

Министерство образования и науки Украины
Одесский национальный политехнический университет

На правах рукописи

БОНДАРЕНКО Андрей Владимирович

УДК 662.61:[621.18:662.921]

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГОРЕНИЯ
УГЛЕВОДОРОДНЫХ ГАЗОВ В ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВКАХ
ЗА СЧЁТ ИЗМЕНЕНИЯ ОТНОШЕНИЯ ТОПЛИВО/ВОЗДУХ**

Специальность 05.14.14 — Тепловые и ядерные энергоустановки

Диссертация

на соискание научной степени кандидата технических наук

Научный руководитель
Максимов Максим Витальевич,
доктор технических наук,
профессор

Одесса–2014

СОДЕРЖАНИЕ

Перечень уловных сокращений	4
ВВЕДЕНИЕ	5
РАЗДЕЛ 1 Использование горючих газов природного и искусственного происхождения для уменьшения энергоёмкости продукции.....	13
1.1 Состояние задачи по рациональному использованию горючих газов природного и искусственного происхождения для энергетических котлов промышленных предприятий	13
1.2 Горючие несертифицированные углеводородные газы	16
1.2.1 Горючие газы природного происхождения.....	16
1.2.2 Горючие газы искусственного происхождения.....	19
1.3 Сжигания горючих газов.....	24
1.3.1 Процессы сжигания горючих газов природного и искусственного происхождения.....	24
1.3.2 Факельное сжигание топлива	30
1.4 Газовые горелки	33
1.4.1 Требования, предъявляемые к газовым горелкам.....	34
1.4.2 Повышение эффективности сжигания газа	35
1.4.3 Совершенствование методов смесеобразования	36
1.4.4 Особенности работы горелок при сжигании газов искусственного происхождения переменного состава.....	37
1.5 Постановка задачи исследования	40
Выводы по первому разделу.....	44
РАЗДЕЛ 2 Модель и метод определения расхода продуктов сгорания газов природного и искусственного происхождения.....	46
2.1 Обобщённая математическая модель определения продуктов сгорания	46
2.2 Дополнительные замыкающие соотношения задачи	48
2.3 Определение состава продуктов сгорания в модельной задаче	53
2.4 Метод решения задачи	57

2.5 Численная реализация модельной задачи	62
2.6 Результаты проверки работоспособности модели	67
Выводы по второму разделу.....	71
РАЗДЕЛ 3 Газодинамика факельного горения	72
3.1 Основные понятия теории горения. Классификация процессов горения	73
3.2 Факельное горение и качественная картина газового факела	79
3.3 Математические модели плоского фронта ламинарного пламени	82
3.4 Неустойчивость фронта пламени и геометрия газового факела	99
3.5 Управление факельным горением в топке	111
Выводы по третьему разделу.....	115
РАЗДЕЛ 4 Моделирование промышленного барабанного котла, использующего в качестве горючего углеводородные газы природного или искусственного происхождения	116
4.1 Общие положения при сжигании газов в паровых котлах	116
4.2 Математическая модель парогенерирующей установки	121
4.2.1 Паровой котел как теплообменник	121
4.2.2 Математическая модель барабана котла	127
4.2.3 Математическая модель трубопровода	132
4.2.4 Модель общего паропровода	138
4.2.5 Анализ результатов моделирования	138
4.3 Алгоритм определения оптимального отношения горюче/воздух	141
Выводы по четвертому разделу.....	147
ВЫВОДЫ	149
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	152
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Документы о внедрении	174

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ СОКРАЩЕНИЙ

ТЭР	топливно-энергетические ресурсы
ТЭС	тепловая электростанция
ЗВ	загрязняющие вещества
ГГВ	горелка газовоздушная
ГНП	горелка с многоструйной выдачей газа под углом 45°

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В основе современного инновационного общества лежит обеспечение его топливно-энергетическими ресурсами (ТЭР), эффективность получения и преобразования которых влияет на конечную энергоёмкость национального дохода [1].

Текущие значения удельных энергетических показателей совокупного национального дохода Украины в разы превышают аналогичные показатели стран Евросоюза. Причина такого положения определяется не только технологической отсталостью топливно-энергетического комплекса и жилищно-коммунального сектора национальной экономики, но и ориентированием всей экономики Украины на неинновационные рынки [2; 3].

Конечно, ряд предприятий нефтеперерабатывающей и металлургической промышленности стремится заменить природный газ собственными несертифицированными газами, которые образуются при переработке сырья для собственного энергообеспечения. На этих предприятиях зачастую образуются нерегулярные излишки таких газов, которые, как правило, утилизируются неэффективно. Целесообразно было бы такие вторичные энергоресурсы использовать с максимальной эффективностью для выработки промышленного пара другими предприятиями или электрической энергии на ТЭС [4].

Эффективное решение данной задачи осложняется технологическими особенностями металлургического и нефтехимического производств. В используемых технологиях параметры применяемых углеводородных газов существенно изменяются во времени и имеют непостоянный расход, что вносит некомпенсируемые возмущения в работу энергетического оборудования.

В топливном балансе Украины широкое распространение получили газомазутные котлы. Барабанные котлы средней мощности с естественной циркуляцией имеют высокие показатели энерговыделения топочного объема, небольшие габаритные размеры и капитальные затраты, а также эксплуатируются с минимальным избытком воздуха в топке. Эти котлы находят широкое применение на пищевых и химических предприятиях Украины, где в

соответствии с технологией изготовления основной продукции требуется перегретый или насыщенный пар [5].

Использование вторичных энергоресурсов нефтепереработки и металлургии, качественный состав которых изменяется во времени, делает невозможным их сжигание с регламентированным выходом продуктов сгорания. Более того, применение газоанализаторов при организации такого сжигания осложняется тем, что используемые вторичные энергетические ресурсы содержат в своем составе компоненты, приводящие к форсированной коррозии чувствительных элементов измерительных приборов.

В процессе эксплуатации энергетических установок на качественно различных видах топлива возникает потребность обеспечения регламентных характеристик факела в зависимости от требований технологического процесса. Для таких условий необходимы горелочные устройства с регулируемыми параметрами по воздушному и газовому трактам. Использование таких горелок может обеспечить эффективный режим преобразования в зависимости от паровой нагрузки и свойств несертифицированного углеводородного газа. Поэтому для поиска максимальной эффективности процесса сжигания необходимо определить вид функции, оптимальное значение которой будет соответствовать рассматриваемой эффективности [6].

Диссертационная работа направлена на решение научной задачи, состоящей в поддержании оптимального соотношения при сжигании в воздухе углеводородного газа неизвестного состава за счет поиска максимальной температуры горения при обеспечении заданных характеристик факела пламени при изменении текущего расхода воздуха.

Для решения сформулированной задачи необходимо разработать модели определения условной формулы углеводородного горючего по измеренным расходам воздуха и углеводородного газа и температуре пламени и методы реализации его эффективного сжигания в парогенерирующем оборудовании за счет изменения соотношения топливо-воздух с целью обеспечения максимальной эффективности.

Однако в настоящее время недостаточно разработаны методы и модели процессов, характеризующих сжигание углеводородного газа переменного состава для обеспечения заданной паровой нагрузки при их эксплуатации с постоянным изменением качества топлива при нормальных условиях эксплуатации.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Работа выполнена в соответствии с планами, утвержденными Министерством образования и науки Украины и является составной частью госбюджетных НИР по теме «Розробка комплексних систем теплопостачання з відновлювальними джерелами енергії», НДР (№ ДР 011U006723) и по теме «Розробка енергозберігаючих технологій використання відновлювальних джерел енергії» НДР (№ ДР 0113U001457). В этих работах аспирант принимал участие как исполнитель.

Цель и задачи исследования. Целью работы является разработка моделей и методов повышения эффективности процессов горения углеводородных газов переменного состава в камерах сгорания за счет постоянного изменения отношения топливо/воздух для получения максимальной температуры факела в камере сгорания парогенерирующих установок.

Достижение цели осуществляется решением таких исследовательских задач:

- анализ способов получения углеводородных газов переменного состава и особенностей их сжигания в парогенерирующих установках;
- разработка имитационной модели сжигания углеводородных газов переменного состава в камерах сгорания, исходными величинами которой являются измеренные технологические параметры: температура факела и расходы горючего и окислителя;
- разработка имитационной модели характеристик факела при изменении состава горючего и количества окислителя для определения устойчивости горения;
- разработка метода и модели обеспечения постоянства заданных характеристик генерации пара при изменении во времени качественного состава

углеводородного газа;

– внедрение метода и моделей для определения эффективности реальных энергоустановок.

Объект исследования: парогенерирующая установка с камерой сгорания факельного типа работающая в нестационарном режиме при горении углеводородного газа переменного состава.

Предмет исследования: модели и методы, повышающие эффективность горения углеводородных газов в парогенерирующих установках за счёт изменения отношения топливо/воздух.

Методы исследования: математический анализ позволил определить свойства анализируемых функций; имитационное моделирование подтвердило полученные теоретические результаты; моделирование изменения теплотворной способности и плотности углеводородного газа в зависимости от качественного состава позволило обосновать применения таких газов для широкого круга парогенерирующих установок; моделирование нестационарных теплогидравлических процессов, основанных на законах сохранения вещества, Дальтона, химического равновесия по парциальным давлениям, основано на решении системы нелинейных дифференциальных уравнений, позволило учесть влияние таких режимов на заданные параметры при генерации пара; компьютерное моделирование переходных процессов в парогенерирующих установках позволило найти максимальный уровень эффективности генерации пара при использовании углеводородного газа переменного состава за счет постоянного изменения отношения топливо/воздух посредством измерений температуры факела в парогенерирующей установке; комплексный анализ сложных технических систем позволил исследовать изменение характеристик парового котла в установившихся и переходных режимах.

Научная новизна полученных результатов:

– нашел дальнейшее развитие метод вычисления условной формулы газообразного углеводородного топлива, основанный на модельных представлениях в соответствии с законами сохранения вещества, Дальтона,

химического равновесия по парциальным давлениям, и на решении системы нелинейных дифференциальных уравнений, которая позволяет определить количественный состав его условной формулы, энтальпию, состав продуктов сгорания, отличающаяся тем, что в качестве замыкающего соотношения использован баланс максимальных валентностей окислительных и восстановительных элементов;

– получила дальнейшее развитие математическая модель турбулизации факела, в основу которой положена теория гидродинамической устойчивости пламени в приложении к факельному горению, что позволило рассчитать структуру включения горелок для недопущения возникновения составного факела в камере сгорания парогенерирующего оборудования;

– получила дальнейшее развитие математическая модель парового котла, которая позволила найти динамические характеристики, основанная на уравнениях материального и теплового балансов, законах конвективного и лучистого теплообмена и свойствах сжимаемой газообразной среды, отличающаяся тем, что в модель введены зависимости изменения теплотворной способности и плотности углеводородного газа переменного качественного состава, которая позволяет исследовать изменение характеристик парового котла в установившихся и переходных режимах, определяя связь выходных и входных параметров;

– впервые предложен и обоснован метод поддержания заданной паровой нагрузки, который базируется на методе вычисления условной формулы газообразного углеводородного топлива и определении динамических характеристик парового котла, что дало возможность поддерживать максимальный уровень эффективности генерации пара при использовании углеводородного газа переменного состава за счет постоянного изменения отношения топливо/воздух в зависимости от измерений температуры факела в парогенерирующей установке.

Практическая ценность полученных результатов. Разработанные модели и метод регулирования мощности, являющийся основой алгоритма

управления любым барабанным паровым котлом с естественной циркуляцией, характеризуется использованием несертифицированных углеводородных видов топлива, максимальной температурой горения топлива и минимальными выбросами продуктов горения в окружающую природную среду, что даст возможность использовать несертифицированные виды вторичных энергоресурсов для любых парогенерирующих технологий за счет обеспечения качества пара и уменьшить величину удельных энергозатрат национального дохода.

Результаты работы внедрены в учебный процесс ОНПУ на кафедре АТП в изложении дисциплин «Моделирование теплоэнергетического оборудования в АСУ», «Динамика тепловых процессов» и ОНМА на кафедре АД и ГТУ в изложении дисциплин «Системы автоматизированного управления судовыми энергетическими установками», «Автоматизированное управление судовыми дизельными и газотурбинными установками».

