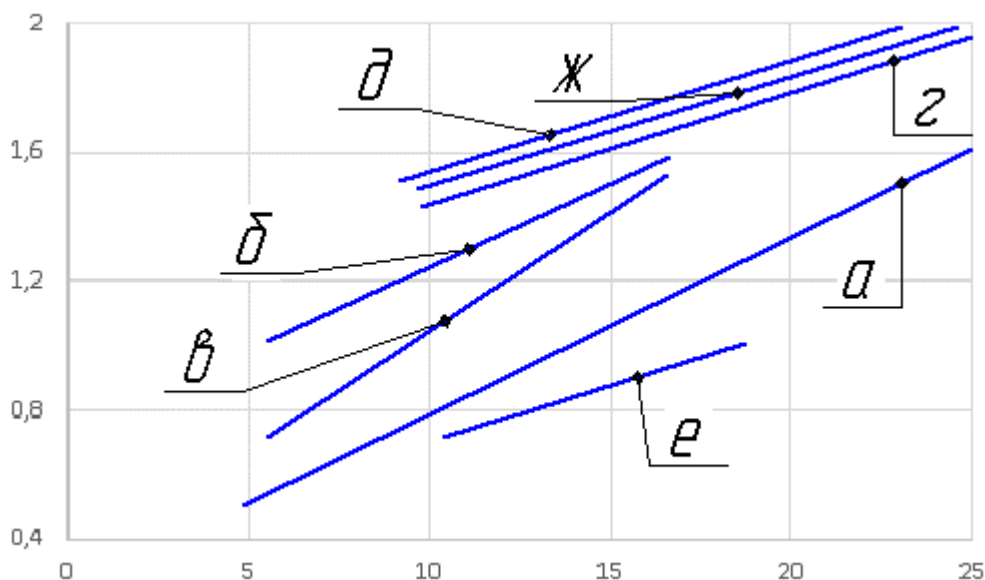


Рисунок 2.4. Зависимости длины факела от часового расхода топлива при сжигании дизельного топлива в форсунках соответственно «Риелло», АФ-65, П-126, ДМА-30 (а-г); моторного топлива в форсунке ДМА-30 (д); бытового топлива в форсунках П-126 и ДМА-30 (е и ж)

На рисунке 2.5 представлены зависимости длины факела от часового расхода мазута марки 100 (производства Омского нефтеперерабатывающего завода) при его сжигании в ВК малой мощности, где используются форсунки, у которых пропускная способность при том же давлении на порядок больше, чем у форсунок, указанных в подписи к рисунку 2.4

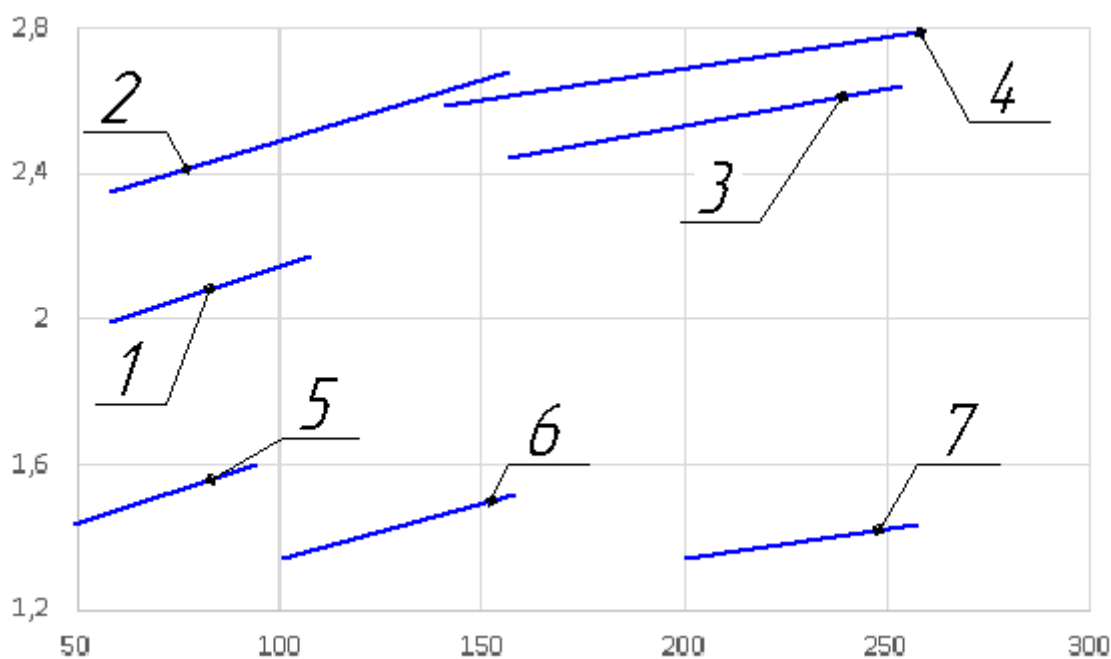


Рисунок 2.5 Зависимости длины факела от часового расхода топлива при сжигании мазута марки 100 в форсунках соответственно ГМБ-1,4, ГМБ-2,2, ГМБ-3,5, ГМБ-4,25, ГРМБ-1,2, ГРМБ-3,5 (1-7)

Зависимости длины факела от часового расхода топлива получены с использованием как паспортных данных форсунок типов ГМБ и ГРМБ, так и результатов пусконаладочных испытаний ВК малой мощности для блочных агрегатированных котельных, работающих на топливе разных видов и марок (газовом, жидком Ш от дизельного топлива до мазутов)[21]. Регулировать длину факела прежде всего можно путем изменения дисперсности распыления топлива, качества смесеобразования и в какой-то степени удельного расхода распылителя (в пределах оптимальных значений). Для малогабаритных топок и КС с уменьшением угла раскрытия увеличивается длина факела, и наоборот.

Анализ экспериментальных данных показал, что эффективное и экономичное сжигание жидкого топлива достигается в результате его предварительной подготовки, тонкого и однородного распыления, хорошего смешения с воздухом, правильного подвода воздуха, необходимого для горения, обеспечения высокой температуры топочного пространства, а также соответствующих объема и конфигурации топочной камеры, создания условий для стабилизации фронта воспламенения и устойчивого факела необходимой формы и направления [22].

2.3. Моделирование работы форсунки

Как отмечено в работе комплекса устройств, обеспечивающих рациональное сжигание жидкого топлива, существенную роль играют мазутные форсунки, к которым предъявляются следующие основные требования:

- тонкое и равномерное распыление топлива;
- хорошее его смесеобразование с воздухом в самой форсунке или непосредственно за нею в фурме до выхода смеси в топочную камеру;
- тонкое и легкое регулирование расхода топлива с сохранением заданного соотношения “топливо - воздух” и максимальным использованием энергии распылителя во все периоды регулирования;
- устойчивый факел заданных формы и длины;
- прочность и простота конструкции;
- надежность и удобство эксплуатации;
- отсутствие подтеков, незасоряемость;
- удобство управления и регулирования; легкость ремонта, осмотра и чистки.

Форсунка должна быть сравнительно недорогой и простой в эксплуатации, а ее конструкция и монтаж — несложными. Конструкция

форсунки должна предусматривать автоматизацию тепловых процессов и обеспечивать по возможности небольшой расход энергии на распыление.

Форсунки существующих типов лишь частично соответствуют этим требованиям и имеют, как правило, следующие недостатки:

- низкий КПД распыления, не превышающий 10%.
- грубое и неравномерное распыление;
- недостаточное (неполное) смесеобразование топлива с воздухом;
- неустойчивый и неправильно направленный факел;
- несоответствие формы и размера факела форме и размеру топочного пространства;
- нарушение соотношения “топливо - воздух” при регулировании расхода;
- снижение эффекта распыления при регулировании;
- нарушение работы форсунок низкого давления при автоматическом регулировании тепловых режимов печей и котлов;
- засорения, подтеки, искривление факела из-за конструктивных и эксплуатационных недостатков, что приводит к частым простоям для проведения чисток и ремонтов.

В большинстве случаев недостатки форсунок вызывают перерасход топлива и нарушение производственных процессов. В связи с этим возникает необходимость, с одной стороны, модернизации существующих и создания новых, более совершенных форсунок, а с другой — обоснованного выбора их типа как при проектировании топок, печей и КС, так и при их реконструкции[23].

Все форсунки по основным конструктивным признакам и способу распыления можно разделить на четыре группы:

- 1) механические — с непосредственным распылением топлива;
- 2) высокого давления (пневматические) — с распыляющей средой высокого давления (пар, компрессорный воздух);

3) низкого давления (пневматические низкого давления) — с распылением вентиляторным или эжекторным воздухом;

4) комбинированные — преимущественно газомазутные, а также комбинированного механического и паровоздушного распыления.

В таблице 2.1 приведены обобщенные сравнительные характеристики различных форсунок, которые позволяют предварительно выбрать тип форсунки на начальном этапе проектирования.

Выбор того или иного типа форсунки определяется; во-первых, тепловой мощностью агрегата и диапазоном изменения этой мощности, во-вторых, габаритными размерами факела (таблица 2.1, рисунок 2.4 и 2.5), который должен занимать максимум топочного пространства, но не касаться поверхностей нагрева и обмуровки. При изменении тепловой нагрузки агрегата выбранный тип форсунки должен обеспечивать высокоэффективную работу в диапазоне 50-110% его расчетной тепловой мощности.

Ниже предлагается разработанная в [24]. трехэтапная методика выбора типа форсунки, основанная на положениях теории принятия решений. На этом этапе проектировщик, располагая несколькими вариантами, выбирает лучший из них — оптимальный. Сначала дается оценка каждому варианту, после этого выбирается вариант с наивысшей оценкой.

Выполнение процедуры принятия решения затруднено тем, что трудно в действительности каждый вариант характеризуется многими измерениями. Кроме того, не всегда можно воспользоваться абсолютной шкалой. Варианты решения на начальном этапе могут быть представлены лишь принципиальной (структурной) схемой, поэтому трудно дать количественную оценку свойствам объекта. Еще сложнее оценить надежность, эргономичность, эстетичность [25]. Принимаются решение в условиях некоторой неопределенности и сравниваются варианты по многим их признакам, т. е. пользуются несколькими шкалами, причем по одной шкале лучшими оказываются одни варианты, по другим — иные. При этом используемые для

сравнения признаки бывают неравнозначны: одни более важны, другие — менее. Некоторые из них противоречивы. В такой постановке задача принятия решения примыкает к задачам многокритериальной оптимизации. Особенность таких задач состоит в том, что одновременное достижение оптимума по всем критериям практически невозможно. Приходится идти на компромисс, который упрощает решение задачи, сводя ее в некоторых случаях к однокритериальной. Схемы компромиссов могут строиться на основе следующих принципов: равномерности, справедливой уступки, выделения главного критерия, последовательной уступки.

Классификация форсунок:

- 1) Форсунки механические
 - а) По движению частиц топлива
 - б) По способу регулирования
- 2) Форсунки низкого давления
 - а) По относительному движению воздуха и топлива
 - б) По способу распыления
 - в) По способу регулирования

Таблица 2.1

Типы форсунок	Область наибольшего применения	Типовые конструкции форсунок	Распылитель, давление. Расход распылителя	Преимущества	Недостатки
Паровые	Котельные установки с паровыми котлами	Шухова, МФПР (завод "Ильмарине"), ВТИ, ЦКТИ, ОСТ 108.836.03-80, ОСТ 108.836.04-80	D = 0,3- 0,8 кг пара на 1 кг топлива. Слегка перегретый пар, p = 4 - 6 кгс/см ²	Низкая начальная стоимость оборудования, простота обслуживания, большие пределы регулирования	Малая экономичность, шум при работе

Продолжение таблицы 2.1

Воздушные высокого давления	Котельные установки с паровыми и водогрейным и котлами.	Шухова, Доброхотова - Казанцева, УПИ (Кокарева), Карабина	D= 1,0-5-1,5 кг воздуха на 1 кг топлива. Сжатый (компрессорный) воздух, p = 6 ч- 8 кгс/см ²	Простота обслуживания, большие пределы регулирования , экономичность выше паровых	Высокая начальная стоимость вследствие необходимости установки компрессора
Воздушные низкого давления и вращающиеся	Котельные установки с паровыми и водогрейным и котлами.	Роквелла, Оргэнерго-нефти, Стальпроекта, Союзтеплостроя, Карабина, ФБД, МПС, вращающиеся (форсуночные агрегаты), ФДМ	D = (0,60 ч- 0,85) кг воздуха на 1 кг топлива, кг. Сжатый (вентиляторный) воздух, p=350 ч-1000 мм вод. ст.	Высокая экономичность , высокий пирометрический эффект из-за полноты сгорания и малого коэффициента избытка воздуха, простота автоматизации	Значительные геометрические размеры форсунок
Механическое	Котельные топки паровых и водогрейных котлов, топки промышленных печей	ЦККБ, ВТИ, МФПР (завод "Ильмарине") , ОН-521, ОН-547, ОСТ 108.836.01-80	Мазут, p = 8 ч- 25 кгс/см ²	Высокий пирометрический эффект при работе с дутьем, бесшумность	Громоздкость оборудования, засоряемость, регулирование производительности котла изменением числа действующих форсунок

Принцип справедливой уступки требует абсолютной или относительной уступки. Абсолютная уступка считается справедливой, если суммарный относительный уровень снижения качества одного или нескольких критериев не превосходит суммарного относительного уровня повышения качества по остальным критериям. Принцип последовательной уступки позволяет отыскать оптимальное решение, отвечающее достижению максимума по всем критериям, размещенным в ранжированной последовательности по степени их

важности. Отыскание оптимального решения начинается с учета первого по важности критерия. Затем, исходя из практических соображений и точности, с которой заданы исходные данные, назначается уступка по первому критерию Δv_1 . В пределах $\bar{v}_1 - \Delta v_1$ (где \bar{v}_1 — максимально возможное значение находится решение, отвечающее максимуму по второму критерию. Дальнейшие шаги состоят в уступках по второму и последующим критериям. В итоге принимается компромиссное решение, при котором все критерии достигают максимума или 1 находятся вблизи него, не выходя за указанные пределы.

Выбор оптимального решения в условиях многокритериальной задачи удобнее всего проводить с помощью так называемой матрицы решений на основе компромисса, построенного по принципу справедливой уступки. Оценку вариантов можно выполнить также попарным сравнением. Для этого все варианты рассматриваются последовательно по каждому критерию. Сначала отыскивается лучший вариант. Ему приписывается оценка 10. Затем с ним сравниваются все остальные. При этом множество оценок $\{1, 2, \dots, 10\}$ используется как шкала интервалов.

Для решения конкретной задачи выбора типа форсунки на первом этапе, используя классификации и обобщенные характеристики форсунок (таблица 2.1), после сравнительного анализа различных факторов (области применения, расхода распылителя, преимуществ и недостатков форсунок с учетом типа, типоразмера и характеристик котла, для которого предназначена искомая форсунка), учитывая наличие соответствующего распылителя, выделяют три-четыре схемы наиболее приемлемых форсунок типовых конструкций.

Таблица 2.2

Типы форсунок		Длина факела l_f , м	Угол раскрытия факела
Механические	Брандспойтовые	3 - 10;	5 - 12
	Вихревые	2 - 6;	50 - 80
	Центробежные	1-3;	70 - 120
	Ротационные	0,5 - 3,0;	30 - 170
Высокого давления (паровоздушные пневматические)	Прямоструйные	1,5 - 4,0;	15 - 35
	Внутреннего и двойного распыления	2 - 6;	20 - 45
	Щелевые	1,5 - 4,0;	60 - 90
	Турбулентные	1,0 - 2,5;	30 - 90
Низкого давления (воздушно-вентиляторные)	Прямоструйные Внутреннего и	1,5 - 4,0;	20 - 30
	двойного распыления	0,8 - 2,5;	30 - 40
	Встречных потоков и вихревые	0,7 - 2,0;	40 - 75
	Турбулентные	0,5 - 1,0;	60 - 90

На втором этапе также предварительно по таблице 2.2 с учетом размеров топки или камеры сгорания выбирают из числа намеченных трех-четырёх типов лишь два-три типа форсунок, более полно отвечающих требованиям по характеристикам факела. Размеры факела, создаваемого форсункой, зависят от типа распыляющего устройства и качества подготовки топлива. Сечение топки для агрегата тепловой мощностью до 1,0 МВт может быть принято равным 1х1м; длина — от 1 до 2 м. Длина факела должна быть 0,8 м для агрегата мощностью до 0,3 МВт, 1,2 м — для агрегата мощностью 0,5 - 0,7 МВт, 1,4 м — для агрегата мощностью 0,7-1,1 МВт, 1,6 м — для агрегата мощностью 1,1-1,9 МВт. На агрегате малой мощности рекомендуется устанавливать одну форсунку, которую, как правило, располагают на его фронте.

Таблица 2.3

Тип форсунки	Топливо		Работа на подачу компрессорного воздуха $l_{к.в.}$, кН·м/кг	Вентиляторный воздух			Суммарная энергия на 1кг мазута		Соотношение суммарных энергий
	Напор H , м вод.ст.	Работа l_m , кН·м/кг		Количество V , м ³ /кг	Давление p_v , кН/м ²	Работа l_v , кН·м/кг	l , кН·м/кг	q , кДж/кг	
Механическая	200	3,1	-	12	1	24	27,1	29,8	1
Высокого давления	32	0,5	120	11,6	1	23,2	143,7	156,8	5,3
Низкого давления	12	0,18	-	12	3,5	84	84,18	84	3,1

Если выбранные после второго этапа форсунки оказались разных типов, проводят их сравнение по экономичности распыления (таблице 2.3) и оценивают значения КПД распыления. Для сравнения суммируют энергию, расходуемую на подачу топлива, компрессорного и вентиляторного воздуха.

Возьмем для сравнения параметры воздуха и мазута, при которых достигается удовлетворительная работа форсунок современных образцов. Расход воздуха для горения на 1 кг мазута можно принять равным 12 м^3 . Работа (энергия), затрачиваемая на распыление 1 кг мазута, определяется по следующим формулам, Н·м/кг:

для насоса

$$l_m = H / \eta_n, \quad (2.1)$$

где H и η_n — напор и КПД (0,65) насоса;

для компрессорного воздуха

$$l_{к.в.} = RT_1 \frac{k}{k-1} \left(\lambda^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{ад}} g_v, \quad (2.2)$$

где R — газовая постоянная воздуха; T_1 — принятая начальная его температура (300 К); $\lambda = p_2 - p_1$ — степень повышения давления (обычно

от $p_1=0,1$ МН/м² до $p_2=0,5$ МН/м²); $\kappa=1,4$ — показатель адиабаты; $\eta_{из}=0,6$ и $\eta_{ад}=0,75$ — изотермический и адиабатный КПД компрессора; $g_v=0,5$ кг/кг удельный расход сжатого воздуха для распыления 1 кг мазута;

для вентиляторного воздуха

$$l_v = V p_v \frac{1}{\eta_v}, \quad (2.3)$$

где V — объемный расход воздуха на 1 кг мазута, м³; p_v — давление вентиляторного воздуха, Н/м²; $\eta_v=0,5$ — КПД вентилятора.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЖАРОТРУБНОГО КОТЛА

3.1 Надежность ЖКТ

В последнее время в энергетической промышленности Казахстана большое внимание уделяется разработке и выпуску новых ЖВК. Они находят широкое применение в районных, заводских и коммунально-бытовых отопительных котельных приходя на смену чугунным водогрейным котлам [26].