Личный вклад соискателя. Все научные результаты, изложенные в диссертации, получены автором самостоятельно. Автору принадлежат основные идеи, направленные на создание метода поддержания заданной паровой нагрузки, который базируется на математических моделях вычисления условной формулы газообразного углеводородного топлива и определения динамических характеристик парового котла. В работах, опубликованных в соавторстве, соискателю принадлежит: в [7; 8; 9] – дальнейшее развитие математической модели определения условной формулы газообразного углеводородного топлива; в [10; 11] – определение количественного состава условной формулы основано на балансе максимальных валентностей окислительных и восстановительных элементов; в [12; 13; 14] – разработана модель определения динамических характеристик парового котла; в [15; 16] – исследовано изменение характеристик парового котла в установившихся и переходных режимах, определена связь выходных и входных технологических параметров; в [17; 18; 19] – предложен метод поддержания заданной паровой нагрузки, который базируется на математических моделях вычисления условной формулы газообразного

углеводородного топлива и определения динамических характеристик парового котла; в [20-23] – предложено оценивать эффективность генерации пара при использовании углеводородного газа переменного состава за счет постоянного изменения соотношения топливо-воздух посредством измерений температуры факела.

Апробация результатов работы. Результаты диссертационного исследования докладывались, обсуждались и получили одобрение на международных научно-практических конференциях и семинарах:

– междунар. науч.-практ. конф. «Новые технологии в автоматизированном управлении: теория и практика», (Одесса, 12-15 сент. 2013 г.) / МОН Украины, ОНПУ;

– V всеукр. науч.-практ. конф. «Информационные технологии и автоматизация - 2012», (Одесса, 10-11 окт. 2012 г.) / МОН Украины, ОНАПТ;

– междунар. науч.-практ. конф. «Инновационное развитие отраслевой автоматизации, информационных и энергосберегающих технологий – 2013. Современное состояние, проблематика и перспективы», (Москва, 2013 г.) / ФГАОУ ВПО «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»;

– III междунар. науч.-техн. конф. «Суднові енергетичні установки і системи: експлуатація та ремонт», (Одесса, 28-30 окт. 2009 г.) / ОНМА;

– IV междунар. науч.-техн. конф. студентів, аспірантів, науковців та фахівців «Суднові енергетичні установки і системи: експлуатація та ремонт», (Николаев, 4-5 ноября 2009 г.) / НУК;

– науч.-практ. Интернет-конф. молодых учёных и аспирантов «Актуальные проблемы автоматизации и управления», (Луцк, 18 марта 2014 г.) / ЛНТУ;

– I междунар. науч.-практ. конф. молодых учёных, аспирантов и студентов «Автоматизация и компьютерно-интегрированные технологии-2014», (Киев, 16-17 апреля 2014) / КПИ.

Публикации. По материалам диссертационной работы опубликовано 17 научных работ, из них 9 – в специализированных научных изданиях, рекомендованных МОН Украины.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, выводов, приложения и списка использованных источников из 197 наименований. Общий объем диссертации составляет 174 страницы (из них 151 – основного текста), 16 рисунков, 15 таблиц.

РАЗДЕЛ 1

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГОРЮЧИХ ГАЗОВ ПРИРОДНОГО И ИСКУССТВЕННОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ПРОДУКЦИИ

1.1 Постановка задачи по рациональному использованию горючих газов природного и искусственного происхождения для энергетических котлов промышленных предприятий

Промышленные предприятия для обеспечения потребностей в промышленном паре, кроме технологических установок, в своем составе имеют энергетические установки, которые наряду с природным газом могут потреблять в качестве топлива горючие газы искусственного происхождения, как правило, получаемые при работе технологических установок. Такие газы считаются вторичными энергоресурсами (ВЭР), и их использование способствует решению задачи рационального энергообеспечения предприятий. Чаще всего источником таких ВЭР является металлургическое и нефтехимическое производство.

Присущие таким производствам технологические особенности как-то случайное отклонение состава исходного сырья или изменение сырьевой базы меняют параметры горючих газов искусственного происхождения, что вносит существенные возмущения в режимы работы энергетических установок, состоящие в невозможности поддержания заданных характеристик расхода и давления пара. Наибольшее распространение получили горючие газы искусственного происхождения от коксующихся углей, изготавливаемых для металлургического производства. Это коксовый и генераторный газы и водородсодержащие и углеводородные газы, образующиеся при переработке нефти.

Основной особенностью советских проектов нефтеперерабатывающих и металлургических заводов являлся высокий уровень потребления природного

органического топлива по сравнению с индустриально развитыми странами, по причине использования морально и физически устаревших технологических и энергетических установок, а также уровня внедренных инновационных технологий производства продукции металлургии и нефтехимии.

Для таких промышленных предприятий характерна выработка тепловой энергии в собственных котельных, которые являются значительными потребителями органического топлива.

Утилизация вторичных энергетических ресурсов в нефтехимическом и металлургическом производстве решает задачу минимизации энергоемкости выпускаемой продукции, т. к. при этом сокращается потребление природного газа. Решение задачи минимизации усложняется технологическими особенностями доменного и нефтехимического производства за счет изменения качества и источников сырья. Поэтому параметры газов искусственного происхождения (плотность, калорийность, балластность негорючими газами) значительно изменяются во времени почти случайным образом. Такие газы вносят возмущения в режимы работы энергетических установок, которые компенсировать даже средствами АСУ ТП не представляется возможным.

При эффективном и экологически безопасном сжигании газов искусственного происхождения особая роль отводится регулированию горения. Факельные и пламенные процессы организуются в горелках за счет регулируемой подачи газа и воздуха. Автоматическое регулирование горелок заданного вида конструкций обеспечивает организация факела и существенно влияет на расход топлива, паропроизводительность, надежность элементов топочного пространства.

Использование в качестве топлива газов искусственного происхождения, состав и теплотехнические свойства которых меняются во времени случайным образом, делает невозможным организации экономичного и экологически безопасного его сжигания стандартными средствами.

Работа паропроизводящих энергетических установок при автоматическом

регулировании переменных режимов на различных видах топлива требует обеспечения соответствия температурных характеристик факела требованиям технологических процессов. В этих условиях наиболее выгодное решение – выбор горелочных устройств с регулируемыми параметрами как по воздушному, так и по газовому тракту. Используя такие горелки, можно обеспечить оптимальный тепловой режим независимо от нагрузки или вида топлива. Включение таких горелок в автоматизированного регулирование значительно повышает экономичность и надежность энергетических установок.

Исследованию процессов автоматизированного управления энергетическими установками в динамических режимах при воздействии возмущающих факторов, в т. ч. и по составу топлива, в настоящее время посвящено множество работ. Существенный вклад в решение данной проблемы содержится в работах С.М. Андреева, В.А. Веникова [24], В.В. Казакевича, Л.С. Казаринова, В.С. Кузеванова, В.Г. Лисиенко, Б.Н. Парсункина, Г.П. Плетнева [25], А.А. Полякова [26], В.Я. Ротача [27], В.П. Шевчука, Н.В. Шмелева. Общие вопросы построения систем автоматической оптимизации технологических процессов были исследованы в работах Б.А. Арефьева, Ч. Дрейпера, А.Г. Ивахненко, В.В. Казакевича, А.А. Красовского, В.М. Кунцевича, Л.М. Либерзона, В.Г. Матвейкина, Г.А. Медведева, Д.Ю. Муромцева, Р. Перре, Л.А. Растригина, А.Б. Родова, Р. Рукселя, В.П. Тарасенко, М. Хамзы, Ж. Элена.

Типовым подходом к решению данной задачи является использование газоаналитических приборов в качестве первичных измерительных датчиков в контурах регулирования подачи воздуха и топлива и использование адаптивных систем управления по показателям эффективности.

Для рассматриваемого класса систем управления применение газоаналитических приборов осложняется тем, что вторичные энергетические ресурсы содержат в своем составе агрессивные компоненты, которые приводят к ускоренному износу первичных приборов и выходу их из строя. Адаптивные системы управления основываются на использовании в качестве целевой функции управления косвенных показателей эффективности топочных

процессов. Это связано с тем, что измерение текущего КПД топочных процессов в условиях высокого уровня помех представляет собой некорректно поставленную задачу идентификации. При этом наличие случайных возмущений приводит к большим ошибкам оценивания и, как следствие, к снижению точности и быстродействия контура адаптивного управления [28].

Кроме того, утилизация несертифицированных газов природного и искусственного происхождения ставит дополнительную задачу максимальной утилизации таких газов, которая в литературе рассмотрена недостаточно. При полном сгорании природного газа продуктами сгорания являются CO_2 , N_2 , пары H_2O . Если в продуктах сгорания содержится O_2 , то оно происходит с избытком воздуха. Продуктами неполного сгорания могут быть также CO , H_2 , CH_4 , тяжелые углеводороды, сажа. Поэтому на первом этапе целесообразно рассмотреть происхождение и калорические свойства таких газов.

1.2 Горючие несертифицированные углеводородные газы

1.2.1 Горючие газы природного происхождения

Природные горючие газы (природный и сланцевый газы, шахтный метан) – газообразные углеводороды, состоят в основном из смеси метана, этана, пропана, бутана, иногда содержат примеси CO , N_2 , легкокипящих жидкостей, пентана, гексана, возможно содержание балластных негорючих газов и влаги. Состав газов природного происхождения отличается друг от друга, изменением молекулярного веса который лежит в пределах от 15 до 22 единиц [29].

Природный газ. Залегают природный газ на глубине не более 1,5 км и содержит метан. С увеличением глубины до 3 км содержание этана, пропана, бутана увеличивается.

Типовой состав природного газа: метан – 88,35 %, этан – 5,26 %, пропан – 2,29 %, изобутан – 0,19 %, бутан – 0,33 %, пентан – 0,09 %, гексан – 0,05 %, азот – 1,96 %, CO_2 – 1,48 %. Плотность газа 0,782 кг/м³. Низшая теплота сгорания 8470

ккал/м³, температура пламени в смеси с кислородом 2100 °С.

Шахтный метан. В среднем при добыче 1 т угля выделяется 13 м³ шахтного метана. Состав шахтного метана, содержащийся в угольных шахтах и выделяющийся при их разработке, зависит от его происхождения в результате проводимых горных работ. Наибольшая концентрация метана 85 % и более может быть получена из вертикальных дегазационных скважин поверхностного бурения. Несколько меньшая концентрация метана от 15 до 60 % может быть получена из подземных горизонтальных и наклонных дегазационных скважин действующих шахт. Ниже приведены данные по изменению химического состава шахтного метана для закрытых шахт CH₄ – 68,6...76,0 %; C_nH_m – 0,9...2,6 %; CO₂ – 11,3...10,6 %; N₂ – 18,9...10,7%; O₂ – 0,5...0,1 %, низшая теплота сгорания 6900...8200 ккал/м³. Для эксплуатирующихся состав шахтного метана следующий: CH₄ – 43,8...31,5 %; C_nH_m – 0,4...0,5 %; CO₂ – 2,2...31,7 %; N₂ – 43,9...31,7 %; O₂ – 9,8...5,8 %, низшая теплота сгорания 4500...3100 ккал/м³.

Сланцевый газ. Большинство скважин для добычи сланцевого газа бурят на глубине, в пределах 50-100 м.

Типовой состав сланцевого газа: метан – 14-17 %, водород – 25-40 %, C_nH_m 4-5 %, азот – 22-25 %, CO – 10-20 %, CO₂ – 10-20 %. Плотность газа 0,74-0,93 кг/м³. Теплота сгорания сланцевого газа составляет 8,4-9,2 МДж/м³, температура пламени в смеси с кислородом 2000 °С.

Газы факельных выбросов. Специфика попутного газа заключается в том, что он является побочным продуктом добычи нефти. Утилизация (сжигание) попутного нефтяного газа (ПНГ) связана с неподготовленностью инфраструктуры для его сбора, подготовки, транспортировки и отсутствием потребителя. В таблицах приведены ступени компонентов газовой смеси ПНГ для нефтяных, газонефтяных и газоконденсатных месторождений.

Возможны следующие варианты непосредственного использования попутного нефтяного газа без предварительного сжатия и обеспечения постоянства состава.

Энергетическое. Попутный нефтяной газ – топливо высококалорийное и

экологически чистое. Учитывая высокую энергоёмкость нефтедобычи, во всём мире существует практика его использования для выработки электроэнергии для нужд добычи. Теплотворная способность смесей таких газов изменяется от 9300 до 14000 ккал/м³. Использование попутного нефтяного газа для выработки электроэнергии можно считать экономически вполне оправданным [30].

Нефтехимическое. Попутный нефтяной газ может быть переработан с получением сухого газа, подаваемого в систему магистральных трубопроводов, газового бензина, широкой фракции лёгких углеводородов и сжиженного газа для бытовых нужд. ПНГ являются сырьём для производства целого спектра ценных продуктов нефтехимии: каучуков, пластмасс, компонентов высокооктановых бензинов и др. При электрокрекинге из метана образуется ацетилен, при конверсии метана перегретым водяным паром или СО в присутствии катализаторов – смесь СО и Н₂. Этан и пропан могут служить источником получения этилена, бутилена, ацетальдегида, других кислородсодержащих соединений. Бутан может быть использован для получения дивинила, бутиловых спиртов, метилэтилкетона и других соединений.

При нефтедобыче. Повторная закачка газовых выбросов в нефтяной коллектор для повышения нефтеотдачи пласта. Этот вариант заключается в повторном нагнетании отходящего газа в пласт для поддержания пластового давления при добыче. Повторная закачка газовых выбросов используется в качестве вторичного механизма, для которого необходима очистка и компримирование газа. Это требует дополнительных расходов, но в то же время продлевает срок эксплуатации нефтяного месторождения. Таким образом, газовые выбросы можно многократно использовать в течение всего периода активной эксплуатации нефтяного месторождения. В табл. 1.1 систематизированы компоненты типового состава ПНГ промышленных месторождений.

Таблица 1.1 – Состав ПНГ различных месторождений

Компоненты	1	2	3	4	5	6	7
Метан (СН ₄), %	76,39	74,33	83,47	66,85	73,30	84,652	75,869

Этан (C ₂ H ₆), %	6,46	7,99	3,1	6,42	10,19	2,51	14,037
Пропан (C ₃ H ₈), %	7,82	8,23	4,78	12,06	9,62	5,126	6,093
Изо-Бутан (i-C ₄ H ₁₀), %	1,62	1,56	1,14	2,65	0,96	1,314	0,76
Н-Бутан (n-C ₄ H ₁₀), %	2,63	3,23	2,07	5,37	2,25	2,727	1,39
Пентан (C ₅ H ₁₂), %	1,2	0,84	1,09	1,77	0,69	1,321	0,56
Гексаны (C ₆ H ₁₄), %	0,74	0,22	0,65	0,24	0,34	0,462	0,237
Двуокись углерода (CO ₂), %	1,15	1,60	2,77	2,62	0,80	0,21	0,118
Азот (N ₂), %	1,99	2,00	0,93	2	1,85	1,608	1,216
Влагосодержание (H ₂ O), % насыщение	100	100	100	100	100	100	100
Плотность при 0°С, кг/м ³	1,024	1,03	0,952	1,172	1,019	0,94	0,96
Низшая теплота сгорания (Q _н), МДж/кг	46,135	45,729	45,369	44,5	46,568	47,447	47,776

1.2.2 Горючие газы искусственного происхождения

Искусственные горючие газы получают из каменных и бурых углей, торфа, горючих сланцев [31]. При прямой перегонки нефти, термическом и каталитическом крекинге, а также при висбрекинге черных нефтепродуктов. А также из древесины, растительной массы, отходов животноводства [32; 33].

Газы коксующихся углей. Следует отметить, что при коксовании 1 т угля, выход кокса составляет 750-800 кг, коксового газа 175-140 кг или (350-280 м³) и каменноугольной смолы 25-40 кг. Рассмотрим основные газы, получаемые при коксовании углей, и их качественную меру [34].

Качественной мерой использования горючих газов является их жаропроизводительность. В первую группу качества попадают газы с малым содержанием балласта и жаропроизводительностью выше 2000 °С. Эти газы позволяют создавать высокотемпературные технологические процессы. К ним

относятся:

– коксовый газ из каменных углей следующего состава H_2 – 58 %; CH_4 – 25 %; C_mH_n – 2 %; CO – 7 %; CO_2 – 3 %; O_2 – 0,2 %; N_2 – 4 %, низшая теплота сгорания 4300 ккал/м³, жаропроизводительность 2090 °С;

– коксовый газ из сланцев H_2 – 38,6 %; CH_4 – 23,7 %; C_mH_n – 5,7 %; CO – 10,9 %; CO_2 – 18,8 %; O_2 – 0,3 %; N_2 – 2 %, низшая теплота сгорания 4800 ккал/м³, жаропроизводительность 2100 °С;

– генераторный газ парокислородный H_2 – 59,1 %; CH_4 – 9,85 %; C_mH_n – 1,027 %; CO – 21,2 %; CO_2 – 1,9 %; O_2 – 0,3 %; N_2 – 2,25 %, низшая теплота сгорания 3280 ккал/м³, жаропроизводительность 2150 °С;

– генераторный газ водяной H_2 – 48,0 %; CH_4 – 0,5 %; CO – 38,5 %; CO_2 – 6 %; O_2 – 0,2 %; N_2 – 6,4 %, низшая теплота сгорания 2500 ккал/м³, жаропроизводительность 2180 °С [35].

Газы второй группы качества содержат от 20 до 70 % балластных газов. Они могут обеспечить жаропроизводительность на уровне от 1500 до 1800 °С. Эти газы необходимо использовать в средне- и низкотемпературных процессах это:

– генераторный газ паровоздушный из бурого угля H_2 – 13 %; CH_4 – 2 %; C_mH_n – 0,3 %; CO – 30 %; CO_2 – 5 %; O_2 – 0,2 %; N_2 – 50,4 %, низшая теплота сгорания 1460 ккал/м³, жаропроизводительность 1720 °С;

– доменный газ H_2 – 2,7 %; CH_4 – 0,3 %; CO – 28 %; CO_2 – 10,5 %; N_2 – 58,5 %, низшая теплота сгорания 940 ккал/м³, жаропроизводительность 1470 °С.

Третья группа качества обеспечивается газами, содержащими более 70 % балласта, имеющие жаропроизводительность ниже 1200 °С, к ним относится газ подземной газификации бурых углей H_2 – 18 %; CH_4 – 1 %; CO – 8 %; N_2 – 71,2 %, низшая теплота сгорания 870 ккал/м³, жаропроизводительность 1200 °С [36].

Нефтезаводские газы. Нефтезаводские газы имеют высокую жаропроизводительность и содержат значительное количество углеводородов, поэтому в первую очередь представляют интерес как сырье для получения химических продуктов – полиэтилена, полипропилена и др. Теплота сгорания

нефтезаводских газов колеблется в широких пределах – от 8000 до 32000 ккал/м³, а жаропроизводительность – от 2120 до 2190 °С. Среднее значение жаропроизводительности ($t_{\text{макс}}$) для нефтезаводских газов можно принимать равным 2130 °С. Различают следующие процессы переработки нефти: перегонка, термический и каталитический крекинг, висбрекинг [37].

Перегонка нефти – процесс термического разделения ее на части без заметного разложения углеводородов. Перегонка нефти основана на том, что с увеличением молекулярной массы углеводородов повышаются их температуры кипения. Сырую нефть разделяют на фракции: бензиновую (выкипающую в пределах 175-200 °С), керосиновую (выкипающую в пределах 200-270 °С) и газойлевую (выкипающую в пределах 270-350 °С). После отгонки указанных фракций в ректификационных колоннах остается мазут. Перегонкой сырой нефти, из одной тонны, получают примерно 20 – 30 % прямогонного бензина, 30 – 45 % лигроина, керосина и газойля, 25 – 50 % нефтяных мазутов, 2 – 6 % углеводородных газов прямой перегонки. При перегонке нефти получают углеводородный газ, представляющий собой следующую осредненную смесь: метан (СН₄) – 20,7 %, этан (С₂Н₆) – 16,1 %, пропан (С₃Н₈) – 36,1 %, изо-бутан (i-С₄Н₁₀) – 5,9 %, n-бутан (n-С₄Н₁₀) – 14,6 %, i-, n- пентан (С₅Н₁₂) – 6,3 %, водород (Н₂) – 0,3 %, плотность газа 1,726 кг/м³, теплота сгорания 11113 ккал/кг.

Термический и каталитический крекинг – процесс деструктивной переработки нефти с целью получения главным образом моторных видов топлива и газов. Сущность крекинга заключается в нагревании нефти до температуры 350-650 °С, в результате чего высокомолекулярные углеводороды разлагаются, образуя более легкие углеводороды. Крекинг нефти ускоряется в присутствии катализаторов и при повышении давления до 7 МПа. При крекинге нефти выход бензина увеличивается до 40 – 70 %, а газа до 10 – 20 %. Такие водородсодержащие газы характеризуются невысоким содержанием углеводородов и высоким содержанием водорода и представляют собой следующую осредненную смесь: метан (СН₄) – 6,9 %, этан (С₂Н₆) – 2,2 %, пропан (С₃Н₈) – 0,7 %, изо-бутан (i-С₄Н₁₀) – 0,1 %, n-бутан (n-С₄Н₁₀) – 0,3 %, i-, n- пентан

(C_5H_{12}) – 0,2 %, водород (H_2) – 89,6 %, плотность газа 0,178 кг/м³, теплота сгорания 18707 ккал/кг.

Висбрекинг. Для этого тяжелые нефтяные фракции нагревают примерно до 700 °С, в результате получают 40-75 % жидких продуктов, 10-12 % газа и 12-20 % остаток висбрекинга. Такие газы богаты непредельными углеводородами и представляют собой следующую осредненную смесь: метан (CH_4) – 51,5 %, этан (C_2H_6) – 23,6 %, пропан (C_3H_8) – 12,5 %, изо-бутан (i- C_4H_{10}) – 0,8 %, н-бутан (n- C_4H_{10}) – 4,1 %, i-, n- пентан (C_5H_{12}) – 2,0 %, водород (H_2) – 5,5 %, плотность газа 1,065 кг/м³, теплота сгорания 11481 ккал/кг.

Газификация древесины (пиролиз). Рассмотрим составы продуктов пиролиза лигнина, целлюлозы, древесины, торфа и древесного угля. Лигнин, с физико-химической точки зрения, – это комплекс веществ, который состоит из полисахаридов, моносахаров, различных минеральных и органических кислот разной насыщенности, а также определенной части золы. Представляет собой опилкоподобную массу с влажностью приблизительно 55...70 %. Содержание в лигнине собственно лигнина колеблется в пределах 40...88 %, полисахаридов 13...45 % смолистых и веществ лигногуминового комплекса 5...19 % и зольных элементов 0.5...10 % [38; 39].

В табл. 1.2 представлены данные по газификации целлюлозы, древесины, торфа, лигнина и древесного угля без инертного материала. Как видно из табл. 1.2, существенный вклад в теплоту сгорания, полученного из целлюлозы, древесины и торфа, вносят продукты пиролиза – углеводороды, пиролизные водород и СО. Именно их вклад определяет положение максимума теплоты сгорания газа. Другой особенностью, общей для целлюлозы, древесины, торфа и лигнина, является наличие экзотермической стадии при их пиролизе. Эти две особенности обусловлены наличием в них значительного количества (30-50 %) кислорода, который при пиролизе вступает во внутримолекулярные реакции с образованием СО, СО₂ и Н₂О [40].

Таблица 1.2 – Состав газа, получаемого при газификации

Пара	Исходное топливо
------	------------------

метр ы	Целлюлоз а		Древесина		Торф		Лигнин			Древесны й уголь	
Соста в газа, % об.											
CO ₂	16,4	16,6	7,1	11,9	5,7	8,4	11,6	15,5	13,1	2,3	6,0
O ₂	0	0	0,1	0	0,2	0,2	5,1	1,5	1,5	0	0
N ₂	59,1	52,1	54,5	44,5	55,2	44,6	68,7	59,1	46,6	64,5	53,5
CO	15,1	20,1	29,5	27,3	28,5	27,0	8,4	14,0	20,5	26,5	25,5
C ₂ H ₄	0,5	0,7	0,2	0,7	0,2	0,4	0	0	0	0	0
CH ₄	1,6	2,6	1,9	3,1	3,2	2,9	2,1	1,8	2,4	0	0,1
H ₂	5,7	7,2	6,2	12,1	7,0	16,5	3,2	7,4	15,4	5,9	14,2
Q, МДж /м ³	3,5	4,7	5,2	6,2	5,9	6,9	2,2	3,2	5,1	4,0	4,8
T _г , °C	835	950	1100	1050	1350	1115	1110	1100	1350	1300	1210

Биогазы. Биогаз – газ, получаемый метановым брожением биомассы. Разложение биомассы происходит под воздействием трёх видов бактерий. В цепочке питания последующие бактерии питаются продуктами жизнедеятельности предыдущих. Первый вид – бактерии гидролизные, второй – кислотообразующие, третий – метанообразующие.