Увеличение производства новых конструкций ЖВК обосновано, во-первых, их меньшей стоимостью по сравнению с водотрубными и чугунными котлами, во-вторых, более высоким КПД (92...93 %) при мощности от 1 до 4 МВт, в-третьих, большей степенью автоматизации и ремонтно-пригодностью. Подобные ЖВК выпускаются в широком ассортименте во многих развитых европейских странах (Германии, Швеции, Финляндии и др.) [27].

Как известно, надежность теплоэнергетического оборудования обеспечивается на трех стадиях [36]: 1) проектирования; 2) изготовления; 3) эксплуатации.

Вместе с тем ЖК имеют ряд недостатков по сравнению с водотрубными котлами. В первую очередь это меньшая долговечность, что обусловлено высокими топочными напряжениями $\{q_v=1000\div 1500 \text{ кВт/м}^3\}$ и температурами газов на выходе из ЖТ (1100...1300°C). Данные параметры существенно усложняют условия для работы металла ЖТ, трубных решеток и труб конвективных пучков в связи с низкими коэффициентами теплоотдачи со стороны воды при свободном ее движении в водяном объеме котла. Опыт эксплуатации ЖК «Турботерм» и других выявил возможность пережога труб газотрубного пучка в месте крепления их в трубной решетке поворотной камеры (рисунок 3.1) [28].

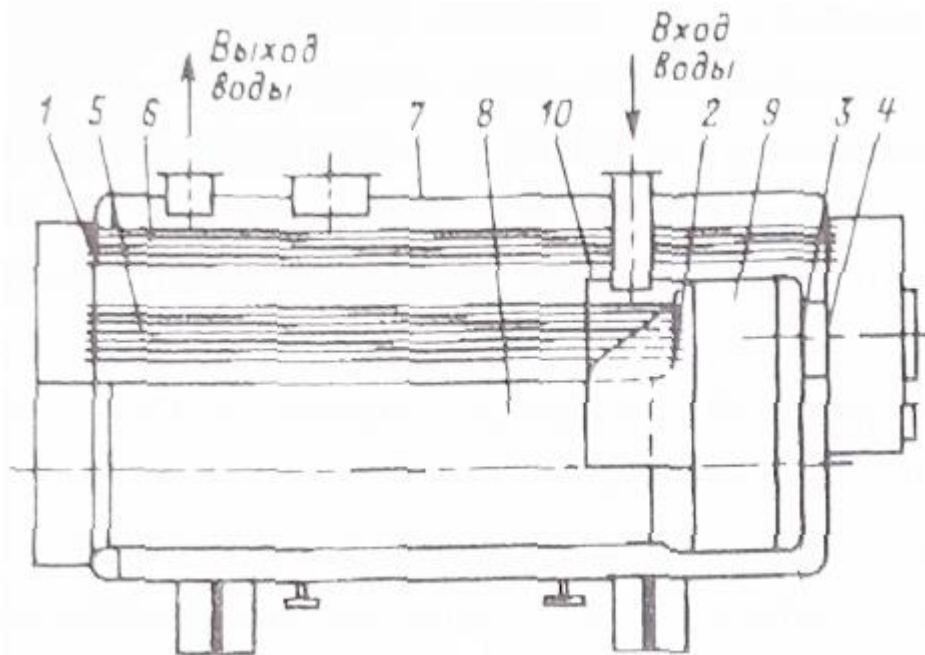


Рисунок 2.1 Жаротрубный котел

Пережог возможен по нескольким причинам:

1. Высокая температура газов на выходе из поворотной камеры (1200...1300 °С).
2. Повышенные объемное и поверхностное тепловыделения в поворотной камере.
3. Низкие скорости движения воды в котле и образование застойных зон. Кроме того, поскольку движение воды в ЖВК осуществляется в основном за счет свободной конвекции, отмечаются низкие значения коэффициента теплоотдачи со стороны воды и плохие условия охлаждения металла труб в котле.
4. Низкое качество подготовки питательной воды. При этом первые три причины приводят к закипанию воды у поверхности теплообмена, а низкое качество воды — к интенсивному отложению накипи и других солей. Последнее существенно увеличивает термическое сопротивление, ухудшает отвод теплоты от труб и трубной решетки, что может привести к пережогу труб и разрушению трубной решетки. Интенсивность этих явлений существенно зависит от количества и

состава примесей в питательной воде. Кроме того, возможность закипания воды, интенсивность кипения и отложения накипи определяются давлением и температурой насыщения воды в котле. Согласно ГОСТ 21563-93 (Котлы водогрейные. Основные, параметры и технические требования) давление в ВК должно поддерживаться на уровне 0,6... 0,7 МПа. В реальных же условиях из-за плохого состояния систем отопления давление воды снижают до 0,3...0,4 МПа, поэтому загрязнение котлов увеличивается и возможность пережога труб возрастает.

5. В рассматриваемых отечественных котлах трубы закрепляются в трубной решетке с зазором. При этом дополнительно к отрицательным явлениям, указанным в предыдущем пункте, в зазоре может возникнуть кислородная эрозия труб при выделении из недеаэрированной воды растворенных газов O_2 и CO_2 . Для увеличения долговечности необходимо полностью устранить данный зазор.

Тепловой расчет показал, что в связи с малыми габаритами современных ЖВК на поверхностях стенки ЖТ, поворотной камеры и входящих в нее труб первого газотрубного пучка начинается кипение. В этом случае коэффициент теплоотдачи от стенки к воде а существенно увеличивается и составляет 12...15 кВт/(м²-К), тогда как при свободной конвекции $\alpha_2 = 600...700$ Вт/(м²-К). Вследствие этого температура стенки со стороны воды на 8...10 °С выше температуры насыщения t_H , а со стороны газов— на 25...30°С больше t_H и равна примерно 200 °С при давлении воды в котле 0,6...0,7 МПа. При такой температуре значительно возрастает срок службы металла. Однако питание отечественных котлов осуществляется водой с некоторым количеством примесей, которые дают плотные отложения, приводящие к росту термического сопротивления и существенному повышению температуры стенки. При известковой накипи толщиной 2... 4 мм температура стенки увеличивается до 500... 600°С. Если же накипь содержит большое количество

силикатов, то при ее толщине всего 1 мм температура стенки составляет 700°C, а таких температур не выдерживают даже высоколегированные стали [29].

В настоящее время во многих водогрейных котельных не осуществляют предварительной обработки воды, и при кипении ее в котле начинается интенсивное отложение накипи и шлама, что в дальнейшем приводит к перегосу труб. За рубежом в котлах и котельных для обработки воды используют эффективные методы, поэтому данные котлы имеют высокую плотность тепловыделения, и кипение воды на поверхности не сопровождается отложением накипи, а обеспечивает надежное охлаждение металла.

Из вышеуказанного можно сделать вывод, что для повышения долговечности ЖК необходимо либо качественно очищать воду от примесей, либо избегать их отложения за счет исключения кипения на поверхности. Наиболее эффективен первый вариант. Однако, учитывая сложившуюся экономическую ситуацию, отсутствие у коммунально-бытовых котельных средств на дорогостоящую тонкую очистку питательной воды от примесей, этот вариант в ближайшее время трудно реализовать. Кроме того, заводы-изготовители котлов мало могут влиять на условия эксплуатации их оборудования. Поэтому в данной работе предлагаются конструктивные усовершенствования котла, позволяющие избежать кипения воды в наиболее опасных участках. Одним из таких участков является место крепления труб первого пучка к трубной доске. Для исключения кипения воды на трубах необходимо интенсифицировать теплообмен со стороны воды путем изменения свободного ее движения на вынужденное [30].

За счет организации вынужденного поперечного омывания пучка труб значительно увеличивается коэффициент теплоотдачи с водяной стороны и уменьшается температура стенки трубы и трубной доски ниже температуры

насыщения. При этом кипения воды на трубах не происходит, нет интенсивного отложения накипи, и вероятность пережога исключается [31].

На примере котла Турботерм-500, предлагается на первом трубном пучке установить охлаждающую камеру, внутрь которой подается питательная вода. Для этого входной патрубок опускается сквозь второй пучок в верхнее отверстие охлаждаемой камеры (рисунок 3.1).

Расчеты показали, что для имеющихся в котле Турботерм-500 тепловых потоков ($q=145$ кВт/м²) скорость воды в районе трубной доски надо поддерживать в интервале от 0,14 до 0,22 м/с. При этом температуры стенки со стороны воды равны соответственно 130 и 119°С, т. е. кипение воды отсутствует. Для обеспечения данной скорости воды охлаждающая камера должна иметь ширину 350...400 мм.

Охлаждающая камера обеспечивает вынужденное интенсивное омывание труб только в первом пучке, где и происходит пережог труб. Дальнейшее свободное движение воды по котлу не изменяется, и все другие элементы котла также хорошо омываются, обеспечивая при этом интенсивный теплоотвод. Особенно это важно для задней стенки и боковых образующих поворотной камеры, где в исходном варианте могли образовываться застойные зоны. При таком варианте модернизации котла защищаются только трубная доска поворотной камеры и трубы первого пучка. Кипение воды и отложение накипи на ЖТ в данном случае не уменьшаются, но она работает более надежно, чем другие элементы котла.

Для котлов меньшей производительности у которых расстояние между ЖТ и газовыми трубами первого пучка значительно больше, можно использовать второй вариант охлаждающей камеры (Рисунок 3.2). Вокруг ЖТ устанавливается охлаждающая камера в виде трубы диаметром на 100...150 мм больше диаметра ЖТ. К ней через вторую поворотную камеру подводится питательная вода, которая продольно омывает ЖТ и выходит из охлаждающей камеры у трубной доски первой поворотной камеры. Ударяясь о трубную

доску, вода разворачивается и под напором омывает первый трубный пучок в месте его крепления в трубной доске. При этом обеспечивается охлаждение ЖТ, труб первого пучка и трубной доски первой поворотной камеры.

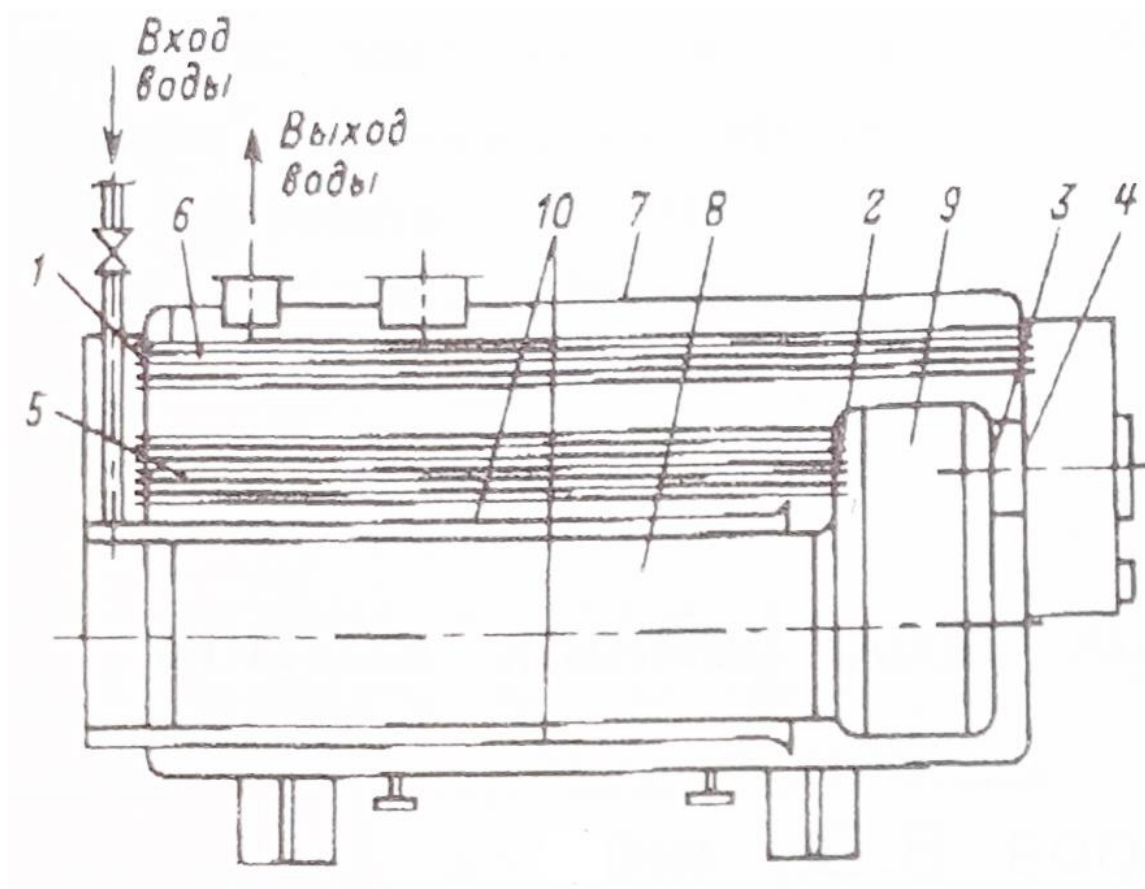


Рисунок 3. 2 Жаротрубный котел с охлаждающей камерой

В этом варианте, однако, трубы первого пучка недостаточно надежно охлаждаются направленным потоком воды, и их охлаждение ухудшается с уменьшением расхода воды при снижении нагрузки котла. Из-за малого водяного объема охлаждающей камеры при нерасчетных нагрузках возможно возникновение паровых пробок и гидроударов. Для исключения этого в верхней части охлаждающей камеры выполняются отверстия для выхода внезапно образовавшегося пара.

Подобные усовершенствования существующего и изготавливаемого оборудования позволят повысить безотказность ЖВК при качестве питательной воды, рекомендованной ГОСТ 21563-93 для ВК, и даже при отсутствии предварительной очистки воды на пониженном давлении. Однако

в последнем случае необходимо наряду с применением охлаждающей камеры использовать различные методы очистки поверхностей нагрева от накипи (например, ультразвуковую, электромагнитноимпульсную и др.).

Охлаждающая камера, установленная в первом газотрубном пучке на котле Турботерм-500, хорошо зарекомендовала себя в эксплуатации. Для котлов другой модификации аналогичная модернизация требует дополнительных расчетов и конструкторских разработок.

3.2. Основные причины отказов жаротрубного котла

Жаротрубные котлы имеют целый ряд преимуществ перед водотрубными, требуя при этом грамотного проектирования, тщательного изготовления, квалифицированного монтажа и бережной эксплуатации.

После первых лет эксплуатации «жаротрубников» в котельных тепловых сетей Прибалтики, где было заменено большое количество отечественных ВК, появились трещины в трубных досках [32].

Необходимо отметить, что водоподготовка на этих объектах обеспечивала требуемое качество подпиточной воды. Причиной выхода из строя котлов стало осаждение взвешенных частиц из сетевой воды (шлам, продукты коррозии) в нижней части котлового блока.

В ВК типа ТВГ, КВГМ и других для недопущения пристенного кипения скорость воды в трубах поверхностей нагрева принималась не менее 1 м/с. У ЖК скорость воды настолько мала, что он практически является фильтром-осадителем. [33].

Такие котлы нельзя включать по одноконтурной схеме в работу со старой тепловой сетью, имеющей многолетнее накопление шлама в нижней части радиаторов, сетевых трубопроводах. В результате осаждения взвешенных веществ и покрытия ими нижних ДГ «жаротрубника», температура этих труб становится выше верхних, давление перегретых труб на трубную доску и напряжение в сварных швах резко возрастают [34].

Неохлажденные в этих трубах ПС дают локальный перегрев трубной доски. В результате больших напряжений в металле мостиков трубной доски между соседними отверстиями и, иногда, в сварных швах появляются микротрещины, которые в дальнейшем увеличиваются до сквозных [35].

Опишем известные ошибки проектирования, которые возникают из-за недостаточной информации о процессах в таком котле:

1. Неверный подбор горелок к котлам, при котором конструкция горелки не позволяет отрегулировать геометрию факела, чтобы он не касался стен ЖТ. Напор вентилятора горелки не обеспечивает преодоление сопротивления котла на номинальной нагрузке.

2. Иногда проектировщики не предусматривают или неправильно подбирают рециркуляционные насосы или трехходовые клапаны, обеспечивающие требуемый изготовителем перепад температуры воды до и после котла. В результате возникает нерасчетное температурное напряжение в металле трубных досок [37].

3. Гидравлический режим схемы котельной не обеспечивает запаса давления воды в котле, предотвращающего пристенное кипение, по отношению к давлению, соответствующему температуре насыщения (для температурного графика 95/70 °С давление в котле желательно иметь не ниже 5 кгс/см², так как температура стенки ЖТ может быть более 130 °С).

4. Параметры установки химводоочистки.

5. Для потребителей с часто меняющейся или очень малой нагрузкой (летнее время) ошибочно подбираются горелки с автоматикой в режиме «включено-выключено», а не в модулируемом режиме. В результате котлы включаются в работу и выключаются иногда до десяти раз в час. По расчету на малоцикловую усталость металла количество пусков из холодного состояния у различных ЖВК бывает — от одного до десятков тысяч. В таком

режиме котел может превысить расчетное количество циклов менее чем за год [38].

Некачественное изготовление узлов ЖВК может быть из-за отсутствия требуемых материалов:

1. Производители применяют для жаровых труб метал, не отвечающий предельным параметрам по температуре;

2. Используется технология приварки дымогарных труб к трубным доскам, при которой остаются большие напряжения в металле. Как правило, производители принимают различные меры, чтобы не допустить этого. Фирма Thermax, например, снимает в металле напряжения, выдерживая котлы в термокамере [39].

3. Расстояние от дымогарной трубки до стенки котла минимально, при этом невелико количество пусков из холодного состояния.

4. Некачественная сварка (непроплавлены корни сварных швов приварки жаровых и дымогарных труб к трубным доскам) [40].

Ошибки при монтаже возникают из-за низкой квалификации персонала: иногда монтажники путают вход и выход воды из котла и применяются тройники, переходы. В местах врезок наблюдаются разные турбулизация потока и гидравлическое сопротивление. Появляется гидравлическая резверка между соседними котлами.

Перечислим ошибки, возникающие при эксплуатации:

1. Отсутствует сервис, включающий в себя контроль работы горелки, ХВО, котлов. Иногда система водоподготовки вообще не работает.

2. Не осуществляется промывка системы отопления перед каждым пуском одноконтурных котельных.

3. Не отрегулирована система теплоснабжения. Так, в результате замены сетевых насосов на более производительные в котел выносятся шлам из системы.