Состав биогаза: 55-75 % метана, 25-45 % CO₂, незначительные примеси H₂ и H₂S. После очистки биогаза от CO₂ получается биометан. Биометан – полный аналог природного газа, отличие только в происхождении [41].

Таблица 1.3 – Физические свойства биогаза

Показатель	Компоненты				Смесь 60% CH ₄ + 40% CO ₂
	CH ₄	CO ₂	H ₂	H ₂ S	
Объемная доля, %	55-70	27-44	1	3	100
Объемная теплота сгорания, МДж/м ³	35,8	-	10,8	22,8	21,5
Плотность: нормальная, г/л	0,72	1,98	0,09	1,54	1,20

Далее целесообразно рассмотреть организацию факельного сжигания в энергетических установках рассмотренных газов с целью производства технологического пара или горячей воды.

1.3 Сжигания горючих газов

1.3.1 Процессы сжигания горючих газов природного и искусственного происхождения

Для уменьшения удельных затрат энергии на валовой национальный продукт необходимо всестороннее использование смесей горючих газов природного и искусственного происхождения с изменяющимися энергетическими характеристиками. Поэтому в водогрейных и паровых котлах в различных промышленных технологиях, где есть такая возможность и экономическая целесообразность, наряду с сертифицированным природным газом необходимо использовать сланцевый газ, шахтный метан, доменный газ, коксовый газ, генераторный газ, углеводородный газ, водород содержащий газ, газы пиролиза, а также биогазы [42]. При использовании таких несертифицированных видов топлива, низшая теплотворная способность – величина непостоянная и случайным образом зависит от изменения концентраций газов, входящих в смесь, для обеспечения экономичности и экологической безопасности необходимо применять специальные системы автоматического регулирования процесса горения [43].

Обеспечение экономичности и экологической безопасности процесса горения в топке барабанного парового или водогрейного котла является главной задачей, решению которой посвящена обширная литература. Общие принципы регулирования для барабанных паровых и водогрейных котлов на сертифицированных газах были заложены в середине XX в. Сформулированные ранее принципы построения систем автоматического регулирования паровой или

тепловой нагрузкой котлов актуальны и в настоящее время. Такие системы в течение всего своего жизненного цикла показали свою высокую надежность, эффективность и обеспечения регламентных требований по экологической безопасности [44].

В современных рыночных экономических отношениях и при условии отсутствия инвестиционных ресурсов, а также при существенном повышении требований к выбросу веществ, загрязняющих окружающую природную среду, экономичности процесса горения необходимо уделять особое внимание. Поэтому является актуальной задача дополнения регуляторами существующей системы автоматического регулирования паровых и водогрейных котлов, использующих в качестве топлива несертифицированные газы, которые обеспечат максимальную температуру сжигания текущей смеси газов в факеле. Следует учесть, что для организации такого регулирования по газовому тракту размещается быстродействующий регулирующий орган и массовый расходомер газа, а по воздушному тракту для постоянного его изменения частотный регулятор и расходомер. Предполагается введение дополнительного измерительного канала по определению температуры горящих газов в факеле. Постоянное изменение максимальной температуры и низшей теплотворной способности поступающего газа на сжигание делает необходимым их постоянную коррекцию, т. к. необходимо поддерживать заданную паропроизводительность. Оптимальный режим котла должен обеспечиваться коррекцией воздуха и газа для получения максимальной температуры при заданной паропроизводительности или тепловой нагрузке [45]. Организация такого режима регулирования возможна лишь на основе применения систем экстремального регулирования. Это связано с тем, что при сжигании в котлах, горючих газов природного происхождения, теплофизические параметры которого (состав, низшая теплотворная способность) являются переменными, что особенно усиливается содержанием балластных газов. Для примера энергообеспечения парового котла ДКВР-20, расположенного на нефтеперерабатывающем заводе, рассмотрим применение углеводородного газа плотностью $1,726 \text{ кг/м}^3$ и низшей теплотой сгорания $11,113 \text{ Мкал/кг}$,

который обеспечивает его работу. В результате сбросов в общезаводской газовой коллектор водородсодержащих газов с различных установок образуется новый состав газов, который уже имеет низшую теплоту сгорания 18,707 Мкал/кг и плотность газа 0,178 кг/м³.

Поэтому постоянная настройка котлов по режимной карте не может обеспечить оптимальный режим работы. Помимо решения задачи тепловой эффективности эксплуатации котлов также является актуальной задача снижения выбросов CO₂ в окружающую среду при использовании водородсодержащего газа [46].

Для снижения удельных затрат энергии на валовой национальный продукт необходимо на водогрейных и паровых котлах, где это экономически целесообразно, организовать всестороннее использование смесей горючих газов природного и искусственного происхождения с изменяющимися энергетическими характеристиками, что позволит:

- снизить потребление сертифицированного природного газа за счет максимальной утилизации шахтного метана, сланцевых, доменных, коксовых, генераторных, углеводородных, водородсодержащих газов, а также биогазов и газов пиролиза;
- минимизировать в промышленных производствах утилизационные технологии сжигания горючих газов искусственного происхождения на свече;
- повысить экологическую безопасность паровых и водогрейных котлов;
- оптимизировать использование газов искусственного происхождения между энергетическими и химико-технологическими производствами;
- снизить выбросы SO₃, SO₂, NO₂, NO за счет оптимизации процессов горения в факеле и камере сгорания;
- обеспечить устойчивую взаимную работу теплогенерирующего оборудования.

В табл. 1.4 приведены результаты измерений низшей теплоты сгорания смеси углеводородных газов Q_n^p в десяти характерных точках при нефтепереработке с разницей во времени в один час. Относительная погрешность

δ этих измерений составила от 3 до 15 %. В момент измерений в заводской газовой коллектор водородсодержащий газ не поступал. В среднем сброс такого газа осуществляется каждый час продолжительностью 15...20 мин. при объемном расходе, сопоставимом с объемным расходом углеводородного газа.

Таблица 1.4 – Изменение погрешности измерения в характерных точках

№ точки отбора	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_n^p , Мкал/кг, 1-ое измерение.	11,2	19,1	17,2	15,4	10,7	15,7	11,1	11,1	11,9	13,2
Q_n^p , Мкал/кг, 2-ое измерение	10,3	17,7	14,7	15,8	12,1	17,1	11,9	12,1	12,5	14,5
δ , %	8,29	7,30	14,46	3,31	12,21	8,72	7,72	9,76	5,13	10,07

В качестве наиболее оптимального примера максимального использования смесей горючих газов искусственного происхождения рассмотрим организацию сжигания топлива на паропроизводящей установке первичной переработки нефти – котле ДКВР-20. В горелочных устройствах этого котла существует жесткая связь между подачей горючего и воздуха.

Наладка парового котла осуществляется для работы на топочном мазуте или на газе, теплотворная способность которых составляет 9800 ккал/кг и 8550 ккал/м³ соответственно. Для экономии топочного мазута котел может работать в комбинированном режиме. Около 75 % энергии обеспечивается за счет сгоревшего мазута, 25 % – за счет сгоревшего несертифицированного газа с характеристиками Q_n^p (табл. 1.4). Регулирование отношения топливо/воздух осуществляется только за счет горелочных устройств, работающих на мазуте. Канал обратной связи поддержания постоянного коэффициента избытка воздуха, обеспечивающий эффективное дожигание в виде газоанализатора, расположенного в трубе, обеспечивает изменение воздуха в мазутных горелках. Такой способ организации сжигания не может обеспечить работу печей полностью на углеводородном не сертифицированном газе нефтепереработки, т.

к. невозможно регулирование и обеспечение экологических норм из-за непостоянной характеристики Q_n^p .

В табл. 1.5 приведены результаты измерений загрязняющих веществ (ЗВ) при выработке пара. Данные приведены при обеспечении равного расхода пара двумя и тремя котлами при работе двух котлов в первом случае на углеводородном газе по характеристикам табл. 1.1, а во втором случае – трех котлов на водородсодержащем газе [47; 48].

Таблица 1.5 – Результаты инструментального контроля выбросов

Источник выделения ЗВ	Наименование ЗВ	Параметры газо-воздушной смеси			Концентрация ЗВ		Мощность выброса ЗВ	
		скорость, м/с	объем, м ³ /с	температура, °С	факт. мг/м ³	норм. мг/м ³	факт. г/с	норм. г/с
ПКУ котел ДКВР № 3	SO ₃	4,3	8,614	153,2	588,588	865,5	5,070	14,393
	NO ₂				169,330	218,4	1,459	3,632
	CO				15,750	110,0	0,136	1,829
	CH ₄				<67,2	-	-	-
ПКУ котел ДКВР № 2	SO ₃	5,1	9,743	173,3	295,507	865,5	2,879	14,393
	NO ₂				202,445	218,4	1,972	3,632
	CO				31,295	110,0	0,305	1,829
	CH ₄				<67,2	-	-	-
ПКУ котел ДКВР № 1	SO ₃	5,0	9,969	155,1	681,106	865,5	6,790	14,393
	NO ₂				183,509	218,4	1,829	3,632
	CO				16,046	110,0	0,160	1,829
	CH ₄				<67,2	-	-	-

Для повышения эффективности паровых котлов были минимизированы подсосы в топках котлов и в газоходах уходящих газов, т. к. подсосы не позволяют поддерживать процесс горения в стабильном режиме. В случае подсосов, т. е. неконтролируемого количества воздуха, дополнительно попадающего в топку, становится проблематичным достаточно точно поддерживать стехиометрическое отношение топливо/воздух, что делает невозможным эффективно и экологически безопасно производить пар.

Рабочее давление пара в котлах поддерживается в ручном режиме, при

изменении низшей теплотворной способности потребляемого газа изменяется максимальная температура в факеле котла и агрегат перестает работать в экономичном режиме.

Оптимизируя одновременное включение различного количества котлов при заданном расходе пара для производственной технологии можно утилизировать любой углеводородный газ искусственного происхождения и тем самым повысить долю утилизации газов на котлах и минимизировать расход топочного мазута [49].

Эксплуатация котлов проходит по заданиям регулятора, связанным с текущим потреблением пара, его параметрами по давлению и расходу. При увеличении потребления водородсодержащего и углеводородного газов и снижении потребления топочного мазута практически решается проблема недожога в котлах и уменьшается выброс CO_2 , CO из-за сжигания водорода. Все эти факторы необходимо учитывать при разработке метода и модели построения системы автоматического управления режимами котлов при сжигании смесей горючих газов природного и искусственного происхождения с изменяющимися энергетическими характеристиками. Случайный характер воздействия различных факторов на топливо котлов, эксплуатируемых в нефтехимическом производстве, требует использования экстремальных и адаптивных систем управления, позволяющих стабилизировать параметры режимов [50].

Поэтому проблему эффективного и качественного сжигания углеводородного газа переменного состава с изменяющейся концентрацией во времени можно сформулировать следующим образом. Необходимо разработать метод сжигания любого углеводородного топлива изменяющегося состава в энергетической установке, который будет доводить до норм, определяемых экологическими требованиями, продукты сгорания для их безопасного выброса в атмосферу.

1.3.2 Факельное сжигание топлива

Сжигание горючих газов природного и искусственного происхождения для получения подогретой воды или технологического пара производится в топках котельных агрегатов, где функцию камеры сгорания выполняет факел [51; 52].

Сжигание газообразного углеводородного топлива любого состава, а тем более переменного во времени, требует обеспечения устойчивой и эффективной работы факелов с характеристиками, обеспечивающими заданные энергетические показатели [53].

Газовоздушная смесь на выходе из форсунок охлаждает их и в дальнейшем нагревается при взаимодействии с топочной средой, имеющей более высокий уровень температуры. Нагрев смеси осуществляется за счет лучистого теплообмена. При достижении топливной смесью температурного уровня около 750 °С начинается активное парциальное окисление компонентов горючей смеси и образование продуктов сгорания. При дальнейшем увеличении температуры до 1200 °С и при избытке воздуха, как правило, образуются продукты сгорания [54].

При горении топлива в факеле необходимо организовать такой процесс движения продуктов сгорания, чтобы обеспечить в дальнейшем сложный радиационный и конвективный теплообмен для передачи тепловой энергии трубам поверхности теплообмена.

Горение углеводородного топлива переменного состава для энергетических целей изучено недостаточно полно и точно. Четкие представления о кинетическом механизме его протекания отсутствуют [55].

Несмотря на то, что начальные и конечные продукты реакции горения – газы, в промежуточных продуктах, помимо газов, может быть элементарный углерод в виде сажи в факеле, образующейся из-за возникающего градиента давления при обтекании поверхностей теплообмена. В смеси горючих газов природного и искусственного происхождения всегда присутствуют отличные от метана газы. При увеличении молекулярного веса таких газообразных углеводородов их окисление протекает при низких температурах [56; 57]. Вследствие того, что более тяжелые углеводородные газы теряют устойчивость

химической структуры, то при нагревании возможно ее изменение от простого расщепления до перегруппировки атомов в углеводородные соединения родственного гомологического ряда. Такие углеводороды также являются неустойчивыми и при окислении могут разлагаться на атомарный или молекулярный водород и углерод. Количество выделившегося углерода в прочих равных условиях будет тем больше, чем выше углеродное число топливного газа, т. е. чем больше в нем углеводородов тяжелее метана [58].

В факеле при движении топливной смеси на интервале времени между вводом топливного газа и воздуха и получением конечных продуктов горения передающих тепловую энергию поверхности теплообмена в результате совмещения процессов термического распада углеводородных газов и цепных реакции окисления наблюдается сложный кинетический процесс, характеризующийся наличием ряда продуктов-компонент $[CO], [CO_2], [H_2O], [OH], [H_2], [O_2], [H], [O], [C]$ [59]. Соотношение между образующимися компонентами будет зависеть от констант равновесия и температуры при протекании реакций окисления. При наличии недостатка первичного воздуха в газовой смеси возможны процессы парциального окисления в богатых углерод-кислородных смесях, являющиеся основой окислительных газохимических процессов которые изучены недостаточно [45].

При вводе в факел бедных стехиометрических смесей (воздух – углеводородный газ) и очень быстром подогреве этой смеси до температуры, превышающей температуру самовоспламенения, при температуре горения более 1200 °С реакции окисления протекают настолько быстро, что термический распад углеводородов практически не происходит, а атомарный углерод в факеле будет отсутствовать [60].

Процесс активного окисления топлива с повышением энтальпии принято называть горением, а участок в факеле зоной активного горения. На этом участке выгорает 90...95 % массы углеводородного топлива. Остаток горючих компонентов выгорает на участке догорания, расположенного между зоной активного горения и выходным окном камеры сгорания [50].

Между факелом и отходящими продуктами сгорания и поверхностями теплообмена происходит лучистый теплообмен. Максимум температуры факела, соответствующий диапазону температур 1200...1600 °С, находится на участке активного горения [61; 62]. Минимум, соответствующий диапазону температур факела 250...450 °С находится в зоне истечения из форсунки. Следует отметить наличие в топливной смеси балласта CO_2 , N_2 , который свойствен углеводородным газам природного и искусственного происхождения приводит к существенному уменьшению указанных выше температур [63; 64].

Определяющее значение на величину лучистого теплообмена имеет температура излучающего факела и степень черноты. Степень черноты зависит от содержания в факеле трехатомных газов и от наличия в нем твердых частиц углерода. Газы излучаются из всего объема, поэтому толщина их слоя определяет интенсивность лучистого теплообмена. Излучательная способность водяного пара H_2O и двуокись углерода CO_2 наибольшая. Двухатомные газы кислорода O_2 и азота N_2 являются теплопрозрачными. В инфракрасном диапазоне двухатомные газы монооксидов азота NO и углерода CO имеют небольшую излучательную способность. С уменьшением размера частицы сажи степень ее черноты уменьшается вследствие того, что эти частицы оказываются меньше длины волны, на долю которой падает наибольшая часть энергии лучистого теплообмена [65].

Лучистая способность факела, содержащего частицы углерода, как и излучение газов, имеет избирательный характер. При уменьшении температуры излучающего тела максимум энергии излучения перемещается в сторону более длинных волн, что определяет уменьшение степени черноты сажи, образующейся в факеле [66; 67].

В случае наличия в топливной смеси горючих газов природного и искусственного происхождения, сероводорода H_2S и при температуре выше 1200 °С, помимо основных компонентов $[\text{CO}]$, $[\text{CO}_2]$, $[\text{H}_2\text{O}]$, $[\text{OH}]$, $[\text{H}_2]$, $[\text{O}_2]$, $[\text{H}]$, $[\text{O}]$, $[\text{C}]$, в факеле образуются серный SO_3 и сернистый SO_2 ангидриды,

монооксид NO и диоксид NO₂ азота [50; 68].

Снижение выхода SO₃, SO₂, NO₂, NO достигается организацией температурного режима горения. Уменьшение выбросов SO₃, SO₂ достигается очисткой продуктов сгорания за теплогенерирующим оборудованием. В дальнейшем целесообразно рассмотреть соблюдение нормативных требований по экологической безопасности при сжигании несертифицированных газов.

1.4 Газовые горелки

На стабильность работы котла на различных газах по генерации пара заданных параметров прежде всего влияют горелки. Горелка – это устройство, обеспечивающее возможность устойчивого регулирования процесса горения топлива в факеле [69; 51].

1.4.1 Требования, предъявляемые к газовым горелкам

Неподвижное относительно кратера горелки пламя называется устойчивым. Устойчивость обеспечивается динамическим равновесием между скоростью перемещения пламени в потоке газозвушной смеси и скоростью самого потока, перемещаемого пламя от устья горелки в топку. При сжигании газов искусственного происхождения переменного состава динамическое равновесие нестабильно и устойчивость такого процесса снижается. Отрыв пламени или прорыв его в горелку являются границами устойчивости. Отрыв пламени может происходить у всех типов горелок, а прорыв пламени может происходить только у кинетических и инжекционных горелок. Для первых с принудительной подачей

воздуха, для вторых при наличии в пределах смесителя однородной газозвушной смеси. При сжигании водородсодержащих газов за счет проскока пламени в горелку, приводящего к локальному взрыву происходит нарушение устойчивой работы инжекционных горелок. Изменяющийся состав газа влияет на диапазон регулирования горелок [70; 71; 72].

Эксплуатация горелок на смеси различных топлив допускается, но не допускается отклонения текущей тепловой мощности более чем на 5 % от номинальной. Неполнота сгорания топлива должна быть не более 0,4 %. Концентрация СО в сухих продуктах сгорания при коэффициенте избытка воздуха, равным единице, ограничивается до 0,05 % по объему.

Газовые горелки можно классифицировать по способу подачи компонентов; степени подготовки горючей смеси; скорости истечения продуктов сгорания; характеру потока, истекающего из горелки; номинальному давлению газа перед горелкой; возможности регулирования характеристик факела; необходимости регулирования коэффициента избытка воздуха; локализации зоны горения; возможности утилизации тепла продуктов сгорания; степени автоматизации [73; 74; 75].

Кроме того, газовые горелки можно классифицировать по возможности регулирования характеристик факела: горелки бывают с регулируемыми и нерегулируемыми параметрами создаваемого факела. Действие по сдвигу горения в диффузионную или кинетическую сторону этих горелок основано на возможности изменения подаваемого количества воздуха, или на изменении условий смесеобразования [76; 77].

Изменение температуры газа, подаваемого на горелки, позволяет изменять показатели надежности работы горелочных устройств, коэффициент регулирования, экономические и экологические показатели [78].

1.4.2 Повышение эффективности сжигания газа

К конструированию и применению горелочных устройств, работающих на газе искусственного происхождения переменного состава, предъявляется ряд требований: горелки должны обеспечить полное и надежное сжигание топлива с минимальным избытком воздуха, быть компактными и удобными в эксплуатации, отличаться большим сроком службы и иметь невысокую стоимость. Горелки должны создавать факел с требуемыми теплообменными характеристиками [79].

Обеспечить перечисленные требованиям одинаково невозможно, поэтому, прежде всего, необходимо знать наиболее важные из них для рассматриваемой парогенерирующей установки.

Обеспечение эффективности и экологической безопасности использования топлива как газогорелочных устройств, так и всего топливоиспользующего агрегата возможно за счет изменения конструкции горелок, режимными методами или управлением свойствами топлива.

Образование газозудушной смеси и её воспламенение зависят от внешних и внутренних условий. Влияние конструктивных характеристик горелок на процесс горения можно назвать внешним, а влияние характеристик самого топлива – внутренним. Совершенствование конструкции горелочных устройств велось различными способами [80; 81].

1.4.3 Совершенствование методов смесеобразования

Организация процессов смешения газа и воздуха играет ключевую роль в топочных процессах. Фактор смешения газа с воздухом оказывает первостепенное влияние на интенсивность и полноту горения, а также на характеристику факела: размеры, светимость, температурный уровень, экологические характеристики. Поэтому совершенствованию методов смесеобразования уделялось и уделяется большое внимание [82; 83; 84].

В промышленных и крупных отопительных котельных получили широкое распространение газомазутные горелки с периферийной выдачей газовых струй

под углом $45... 90^\circ$ в поперечный закрученный поток воздуха. К их числу относятся горелки с кольцевым газораздаточным коллектором [66].

Для котлов и печей малой и средней мощности, когда размеры фронтальной стены топки весьма ограничены, применяются газовые и газомазутные горелки с центральной выдачей топливных струй в поперечный закрученный или прямоточный поток воздуха. К этой группе горелок относятся горелки типа ГГВ, прямоточные горелки типа Г-1,0 и Г-0,4 и горелки типа ГНП с многоструйной выдачей газа под углом 45° в закрученный поперечный поток воздуха [62; 85; 86].

Благодаря закручиванию потока воздуха, перечисленные горелки обеспечивают полное сжигание топлива в коротком факеле при коэффициенте избытка воздуха $1,05...1,12$. Значительным недостатком вихревых горелок является очень неравномерное тепловыделение по оси факела и неравномерное распределение температур и тепловых потоков по экраным поверхностям нагрева [87].

Для устранения этих недостатков ЦКТИ разработал газовые и газомазутные горелки с осесимметричной выдачей газа в поток воздуха, у которых угол встречи газовых струй с закрученным потоком составляет от 0 до 45° . Данная конструктивная особенность реализована в горелках ГМГ.

Однако, снижение интенсивности смесеобразования в горелках ГМГ привело к увеличению коэффициента избытка воздуха, необходимого для обеспечения низкой химической неполноты сгорания, до $1,15...1,2$ [79].

Для устранения указанного недостатка было предложено усовершенствовать схему выдачи и смешения газа у горелок подобного типа путем выполнения дополнительных газовыпускных отверстий на боковой цилиндрической поверхности газовой камеры. Таким образом, после реконструкции горелки стали иметь два ряда газовыпускных отверстий, направленных под углом 90° друг к другу. Отверстия на боковой цилиндрической поверхности газовой камеры выдают струи топлива под углом 90° в закрученный поперечный поток воздуха, а отверстия на её торцевой стенке – параллельно продольной оси горелки [45; 88; 89].

В результате такой комбинации способов выдачи газовых струй удалось заметно сократить длину факела, добиться качественного сжигания газа при коэффициенте избытка воздуха 1,1 и сократить выход токсичных окислов азота.

1.4.4 Особенности работы горелок при сжигании газов искусственного происхождения переменного состава

Особенностью работы паровых котлов на нефтеперерабатывающих предприятиях является использование в них в качестве топлива собственных газов искусственного происхождения переменного состава, состав которых значительно колеблется во времени и зависит от перерабатываемого сырья и различной структуры включенных технологических установок. В [90; 91...93; 94...120; 121...123; 124; 125...130; 131; 132] приведены результаты исследований эффективного сжигания газов искусственного происхождения переменного состава.

Очевидно, что наиболее оптимальным решением в таких случаях является использование горелок с регулируемыми параметрами [133], но есть попытки обеспечить сжигание газов переменного состава и в обычных горелках [134; 135].

При сжигании газов искусственного происхождения переменного состава в инжекционных горелках изменение состава ведет к изменению количества эжектируемого воздуха и как следствие, изменению условий перемешивания газозвушной смеси. При сжигании газа в горелках с принудительной подачей воздуха изменение его состава приводит к изменению глубины проникновения газовых струй в поток воздуха вследствие изменения скорости смеси, что влечет за собой изменение интенсивности турбулентной диффузии. Изменение молекулярной диффузии обуславливается различиями в коэффициентах молекулярной диффузии различных газов.