4. Не организован контроль температуры уходящих газов и гидравлического сопротивления котла, увеличение которых на одной нагрузке — верный признак загрязнения установки накипью или шламом.

5. Иногда для уменьшения сопротивления ПС из дымогарных труб извлекается часть турбулизаторов. При этом происходит температурный перекося по зонам трубных досок, а впоследствии появляются трещины.

6. Внедрение в процессе эксплуатации новых методов обработки воды (комплексонами, магнитная и т.д.). Как следствие — из системы начинают отмываться старые отложения, оседающие в котлах. Кроме того, комплексон, например ОЭДФ, разлагается при температуре около 130 °С, а на поверхности ЖТ со стороны воды в некоторых зонах температура выше.

7. Эксплуатация котлов с невключенными рециркуляционными насосами.

8. Имеют место большие утечки в теплосетях или значительный разбор воды на различные нужды из сетей (и даже внутреннего контура котельной), при этом водоподготовка не обеспечивает необходимое качество теплоносителя.

К такой деформации жаровой трубы могут привести недостаточно продуманные действия проектировщиков, монтажников, эксплуатационников.

3.3. Особенности водного режима при эксплуатации жаротрубного котла

3.3.1. Конструктивные особенности жаротрубных котлов

В настоящее время промышленность Казахстана переживает рост строительства коммунально-бытовых и промышленных отопительных котельных небольшой мощности. На смену громоздким неэкономичным чугунным ВК, стальным водотрубным водогрейным и двухбарабанным

паровым котлам с КПД 88...90% приходят современные высокоэкономичные ЖВК. За последние два года на территории Акмолинской области установлено более 100 современных ЖВК тепловой мощностью от 0,5 до 4,0 МВт. Практически в каждом крупном городе Казахстана выпускаются котлы подобной конструкции. Только в Алматинской области существует три предприятия, выпускающие ЖК. Кроме того, огромное количество предприятий по всему Казахстану выпускают ВК разной конструкции малой мощности от 10 до 120 кВт [40].

Установка высокоэкономичных котлов с КПД 92...93% вместо существующих старых водогрейных и паровых котлов дает существенную экономию топлива. Так, любая реконструкция котельной с заменой котлов позволяет получить экономию топлива до 20...25%. Этот фактор особенно актуален в настоящее время при дефиците топлива. Кроме того, необходимо отметить, что все вновь вводимые современные котлы работают на природном газе низкого давления, что существенно повышает безотказность теплоснабжения во время максимума отопительной нагрузки [40].

Вместе с тем необходимо отметить, что используемая конструкция ЖК требует дополнительного внимания к ним при эксплуатации.

Основным дополнительным требованием, обеспечивающим безотказную эксплуатацию котла, является обеспечение необходимого водного режима. Более жесткие требования к качеству питательной воды для современных ЖК объясняются большими удельными тепловыми потоками в ЖТ и поворотной камере по сравнению со старыми конструкциями ЖК и современных ВК. Так, плотность теплового потока в ЖТ котла КВ-Г-4,0-115-Н составляет 1250 кВт/м³ и это примерно в 3-4 раза выше, чем у водотрубных котлов. Именно за счет этого и значительно снижены габариты и удельный вес современных водогрейных котлов. Как показывают тепловые расчеты ЖК, за счет таких высоких тепловых потоков, а также за счет наличия свободного движения воды в котле, на поверхности ЖТ и поворотных камер наблюдается

пристенное кипение. В некоторых котлах кипение воды наблюдается также на поверхности газотрубных пучков в местах их крепления на трубной доске первой поворотной камеры. Наиболее ярко это выражено в котлах КВ-Г-4,0-115-Н и в котлах КВА-0,5 и КВА-2,5.

Наличие кипения на поверхности труб обеспечивает надежное охлаждение стенок поверхностей нагрева котла, так как температура металла труб со стороны газов превышает температуру кипения воды лишь на 15 - 25 °С. Так, при расчетном давлении в ЖК 0,6 МПа температура насыщения равна 159 °С, а максимальная температура стенки металла со стороны газа не превышает 183 °С. При такой температуре стенки используемая углеродистая сталь может безотказно работать более десяти лет. Однако если в воде находятся соли жесткости, то при кипении воды на поверхности образуются плотные кальциевые отложения, которые существенно увеличивают термическое сопротивление стенки. Как показали расчеты котла КВ-Г-4,0-115-Н [1] один миллиметр накипи при высоких тепловых потоках в ЖТ увеличивает температуру стенки на 100 -120°С. При толщине накипи 3 мм и более температура металла превышает уже 500°С, при этом углеродистая сталь теряет свою прочность, на ЖТ появляются вздутия, трубные решетки поворотной камеры коробятся, а трубы газотрубных пучков перегорают.

Так, эксплуатация котлов КВ-Г-4,0-115-Н в г. Балашове без водоподготовки при жесткости подпиточной воды - 16-17 мг-экв/кг привела к тому, что через три месяца работы в котле перегорели 20% труб первого конвективного пучка, а после замены их и эксплуатации в тех же условиях еще в течение двух месяцев на передней трубной решетке образовались выпучены и перегорели еще 40% труб. В результате котел уже не подлежал восстановлению. При осмотре котла во время ремонта наблюдалось большое наличие накипи на поверхностях ЖТ и поворотной камеры, а трубы газотрубного пучка в местах их крепления в трубной доске полностью были забиты плотными накипными отложениями примерно на 200 мм от трубной

доски. Анализ данного случая позволил разработать специальное решение для котла КВ-Г-4,0-115-Н, позволяющее избежать кипения воды на трубах в районе максимальных тепловых потоков и значит, существенно повысить долговечность этого котла даже при работе его без химводоочистки. Это решение защищено патентом на изобретение [2] и успешно реализуется ОАО «Сарэнергомаш» на своих котлах, начиная с 1998 года.

Анализ эксплуатационных характеристик и тепловые расчеты современных жаротрубных котлов [1] показали, что при снижении давления ниже расчетного до 0,2-0,3 МПа температура насыщения уменьшается, и интенсивность кипения увеличивается. Это приводит к более интенсивному накипеобразованию даже при сравнительно небольшой жесткости в исходной воде – 1..3 мг-экв/кг. Наоборот, в некоторых котлах, где плотность теплового потока находится на уровне 1000 кВт/м³, при увеличении давления до 0,8...0,9 МПа кипения воды не наблюдается, и температура стенки не превышает 180...185 °С.

Таким образом для долговечной и высокоэкономичной работы ЖК обязательно требуется умягчение питательной воды. Причем для обеспечения безнакипного режима работы ЖК требуется ужесточить нормы по жесткости питательной воды. Вместо допустимой жесткости в 700 мкг-экв/кг согласно [3] для ВК, ввести нормы, как для паровых котлов, с допустимой жесткостью 15 мкг-экв/кг. Однако при поддержании давления воды в котле на уровне 0,6 МПа, возможно ограничиться требуемой жесткостью 0,1 мг-экв/кг. Данные показатели обеспечиваются при одноступенчатом Na-катионировании исходной воды. При большем давлении 0,8...1,0 МПа нормы качества воды можно оставить на уровне 700 мкг-экв/кг и использовать более дешевые методы предварительной подготовки воды.

Опыт эксплуатации ЖК в котельных Алматинской области показал, что при использовании для подпитки котлов артезианской воды, кроме умягчения воды необходимо дополнительно очищать воду от грубодисперсных примесей

и растворенного в воде железа. Высокое содержание железа в артезианской воде особенно показательно для левобережных районов Алматинской области. В подземных водах содержание железа достигает 15...18 мг/кг, что значительно выше нормы по использованию катионных методов очистки воды (Na- или H-катионирование). Высокое содержание железа в исходной воде «отравляет» катионитную смолу или сульфоуголь катионитных фильтров, при этом значительно снижая его ионообменную способность [3].

Во многих сельских котельных или котельных небольших городов и поселков, где нет промышленного или питьевого водопровода, котлы питаются водой непосредственно из рек или озер. В этом случае, кроме солей жесткости, в исходной воде содержится большое количество грубодисперсных и коллоидно-растворенных примесей. Наличие их в воде приводит к забиванию катионита Na-катионитных фильтров и, главное, к отложению большого количества илестых отложений в нижней части корпуса Жк. Учитывая, что для разных конструкций котлов расстояние от нижней части корпуса котла до ЖТ составляет 150...250 мм, возможно полное забивание этого пространства рыхлыми или илестыми отложениями и ее пережог. Во избежание этого необходимо осуществлять периодическую продувку нижней части котла, а во время остановок производить осмотр и очистку котла от ила и рыхлых отложений.

Все эти особенности эксплуатации ЖК требуют тщательной проработки вопросов водоподготовки при проектировании современных котельных для конкретных условий водоснабжения.

3.3.2. Способы водоподготовки

В настоящее время в технической литературе и в рекламе предлагается различие схем водоподготовки, организации безнакипного режима

эксплуатации котлов, а также методов очистки поверхностей нагрева от накипи:

- стандартные методы химической обработки воды с использованием катионитных фильтров и механических песчаных фильтров;
- использование мембранной очистки (ультрафильтрация, нано-фильтрация, обратный осмос);
- комплексономная подготовка воды с использованием различных химических реагентов (комплексонов), связывающих соли жесткости, железа, кремния, а также растворенный кислород и уголекислоту;
- электромагнитная импульсная обработка воды различных типов для предотвращения образования и удаления накипи на поверхностях нагрева котла;
- ультразвуковая очистка поверхностей нагрева от накипи и другие методы.

Выбор способа обработки воды зависит от состава исходной воды, величины подпитки и конструкции котлов. Данный вопрос необходимо решать в каждом конкретном случае при проектировании котельной. С учетом накопленного опыта эксплуатации котлов различных конструкций и расчетный анализ работоспособности и надежности котлов в работе [30] предложены наиболее рациональные схемы подготовки воды в котельных.

Для ЖК, подпитка которых осуществляется из промышленного или питьевого водопровода, где вода уже очищена от механических и коллоидных примесей, целесообразно использовать стандартную водоподготовительную установку с механическим фильтром и одноступенчатым Na-катионитным фильтром [30].

В ОАО «Сарэнергомаш» налажен выпуск компактных относительно дешевых блочных водоподготовительных установок (БВПУ) различной производительности от 0,4 до 10 т/час. Причем, они могут обеспечить как одноступенчатое, так и двухступенчатое Na- или H-катионирование.

Существенным недостатком этих установок является невозможность без существенных изменений автоматизировать работу этой установки. Автоматизация БВПУ особенно актуальна для полностью автоматических транспортабельных котельных, которые в настоящее время находят все большее применение.

Примером решения данного вопроса может являться автоматическая дуплексная Na-катионитная установка производительностью 2 т/час, разработанная НПФ «Градиент-С» и НПП «Лисскон». Она успешно работает в котельной СГТУ полностью в автоматическом режиме, обеспечивая механическую очистку воды и её умягчение. Схема установки значительно проще, чем стандартные БВПУ, в ней нет больших потерь воды при регенерации фильтров, следовательно, значительно ниже расход поваренной соли для регенерации, а также меньше выбросы загрязняющих веществ в канализацию, однако цена ее примерно в 2,5 раза выше, чем БВПУ той же мощности [30].

Для котельных с ЖК, питающихся водой из открытых водоемов (река, озеро, пруд), для подготовки воды целесообразно использовать блочные водоподготовительные установки с механическими песчаными фильтрами и одноступенчатым Na-катионированием [30].

Особенный интерес представляют схемы безреагентной подготовки подпиточной воды, основанные на мембранной технологии. При использовании обратноосмотической мембраны кроме умягчения воды осуществляется практически полное обессоливание воды. Для паровых котлов это особенно актуально, так как при этом можно отказаться от непрерывной и периодической продувки, что на 5 % увеличивает экономичность котла и на столько же снижает расход подпиточной воды. Недостатком мембранной технологии является только высокие эксплуатационные затраты. Стоимость одной мембраны производительностью 1 т/ч находится на уровне 5 тыс. долларов США. Исходя из этого, данный способ очистки воды целесообразно

использовать только для паровых котлов крупных промышленных котельных. Окупаемость такой установки при замене существующей двухступенчатой схемы Na-катионирования составляет примерно 1,5 года. Для водогрейных котельных окупаемость обратноосмотических установок находится на уровне 5 лет [30].

Для модульных котельных небольшой мощности с котлами до 100 кВт целесообразно использовать комплексную обработку подпиточной воды. Здесь в подпиточную воду автоматически подаются определенные химические реагенты, связывающие соли жесткости и не дающие им отлагаться на поверхностях нагрева котла. Данные установки отличаются небольшой стоимостью и простотой в эксплуатации, однако они не всегда обеспечивают необходимое требование к качеству котловой воды. При этом необходимо учитывать низкую стоимость самих котлов (например, котел Cap3ЭМ-100 стоит 17 тыс. руб.), поэтому нецелесообразно для таких дешевых котлов использовать дорогостоящие водоподготовительные установки [30].

Таким образом, долговечность ЖК для насыщения различного типа следует на основе технико-экономического анализа решать вопросы выбора соответствующей схемы водоподготовки, учитывая состав исходной воды, конструкцию котла и стоимость устанавливаемого оборудования [30].

3.4. Теплообмен в топочной среде

В работе [30] исследованы перспективы использования ЖВК для модульных котельных с высоким уровнем автоматизации технологических процессов. В рассматриваемой котельной установлены три ЖВК Турботерм-500. Показано преимущество в теплоснабжении модульной котельной по сравнению с традиционными котельными, имеющими в своём составе водотрубные котлы. Кроме того водотрубные котлы имеют КПД более 92%, что сокращает энергетические потери.

Уточнение существующей методики расчёта экранных топок котельных агрегатов применительно к ЖК. Предложена расчётная схема жаротрубного

КА представлена на рисунке 3.3. По движению газов котёл выполнен трёхходовым. Прямое течение — по жаровой трубе 3, обратное — по входным дымогарным трубам 5 и снова — прямое по выходным дымогарным трубам 6, далее по коллектору 9 покидают пределы котла. Рабочий объём котла образован внешним барабаном 1 и жаровой трубой 3, замкнутыми на переднюю 10 и задние 11,12 трубные доски и внутреннее 13 и внешнее 14 днища. Днища 13 и 14 соединены между собой кронштейнами 15. Для исключения перегрева фронтальная часть котла в месте размещения горелочного устройства 2 защищена изоляцией. Котёл установлен на раме 16, что в значительной мере облегчает транспортировку и монтаж котла.

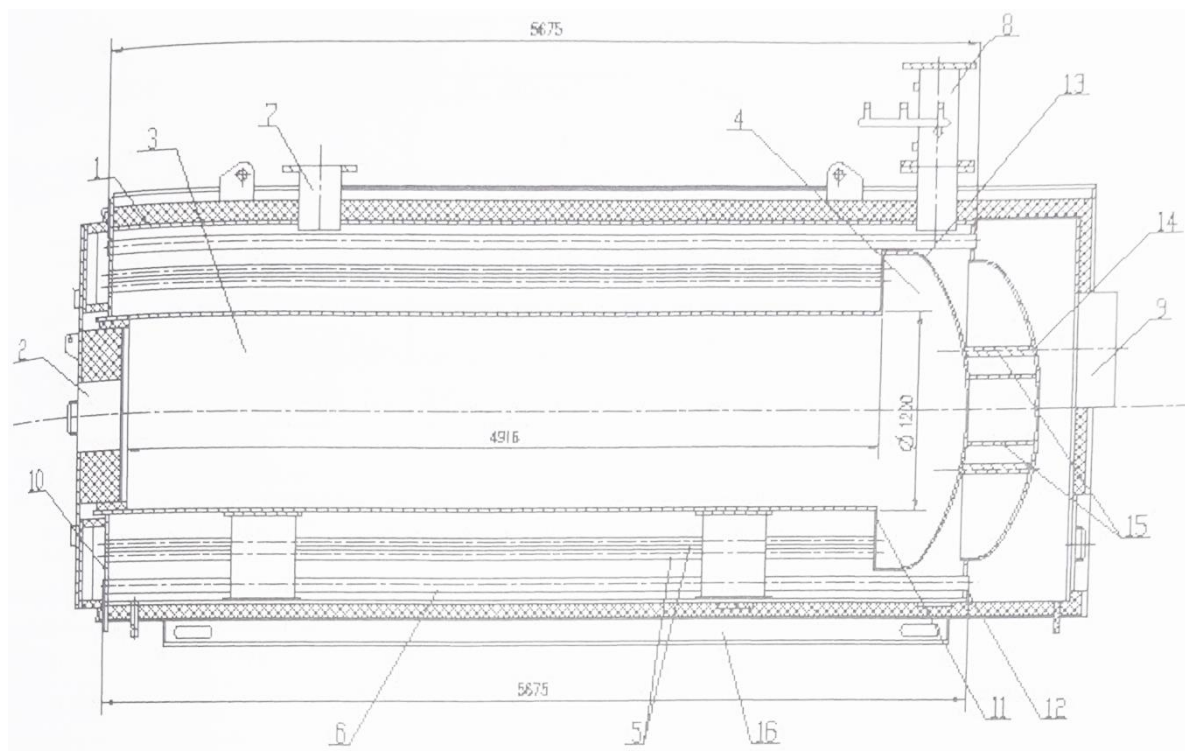


Рисунок 3.3. Устройство жаротрубного водогрейного котла Турботерм-500. 1 - внешний барабан; 2 - место установки газовой горелки; 3 - ЖТ; 4 - поворотная камера; 5 - входные дымогарные трубы; 6 - выходные дымогарные трубы; 7 и 8 - соответственно патрубки входа и выхода теплоносителя; 9 - выпускной коллектор дымовых газов; 10 и 11,12 - соответственно передняя и задняя трубные доски; 13 и 14 - внутренние и внешние днища; 15 - кронштейны; 16 - рама котельного агрегата.

Отмеченные особенности конструкции ЖК вызывают затруднения при расчёте теплообмена в топке, конструкция которой существенно отличается от топок, серийно выпускаемых в Российской Федерации промышленных водогрейных и паровых котлов. Из рассмотрения исключены жаротрубные паровые котлы с производительностью менее 2 т/ч и водогрейные с тепловой мощностью менее 2 МВт. Сравнение производилось с водогрейными котлами типа КВ-ГМ-6.5- 150, КВ-ГМ-10-150 и паровыми котлами типа ДЕ-4-14ГМ, ДЕ-6.5-14ГМ, ДЕ-10-14ГМ.

Тепловой расчёт топки ЖК производился по методике с коррекцией на отличия жаровой топки от традиционных экранных топок. В качестве топлива для КА выбран природный газ следующего состава: $\text{CH}_4=96,57\%$, $\text{C}_2\text{H}_6=1,4\%$, $\text{C}_3\text{H}_8=0,4\%$, $\text{C}_4\text{H}_{10}=0,18\%$, $\text{C}_5\text{H}_{12}=0,1\%$, $\text{N}_2=1,2\%$, $\text{CO}_2<0,12\%$.

Низшая теплота сгорания $Q_u^c = 36300 \text{кДж/м}^3 (8670 \text{ккал/м}^3)$. Теоретический объём воздуха для сжигания 1м^3 газа $V^0=9,62 \text{м}^3/\text{м}^3$. Объёмы продуктов сгорания при $a = 1,0$ - $V_{\text{RO}_2} = 1,02 \text{м}^3/\text{м}^3$, $V_{\text{N}_2}^0=7,61 \text{м}^3/\text{м}^3$, $V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 2,16 \text{м}^3 / \text{м}^3$, $V_{\text{r}}^0=10,79 \text{м}^3/\text{м}^3$.

Предполагалось, что котёл газоплотный, коэффициент избытка воздуха на выходе из топки составляет $a_T = 1,1$ и остаётся постоянным для всех последующих поверхностей нагрева. Объёмные доли трёхатомных газов $\Gamma_{\text{RO}_2} = 0,0867$ и водяных паров $\Gamma_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1849$, $\Gamma_{\text{П}} = \Gamma_{\text{RO}_2} + \Gamma_{\text{H}_2\text{O}} = 0,2716$.

Температура газов на выходе из топки рассчитывалась по формуле:

$$g_T'' = \frac{T_a}{M \left(\frac{4,9 \cdot \psi_{cp} \cdot F_{CT} \cdot \alpha_T \cdot T_a^3}{10^{-8} \cdot \phi \cdot B_p \cdot VC_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.1)$$

здесь T_a — адиабатическая температура горения топлива; M — параметр, учитывающий характер распределения температуры по высоте топки; ψ_{cp} — среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов; F_{CT} — поверхность стен топки; a_T — степень черноты топки; ϕ — коэффициент

сохранения тепла; B_p — расчётный расход топлива; VC_{cp} — средняя суммарная теплоёмкость продуктов сгорания 1 м^3 топлива.

Конструктивные особенности ЖК требуют соответствующей коррекции в определении эффективной толщины излучающего слоя $S_{эф}$, параметра M и коэффициента ψ_{cp} .

В работе [3] дана зависимость от отношения длины камеры сгорания L жидкостно-реактивного двигателя (ЖРД) к её диаметру (рисунок 3.1). По конструктивному исполнению жаротрубная КС аналогична таковой для ЖРД. Поэтому эффективная толщина излучающего слоя может определяться формулой

$$S_{эф} = SD. \quad (3.2)$$

Для автоматизации расчета характеристик ЖК графическая зависимость $\bar{S}_{эф}$ от \bar{l} была заменена интерполяционным многочленом Лагранжа второй степени [34].

$$\bar{S} = \frac{(\bar{l} - \bar{l}_2)(\bar{l} - \bar{l}_3)}{(\bar{l}_1 - \bar{l}_2)(\bar{l}_1 - \bar{l}_3)} \cdot \bar{S}_1 + \frac{(\bar{l} - \bar{l}_1)(\bar{l} - \bar{l}_3)}{(\bar{l}_1 - \bar{l}_2)(\bar{l}_2 - \bar{l}_3)} \cdot \bar{S}_2 + \frac{(\bar{l} - \bar{l}_1)(\bar{l} - \bar{l}_2)}{(\bar{l}_3 - \bar{l}_1)(\bar{l}_3 - \bar{l}_2)} \cdot \bar{S}_3 \quad (3.3)$$

где $\bar{l}_1=1,0$; $\bar{l}_2=3$; $\bar{l}_3=5$; $\bar{S}_1=0,6$; $\bar{S}_2=0,84$; $\bar{S}_3=0,86$;

$$\bar{S} = b_0 + b_1\bar{l} + b_2\bar{l}^2 \quad (3.3)$$

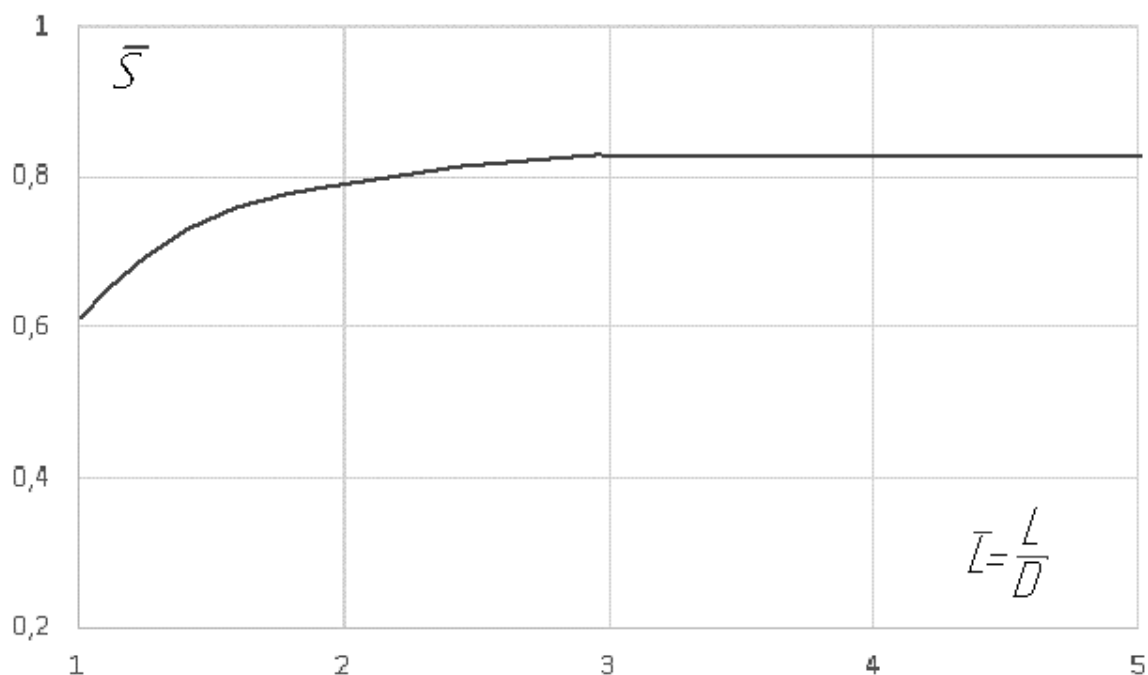


Рисунок 3.3. Влияние относительной длины жаротрубной камеры на эффективную длину излучающего слоя. L и D - соответственно длина и диаметр топки.

Определение относительного местоположения максимума температур в жаротрубной топке M основывалось на следующих соображениях. В ЖВК Турботерм-500 топка имеет строго цилиндрическую форму, и газовая горелка расположена по фронту в горизонтальном направлении на оси топки. Подобная горизонтальная конструкция топки применяется в серийных ВК, в частности в паровых котлах серии ДЕ, которые успешно рассчитываются по методике [2].

Применительно к котлу Турботерм-500 параметр M должен учитывать распределение температуры среды по длине топки и местоположение максимума температур. Размещение амбразуры горелки на фронтальной стороне котла предопределяет расположение максимума температур вблизи от устья горелки. Одновременно при этом происходит равномерный перенос теплоты по всей длине топки от фронта к боковым цилиндрическим

поверхностям и внутреннему днищу. Для газомазутных котлов параметр M определяется по формуле [6]

$$M=0,54-0,2 \cdot x_T, \quad (3.4)$$

здесь x_T — относительное расположение горелки по протяжённости топки.

В котле Турботерм-500 горелка размещена на нулевой протяжённости топки, как и в случае слоевых топок, для которых относительная величина размещения горелки лежит в пределах $x_T = 0 \div 0,14$ [2]. При среднем значении $x_T = 0,07$, максимальная погрешность в определении параметра M не выходит за пределы $\pm 2,73\%$, что укладывается в точность расчётов при определении g_T'' .

Оценка коэффициента тепловой эффективности экранов ψ_{cp} с учётом загрязнения рассчитывалась по следующей формуле [3.5].

$$\psi_{cp} = \chi \cdot \zeta \quad (3.5)$$

где χ — угловой коэффициент экрана; ζ — коэффициент, учитывающий загрязнение экрана. В топке ЖК Турботерм-500 весь лучистый поток направлен по нормали к поглощающей поверхности. В этом случае в соответствии с номограммой 1 $\chi = 1$.

С учётом того, что котёл работает на газообразном топливе и луче воспринимающая поверхность выполнена из сплошного стального листа, загрязнение её будет минимальным, и поэтому коэффициент загрязнения будет лежать в пределах $\zeta = 0,8 \dots 1,0$. Для практических расчётов принимается среднее значение коэффициента загрязнения $\zeta = 0,9$ тогда $\psi_{cp} = 0,9$.

Для оценки эффективной степени черноты стенки камеры ЖРД используется приближённая зависимость

$$\psi_{cp} = \varepsilon'_{CT} = \frac{\varepsilon_{CT} + 1}{2}, \quad (3.6)$$

здесь ε'_{CT} — степень черноты стальной стенки. Для окислённой стали при рабочих температурах стенки $t_{CT} = 600^\circ\text{C}$ — $\varepsilon'_{CT} = 0,8$.

С учётом представленных предположений и сделанных оценок рассматриваемых величин получаем следующее значение температуры на выходе из жаротрубной топки котла $\vartheta_T'' = 1107,2^\circ\text{C}$.

Для диапазона значений $M=0,54\div 0,512$ получаем $\vartheta_T'' = 1093,9\dots 1120,3^\circ\text{C}$. Погрешность в определении не выходит за пределы 2,7%.

4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЖАРОТРУБНЫХ КОТЛОВ

По назначению ВК малой мощности подразделяют на отопительные, предназначенные только для отопления, и комбинированные, или двухфункциональные, предназначенные для отопления и горячего водоснабжения и оборудованные встроенным водоподогревателем.

По виду используемого топлива котлы подразделяют на: многотопливные котлы, пригодные для работы на различных видах топлива без переоборудования, требующего демонтажа котла; многотопливные котлы могут иметь одну или две топки; котлы на твердом топливе; котлы на газообразном топливе; котлы на жидком топливе [1].

По способу производства и получения теплоты: высокотемпературных – температура котловой воды T_{kw} превышает 115°C , а объём котловой воды составляет $2,63 \dots 4,54$ л/кВт; низкотемпературные – температура котловой воды не превышает 115°C , с плавно понижаемой температурой котловой воды – температура котловой воды не превышает 100°C и зависит от потребности в тепле, а объём котловой воды составляет $1,51 \dots 3,5$ л/кВт, конденсационные и вакуумные – использующие скрытую теплоту парообразования и фазовых переходов, за счёт развитых поверхностей теплообмена, либо вакуумирования котловой воды. Применение конденсационных котлов малой мощности ограничено 1500 кВт, в связи с проблемой утилизации конденсата и дополнительными затратами на его нейтрализацию.

Анализ тенденции развития современного котлостроения показывает, что в последние годы производители котельного оборудования направляют свои усилия на повышение КПД котлов за счёт изменения конструктивных решений: снижение объёма котловой воды; перехода от принципа дымогарных котлов к водотрубным; подготовка газо-воздушной смеси в форкамерах; применение новых конструкционных материалов, широкое

использование алюминия и меди, огнеупорных сэндвич-панелей; создание нагревательных модулей состоящих из отдельных секционных котлов; широкого использования альтернативных видов топлива; перевод котлов в низкотемпературные режимы работы; снижение себестоимости котлов за счёт упрощения их конструкции; установка встроенных экономайзеров и пр.[23]

Основным показателем эффективности работы котла является его КПД, который зависит от многих факторов, но в первую очередь определяется его конструкцией, которая существенно влияет на возможности регулирования теплопроизводительности по мощности котла и его КПД на малых и больших нагрузках рисунок 4.1. Учитывая тот факт, что мощность котла рассчитывается на максимальные нагрузки, которые возникают при максимальных отрицательных температурах, то большую часть времени отопительного сезона котёл работает на малых и средних режимах.

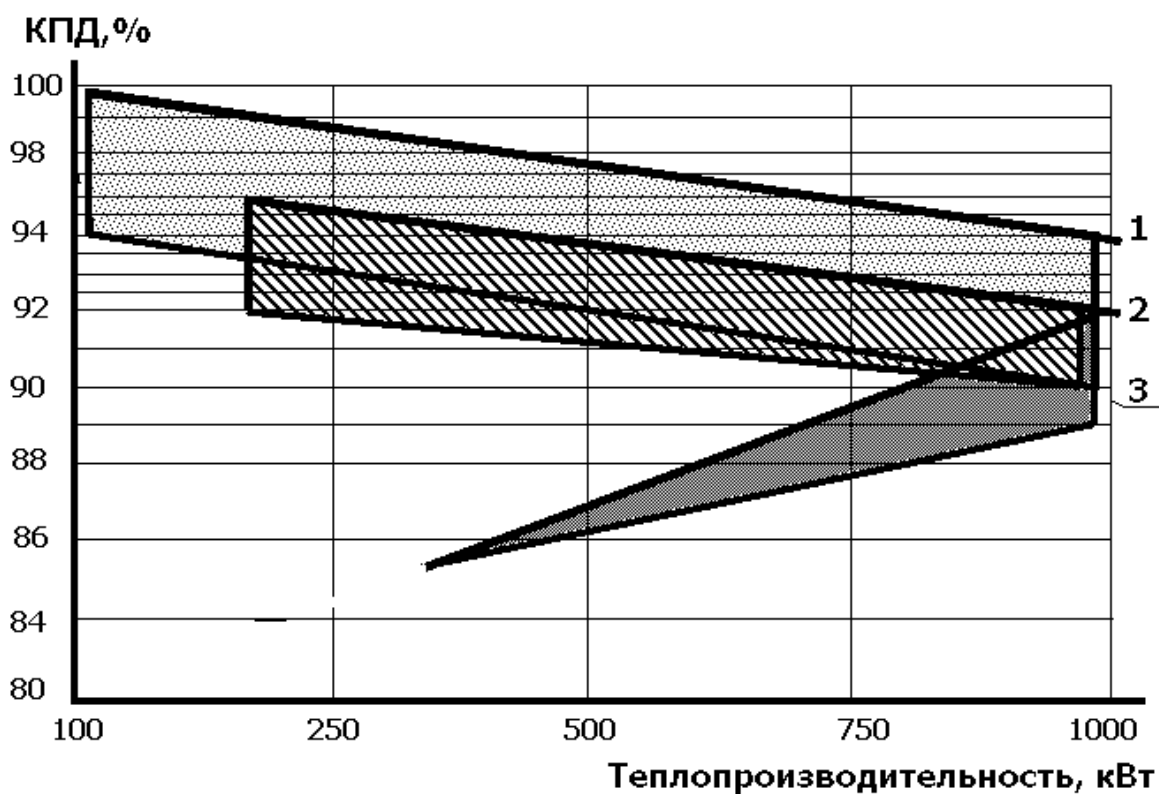


Рисунок 4.1. Влияние тепловой нагрузки на КПД 1МВт. Водогрейного газового котла: 1-конденсационный, 2-низкотемпературный, 3-высокотемпературный котёл.

Как отмечается в работе [23], наибольшей экономии топлива можно достичь, используя конструкции низкотемпературных котлов. Недостатком многих находящихся в эксплуатации водогрейных и паровых котлов является малоэффективная теплоотдача в топке и обусловленные этим высокая температура уходящих газов (до 200...250°С) и низкий КПД (до 85...87 %).

Для решения этой проблемы широкое развитие могут получить методы интенсификации топочного теплообмена путём изменения геометрии топочного пространства с учётом процессов аэродинамики, распределения температурных градиентов, скоростей и полноты протекания химических реакций. Одним из путей повышения эффективности использования топлива в котлах, и соответственно повышения их КПД и уменьшения газовых выбросов в атмосферу (включая CO₂, NO_x, и др.), является интенсификация

теплообмена и соответственно теплоотдачи в топочной камере. При сжигании природного газа в относительно небольших топочных объемах котлов с развитым экранированием стенок, с точки зрения интенсификации теплообмена и надежной стабилизации факела целесообразна установка вторичных излучателей — твердых нагретых до высоких температур тел, являющихся как бы "тепловыми зеркалами", передающими излучение к поверхностям нагрева [2]. Действие вторичных излучателей основано на том, что они воспринимают теплоту селективным излучением и конвекцией от ПС и передают его полным спектром излучения к водоохлаждаемым поверхностям, расположенным в топке. Находясь в стационарном режиме при неизменной температуре, промежуточные излучатели весь падающий на них тепловой поток переизлучают на поверхности экрана в виде отраженной теплоты и собственного излучения.

Установка вторичных излучателей в топочной камере котла обеспечивает интенсификацию лучистого теплообмена, за счет чего увеличивается теплоотдача в топке и соответственно повышается КПД котлов и уменьшается расход топлива. Кроме того, введение в зону факела вторичных излучателей позволяет снизить максимальные температуры в ядре зоны горения, за счет чего уменьшаются образование и соответственно выбросы токсичных веществ, в первую очередь оксидов азота. В результате снижения как максимальных температур в зоне горения, так и температур на выходе из топки и за котлом, облегчаются условия работы, увеличивается срок эксплуатации котла. Известно,

что большое влияние на качество процессов сжигания органического топлива оказывают режимно-технологические методы. Применяемые в настоящее время способы нейтрализации вредных выбросов промышленных котлов можно подразделить на две основные группы:

– технологические методы снижения концентрации вредных выбросов;

– методы, связанные с использованием специального оборудования для химической очистки ДГ.[25]

К технологическим методам относятся: подготовка топлива (добавление присадок, воды и (или) пара и др.); впрыск воды и (или) пара в воздух горения; впрыск воды и добавление пара в очаг горения; искусственная и естественная рециркуляция; ступенчатое и многоступенчатое сжигание топлива; сжигание с малым избытком воздуха; улучшение условий теплообмена (повышение светимости факела) и т.д. Физическое значение этих методов, в комплексе с другими режимными способами, например снижении избытка воздуха подаваемого на горение и рециркуляцией ДГ для снижения концентрации вредных выбросов в первую очередь NO_x , в ДГ, состоит в организации дополнительного теплоотведения из зоны максимальных температур факела и соответственно в уменьшении максимальной температуры со снижением соотношения топливо/воздух и концентрации реагирующих элементов [24].

Наиболее распространённым способом является инсталляция в зону горения дополнительных охлаждаемых поверхностей, изготовленных из высокотемпературных материалов. Это приводит к стабилизации факела, интенсификации процесса горения и снижению вредных выбросов CO и NO_x .

Практически, все известные в настоящее время способы нейтрализации вредных выбросов направлены на снижение температуры очага горения или растягивание факела по объёму топки. Основным способом достижения равномерности нагрева топки является рациональное управление движением газов, обеспечивающее равномерный перенос теплоты к локальным участкам тепловоспринимающей поверхности. В существующих топках равномерности нагрева добиваются путём применения внутренней и внешней рециркуляции, реверса печных газов, импульсного нагрева и другими способами управления температурным полем. Эти методы также связаны, в основном, с устранением локальных высокотемпературных зон факела и созданием стандартных

условий нагрева. Развитие эта идея получила в современной технологии сжигания топлива, получившей название FLOX® (flammlose Oxidation)» [3].