Ухудшение условий смесеобразования приводит к необходимости

увеличивать коэффициент избытка, помимо снижения экономичности, его увеличение при сжигании сернистых топлив увеличивает серноокислотную коррозию хвостовых поверхностей нагрева. Так, согласно [136], при $\alpha = 1,05... 1,07$ только 3 % сернистого ангидрида превращается в серный, а при большем избытке воздуха окисляется до 20 % сернистого ангидрида. Для определения возможности взаимозаменяемости газов в газовых горелках используют число Воббе W_o , определяемое как отношение низшей объемной теплоты сгорания газа Q_n^p , кДж/м³, к величине корня квадратного из относительной плотности газа ρ . Число Воббе характеризует тепловую мощность горелочных устройств при постоянном давлении газа и оценивает нормальное и безопасное горение различных по составу топливных газов.

В [137; 138] предлагается метод по настройке нормального режима работы инжекционных горелок. Сущность метода заключается в использовании расширенного числа Воббе, которое в отдельных случаях позволяет достигнуть взаимозаменяемости газов за счет некоторого изменения давления газа, которое позволит изменить тепловую мощность горелки от 0,95 до 1,05 от расчетного значения. При больших отклонениях W_o рекомендации однозначны – изменить диаметр газовых сопел.

Для газовых горелок с принудительной подачей воздуха при переходе с газа одного состава на другой рекомендуется их пересчет. При этом рекомендуется изменять газоразпусковые отверстия из соображения сохранения глубины проникновения струй газа в поток воздуха.

Для сжигания непроектного газа в горелках без изменения их конструкции необходимо изменять W_o этого газа, приближая его значение к проектному. Изменение W_o газа в общепринятом понятии этого значения возможно посредством изменения его химического состава путем разложения или синтеза его компонентов и добавления другого газа.

Для работы горелок при постоянном давлении определяющее значение имеют их рабочие параметры. По закону Гей-Люссака объем газа пропорционален абсолютной температуре. Из этого следует обратно пропорциональная

зависимость плотности и объемной теплоты сгорания от абсолютной температуры.

Кинетика химической реакции в пламени зависит от условий воспламенения, которые определяются явлениями теплопроводности в топливной смеси и диффузии между топливным газом и воздухом. Количество продуктов сгорания определяется стехиометрическими отношениями.

Принимая во внимание факты, изложенные выше, можно говорить о возможности повышения эффективности сжигания газа искусственного происхождения переменного состава в горелках с принудительной подачей воздуха посредством изменения проходного сечения газа за счет работы в дискретном режиме как по подаче газа, так и по подаче воздуха.

1.5 Постановка задачи исследования

Проведенный анализ показал, что причины вредных выбросов при эксплуатации дизельного двигателя на смесях нефтяного и биодизельного топлива до конца не определены [137]. Анализ проводился для выбросов органических соединений, которые классифицируются по охране окружающей среды США как токсичные вещества. Другая работа [138] иллюстрирует результаты исследования по выбросу тяжелых углеводородов при работе энергетической установки. Констатируется, что при любых характеристиках выбросов тяжелых углеводородов топливо претерпевает различные тепловые и кинетические процессы при сгорании. Образование продуктов происходит из газовой фазы реакции пиролиза тяжелого углеводорода в пламени. Поэтому выброс тяжелых углеводородов из установки является следствием наличия несгоревшего топлива. В [139] приведены результаты численного исследования и

моделирования характеристики зажигания углеводородных топливных смесей при прохождении термического крекинга для реактивного топлива в воздушно-реактивной установке при высоких числах Маха. В основу метода исследования положена модель молекулярного переноса и химической кинетики, особое внимание уделено изменениям состава топлива, температуры и добавок. Показано влияние на температуры горения и воспламенения смеси добавки небольшого количества CH_4 и C_2H_4 в реактивное топливо. Проведены исследования влияния добавок в смеси до 10 % водорода и до 1 % фтора. Следует отметить, что физические и численные эксперименты в рассматриваемых работах [137–138] проводились при неизменной и известной смеси горючего.

Для несертифицированных видов топлива подход, изложенный в [139], не может быть приемлем потому, что изменение химического состава топлива происходит случайным образом в любой момент времени.

Управление сжиганием горючего неизвестной теплотворной способности может быть обеспечено экстремальным регулятором. При заданном расходе горючего путем изменения расхода окислителя (воздуха) обеспечивает стехиометрическое соотношение, что соответствует максимальной температуре продуктов сгорания. Максимальная температура достигается при коэффициенте избытка воздуха α , который равен 1,0.

Максимальная температура достигается при коэффициенте избытка воздуха α , который равен 1,0.

Альтернативой такому методу может служить определение состава газа неизвестной теплотворной способности с помощью газоанализатора.

Такой метод обладает рядом недостатков: ресурсоемкий, громоздкий, имеет большое время инерции и, как следствие, запаздывание. Поэтому он с трудом интегрируется в автоматизированную систему управления. Для газоанализаторов требуются данные по перечню газов в смеси. Применение газоаналитических приборов усложняется тем, что такие газы содержат в своем составе нежелательные компоненты, которые приводят к ускоренному износу первичных приборов и выходу их из строя. Стоимость системы растет с увеличением этого

перечня.

Целесообразно рассмотреть подходы к моделированию и результаты натуральных и численных экспериментов в ряде исследований, которые были получены при изучении образования сажи, фактически углерода. В [140] рассматриваются виды топлива, обладающие свойствами образования сажи, содержащие полициклические ароматические углеводороды (нафталин). Избыточная концентрация кислорода на эффект образования сажи не повлияла. Влияние оказало изменение температуры пламени, расход топлива и продолжительности горения топлива. А в [141] было обнаружено, что в условиях высокой температуры пламени появляется возможность разложить метан на водород и $C_2 - C_4$ углеводороды, тем самым снизить образование бензола и конденсированных фаз, в т. ч. и сажи. Это означает, что ароматизация/дегидрогенизация сажи в предварительно смешанном топливе во время горения больше зависит от характеристик топлива. Результаты рассмотренных материалов [139–141] показали, что созданные и примененные численные модели не являются универсальными и не могут быть взяты за основу изучения сгорания углеводородного газа при изменении во времени концентраций составляющих его частей.

В работе [142] изучены этапы горения метана в воздухе для отношений воздух/топливо от 0,5 до 1,4 и давлении от 1 до 70 атм. В основу анализа был положен сокращенный до четырех этапов кинетический механизм. Продолжительность этапов связана со скоростями элементарных реакций, входящих в цепной механизм для окисления метана. Получены аналитические выражения для скорости горения и для характерной температуры. Для обедненного топлива численные и натурные эксперименты совпали. Результаты по скоростям горения получились завышенными для стехиометрического и богатого пламени.

Модель воспламенения первичных эталонных топлив (32 вида) была разработана в [143] исходя из упрощенной кинетической модели, которая включала 55 реакций. Результаты исследований подтвердили известные

двухступенчатые характеристики зажигания тяжелых углеводородов, которые включают низкие и высокие температурные циклы с последующей разветвленной цепью взрыва. Показано, что на первом этапе выделение энергии уменьшается, а задержка воспламенения увеличивается нелинейно с повышением октанового числа и уменьшением начального давления. Скорость выделения энергии определяется, прежде всего, скоростью окисления CO во время взрывной фазы после задержки воспламенения. Предварительный анализ [142; 143] построения кинетической модели показал, что для создания модели окисления смеси газов необходимо использовать подход, основанный на моделировании цепного механизма. В открытой литературе не обнаружено никаких аналитических методов и моделей, позволяющих поддерживать заданные энергетические характеристики энергетического оборудования при качественном изменении свойств углеводородного топлива.

Целью работы является разработка моделей и методов, позволяющих повысить эффективность процессов горения углеводородных газов переменного состава в камерах сгорания за счет постоянного изменения отношения топливо/воздух посредством измерений температуры факела в парогенерирующих установках.

Диссертационная работа направлена на решение научной задачи, состоящей в поддержании оптимального соотношения при сжигании в воздухе углеводородного газа неизвестного состава за счет поиска максимальной температуры горения при обеспечении заданных характеристик факела пламени при изменении текущего расхода воздуха.

Для решения главной задачи диссертационного исследования необходимо разработать модели определения условной формулы углеводородного горючего по измеренным расходам воздуха и углеводородного газа и температуре пламени и методы реализации его эффективного сжигания в парогенерирующем оборудовании за счет изменения отношения топливо/воздух с целью обеспечения максимальной эффективности. При этом необходимо рассмотреть следующие вспомогательные задачи:

1. Для проведения исследования прежде всего необходимо провести анализ способов получения углеводородных газов переменного состава и особенностей их сжигания в парогенерирующих установках. На этой основе разработать имитационную модель сжигания углеводородных газов переменного состава в камерах сгорания посредством измерений температуры факела и расходов горючего и окислителя. Математическая модель должна базироваться на вычислении условной формулы газообразного углеводородного топлива, основанной на законах сохранения вещества, Дальтона, химического равновесия по парциальным давлениям, которая позволит определить количественный состав условной формулы, энтальпию и состав продуктов сгорания.

2. Для разработки математической модели характеристик факела при изменении состава горючего и количества окислителя для определения устойчивости горения необходимо на основе теории гидродинамической устойчивости пламени в приложении к факельному горению рассчитать схему управления горелками с целью недопущения возникновения составленного факела в камере сгорания парогенерирующего оборудования.

3. Для разработки метода и модели обеспечения постоянства заданных характеристик генерации пара при изменении во времени качественного состава углеводородного газа необходимо определить динамические характеристики парового котла, основанные на уравнениях материального и теплового балансов, законах конвективного и лучистого теплообмена и свойствах сжимаемой газообразной среды.

4. Провести исследование разработанного метода обеспечения заданной паровой нагрузки, который базируется на математических моделях вычисления условной формулы газообразного углеводородного топлива и определения динамических характеристик парового котла. Поиск максимального уровня эффективности генерации пара при использовании углеводородного газа переменного состава осуществлять за счет постоянного изменения отношения топливо/воздух посредством измерений температуры факела в парогенерирующей установке.

Выводы по первому разделу

1. Задачи обеспечения требуемой паропроизводительности в энергетических установках, работающих на постоянно изменяющемся качественном составе топлива, в теоретическом плане до конца не решены. До настоящего времени не разработаны научно-теоретические основы, позволяющие провести эффективное сжигание, отсутствуют адекватные методы определения максимальной эффективности и методики их оценки. Вследствие этого решение такой задачи обеспечения максимальной эффективности в условиях постоянного изменения качественного состава топлива требует изыскания и внедрения новых расчетных методов и моделей.

2. Особенности эксплуатации современных парогенерирующих энергетических установок на несертифицированных углеводородных газах определяют проблему обеспечения ее эффективности. Острота и важность данной проблемы усугубляется тем, что на научном уровне на сегодняшний день она недостаточно разработана, а на инженерном уровне решается интуитивно и не всегда обеспечивает экологическую безопасность. В этом её практическая и научная важность и актуальность. При этом практически отсутствует научно-методический аппарат нормирования требований к эффективности эксплуатации парогенерирующего оборудования, ее анализа, а также обоснования методов и моделей обеспечения ее требуемого уровня.

3. Обеспечение парогенерирующих установок несертифицированным углеводородным газом для снижения энергоемкости совокупного национального продукта Украины представляет собой огромное поле для разработки и внедрения новых методов и моделей, которые позволят за счет вторичного использования таких углеводородных газов повысить эффективность технологических процессов сжигания топлива.

4. Анализ перспектив развития современных технологий сжигания несертифицированных газов прежде всего в нефтеперерабатывающей и металлургической отраслях промышленности показывает, что избытки таких газов можно реализовывать для обеспечения снижения как собственной энергетической зависимости, так и обеспечения вторичными энергетическими ресурсами других потребителей.

5. Проведен анализ возможностей получения несертифицированных углеводородных газов, показана перспективность их использования для снижения зависимости от монопольного поставщика углеводородного топлива, обоснована структура и сформулированы задачи диссертационного исследования.

РАЗДЕЛ 2

МОДЕЛЬ И МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ГАЗОВ ПРИРОДНОГО И ИСКУССТВЕННОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ

2.1 Обобщённая математическая модель определения продуктов сгорания

В [144; 7] описан метод расчета состава продуктов сгорания при известном составе топлива (в общем случае смесового). На основе известных массовых или объемных долей составных частей топлива, а также их химических формул, записывается условная формула топлива в виде

$$A_{b_{1T}}^{(1)} A_{b_{2T}}^{(2)} \dots A_{b_{iT}}^{(i)} \dots A_{b_{mT}}^{(m)}, \quad (2.1)$$

где $A^{(i)}$ – символ i -го химического элемента; b_{iT} – количество атомов i -го химического элемента в условной молекуле топлива.