ПС образующие при горении, смешиваются с реагентами – топливом и воздухом в такой пропорции, что пики температуры во фронте пламени сглаживаются, и горение переходит из факельного сжигания в объёмное. Объёмное сжигание топлива является эффективным способом улучшения равномерности нагрева топочного объёма и снижения количества выбросов в атмосферу. Оно может быть организовано различными способами. Это возможно с помощью интенсивной крупно-масштабной рециркуляции ПС в топке. Такой способ реализован в FLOX® технологии сжигания топлива. Он позволяет удалить от среза горелки область максимальных температур, уровень которых существенно снижается. При температурах нагрева воздуха до 900°С уровень оксидов азота на порядок ниже чем при двух- и многостадийном сжигании топлива.

Другим способом является сжигание топлива при регулируемом перемешивании его с воздухом. Сюда можно отнести импульсное отопление, работу горелок на переменной во времени мощности, изменение направления факела и т.д. При этом к объёмному сжиганию наиболее близок способ многоступенчатого (или иначе стадийного) сжигания топлива.

Возможность применения FLOX® технологии сжигания топлива (или иначе беспламенного окисления) связана с рядом трудностей. Если кратность рециркуляции выбрана неправильно, то в определённом интервале изменения мощности горелочного устройства это приводит к затуханию факела. Если же кратность рециркуляции увеличить выше определённого предела, то сгорание газообразного топлива переходит в устойчивое объёмное горение. Диапазон регулирования горелок, весьма узок в связи с необходимостью обеспечения кратности рециркуляции в нужных пределах и поддержания условий объёмного горения. Изменение геометрии объёма топки при установке,

вторичных излучателей позволяет избежать данной ситуации и стабилизировать процесс горения во всём диапазоне регулирования горелки.

Полученные в ходе экспериментальных работ и промышленных испытаний данные показывают, что установка вторичных излучателей позволяет: увеличить теплоотдачу в топке котла на 10...30%; уменьшить расход топлива (природного газа) в котлах: производительностью до 1.0 Гкал на 3...5%, производительностью 1.0 – 6.0 Гкал на 1...3%, производительностью 6.0 – 30.0 Гкал на 0,6...1%; снизить образование оксидов азота на 20...30%; снизить температуру уходящих газов на 60 - 90°C; увеличить срок службы котлов (на 10...20%, или на 3 - 5 лет) за счет снижения максимальных температур в зоне горения на 30... 700С. Технология не требует больших капитальных вложений и эксплуатационных расходов, срок окупаемости составляет 1 - 2 года в зависимости от типа котла.

Для изготовления излучателей могут использоваться нержавеющая жаропрочная сталь типа X28H18, либо огнеупорные материалы на основе оксидов или тугоплавких соединений, обеспечивающие возможность длительной эксплуатации в условиях высоких температур в окислительно-восстановительной среде при возможности реализации достаточно большого числа теплосмен. В случае изготовления вторичных излучателей из металла необходимо, чтобы в состав соединений не входили элементы с большими атомными номерами, которым присущи высокие значения массовых коэффициентов поглощения для полезного излучения, поскольку это приводит к уменьшению выхода характеристического излучения.

Рабочая поверхность вторичного излучателя должна быть по возможности большой и располагаться в области наиболее высоких скоростей и температур газов. Этому условию соответствуют вторичные излучатели, разработанные в ИТТФ НАН Украины [5]. Проведенное компьютерное моделирование иллюстрирует изменение относительной температуры по глубине топки в вертикальной осевой плоскости при работе котла на

номинальной нагрузке, с вторичным излучателем и без него, рисунок 4.2. Если без вторичного излучателя поле температур неравномерно, то при его установке наблюдается заметное возрастание температуры по длине к задней стенке топки.

Для оценки эффективности применения вторичных излучателей в виде оребренного цилиндра, установленного по оси горелочного устройства в жаровую трубу были проведены исследования работы стального жаротрубного котла с поверхностью нагрева $3,65\text{ м}^2$, оборудованного вентиляторной горелкой. Влияние вторичных излучателей на теплообмен в топке было также выявлено в сравнительных испытаниях котла типа ВК-21, ВК-22 и импортных котлов Viessmann и Riello с вентиляторными горелками производства фирм Weishaupt и Girsh (Германия), Риелло (Италия). В качестве вторичных излучателей использовались сплошные и перфорированные металлические цилиндры, располагавшиеся вдоль центральной оси КС, стенки которой охлаждались водой.

В результате опытов было установлено, что при большом расходе газа безразмерная температура на выходе из камеры (отношение средней измеренной температуры ПС к теоретической T_T/T_a) при установке продольного излучателя понизилась на 20 %, а при малых расходах газа даже на 30% по сравнению с температурой, полученной в опытах, проведенных без излучателя, рисунок 4.2.

Полученные в этих экспериментах данные могут быть использованы для приближенной оценки эффективности работы вторичных излучателей, так как реальные условия их работы в топочных камерах котлов отличаются от тех, в которых проводились исследования. Наличие в топке вторичных излучателей повышает устойчивость горения газа, особенно при растопке котла и пониженных нагрузках.

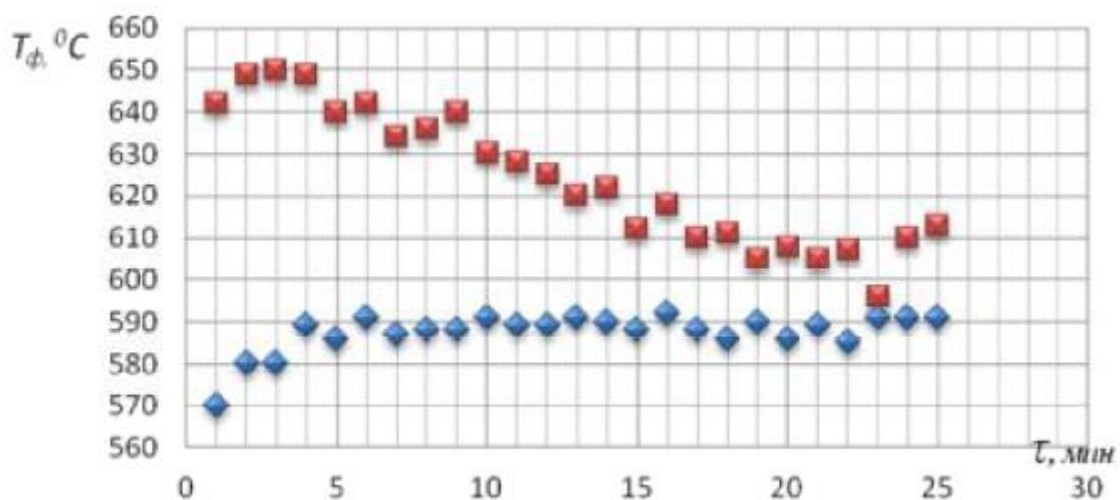


Рисунок 4.2 Изменение температуры продуктов сгорания на выходе из топки: ■ - с вторичным излучателем, ◆ - без вторичного излучателя

Наибольший эффект от применения вторичных излучателей был получен при омывании их потоком раскаленных ПС. При этом возникает внутренняя их рециркуляция ПС, что способствует интенсификации теплообмена и снижению объёма вредных выбросов в атмосферу. Таким образом, при наличии вторичных излучателей и правильном расположении их экран получает дополнительное количество теплоты от этих поверхностей, кроме излучения от газов.

4.1 Методологический подход к конструированию жаротрубных котлов

Модернизация и конструирование КС связаны с изучением сложной вихревой аэродинамики и трехмерного турбулентного факела. В инженерной практике затруднителен как теоретический расчет, так и прогнозирование этих процессов. Как отмечалось в главе 2, отсутствие известных экспериментальных значений критериев подобия для конструктивных схем ЖК спрогнозировать характеристики работы их КС 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. По мнению авторов работы [40], 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.

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

1. В процессе проектирования ставится задача определения оптимальных геометрических и режимных параметров КС, обеспечивающих эффективность работы КА. Таким образом, конструктивная схема газового тракта ЖК 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.

Описанный методологический подход позволяет экстраполировать результаты как численных, так и натуральных экспериментов для решения задач конструирования и оптимизации КС. 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 [41].

Задача оптимизации применительно к предложенному методологическому подходу конструирования КС считается сформулированной, если заданы: варьируемые параметры, изменение которых позволяет влиять на эффективность работы КА; 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 ЖТ 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 описанного методологического подхода разработана конструктивная схема КС, которая представляет собой проточную ЖТ с модифицированной крышкой. Задачи изобретения:

- обеспечение условий для равномерного выгорания топлива при минимальном аэродинамическом сопротивлении,
- применение новых способов регулирования для автоматизации работы КС, которые позволят управлять количеством ДГ, идущих на рециркуляцию, и тем самым регулировать температуру ядра горения и интенсивность турбулентности на входе в зону рециркуляции.

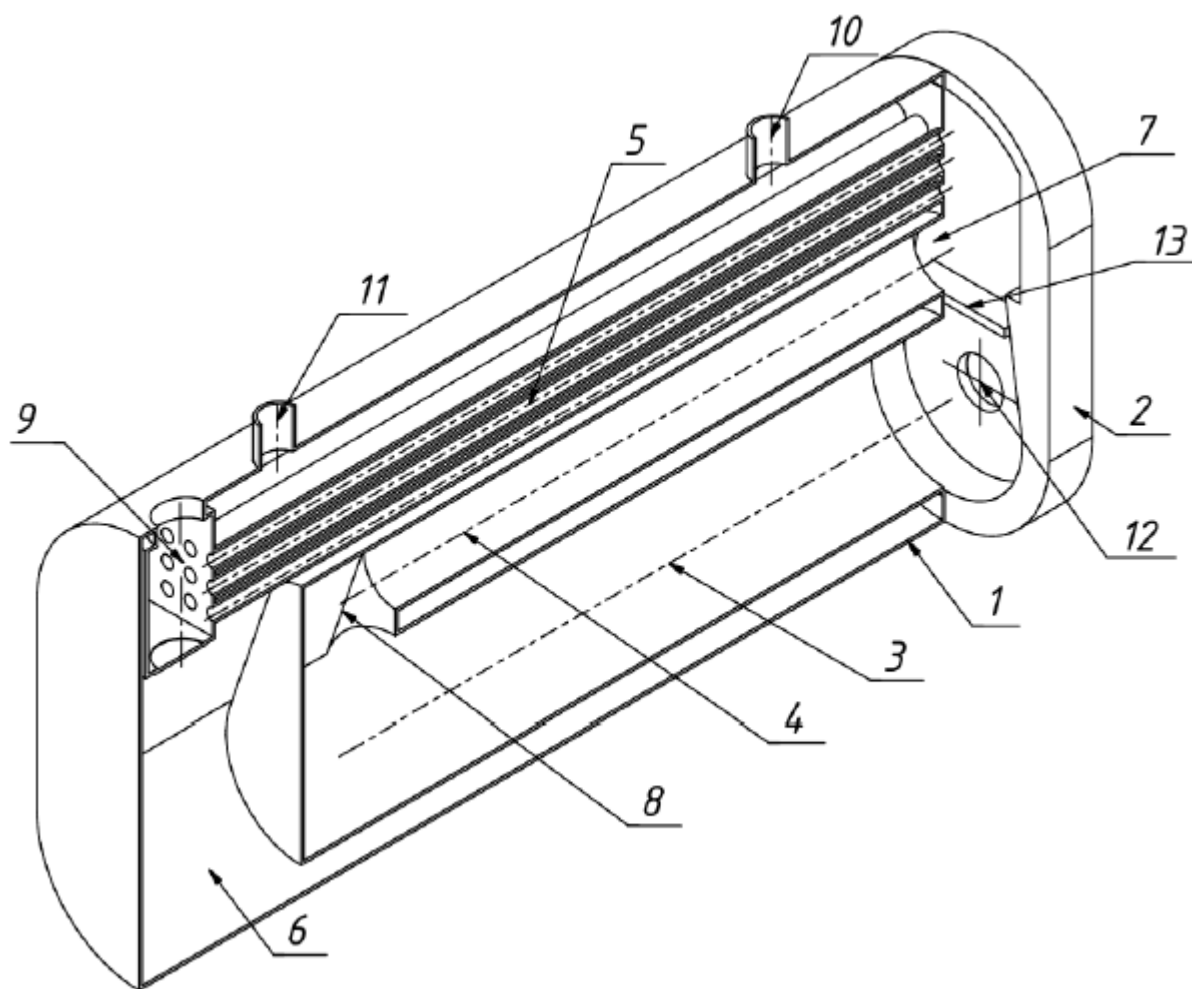


Рисунок 4.3 Трехмерное изображение конструктивной схемы камеры горения в продольном разрезе

Разработанная конструктивная схема (рисунок 4.3) состоит из корпуса 1, соединенного с крышкой 2. Внутри корпуса расположены КС 3, конвективный газоход 4 и пучок дымогарных труб 5, охлаждаемые водяной рубашкой 6. КС и конвективный газоход соединены между собой каналом рециркуляции 7 и каналом прохода ДГ 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 ДГ в канале рециркуляции.

Сжигание топлива осуществляется в КС. Образовавшиеся ДГ поступают в конвективный газоход как через поворотный канал, так и через канал рециркуляции. Изменение положения регулирующей заслонки позволяет управлять количеством ДГ, 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 ДГ в рециркулирующем потоке. Рециркулирующий поток дымовых газов, направляясь в канал рециркуляции, контактирует с устьем факела, отдавая при этом за счет теплопроводности и диффузии часть теплоты 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 КС. Техническим результатом является снижение металлоемкости устройства.

Описанная конструктивная схема КС, 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.

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 ЖК.

Известно, что движение ПС по объему КС может быть без разворота факела – проточным (рисунок 4.4, б) и с разворотом факела на 180° в тыльной (тупиковой) части ЖТ – реверсивным (рисунок 4.4, а). Тупиковые конструкции КС имеют 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. Синтез положительных сторон обеих схем возможен при комбинированном варианте (рис. 4.4, в), конструкция которого предусматривает отдельные каналы для основного и реверсивного потоков уходящих ДГ [43]. Выходы для ПС при такой компоновке организованы во фронтальном (B_1) и тыльном (B_2) сегментах цилиндрической ЖТ 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.

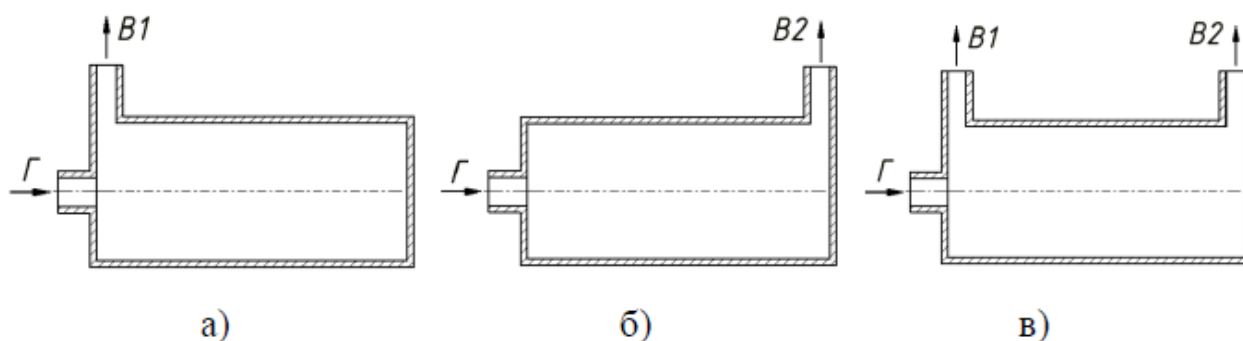


Рисунок 4.4 Варианты конструктивных схем камер горения: а) с реверсивной аэродинамикой; б) с проточной аэродинамикой; в) с комбинированной

аэродинамикой; G – вход свежей топливозвоздушной смеси (горелка); B_1, B_2 – фронтальный и тыльный каналы выхода продуктов сгорания

В качестве объекта численного исследования выбрана цилиндрическая камера горения комбинированного типа (рисунок 4.4) с целью возможной оценки влияния такой организации аэродинамики на интенсивность протекания процессов смесеобразования, температуру и габариты факела [44]. 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 (рисунок 4.4, в), расход ДГ в основном и рециркулирующем потоках определяется давлением в соответствующем выходном канале: p_1 – полное давление ДГ на выходе из КС B_1 ; p_2 – полное давление ДГ на выходе B_2 ; p_r – полное давление ДГ за горелкой.

В ходе численного эксперимента выявлено, что в исследуемой модели на входе в КС образуются вихри рециркуляции части ДГ к устью горелки, свойственные реверсивному факелу. 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 ЖТ. Газы в этой зоне не вовлекаются в стационарно-замкнутое циркуляционное течение, а движутся внутри вихря по конечным спиральным траекториям в направлении к фронтальному выходу B_1 (рисунок 4.5). При такой реализации аэродинамики в результате теплообмена между факелом и примыкающей к нему ветвью вихря часть отведенной от факела теплоты покидает КС вместе с уходящими через фронтальный выход B_1 ДГ, а часть – вследствие рециркуляции возвращается в горелочную струю.

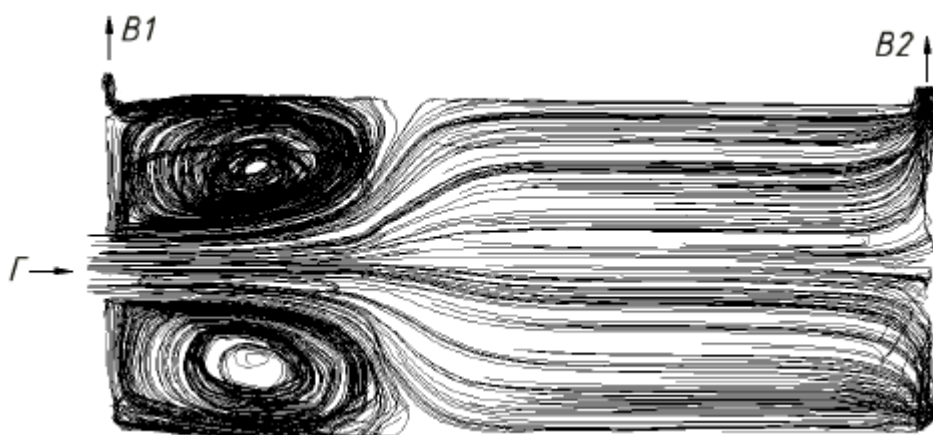


Рисунок 3.5 Линии тока среды в камере горения комбинированного типа Г – вход свежей топливовоздушной смеси (горелка); B1, B2 – фронтальный и тыльный выходы продуктов сгорания.

По результатам численного моделирования (приложение Г) было заключено, что в исследуемой КС 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 топливовоздушной струи и обратного хода рециркулирующих ПС.

Камера горения комбинированной компоновки (рисунок 4.4, в) дополнена конвективной дымогарной трубой (или пучком труб) КТ между камерой K_2 и выходом B (рисунок 4.6). Чтобы отделить часть основного потока для образования рециркуляционного вихревого течения, дополненная КС содержит газоперепускной канал K_1 , через который осуществляется переброс ДГ сразу к выходу B . Основной поток, двигаясь линейно, покидает КС через поворотный канал K_2 и прежде, чем выйти из установки через выход B , проходит через конвективную трубу второго хода КТ.

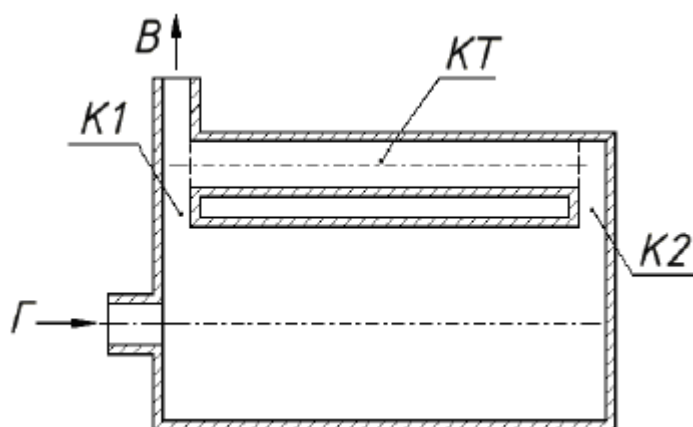


Рисунок 4.6 Конструктивная схема камеры горения. Г – вход свежей топливовоздушной смеси (горелка); В – выход продуктов сгорания; K1 – газоперепускной канал; K2 – поворотная камера на выходе из камеры горения; КТ – конвективная труба второго хода.

Для описанной конструкции получены уравнения приближенной методики расчета объемной доли рециркулирующих газов в КС с реверсивным факелом. Обозначим: T_0 – температура в ядре горения; T_1 – температура ДГ, покидающих КС через газоперепускной канал K₁; T_2 – температура ДГ на выходе в поворотной камере K₂; T_3 – температура ДГ на выходе из конвективных труб второго хода; T_B – температура ДГ на выходе В (после смешения потока ДГ второго хода с газами, покидающими КС через газоперепускной канал K₁); p_0 – полное давление ДГ за горелкой; p_1 – полное давление уходящих ДГ перед выходом В (после смешения потока ДГ второго хода с газами, покидающими КС через газоперепускной канал K₁); p_2 – полное давление ДГ в поворотной камере K₂; F_1, F_2 – площадь живого сечения для прохода ДГ через газоперепускной канал K₁ и поворотную камеру K₂ соответственно.

Снижение давления при движении ПС через газоперепускной канал K₁ численно равно разности давлений $p_0 - p_1$, т.е. соответствует суммарному аэродинамическому сопротивлению на участках первого и второго хода ДГ. Аэродинамическое сопротивление согласно нормативной методике [23] прямо

пропорционально квадрату средней скорости потока ϖ : $\Delta p = 0,5\zeta \cdot \varpi^2 \rho$ где ρ – плотность газовой смеси при заданной температуре, ζ – коэффициент аэродинамического сопротивления. Таким образом, аэродинамическое сопротивление газоперепускного канала K_1 :

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

пропорционально квадрату скорости потока покидающих КС газов:

$$\varpi_1 = \frac{V_1^n \cdot T_1}{F_1 \cdot 273}, \quad (4.3)$$

где V_1^n – секундный объем дымовых газов при нормальных условиях (н.м³/с), $T_1/273$ – пересчет на секундный объем при заданной температуре, ζ_1 – нормативный коэффициент местного аэродинамического сопротивления газоперепускного канала K_1 , который определяется по [6].

Снижение давления по длине КС пренебрежимо мало из-за низкой скорости движения среды в жаровой трубе. 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 КС K_2 . Так как скорость движения ДГ в трубах второго хода по их длине изменяется незначительно, то аэродинамическое сопротивление этого участка:

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

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

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

где V_2^n – объемный расход ДГ при нормальных условиях (н.м³/с), $T_2/273$ – пересчет на объемный расход при температуре уходящих газов, ζ_2 – сумма

коэффициентов аэродинамического сопротивления на участке первого и второго ходов ДГ.

Согласно уравнениям состояния идеального газа плотность газовой смеси есть величина пропорциональная её абсолютному давлению и обратно пропорциональна температуре:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}. \quad (4.5)$$

В исследуемом диапазоне параметров среды абсолютное давление газа p изменяется незначительно и, следовательно, выражение 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 ϖ_1 через газоперепускной канал K_1 больше скорости ϖ_2 в поворотной камере K_2 в n раз. Исходя из равенства перепада давлений в поворотной камере и газоперепускном канале приравниваем выражение (4.2) к (4.4). Подставляя получаем равенство: $\varpi_1 = n \cdot \varpi_2$

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

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 $0.5\zeta_1\varpi_2^2$ и извлекаем корень:

$$n = \sqrt{\frac{\zeta_2 \cdot T_1}{\zeta_1 \cdot T_2}}.$$

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 K_2 и газоперепускном канале K_1 :

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

Для дальнейших расчетов отношение объемов обозначим $V_1^H/V_2^H=r_{отн}$, после чего полученное выражение запишется в виде:

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

Множитель $\sqrt{\zeta_1}/\sqrt{\zeta_2} \cdot (F_2/F_1)$ 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 КС использовалась величина объемной доли рециркулирующих газов, как отношение секундного объема ДГ, проходящих через газоперепускной канал V_1^H (н.м³/с), к общему объемному расходу ПС $V_1^H+V_2^H$ (н.м³/с):

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

тогда $r=r_{отн}/(1+r_{отн})$, а обратная зависимость будет иметь вид $r_{отн}=r/(1-r)$.

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

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

Секундный объем ПС, проходящих через газоперепускной канал K_1 :

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

где V_H^2 — объем продуктов сгорания, полученный при полном сгорании 1м³ 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 КС 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 B газов (после перемешивания потока ДГ второго хода с газами, покидающими КС через газоперепускной канал K_1):

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

где H_1 — энтальпия ПС 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 газов через выходное окно (после перемешивания потока ДГ второго хода с газами, покидающими камеру горения через газоперепускной канал K_1):

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

где $(Vc)_B$ — суммарная теплоемкость ПС после смешения.

Для исследованной конструкции КС получены уравнения приближенной методики расчета объемной доли рециркулирующих газов. Доля тепла, уносимая из топki рециркулирующими газами при описанной комбинированной конструкции ЖТ с отдельными каналами для основного и реверсивного потоков уходящих ДГ, будет пропорциональна объемной доле вихря рециркуляции:

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

При реверсивной организации топочной азодинамики 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 ЖТ. 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 ЖТ. Ширину выходного канала следует выбирать из установленной зависимости, т.к. высокая доля рециркуляции может привести к преждевременному развороту факела. Кроме того, отметим, что в тупиковых ЖТ с реверсивным факелом при близком к единице отношении радиуса канала горелки к толщине пристеночного слоя выраженная зона рециркуляции может отсутствовать.

Так как ПС 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 ($H_{ф}$):

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

Тогда доля теплоты рециркулирующих газов, воспринятая экранирующими поверхностями и свежей топливовоздушной смесью, была определена как разность:

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

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

5 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

Для крупных промышленных предприятий затраты на теплоснабжение являются весомой статьёй расходов на собственные нужды. Целью данного проекта была улучшение существующего жаротрубного котла, способной значительно уменьшить стоимость каждой гигакалории, улучшив тем самым экономическую ситуацию на производстве.

5.1 Планирование научно-исследовательской работы.

Структура составляется в рамках проведения научного исследования. Необходимо произвести распределение работ между исполнителями проекта. Структура работ приведена в таблице 5.1:

Таблица 5.1 – Перечень работ и оценка времени их выполнения

№	Наименование работы	Количество исполнителей	Продолжительность, дн.
1	Составление и утверждение технического задания	Инженер НР	1
2	Подбор и изучение материалов по теме	Инженер	44
3	Выбор направления исследований	Инженер НР	3
4	Календарное планирование работ по теме	Инженер	5
5	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер	11
6	Построение макетов (моделей) и проведение экспериментов	Инженер	10
7	Сопоставление результатов экспериментов с теоретическими данными	Инженер	17

8	Оценка эффективности полученных результатов	Инженер НР	6
9	Составление пояснительной записки	Инженер	25
10	Публикация полученных результатов	Инженер	2

Всего 124 дн., НР 10 дн. НР участвует в проекте 8%.

Календарный план-график построенный для максимального по длительности второго варианта исполнения работ в рамках научно-исследовательского проекта приведен в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Календарный план-график проведения НИОКР по теме

№ работ	Вид работ	Исполнители	Продолжительность выполнения работ														
			март		апрель			май			июнь			июль			
			2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2		
1	Составление и утверждение технического задания	Научный руководитель и инженер	■														
2	Подбор и изучение материалов по теме	Научный руководитель и инженер	■														
3	Выбор направления исследований	Научный руководитель и инженер	■														
4	Календарное планирование работ по теме	Инженер		■													
5	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер		■													
6	Построение макетов (моделей) и проведение экспериментов в	Научный руководитель и инженер			■	■											
7	Сопоставление результатов экспериментов с теоретически	Инженер					■	■									

	ми данными																	
8	Оценка эффективности полученных результатов	Научный руководитель и инженер																
9	Составление пояснительной записки	Инженер																
10	Публикация полученных результатов	Инженер																

5.2 Смета затрат на проект.

Смета затрат на проект (K_{np}) включает в себя следующие элементы затрат: материальные затраты, амортизацию, затраты на заработную плату, на социальные нужды, прочие и накладные затраты.

$$K_{np} = K_{mat} + K_{am} + K_{з/пл} + K_{с.о} + K_{пр} + K_{накл}, \quad (5.1)$$

где K_{mat} - материальные затраты;

K_{am} – амортизация;

$K_{з/пл}$ – затраты на заработную плату;

$K_{с.о}$. – затраты на социальные нужды;

$K_{пр}$ – прочие затраты;

$K_{накл}$ – накладные затраты.

5.2.1 Материальные затраты.

Материальные затраты (K_{mat}) – материальные затраты, отражают стоимость покупных материалов, используемых в процессе производства продукции, а также продукции на другие производственные и хозяйственные нужды для обеспечения нормального технологического процесса. Принимаем в размере 1000 рублей на канцелярские товары.

5.2.2 Амортизация.

Амортизация (K_{am}) – амортизация, это процесс переноса стоимости основных средств на стоимость произведенной и проданной конечной продукции по мере их износа, как материального, так и морального.

$$K_{ам} = \frac{T_{исп.кт}}{T_{кал}} \cdot Ц_{кт} \cdot \frac{1}{T_{сл}}, \quad (5.2)$$

где $T_{исп.кт}$ – время использования компьютерной техники (40 дней)

$T_{кал}$ – календарное время (365 дней)

$Ц_{кт}$ – цена компьютерной техники (14000 руб)

$T_{сл}$ – срок службы компьютерной техники (5 лет)

$$K_{ам} = \frac{40}{365} \cdot 14000 \cdot \frac{1}{5} = 307 \text{ руб}$$

5.2.3 Затраты на заработную плату.

Затраты на заработную плату ($Kз/пл$) – затраты на заработную плату. Вознаграждение за труд в зависимости от квалификации работника, сложности, количества, качества и условий выполняемой работы, а также компенсационные и стимулирующие выплаты, затраты на заработную плату (для инженера и НР) рассчитываем по формуле:

$$Kз / пл = ФЗП = ЗПф.инж + ЗПф.нр \quad (5.3)$$

где $ФЗП$ – фонд заработной платы;

$ЗПф$ – фактическая заработная плата.

Фактическая заработная плата рассчитывается для научного руководителя и инженера, по формуле:

$$ЗПф = \frac{ЗПмес}{21} \cdot n, \quad (5.4)$$

где 21 – число рабочих дней в месяц

n – фактическое число дней в проекте.

Определяем месячную заработную плату по следующей формуле:

$$ЗПмес = ЗПо \cdot \kappa 1 \cdot \kappa 2, \quad (5.5)$$

где $\kappa 1$ – коэффициент, учитывающий отпуск (1,1=10%)

$\kappa 2$ – районный коэффициент (1,3=30%)

$ЗПо$ – месячный отклад (для НР = 30 т.р., для Инженера = 17 т.р.);

Для инженера:

$$ЗП_{мес} = ЗП_о \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 = 17000 \cdot 1,1 \cdot 1,3 = 24310 \text{ руб.},$$

$$ЗПф = \frac{ЗП_{мес}}{21} \cdot n = \frac{24310}{21} \cdot 124 = 143544 \text{ руб.}$$

Для научного руководителя:

$$ЗП_{мес} = ЗП_о \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 = 30000 \cdot 1,1 \cdot 1,3 = 42900 \text{ руб.},$$

$$ЗП_о = \frac{ЗП_{мес}}{21} \cdot n = \frac{42900}{21} \cdot 10 = 20428 \text{ руб.}$$

Затраты на заработную плату для инженера и научного руководителя составляют:

$$Кз / нл = ФЗП = ЗПф_{инж} + ЗПф_{нр} = 143544 + 20428 = 163974 \text{ руб.}$$

5.2.4 Затраты на социальные нужды.

Затраты на социальные нужды $Кс.о.$ – затраты организации по обязательным и добровольным взносам в органы государственного страхования, пенсионного фонда, фонда медицинского страхования от затрат на оплату труда работников, занятых в производстве продукции, работ, услуг в непромышленной сфере в соответствии с порядком, установленным законодательством. Затраты на социальные нужды (отчисления) берем 30% от $Кз/нл$.

$$Кс.о. = \frac{Кз / нл \cdot 30\%}{100\%}, \text{ руб.} \quad (5.6)$$

$$Кс.о. = \frac{163974 \cdot 30}{100} = 49192 \text{ руб.}$$

5.2.5 Прочие затраты

Прочие затраты $Кпр$, принимаются в размере 10% от ($К_{мат} + К_{ам} + Кз/нл + Кс.о$)

$$Кпр = \frac{(К_{мат} + К_{ам} + Кз / нл + Кс.о.) \cdot 10\%}{100\%}, \text{ руб.} \quad (5.7)$$

$$K_{np} = \frac{(1000 + 307 + 163974 + 49192) \cdot 10}{100} = 21447 \text{ руб.}$$

5.2.6 Накладные затраты.

Накладные затраты $K_{накл}$ – затраты, не связанные прямо с производством отдельного изделия или вида работы и относимые на весь выпуск продукции. К ним относятся: расходы на содержание, эксплуатацию и текущий ремонт зданий, сооружений и оборудования; отчисления на социальное страхование и другие обязательные платежи; содержание и заработную плату административно-управленческого персонала; расходы, связанные с потерями от брака и простоев и др. Накладные расходы, принимаются в размере 200% от $Kз/пл$.

$$K_{накл} = \frac{Kз / пл \cdot 200\%}{100\%}, \text{ руб.} \quad (5.8)$$

$$K_{накл} = \frac{67210 \cdot 200}{100} = 327948 \text{ руб.}$$

Таблица 5.3 – Результаты полученных данных

№	Элементы затрат	Стоимость, руб.
1	Материальные затраты	1000
2	Амортизация компьютерной техники	307
3	Затраты на заработную плату	163974
4	Затраты на социальные нужды	49192
5	Прочие затраты	21447
6	Накладные расходы	327948
	Итого:	563868

Смета затрат на проект (K_{np}):

$$K_{np} = K_{мат} + K_{ам} + Kз / пл + K_{с.о} + K_{np} + K_{накл}$$

$$K_{np} = 1000 + 307 + 163974 + 49192 + 21447 + 327948 = 563868 \text{ руб}$$

5.3 Смета затрат на оборудование и монтажные работы

Расчет затрат на оборудование для научных (экспериментальных) работ включает все расчеты по приобретению спецоборудования и оборудования, имеющегося в организации, но используемого для каждого исполнения. Расчеты необходимо проводить в трех исполнениях для сравнительного анализа экономической эффективности проекта в различных исполнениях. В каждом исполнении подобрано различное оборудование для нахождения наиболее экономически эффективного исполнения. Результаты приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4 - Смета затрат на приобретение спецоборудования для научных работ

№ п/п	Наименование оборудования			Кол-во единиц оборудования			Цена единицы оборудования, тыс. руб.			Общая стоимость оборудования, тыс. руб.		
	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1.	ПЛК	ПЛК	ПЛК	1	1	1	10000	14000	8000	10000	14000	8000
2.	Датчик	Датчик	Датчик	1	1	-	2200	2500	-	2500	2500	-
3.	Нагреватель	Нагреватель	Нагреватель	1	1	1	6000	8000	5000	6000	8000	5000
Итого:										18500	24500	13000

Чтобы посчитать монтажные работы ($M_{раб}$), берем 20% от стоимости оборудования.

$$M_{раб_1} = \frac{C_o \cdot 20\%}{100\%} = \frac{18500 \cdot 20}{100} = 3700 \text{ руб.},$$

$$M_{раб_2} = \frac{C_o \cdot 20\%}{100\%} = \frac{24500 \cdot 20}{100} = 4900 \text{ руб.},$$

$$M_{раб_3} = \frac{C_o \cdot 20\%}{100\%} = \frac{13000 \cdot 20}{100} = 2600 \text{ руб.},$$

где C_o – общая стоимость оборудования.

5.4 Экономическая эффективность проекта

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}}, \quad (34)$$

где $I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i}$ – интегральный финансовый показатель разработки;

Φ_{pi} – стоимость i -го варианта исполнения;

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Полученная величина интегрального финансового показателя разработки отражает соответствующее численное увеличение бюджета затрат разработки в разгах (значение больше единицы), либо соответствующее численное удешевление стоимости разработки в разгах (значение меньше единицы, но больше нуля).

Расчёт интегрального финансового показателя приведен в таблице 10.

Таблица 5.5 – Интегральный финансовый показатель

	$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i}$
Исполнение 1	0,755
Исполнение 2	1
Исполнение 3	0,531

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i$$

где I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности для i -го варианта исполнения разработки;

a_i – весовой коэффициент i -го варианта исполнения разработки;

b_i^a, b_i^p – бальная оценка i -го варианта исполнения разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

n – число параметров сравнения.

Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта приведена в таблице 11.

Таблица 5.6 – Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Критерии / Объект исследования	Весовой коэффициент параметра	Исп.1	Исп.2	Исп.3
Повышение производительности труда пользователя	0,05	3	3	5
Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,1	4	4	5
Надежность	0,05	4	5	5
Безопасность	0,1	3	3	5
Простота эксплуатации	0,1	5	3	5
Конкурентоспособность продукта	0,1	5	5	5
Уровень проникновения на рынок	0,2	5	3	4
Финансирование научной разработки	0,1	5	4	3
Наличие сертификации разработки	0,2	5	3	5
ИТОГО	1	39	33	42

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности приведен в форме таблицы 5.7

Таблица 5.7 – показатели ресурсоэффективности

	I_{pi}
Исполнение 1	4,45
Исполнение 2	3,3
Исполнение 3	4,4

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки ($I_{исп.i}$) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{исп.1} = \frac{I_{p-исп1}}{I_{финр.1}}, I_{исп.2} = \frac{I_{p-исп2}}{I_{финр.2}}, I_{исп.3} = \frac{I_{p-исп3}}{I_{финр.3}}$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных.