При определении неизвестного состава альтернативного горючего его

условная формула может быть записана в аналогичном виде. Количество атомов каждого химического элемента неизвестно. Оно определяется в дальнейших расчетах. Перечень же элементов должен быть известен. Это является ограничением в рассматриваемом методе. Но оно не представляется очень строгим. Так, предельные и непредельные углеводороды состоят лишь из углерода (C) и водорода (H). Учет кислорода (O) позволяет рассматривать и спирты. В состав некоторых видов топлива может входить сера (S) и т. д. На количество учитываемых элементов ограничений нет. Перед началом определения состава должен быть известен лишь их перечень. В подавляющем большинстве случаев это не составляет труда.

Уравнение сохранения вещества записывается в виде

$$\sum_q (a_{iq} \cdot n_q) = b_{iT}, \quad (2.2)$$

где q – количество веществ в продуктах сгорания; b_{iT} – количество атомов i -го вида в условной молекуле топлива; a_{iq} – количество атомов этого же вещества в q -ом веществе продукта сгорания; n_q – количество молей q -го вещества в продуктах сгорания.

Для получения простого варианта записи уравнений химического равновесия в [145] предложен и в [144] использован вариант записи уравнений сохранения вещества в виде

$$\sum (a_{iq} \cdot P_q) = M_T \cdot b_{iT}, \quad (2.3)$$

В (2.3) в отличие от (2.2) в расчетах учитывается M_T молей топлива, количество которых выбирается таким образом, чтобы количество молей (n_q) q -го вещества в продуктах сгорания было равно его парциальному давлению P_q . В этом случае M_T является дополнительной неизвестной величиной и подлежит определению.

С учетом уравнения (2.3) закон действующих масс (закон химического равновесия по парциальным давлениям) записывается в виде

$$\frac{\prod P_i^{a'_{ij}}}{P_j} = K_j^0, \quad (2.4)$$

где P_j, P_i – парциальные давления веществ в продуктах сгорания, соответственно зависимых j и независимых i , из которых зависимые могут быть образованы; a'_{ij} – стехиометрический коэффициент в реакции химического равновесия; K_j^0 – константа химического равновесия по парциальным давлениям.

Уравнений (2.3) и (2.4) достаточно для нахождения q парциальных давлений газов, входящих в продукты сгорания. Для определения величины M_T используется уравнение закона Дальтона:

$$\sum_q P_q = P, \quad (2.5)$$

где P – давление смеси газов продуктов сгорания в топке котла (камере сгорания, химическом реакторе и т.д.).

Модель в виде уравнений (2.3), (2.4), (2.5) применяется, как отмечалось ранее, в случае известной условной формулы топлива (2.1). В случае использования топлива неизвестного состава для определения величин b_{iT} нужны дополнительные уравнения [7; 17].

2.2 Дополнительные замыкающие соотношения задачи

Модель в выражениях (2.3), (2.4), (2.5) решает прямую задачу в случае известной условной формулы топлива (2.1). Рассмотрим решение расширенной задачи для распространенной формы топлива, горючее и окислитель которого находятся в газообразном состоянии: окислитель известного состава, горючее – газ или смесь газов неизвестного состава [11].

Дополнительно к выражениям (2.3), (2.4), (2.5) запишем замыкающие соотношения. Для газообразного состояния молярные объемы любых идеальных веществ одинаковы. В силу этого отношения объемных расходов горючего и окислителя равны молярным отношениям в рассматриваемых реакциях горения. Дополнительное балансовое уравнение для топлива и продуктов сгорания с

учетом (2.3) имеет вид

$$(I_G + \alpha \cdot \chi_0 \cdot I_O) \cdot M_T = \sum_q I_q \cdot P_q. \quad (2.6)$$

Здесь α – коэффициент избытка окислителя; χ_0 – мольный стехиометрический коэффициент соотношения компонентов; I_G, I_O, I_q – мольные энтальпии горючего, окислителя и газов в смеси продуктов сгорания.

Чтобы применить уравнение (2.6) для нахождения нескольких дополнительных переменных, необходимо использовать работу экстремального регулятора. При одном из шагов его работы замеряются объемные расходы окислителя и горючего ${}^{(1)}\dot{V}_O, {}^{(1)}\dot{V}_G$, а также температура продуктов сгорания ${}^{(1)}T$, соответствующая этим расходам (верхний индекс ${}^{(1)}$). При этом в уравнении (2.6) осуществим следующую замену

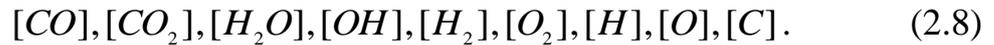
$$\alpha \cdot \chi_0 = {}^{(1)}\dot{V}_O / {}^{(1)}V_G, \quad (2.7)$$

где \dot{V}_O, \dot{V}_G – объемные расходы окислителя и горючего, а температуре ${}^{(1)}T$ будут соответствовать энтальпии веществ ${}^{(1)}I_q$, входящих в продукты сгорания и их парциальные давления.

Перечень химических элементов, из которых состоит горючее (b_{IT}), должен быть известен. Это является ограничением рассматриваемой модели, которое не представляется очень строгим. Так учет даже ограниченного количества атомов веществ, например $[C], [H], [O], [S], [N]$, позволяет смоделировать почти все органические соединения, горящие в воздушной атмосфере [146 – 152; 7; 17; 8].

Если горючее состоит из (n) элементов, то количество новых неизвестных составляет ($n+1$), т. к. кроме количества атомов элементов в условной формуле горючего необходимо определить и его энтальпию I_G . Для этого необходимо записать ($n+1$) уравнений вида (2.6). Каждому такому уравнению соответствует свое измерение величин ${}^{(1)}\dot{V}_O, {}^{(1)}\dot{V}_G, {}^{(1)}T$ при пробном сжигании топлива и варьировании величины ${}^{(1)}\dot{V}_O$. При принятом количестве газов в продуктах сгорания (q) для каждого уравнения (2.6) необходимо записать ($q+1$) уравнения

основной модели (2.3), (2.4), (2.5) и с учетом количества новых неизвестных $(n+1)$ всего $((q+1)+1) \cdot (n+1)$ уравнений. Так, например, при использовании углеводородного горючего, состоящего из $n=2$ элементов (углерода $[C]$ и водорода $[H]$) с использованием в качестве окислителя кислорода $[O]$, в качестве продуктов сгорания можно рассматривать $q=9$ веществ:



Для решения прямой задачи необходимо решить систему уравнений из $(q+1)=10$ уравнений и добиться соблюдения баланса в уравнении (2.6). При решении расширенной задачи потребуется решить систему из $((9+1)+1) \cdot (2+1) = 33$ уравнений.

Рассмотрим, хотя и частный, но широко распространенный вид топлива, горючее и окислитель которого находятся в газообразном состоянии. В данном случае окислитель известного состава – воздух, кислород и др., горючее – газ или смесь газов неизвестного состава.

Выразим молекулярную массу газообразного топлива в виде

$$\mu_r = \frac{\dot{V}_0 \cdot \mu_0 + \dot{V}_2 \cdot \mu_2}{\dot{V}_0 + \dot{V}_2}, \quad (2.9)$$

где \dot{V}_0 – объемный расход окислителя; \dot{V}_2 – объемный расход горючего; μ_0 – молекулярная масса окислителя; μ_2 – молекулярная масса горючего.

Объемные расходы должны быть приведены к одинаковому давлению (например, атмосферному) и одинаковой температуре.

Запишем условную формулу горючего в виде, аналогичном формуле (2.1)

$$B_{b_{1z}}^{(1)} B_{b_{2z}}^{(2)} \dots B_{b_{iz}}^{(i)} \dots B_{b_{nz}}^{(n)}. \quad (2.10)$$

Здесь $B^{(i)}$ – символ i -го химического элемента в горючем; b_{iz} – количество атомов i -го химического элемента в условной молекуле горючего; n – количество символов химических элементов в условной формуле горючего.

Из уравнения (2.7) молекулярная масса горючего может быть определена из соотношения

$$\mu_z = \sum_{i=1}^n (\mu_i \cdot b_{iz}),$$

(2.11)

где μ_i – атомные массы элементов, входящих в условную формулу горючего.

С учетом значения M_T , учитываемого в уравнении (2.3), масса топлива, участвующего в рассчитываемой реакции горения определяется соотношением

$$m_T = \mu_T \cdot M_T, \quad (2.12)$$

а масса продуктов сгорания в этой же реакции

$$m_{\text{ПС}} = \sum_{j=1}^q (\mu_j^{\text{ПС}} \cdot P_j). \quad (2.13)$$

Здесь $\mu_j^{\text{ПС}}$ – молекулярные массы веществ, входящих в состав продуктов сгорания.

Из закона сохранения массы следует

$$m_T = m_{\text{ПС}}, \quad (2.14)$$

а учитывая уравнение (2.9) и условную формулу (2.10) получим

$$\mu_T \cdot M_T = \sum_{j=1}^q (\mu_j^{\text{ПС}} \cdot P_j). \quad (2.15)$$

Подставляя в соотношение (2.12) выражение для μ_T уравнение (2.6), а в него выражение для μ_z уравнение (2.8) в конечном итоге запишем

$$\frac{\dot{V}_0 \cdot \mu_0 + \dot{V}_z \cdot \sum_{i=1}^n (\mu_i \cdot b_{iz})}{\dot{V}_0 + \dot{V}_z} \cdot M_T = \sum_{j=1}^q (\mu_j^{\text{ПС}} \cdot P_j). \quad (2.16)$$

Уравнение (2.13) служит дополнением к модели (2.3), (2.4), (2.5). Но уравнение (2.13) в модели добавлено одно, а неизвестных b_{iz} несколько [10; 8].

Чтобы получить замкнутую систему уравнений, запишем модель в иной постановке. Процесс горения топлива считается изоэнтальпийным. При расчете процесса сжигания топлива известного состава определяется его энтальпия в исходном состоянии. Температура же продуктов сгорания подбирается таким образом, чтобы их энтальпия была равна энтальпии топлива. При сжигании

горючего неизвестного состава процесс горения также считается изоэнтальпийным. Но экстремальный регулятор ищет непосредственно максимум температуры продуктов сгорания. При этом для каждой замеренной в процессе поиска температуры может быть определен соответствующий объемный расход окислителя и горючего. Вот эти данные и могут служить для замыкания системы уравнений.

Будем считать, что в процессе поиска с помощью экстремального регулятора максимальной температуры в котле (камере сгорания, химическом реакторе и т.д.) состав горючего, хотя и неизвестен, но неизменен. Определенному соотношению замеренных объемных расходов компонентов топлива, а также соответствующей ему температуре продуктов сгорания будет отвечать свой количественный их состав. Парциальные давления $P_i^{(1)}$ и $M_T^{(1)}$, как и ранее, вычисляются с помощью уравнений вида (2.3), (2.4), (2.5). Уравнение (2.13) позволяет выразить одну из величин b , например b_{1z} . Верхний индекс (1) при записи парциальных давлений и $M_T^{(1)}$ информирует о том, что эти величины соответствуют первому зафиксированному значению объемных расходов горючего и окислителя в процессе поиска максимальной температуры. При очередном изменении расхода окислителя фиксируется его объемный расход и новая температура в котле (камере сгорания, химическом реакторе и т.д.). Этим данным будут соответствовать новые значения парциальных давлений $P_i^{(2)}$ и $M_T^{(2)}$, т. к. в силу принятого допущения при этом состав горючего не изменяется, с помощью уравнения вида (2.13) может быть выражено b_{2z} количество атомов второго химического элемента в условной формуле горючего (2.7). Проведя последовательно необходимое количество шагов изменения расхода окислителя, можно выразить все величины b_{iz} в (2.7), тем самым замкнув систему уравнений для определения состава горючего.

Количество уравнений в рассматриваемой модели по сравнению со случаем известного состава топлива существенно возрастает. Так, для определения состава продуктов сгорания известного топлива необходимо решить систему из $(q+1)$

уравнений. Здесь q – количество веществ (газов), входящих в состав продуктов сгорания. Еще одно уравнение необходимо для определения M_T . В случае неизвестного состава горючего только для выражения одного индекса b_{iz} в условной формуле горючего необходимо записать группу из $(q + 2)$ уравнений. Таких групп должно быть (n) по числу химических элементов в условной формуле горючего. Таким образом, общее количество уравнений в системе будет равно $[n \cdot (q + 2)]$.

Рассмотренная модель позволяет определить состав неизвестного горючего даже не определив с помощью экстремального регулятора максимальную температуру в котле. Далее появляется возможность рассчитать энтальпию горючего и оптимальный режим его сжигания.