Сравнительная эффективность проекта ($\mathcal{E}_{сп}$):

$$\mathcal{E}_{сп1} = \frac{I_{исп.1}}{I_{исп.(2,3)}}; \mathcal{E}_{сп2} = \frac{I_{исп.2}}{I_{исп.(1,3)}}; \mathcal{E}_{сп3} = \frac{I_{исп.3}}{I_{исп.(1,2)}}$$

В таблице 5.8 приведена сравнительная эффективность разработки

Таблица 5.8 -Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Исп.1		Исп.2		Исп.3	
		По отношению к исп.2	По отношению к исп.3	По отношению к исп.1	По отношению к исп.3	По отношению к исп.1	По отношению к исп.2
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,755		1		0,531	
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,45		3,3		4,4	
3	Интегральный показатель эффективности	9,28		3,3		17,7	
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	2,65	0,52	0,37	0,19	1,95	5,05

5.5 Капитальные затраты.

Поскольку на данный момент предприятие отапливается благодаря центральному теплоснабжению, к капитальным отнесем все затраты, связанные с проектированием, возведением и пуском газовой котельной, а также с проведением газопровода от точки врезки к системе внутреннего газоснабжения котельной.

Таблица 5.9 Смета затрат на оборудование

№ п/п	Затраты	Стоимость, руб
1	Проектирование системы газоснабжения	100000
2	Экспертиза проекта	25000
3	Стоимость оборудования газовой котельной, мощностью 2,1 Мвт	3500000
4	Стоимость трубы газоснабжения от точки врезки до котельной ()	116200
5	Технический надзор при строительстве (3 % от стоимости материалов и оборудования)	$0,03 \cdot (3500000 + 116200) = 108486$
6	Стоимость строительно-монтажных пуско-наладочных работ (принимаются в размере 35 % от стоимости оборудования и материалов)	$0,35 \cdot (3500000 + 116200) = 1265670$
7	Непредвиденные работы и затраты (2 % от стоимости оборудования и материалов)	$0,02 \cdot (3500000 + 116200) = 72324$
8	ИТОГО	5187680

Следовательно, суммарные капитальные затраты при строительстве котельной и проведении к ней газопровода составляют

5.6 Эксплуатационные затраты.

Годовые эксплуатационные затраты по источникам теплоснабжения, а также по системам отопления, вентиляции и горячего водоснабжения определяются по формуле:

$$Z_{\text{экс}} = Z_{\text{топ}} + Z_{\text{вод}} + Z_{\text{э}} + Z_{\text{а}} + Z_{\text{кр}} + Z_{\text{тр}} + Z_{\text{фзп}}$$

где $Z_{\text{топ}}$ - затраты на топливо; $Z_{\text{вод}}$ - затраты на воду; $Z_{\text{э}}$ - затраты на электроэнергию; $Z_{\text{а}}$ - амортизационные отчисления на восстановление первичной стоимости; $Z_{\text{кр}}$ - затраты на капитальный ремонт; $Z_{\text{тр}}$ - затраты на текущий ремонт; $Z_{\text{фзп}}$ - фонд заработной платы.

1. Затраты на топливо. Затраты на топливо определяются по формуле:

$$Z_{\text{топ}} = V_{\text{топ}} \cdot C_{\text{т}},$$

где $V_{\text{топ}}$ - годовой расход топлива, тыс.м³ /год, $C_{\text{т}}$ - цена топлива, руб./тыс. м³.

Цена на природный газ поставляемый промышленным предприятиям Томской области на 1.01.2016 г. составила 4580 руб/тыс.м³ . Цена на газ включает в себя оптовую цену и тариф на транспортировку газа по распределительным сетям. Годовое потребление топлива (природный газ) составляет 367,442 тыс.м³.

2. Затраты на воду.

$$Z_B = B_B \cdot C_B ,$$

где $B_{\text{топ}}$ - годовой расход воды на подпитку тепловой сети, тыс.л/год, C_B – тариф на воду, руб./тыс. л . Для ТГУМП «ТТУ» в соответствии с постановлением РЭК по Томской области тариф на воду составляет 35 руб/тыс.л., 25 руб/тыс.л. стоки., т.е. 70 руб/тыс.л.

3. Затраты на электроэнергию. Годовой расход электроэнергии потребляемого источником теплоснабжения определяется по формуле:

$$Э_{\text{год}} = Q_{\text{сум}} \cdot B_э ,$$

где $Q_{\text{сум}}$ - суммарное годовое производство тепловой энергии источником теплоснабжения, МВт; $B_э$ - удельное потребление электроэнергии, кВт/МВт. По паспортным данным завода изготовителя для котлов «Турботерм» удельное потребление электроэнергии составляет $B_э=1,5$ кВт/МВт (1,74 кВт·ч/Гкал).

Для ТГУМП «ТТУ» в соответствии с постановлением РЭК по Томской области тариф на электроэнергию составляет 4,4 руб/кВт·ч.

4. Амортизационные отчисления и затраты на текущий ремонт. Амортизационные отчисления и затраты на текущий ремонт определяются в размере 5% от стоимости от капитальных затрат.

5. Капитальный ремонт. Затраты на капитальный ремонт определяются в размере 20 % от амортизационных отчислений.

6. Фонд заработной платы. Для определения затрат на заработную плату необходимо представить штатное расписание персонала по эксплуатации котельной.

Таблица 5.10 Штатное расписание

Теплоснабжение от котельной		Центральное теплоснабжение	
Слесарь-сантехник	2 ед. шт.	Слесарь-сантехник	3 ед. шт.
Мастер котельной	1 ед. шт.		
Оператор котельной	1 ед. шт.		

При отоплении комплекса зданий депо от котельной необходимо 2 слесаря-сантехника (цех обслуживания и ремонта трамваев – 1 слесарь-сантехник, здание управления и цех ревизии и ремонта – 1 слесарь-сантехник). При переходе на отопление котельной отпадает необходимость проверки тепловых сетей, расположенных от тепловой камеры за территорией до ввода в центральный тепловой узел, следовательно возможно сократить 1 единицу сантехника и заменить ее оператором котельной. Расчет годовых эксплуатационных затрат представлен в таблице 5.11

Таблица 5.11 – Расчет годовых эксплуатационных затрат

№ п/п	Исходные данные	Базовый вариант	Предлагаемый вариант (котельная)
1	Годовая выработка тепловой энергии, МДж (Гкал)	14863949,1 (3218,1)	14863949,1 (3218,1)
2	Годовой расход топлива (природный газ), тыс. м ³ /год		367,797
3	Тариф (Гкал/газ)	1446,7р./Гкал	4580р./1000 нм ³
4	Стоимость затрат на топливо, тыс. руб		1684,5
5	Стоимость затрат на Гкал при центральном теплоснабжении	4655,6	
6	Годовой расход электроэнергии, кВт·ч	5200	15800
7	Стоимость электроэнергии, руб/кВт·ч	4,4	
8	Стоимость затрат на электроэнергию, тыс. руб	22,88	69,5
9	Годовой расход воды, м ³	300	2520
10	Стоимость воды, руб/м ³	70	
11	Стоимость затрат на воду, тыс. руб	21	175,1
12	Сметная стоимость, тыс. руб	2500	5188
13	Амортизация и капитальный ремонт (5 % от сметной стоимости), тыс. руб	125	259,4
14	Количество обслуживаемого персонала	Слесарь-сантехник 3 шт. един.	Мастер котельной – 1 шт. ед; Оператор – 1 шт. ед.; Слесарь-сантехник – 2 шт. един.
15	Должностные оклады (с учетом районного коэффициента 1,3), тыс. руб	Слесарь-сантехник – 15 т.р.	Мастер – 20 т.р.; Оператор – 20 т.р. Слесарь-сантехник – 15 т.р.

16	Сумма должностных окладов, тыс. руб	45	70
17	Годовой фонд заработной платы, тыс. руб	540	840

Сводные данные по годовым эксплуатационным затратам представлены в табл. 5.12.

Рисунок 5.12 Расчет годовых эксплуатационных затрат

№ п/п	Статьи эксплуатационных затрат	Базовый вариант	Предлагаемый вариант
1	Стоимость затрат на топливо, тыс. руб		1684,5
2	Стоимость затрат на Гкал при центральном теплоснабжении	4655,6	
3	Стоимость затрат на электроэнергию, тыс. руб	22,88	69,5
4	Стоимость затрат на воду, тыс. руб	21	175,1
5	Амортизация и капитальный ремонт (5 % от сметной стоимости), тыс. руб	125	259,4
6	Годовой фонд заработной платы, тыс. руб	540	840
	ИТОГО в год, тыс. руб.	5341,6	3028,5

5.7 Оценка эффективности капитальных вложений

Сокращение годовых эксплуатационных затрат в случае постройки газовой котельной составляет $\Delta Z_{\text{ЭКСП}} = 2313,1$ тыс. руб/год. Следовательно, срок окупаемости газовой котельной равен:

$$T_{\text{ок}} = \frac{S_{\text{к.з.}}}{\Delta Z_{\text{ЭКСП}}} = \frac{5187,7}{2313,1} = 2,24 \text{ года.}$$

Вывод:

На основании технико-экономического анализа двух вариантов определено, что экономически целесообразным является предлагаемый вариант отопления зданий производственной базы завода строительных материалов от собственной котельной. Несмотря на значительные для предприятия капитальные затраты на возведение котельной и проведение газопровода, эксплуатационные затраты становятся настолько более выгодными, что срок окупаемости новой котельной равен 2,24 года. Таким образом приходим к выводу, что отключение от центральных тепловых сетей и переход на автономную выработку тепловой энергии является весьма перспективным направлением для сбережения финансовых средств предприятия.

6 СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Введение

Корпоративная социальная ответственность – это концепция, в соответствии с которой организации учитывают интересы общества, возлагая на себя ответственность за результаты деловых операций. Это обязательство предполагает, что организации добровольно принимают дополнительные меры для повышения качества жизни работников и их семей, а также местного сообщества и общества в целом.

Индивидуальная социальная ответственность – ответственность человека за результаты своей деятельности (прикладывает усилия, чтобы не наносить вред сотрудникам, предприятию, всему обществу или природе). Социальная ответственность (корпоративная и индивидуальная) – важная составляющая устойчивого будущего человечества.

Социальная ответственность (корпоративная и индивидуальная) – важная составляющая устойчивого будущего человечества.

Практическая значимость в разделе «Социальная ответственность» проводится анализ разрабатываемой системы автоматизации с точки зрения наличия или возможного появления опасных и вредных факторов, а также воздействия их на работающих.

Рассматриваемым рабочим местом является *котельная, помещение где находится водогрейный жаротрубный котел*. Место размещения пунктов управления в каждом конкретном случае определяется с учетом особенностей технологического процесса, норм и противопожарных требований строительного проектирования, компоновочных и строительных решений, удобства управления автоматизируемым объектом, простоты обслуживания системы.

Так как рабочее место располагается в помещении, где находятся шкафы питания, коммуникаций и компьютерная техника, то в этих помещениях могут присутствовать ряд опасных и вредных факторов.

Таким образом, в этих помещениях могут присутствовать ряд опасных и вредных факторов, таких как:

- опасность поражения электрическим током;
- опасность нанесения механической травмы;
- опасность, обусловленная шумами;
- микроклимат;
- освещение;
- опасность возникновения возгораний и пожаров.

Анализ вредных факторов

Вредным называется производственный фактор, если он приводит к заболеванию или снижению трудоспособности. В зависимости от уровня и продолжительности воздействия вредный производственный фактор может стать опасным.

Необходимо выделить такие вредные проявления факторов производственной среды, как:

- 1) Шум
- 2) Освещенность
- 3) Микроклимат

Опасность, обусловленная шумами

Шум ухудшает условия труда, оказывая на организм вредное воздействие. Из-за шума у работающих возникает более быстрое утомление, которое приводит к снижению производительности на 10...15%, увеличению числа ошибок при выполнении операций трудового процесса и, следовательно, к повышенной опасности возникновения травм. При длительном воздействии шума снижается чувствительность слухового аппарата, возникают патологические изменения в нервной и сердечно-сосудистой системах.

Шум возникает в электромагнитных аппаратах, часто из-за неплотного стягивания пакетов стальных сердечников, неполного притягивания подвижной части магнитопровода контактора (магнитного пускателя).

Отрицательно шум сказывается на работоспособности и здоровье обслуживающего персонала. Утомление рабочего из-за шума приводит к травмам и увеличивает число ошибок в работе.

Допустимый уровень шума оборудования в производственной зоне не более 80дБ [ГОСТ 12.1.003-83. Шум. Общие требования безопасности].

Как способ защиты применимо снижение уровня шума от основных источников: электродвигателей, электромагнитной аппаратуры и механизмов подач, посредством правильного подбора режимов, качественного изготовления деталей и узлов, тщательной статической и динамической балансировке вращающихся деталей оборудования.

При гигиенической оценке шума измеряют его интенсивность (силу) и определяют спектральный состав по частоте входящих в него звуков. Интенсивность звука — это количество звуковой энергии, переносимое звуковой волной за единицу времени и отнесенное к единице площади поверхности, перпендикулярной направлению распространения волны.

Допустимые уровни шума на рабочих местах должны соответствовать требованиям [ГОСТ 12.1.003-83 и СН 3223-85].

Таблица 15 – Допустимые уровни звукового давления и эквивалентного уровня звука [ГОСТ 12.1.003–83 с изм. 1999 г.]

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами,									Уровни звука и эквивалентные уровни звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
В помещениях цехового управленческого аппарата, рабочих комнатах, лабораториях	93	79	70	63	58	55	52	50	49	60

Мероприятия по уменьшению воздействия вибраций и шумов на организм человека:

- одним из основных методов уменьшения шума на производстве является снижение (ослабление) шума в самих источниках - в электрических машинах, станках, механизмах и других устройствах;

- в механических устройствах часто причинами недопустимого шума являются: износ подшипников, неточная сборка деталей при ремонтах и т.д. Поэтому в процессе эксплуатации всех видов машин и механического оборудования следует точно выполнять все требования правил технической эксплуатации;

- шум, создаваемый машинами, трансформаторами, электромагнитными аппаратами, часто бывает из-за неплотного стягивания пакетов стальных сердечников, неполного притягивания подвижной части магнитопровода контактора (магнитного пускателя). У электродвигателей ненормальный шум возникает при работе с перегрузкой или при обрыве одной фазы. Своевременное устранение этих причин позволяет снизить уровень шума;

– применение средств индивидуальной защиты в тех случаях, когда перечисленными мерами не удастся снизить уровень шума до нормативных значений. В зависимости от характеристики шума и вида используемых средств достигают уменьшения уровня интенсивности звука на 5...45 дБ;

Освещенность рабочей зоны

Возникает в результате недостаток естественного и искусственного освещения, образовавшегося из-за неправильного выбора системы освещения.

Вредное воздействие недостаточной освещенности проявляется как быстрое утомление зрения, частичная его потеря, снижение внимания, что может привести к травмам работника.

Естественное освещение осуществляется через проемы. Искусственное освещение-комбинированное. Для местного освещения используют светильники, установленные непосредственно на станках с характеристиками: 220В, 50Гц [СНиП 23.05-95. Естественное и искусственное освещение].

Способ защиты в данной производственной зоне представлен установкой дополнительных источников искусственного освещения для повышения освещенности.

Микроклимат

Микроклимат (температура, относительная влажность, скорость движения воздуха, интенсивность теплового излучения) и содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны должны быть в пределах санитарно-гигиенических норм, что обеспечивается:

а) при незначительных перегревах воздуха и умеренных выбросах паров, газов, аэрозоля - применением организованной естественной вентиляции;

б) при значительных уровнях теплового воздействия и выбросов загрязнителей - устройством принудительной вентиляции, обеспечивающей

снижение температуры воздуха и концентрации загрязнителей до допустимых пределов притоком свежего воздуха в рабочую зону.

Источники интенсивных выбросов загрязнителей должны оборудоваться местной вытяжной вентиляцией непосредственно от них.

При невозможности достижения нормативных показателей микроклимата воздуха рабочей зоны должна обеспечиваться защита работников системами местного кондиционирования, воздушного душирования, средствами индивидуальной защиты, регламентом трудового процесса.

Оптимальные и допустимые нормы микроклимата в рабочей зоне производственных помещений представлены в таблице 16.

Таблица 16 – Оптимальные и допустимые нормы микроклимата

Период года	Категория работ по уровням энергозатрат, Вт	Температура воздуха, °С	Температура поверхности, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	Ia (до 139)	22 - 24	21 - 25	60 - 40	0,1
	Iб (140 - 174)	21 - 23	20 - 24	60 - 40	0,1
	IIa (175 - 232)	19 - 21	18 - 22	60 - 40	0,2
	IIб (233 - 290)	17 - 19	16 - 20	60 - 40	0,2
	III (более 290)	16 - 18	15 - 19	60 - 40	0,3
Теплый	Ia (до 139)	23 - 25	22 - 26	60 - 40	0,1

Иб (140 - 174)	22 - 24	21 - 25	60 - 40	0,1
Па (175 - 232)	20 - 22	19 - 23	60 - 40	0,2
Пб (233 - 290)	19 - 21	18 - 22	60 - 40	0,2
Ш (более 290)	18 - 20	17 - 21	60 - 40	0,3

Анализ опасных факторов

Опасным называется производственный фактор, воздействие которого на работающего человека в определенных условиях приводит к травме или другому внезапному резкому ухудшению здоровья.

Безопасность обслуживания электрооборудования зависит от факторов окружающей его среды. С учетом этих факторов, а также их наличия или отсутствия все помещения по опасности поражения электрическим током делят на три класса. Помещения, где расположены шкафы питания и коммуникаций, относятся к помещениям с повышенной опасностью, ввиду наличия в них токопроводящих полов. При этом отсутствуют другие факторы, такие как: влажность более 75%; токопроводящая пыль; высокая температура воздуха, длительно превышающей 30 °С, или периодически (более одних суток) 35 °С, или более 40 °С кратковременно; возможность одновременного прикосновения человека к имеющим соединение с землей металлоконструкциям зданий, технологическим аппаратам, механизмам и металлическим корпусам электрооборудования.

К мероприятиям по предотвращению возможности поражения электрическим током следует отнести:

– при производстве монтажных работ необходимо использовать только исправный инструмент, аттестованный службой КИПиА;

- с целью защиты от поражения электрическим током, возникающим между корпусом приборов и инструментом при пробое сетевого напряжения на корпус, корпуса приборов и инструментов должны быть заземлены;
- при включенном сетевом напряжении работы на задней панели должны быть запрещены;
- все работы по устранению неисправностей должен производить квалифицированный персонал;
- необходимо постоянно следить за исправностью электропроводки.

В случае поражения работающего электрическим током, пострадавшему необходимо оказать доврачебную помощь, для чего необходимо проделать следующие операции:

- пострадавшего нужно немедленно освободить от действия электрического тока. Необходимо выключить питание, перерубить провода топором с сухой деревянной рукояткой, отвести с помощью диэлектрических предметов (сухая палка, ремень, верёвка) электрические провода. Оказывающий помощь должен стоять на сухой изолирующей подставке или резиновом коврик.

- положить пострадавшего в удобное положение, освободить стесняющую одежду (расстегнуть ворот, пояс и т.п), обеспечить приток свежего воздуха и при необходимости сделать непрямой массаж сердца и искусственное дыхание;

- вызвать скорую помощь;

- поставить администрацию, инженера по технике безопасности в известность о произошедшем случайном случае. Опасность нанесения механической травмы

Опасность нанесения механической травмы присутствует только при монтажных работах, а при эксплуатации щитов и пультов управления вероятность получения механических травм пренебрежимо мала, т.к. в

помещении отсутствуют какие-либо предметы, которыми могут быть нанесены телесные повреждения.

Как мера защиты предусмотрено контурное защитное заземление. Все оборудование станка подключаются к общецеховому заземляющему устройству. Присоединение станка осуществляется с помощью заземляющего проводника, соединённого болтом с заземляющим контуром с одной стороны, и с контактной площадкой с другой. Над каждым заземляющим элементом помещен графический символ заземления.

Данные для расчёта заземления:

1. Заземление необходимо выполнить для установки, работающей под напряжением 380 В.

2. Для заземления используем трубы диаметром 4 мм и длиной 2,5 м и сталь полосовую 18х4 мм.

3. Заземлители расположены в ряд.

4. Характер грунта в месте установки заземления — сухая земля. Заземлители установлены на глубину (от верхнего конца трубы) 17 см, а расстояние между трубами принимаем равной трём длинам заземлителей, т.е. $a=2$ м.

Верхние концы соединены с помощью полосовой стали. Определим, что для данного случая по нормам допускается сопротивление не более 4 Ом. Удельное сопротивление земли составляет $\rho_T = 0.4 \cdot 10^4$ Ом·см.

Учитывая применение грунта зимой и просыхания его летом, определяем расчётные значения ρ_ε и ρ_n при использовании трубчатых заземлителей соединительной полосы и соединительной полосы:

$$\rho_\varepsilon = \rho_T \cdot \kappa_\varepsilon = 0.4 \cdot 10^4 \cdot 1.9 = 7.6 \cdot 10^3 \text{ (Ом}\cdot\text{см)},$$

где $\kappa_\varepsilon = 1.9$ - коэффициент для вертикальных электродов;

$$\rho_n = \rho_T \cdot \kappa_n = 0.4 \cdot 10^4 \cdot 5 = 2 \cdot 10^4 \text{ (Ом}\cdot\text{см)},$$

где $\kappa_n = 5$ - коэффициент для горизонтальных электродов.

Определим величину сопротивлений одной забитой в землю трубы по выражению:

$$R_{\text{э}} = \frac{\rho_{\text{э}}}{2 \cdot \pi \cdot l_m} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot l_m}{d} + 0,5 \cdot \ln \frac{4 \cdot h_m + l_m}{4 \cdot h_m \cdot l_m} \right),$$

где h_m - глубина заземления, $h_m = 750$ см;

l_m - длина заземления, $l_m = 250$ см;

d - диаметр заземления, $d = 0,4$ см.

$$R_{\text{э}} = \frac{7,6 \cdot 10^3}{6,28 \cdot 250} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot 250}{0,4} + 0,5 \cdot \ln \frac{750 + 250}{750 \cdot 250} \right) = 21,8 \text{ Ом.}$$

Определим число заземлителей:

$$n = \frac{R_{\text{э}}}{z} = \frac{21,8}{6} = 4 \text{ шт.}$$

Определим длину соединительной полосы:

$$l_m = 1,05 \cdot a \cdot (n - 1) = 1,05 \cdot 2 \cdot (6 - 1) = 6,3 \text{ м,}$$

где n - число заземлителей;

a - расстояние между заземлителями.

Размер резервуара 7×7 м, длина соединительной полосы вписывается в его размер.

Результирующее сопротивление (полосы и трубы) с учётом коэффициента использования труб $J_{\text{э}} = 0,85$ и полосы $J_{\text{л}} = 0,86$ определяется по формуле:

$$R_{\text{с}} = \frac{R_{\text{э}} \cdot R_{\text{л}}}{R_{\text{э}} \cdot J_{\text{л}} + R_{\text{л}} \cdot J_{\text{э}} \cdot n} = \frac{21,8 \cdot 7,26}{21,8 \cdot 0,86 + 7,26 \cdot 0,85 \cdot 4} = 3,64 \text{ Ом.}$$

Данная величина удовлетворяет требованиям защитного заземления. Контроль заземления производится при приёме в эксплуатацию, а также периодически, в сроки, установленные правилами, при перекомпоновке оборудования и ремонте заземлителей.

Схема расположения устройства защитного заземления по отношению к резервуару показана на рисунке 18.

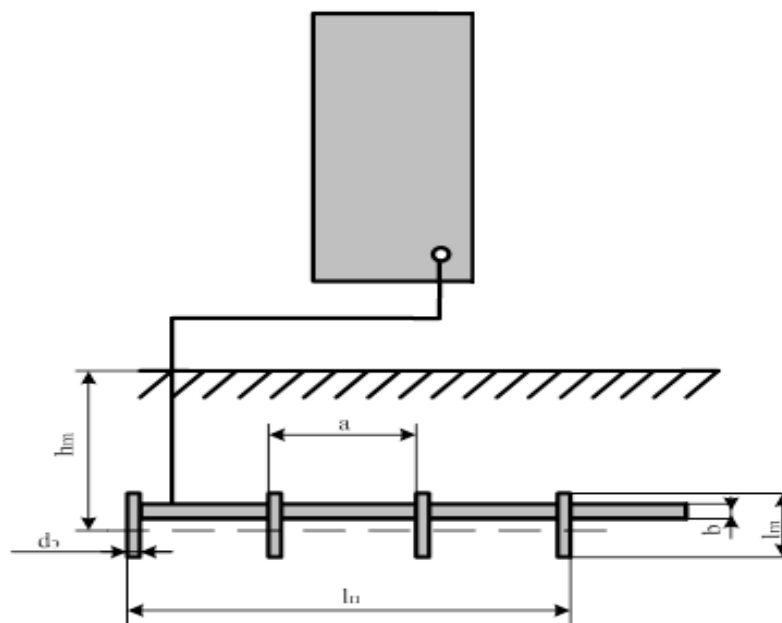


Рисунок 18 – Схема защитного заземления

В данном случае выполняем выносное заземление. Заземлители располагаются на некотором удалении от резервуара. Поэтому заземление корпуса находится вне поля растекания и человек, касаясь корпуса, оказывается под полным напряжением относительно земли. Выносное заземление защищает за счёт малого сопротивления заземлителей.

Охрана окружающей среды

Основным воздействием на окружающую среду будут являться отходы при обслуживании оборудования и бытовые отходы.

Разработка мероприятий, обеспечивающих снижение вредного воздействия технологического процесса на природу может выполняться посредством некоторых операций и мероприятий.

Процесс переработки отходов предполагает целый комплекс потенциальных воздействий на человеческое здоровье и безопасность, а также на окружающую среду. Данные воздействия, хотя типы рисков присутствующие в них и могут быть тождественными, должны быть разделены на три категории, согласно трем основным типам операций:

- обслуживание и хранение отходов у их производителя;

- сбор и транспортировка;
- сортировка, обработка и ликвидация.

Необходимо иметь в виду, что риски связанные со здоровьем и безопасностью людей возникают в первую очередь в том месте, где отходы производятся, т.е. на производственном предприятии или у потребителя. Следовательно, хранение отходов у их производителя - и, в особенности, в тех случаях, когда отходы сортируются в их источнике - может оказать вредное воздействие на ближайшее окружение. Данная статья фокусирует внимание на общей схеме понимания методик переработки твердых отходов и выявления профессиональных рисков, связанных со здоровьем и безопасностью людей при сборе, транспортировке, обработке и ликвидации отходов.

Задачей переработки твердых отходов является предотвращение загрязнения окружающей среды.

Система переработки твердых отходов должна базироваться на технических исследованиях и всеобъемлющем планировании, включая следующие процедуры:

- исследования и оценка состава и количества отходов;
- исследования технологий сбора отходов;
- исследования технологий сбора отходов;
- исследования способов обработки и ликвидации отходов;
- исследования, связанные с технологией охраны окружающей среды от загрязнения;
- исследования стандартов связанных с профессиональным здоровьем и безопасностью;
- анализ технической осуществимости переработки отходов.

Исследования должны затрагивать аспекты безопасности окружающей среды, а также профессионального здоровья и безопасности, рассматривая возможности самообеспечивающегося развития. В связи с тем, что

возможность решения всего комплекса проблем разом представляется чрезвычайно редко, важно отметить, что на стадии планирования расстановка приоритетов может оказаться чрезвычайно полезной. Первым шагом к устранению экологических и профессиональных опасностей является осознание существования данных опасностей.

Принципы переработки отходов

Переработка отходов представляет собой в плане профессионального здоровья и безопасности широкую палитру комплексных взаимоотношений. Переработка отходов также является своего рода производством “наоборот”, т.е. “продуктом” данной операции служит устранение избыточных материалов. Изначальной целью данной промышленности являлся сбор материалов, повторное использование из ценных частей и утилизация того, что осталось посредством захоронения в ближайших местах непригодных для сельскохозяйственных нужд, для строительства и т.п. Во многих странах дела обстоят таким образом и по сей день.

Защита в чрезвычайных ситуациях

Пожарная опасность.

Пожарная опасность электроустановок, каковыми являются щиты и пульты управления, а также шкафы питания и коммуникаций, которые применяются в проекте, обусловлена наличием в применяемом электрооборудовании горючих изоляционных материалов. Горючими являются изоляции обмоток, различных электромагнитов (контакторы, реле, контрольно-измерительные приборы), проводов и кабелей.

Согласно строительным нормам и правилам [НПБ 105-2003] в зависимости от характеристики и количества веществ обращающихся в производстве, производства подразделяются по пожарной и взрывной опасности на категории А, Б, В, Г, Д. Категории взрывопожарной и пожарной опасности помещений и зданий следует определять для наиболее неблагоприятного в отношении пожара или взрыва периода, исходя из вида

находящихся в аппаратах и помещениях горючих веществ и материалов, их количества и пожароопасных свойств, особенностей технологических процессов. Потенциально опасные производства подразделяются на категории, указанные в [ППБ 01-03].

Помещение, где реализована автоматизированная система учёта и управления энергопотребления здания по пожарной и взрывной опасности относится к категории Г: Негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени; ГГ, ГЖ и твердые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива.

При строительстве зданий и сооружений с учётом категории производства применяют строительные материалы и конструкции, которые подразделяются на три группы: сгораемые; трудносгораемые; несгораемые. Помещение, где реализована система автоматизации относится к трудносгораемым.

К противопожарным мероприятиям в помещении относят следующие мероприятия:

- помещение должно быть оборудовано: средствами тушения пожара (огнетушителями, ящиком с песком, ведра, стендом с противопожарным инвентарем);

- средства связи в помещении должны быть постоянно исправны. К средствам сигнализации относятся ручные пожарные извещатели;

- каждый сотрудник должен знать место нахождения средств пожаротушения и средств связи; помнить номера телефонов для сообщения о пожаре; уметь пользоваться средствами пожаротушения.

Помещение обеспечено средствами пожаротушения в соответствии с нормами. На 100 м² пола имеется:

- порошковый огнетушитель ОП-5 – 1 шт.;
- углекислотный огнетушитель ОУ-5 – 1 шт.;

- ящик с песком на 0,5 м³ – 1 шт.;
- железные лопаты – 2 шт.

Каждый работник, заметивший загорание, задымление и другие явления, могущие привести к пожару в цехе, обязан:

- немедленно вызвать пожарную часть по телефону 01 , 051 или при помощи ручного пожарного извещателя;
- вызвать к месту пожара начальника смены, начальника участка, начальника цеха;

Пожарная опасность возможна: от короткого замыкания в сети 380 В; при длительных перегрузках двигателей, приводов, отдельных элементов; при работах трансформаторов или силовых элементов в блоках схем; от нарушения тепловых режимов работы от радиоэлектронных элементов в схемах блоков системы управления; при неправильном выборе изоляционных материалов; при возникновении короткого замыкания в электрических схемах; при использовании вместо сетевых предохранителей различного рода перемычек; при попадании искр или стружки с высокой температурой на легковоспламеняющиеся материалы (ветошь, спецодежду и т.д.). Возникновение пожаров может нанести значительный ущерб оборудованию, нанести травмы, ожоги обслуживающему персоналу.

В помещении, где располагается шкаф управления, предусмотрены датчики пожарной сигнализации и средства тушения: огнетушитель углекислотный ОУ-2 — 1 штука; пенный огнетушитель ОХВП-10 — 1 штука; ящик с песком, топор, багор, лопата, ведра, расположенные на видных и наиболее доступных местах (у входа).

По периметру помещения предусмотрена сеть наружного водопровода и гидранты для забора воды, установленные в 100 метрах друг от друга. Все пожарозащитное оборудование выбрано в соответствии с требованиями для категории помещения П - П-а. Из помещения участка ведут два эвакуационных выхода, расположенные в противоположных концах магистрального проезда.

В ходе представленной работы, характеристики рабочего места, был проведен анализ, раскрывающий для каждого вредного фактора, такие понятия, как физико-химическая природа вредности, действие фактора на организм человека, приведение допустимых норм с необходимой размерностью, предлагаемые средства защиты.

Таким образом, представим анализ каждого выделенного нами вредного фактора рассматриваемого производств.

Возникновение чрезвычайной ситуации может произойти из-за внезапного прекращения подачи энергоносителей — электроэнергии, воздуха, масла на оборудование-техногенный характер ЧС, а также при поражении зданий и сооружений молнией – стихийный характер ЧС.

Как превентивные меры от воздействия опасных и вредных факторов разработаны меры и правила безопасности при эксплуатации оборудования, соблюдение которых позволит обслуживающему персоналу избежать получения производственных травм и увечий.

Социальные гарантии для работника

Социальные гарантии — это социально-экономические нормативы, гарантирующие населению признанный обществом уровень потребления, то есть обеспечивающие минимальный стандарт уровня жизни в соответствии с возможностями экономики.

Система социальных гарантий должна удовлетворять следующим требованиям:

- необходимый и достаточный объем;
- обеспеченность финансовыми и материальными ресурсами;
- адресность;
- учет территориальных особенностей;
- механизм доведения до получателя.

Социальные гарантии могут быть общенациональными, региональными, отраслевыми, а источниками их финансирования —

федеральный бюджет, бюджетная система субъекта Российской Федерации и внебюджетные фонды. Социальные гарантии обеспечиваются гражданам страны в соответствии с Конституцией.

В отношении трудоспособного населения социальные гарантии должны обеспечивать условия трудовой и деловой активности, защиту прав и свобод наемного работника, нанимателя.

Для основной части населения наемный труд является главным источником средств существования, поэтому система социальной защиты трудоспособного населения должна обеспечивать гарантии в сфере занятости и оплаты труда. Для этого государством устанавливается минимальная оплата труда. В большинстве стран устанавливается минимальная часовая зарплата.

Социальные гарантии в отношении нетрудоспособного населения должны создавать условия для его потребления, учитывая особенности каждой группы.

Поступления из системы социальной защиты делят на три группы:

- денежные выплаты (пенсии, пособия);
- льготы, проявляющиеся в праве на снижение налогов, получение трансфертов в натуральной форме;
- социальные услуги, потребляемые бесплатно или по ценам, не имеющим экономического значения.

Социальные гарантии выполняют различные функции:

- алиментарно-компенсационную, которая обеспечивает поддержание потребления на определенном уровне;
- защитную, которая обеспечивает сохранение условий труда и проживания;
- стимулирующую, которая стимулирует получателя на рост трудовой и деловой активности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Технические решения, принятые в технологических процессах эксплуатации котельного оборудования «Турботерм» позволят:

- максимально снизить влияние на окружающую среду от процесса сжигания топлива;
- снизить влияние факторов, которые могут оказать негативные последствия и нанести ущерб здоровью человека;
- повысить эффективность работы котельной с точки зрения потребления основных энергетических ресурсов, снизить себестоимость произведенной гигакалории.

Проблемы деградации окружающей среды и повышения напряженности в социальной сфере однозначно оказывают влияние на снижение качества жизни человека. На заводе строительных материалов где располагается котельная проходят периодически субботники по очистке территории. Для предотвращения накопления мусора. На своем предприятии я работаю в отделе ПТО. Стараюсь предотвращать конфликты, контролировать свое поведение, хорошо отношусь к своим коллегам.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе в соответствии с обозначенной целью и с использованием современного программного продукта для инженерного анализа получена подробная картина параметров топочной среды в тупиковых ЖТ с реверсивным факелом и на её основе проведен качественный и количественный анализ особенностей аэродинамики.

Установлено, 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 ДГ 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 ЖТ.

Определены основные закономерности формирования газодинамической структуры в КС ЖК, позволяющие сделать следующие выводы.

1. С ростом тепловосприятия экранирующей камеру горения ЖК поверхности нагрева значение максимума температур в реверсивном факеле понижается. Температура его ядра 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 ЖТ 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 прямоточной подаче топлива.

3. Установлено, что сопротивление ЖТ с реверсивным факелом определяется в основном местным сопротивлением на выходе из горелки и сопротивлением вихря зоны рециркуляции. Сопротивления разворота и трения по длине ЖТ незначительны. Для параметров крутки горелочной струи $n \leq 0,9$ коэффициент аэродинамического сопротивления тупиковой топki 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.
6. Проанализирована усовершенствованная конструктивная схема, в основе которой заложены новые способы регулирования, позволяющие управлять количеством ДГ, идущих на рециркуляцию, и тем самым влиять на температуру ядра горения и интенсивность турбулентности на входе в зону рециркуляции.

Список использованных источников

1. Распоряжение Правительства Республики Казахстан №457 «Энергетическая стратегия РК на период до 2030 года» от 3 октября 2010 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. 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. Шахлина Н.А., Мунц В.А., Мудреченко А.В. Оптимизация тепловых характеристик газотрубных котлов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2007. – № 4. – С. 49-51.
30. Наумейко А.В., Гофман М.С., Дейнеженко В.И., Рыжков А.Ф. Оптимальные конструкции жаротрубного водогрейного котла // Промышленная энергетика. – 2002. – № 10. – С. 37.
31. 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.
32. Наумейко А.В. Оптимизация конструкции и режимов работы газоздушных теплогенераторов и жаротрубно-дымогарных водогрейных котлов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Екатеринбург, 2002. – 11 с.

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