Было принято допущение о неизменности состава неизвестного горючего в процессе его определения. Это является ограничением на применение модели, но не очень строгим. С одной стороны, состав не сертифицированного горючего в процессе его использования может изменяться, но не настолько быстро, чтобы не успеть определить его состав. С другой стороны, даже если изменение произошло, предложенный метод позволяет зафиксировать это. При количестве ступеней изменения расхода окислителя большем, чем (n) , можно составить два комплекта уравнений и дважды определить состав горючего. Совпадение вычисленных составов будет свидетельствовать об их неизменности в процессе вычислений [11].

2.3 Определение состава продуктов сгорания в модельной задаче

В качестве окислителя – кислород. Горючее – углеводородное. В его состав входят элементы «С» – углерод и «Н» – водород. Конкретный состав горючего, а также коэффициент « α » (коэффициент избытка окислителя) неизвестны. Горючее и окислитель в газообразном состоянии.

Исходные данные: $\dot{V}_{ок}^{(1)}$; $\dot{V}_{гор}^{(1)}$; $^{(1)}T$; $\dot{V}_{ок}^{(2)}$; $\dot{V}_{гор}^{(2)}$; $^{(2)}T$; μ_C ; μ_H ; μ_O ;
 P_Σ ; δ ,

где $\dot{V}_{ок}$ – объёмный расход окислителя; $\dot{V}_{гор}$ – объёмный расход горючего; T – температура в камере при данных расходах горючего и окислителя; $^{(1)}X$; $^{(2)}X$ – верхний индекс, указывающий на замер параметров при соответствующих расходах $\dot{V}_{гор}$; $\dot{V}_{ок}$; μ_C , μ_H , μ_O – соответствующие массы углерода, водорода, кислорода; P_Σ – давление в камере; δ – коэффициент нижней релаксации.

Предварительно вычисляются:

$$\begin{aligned} ^{(1)}a_\Gamma &= \dot{V}_\Gamma^{(1)} / (\dot{V}_{ок}^{(1)} + \dot{V}_\Gamma^{(1)}); & ^{(2)}a_\Gamma &= \dot{V}_\Gamma^{(2)} / (\dot{V}_{ок}^{(2)} + \dot{V}_\Gamma^{(2)}); & ^{(1)}a_{ок} &= \dot{V}_{ок}^{(1)} / (\dot{V}_{ок}^{(1)} + \dot{V}_\Gamma^{(1)}); \\ ^{(2)}a_{ок} &= \dot{V}_{ок}^{(2)} / (\dot{V}_{ок}^{(2)} + \dot{V}_\Gamma^{(2)}); & \mu_{CO}; \mu_{CO_2}; \mu_{H_2}; \mu_{O_2}; \mu_{H_2O}; \mu_{OH}. \end{aligned}$$

Рассмотрим вычисление парциальных давлений продуктов сгорания углеводородов в кислороде при заданных температуре и давлении. Из числа возможных индивидуальных веществ продуктов сгорания рассмотрим основные ([144], стр. 29) CO , CO_2 , H_2O , OH , H_2 , O_2 , H , O , C .

Если топливо в газообразном виде (горючее и окислитель - газы), то молекулярная масса условной формулы топлива может быть определена в соответствии с уравнением (2.13) в виде

$$\mu_m = \mu_\Gamma + \frac{\dot{V}_{ок}}{\dot{V}_\Gamma} \cdot \mu_{ок}, \quad (2.17)$$

где $\dot{V}_{ок}$, \dot{V}_Γ – объёмные расходы окислителя и горючего соответственно; $\mu_{ок}$, μ_Γ – молекулярные массы окислителя и горючего соответственно; μ_m – молекулярная масса условной формулы топлива.

Для кислорода (O_2) – окислителя

$$\mu_{ок} = 2 \cdot \mu_O^{(ок)} = a \cdot \mu_O^{(ок)}, \quad (2.18)$$

где $\mu_O = 15,9994$ – атомная масса кислорода; $a = 2$ – количество атомов кислорода в окислителе.

Для углеводорода (горючего)

$$\mu_{\Gamma} = \nu_H^{(\Gamma)} \cdot \mu_H + \nu_C^{(\Gamma)} \cdot \mu_C, \quad (2.19)$$

где $\mu_H = 1,00795$ – атомная масса водорода; $\mu_C = 12,0108$ – атомная масса углерода; $\nu_H^{(\Gamma)}$, $\nu_C^{(\Gamma)}$ – количество атомов водорода и углерода в условной формуле горючего.

Если горючее состоит из одного вещества, то $\nu_H^{(\Gamma)}$ и $\nu_C^{(\Gamma)}$ соответствуют количеству соответствующих атомов в химической формуле этого вещества.

Из закона (2.14) с учетом уравнений (2.15) и (2.16) получим

$$\mu_m = \nu_H^{(\Gamma)} \cdot \mu_H + \nu_C^{(\Gamma)} \cdot \mu_C + \frac{\dot{V}_{ок}}{\dot{V}_{\Gamma}} \cdot a \cdot \mu_O, \quad (2.20)$$

Из уравнения (2.17) следует

$$\left. \begin{aligned} \nu_H^{(\Gamma)} &= \nu_H^{(T)}; \\ \nu_C^{(\Gamma)} &= \nu_C^{(T)}; \\ \frac{\dot{V}_{ок}}{\dot{V}_{\Gamma}} \cdot a &= \nu_O^{(T)} \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

Здесь $\nu_H^{(T)}$, $\nu_C^{(T)}$, $\nu_O^{(T)}$ – количество атомов водорода, углерода и кислорода в условной формуле топлива. Величины $\nu_H^{(\Gamma)}$ и $\nu_C^{(\Gamma)}$ неизвестны и подлежат определению.

При записи математической модели (ММ) порядок нумерации обратных реакций в программе расчета и соответствующих сочетаний химического равновесия следующий (табл. 2.1):

Таблица 2.1 – Основные реакции образования зависимых веществ

1	$CO \leftrightarrow C + O$
2	$CO_2 \leftrightarrow C + 2O$
3	$H_2O \leftrightarrow 2H + O$
4	$OH \leftrightarrow H + O$

5	$H_2 \leftrightarrow 2H$
6	$O_2 \leftrightarrow 2O$

Тогда система уравнений для любой точки замера объёмных расходов \dot{V}_r и $\dot{V}_{ок}$ запишется в виде уравнений закона действующий масс.

Используя математический приём, отмеченный в уравнении (2.3), о расчете молей топлива, участвующих в реакции для уравнений, приведенные в таблице, можно записать закон действующих масс, который представляет собой отношение концентрации веществ соответствующих реакций, являющийся константой химического равновесия. Для рассматриваемой реакции и принятой температуры эта константа известная и табулируемая величина. Согласно закону (2.4) вместо концентраций используются парциальные давления продуктов сгорания. Поэтому уравнение закона действующих масс для реакций, приведенных в табл. 2.1, будет иметь вид уравнений закона действующих масс (2.5).

$$1) \quad \frac{P_c \cdot P_o}{P_{CO}} = \kappa_1(T); \quad (2.22)$$

$$2) \quad \frac{P_c \cdot P_o^2}{P_{CO_2}} = \kappa_2(T); \quad (2.23)$$

$$3) \quad \frac{P_H^2 \cdot P_o}{P_{H_2O}} = \kappa_3(T); \quad (2.24)$$

$$4) \quad \frac{P_H \cdot P_o}{P_{OH}} = \kappa_4(T); \quad (2.25)$$

$$5) \quad \frac{P_H^2}{P_{H_2}} = \kappa_5(T); \quad (2.26)$$

$$6) \quad \frac{P_o^2}{P_{O_2}} = \kappa_6(T). \quad (2.27)$$

Следует отметить, что рассчитывались реакции диссоциации между рассматриваемым веществом и составляющими элементами.

Уравнения сохранения вещества (2.3) с учетом выражения (2.19):

$$7) \quad M_T \cdot \epsilon_C^{(T)} = \epsilon_C^{(T)} \cdot M_T = P_{CO} + P_{CO_2} + P_C; \quad (2.28)$$

$$8) \quad M_T \cdot \epsilon_H^{(T)} = \epsilon_H^{(T)} \cdot M_T = 2 \cdot P_{H_2O} + 2 \cdot P_{H_2} + P_{OH} + P_H; \quad (2.29)$$

$$9) \quad M_T \cdot \epsilon_O^{(T)} = \frac{\dot{V}_{ок}}{\dot{V}_T} \cdot a \cdot M_T = P_{CO} + 2 \cdot P_{CO_2} + P_{H_2O} + P_{OH} + 2 \cdot P_{O_2} + P_O. \quad (2.30)$$

Закон Дальтона (2.5)

$$10) \quad P_{CO} + P_{CO_2} + P_{H_2} + P_{O_2} + P_{H_2O} + P_{OH} + P_H + P_O + P_C = P_\Sigma. \quad (2.31)$$

Замыкающее уравнение (2.13) с учётом выражением (2.19)

$$11) \quad (I_{(T)} + \frac{\dot{V}_O}{\dot{V}_T} \cdot I_{(O)}) \cdot M_T = \sum_q P_q \cdot I_q. \quad (2.32)$$

Уравнения (2.20 – 2.30) записаны для одного из замеров, например, $^{(1)}\dot{V}_{ок}, ^{(1)}\dot{V}_T, ^{(1)}T$.

При этом в качестве неизвестных будут выступать $^{(1)}P_i, ^{(1)}M_T, ^{(1)}\epsilon_H^{(T)}, ^{(1)}\epsilon_C^{(T)}$.

Для второго замера $^{(2)}\dot{V}_{ок}, ^{(2)}\dot{V}_T, ^{(2)}T$ может быть записана вторая часть общей системы уравнений в виде аналогичном уравнениям (2.20 – 2.30). В этом случае в качестве неизвестных будут выступать $^{(2)}P_i, ^{(2)}M_T, ^{(2)}\epsilon_H^{(T)}, ^{(2)}\epsilon_C^{(T)}$. Принято, что состав горючего хотя и неизвестен, но не изменяется от замера к замеру, поэтому величины $\epsilon_H^{(T)}$ и $\epsilon_C^{(T)}$ одинаковы для первой (1-й замер) и второй (2-й замер) частей общей системы уравнений [7; 17; 10].

Общее количество уравнений:

11 уравнений * 2 части = 22.

Количество неизвестных:

- давления $(^{(1)}P_i, ^{(2)}P_i)$: 9 давлений * 2 части = 18;
 - моли топлива $^{(1)}M_T, ^{(2)}M_T$ – 2;
 - количество атомов [H] и [C] в горючем $\nu_H^{(r)}, \nu_C^{(r)}$ – два;
- Всего неизвестных: $18 + 2 + 2 = 22$. Система замкнута.

2.4 Метод решения задачи

Уравнения (2.20–2.30) являются основой рассматриваемой ММ и могут быть записаны в виде:

$$f_n(x_1, x_2, x_3, \dots, x_q, \dots, x_n) = 0, \quad (2.33)$$

и являются нелинейными. Они могут быть решены по методу Ньютона путем линеаризации исходных уравнений и решение системы линейных уравнений относительно поправок искомым величин. Искомые величины определяются в итерационном процессе путём сложения начальных приближений с найденными поправками.

Для реализации этого алгоритма разложим закон (2.31) в ряд Тейлора по степени не выше первой:

$$f_k(x_q^0 + \Delta x_q) = f_k(x_q^0) + \sum_q^n \left(\frac{\partial f_k}{\partial x_q} \right)_{x_j}^0 \cdot \Delta x_q + \dots = 0, \quad (2.34)$$

где $\left(\frac{\partial f_k}{\partial x_q} \right)_{x_j}^0$ – значение частной производной при $x_q = x_q^0$, $j \neq q$; x_q^0 – начальное приближение; Δx_q – вычисления поправки.

Обозначив $f_k(x_q^0) = \delta_k^0$, получим $\sum_q^n \left(\frac{\partial f_k}{\partial x_q} \right)_{x_j}^0 \cdot \Delta x_q = -\delta_k^0$.

Это выражение представляет собой запись системы уравнений, линейных относительно неизвестных – поправок Δx_q . Уточнение приближённых значений неизвестных производится по формуле

$$x_q^{(r+1)} = x_q^r + \Delta x_q^{(r+1)},$$

(2.35)

где r – номер приближения.

Для исключения появления в процессе решения нефизических отрицательных значений рассчитываемых величин, для повышения устойчивости решения линеаризация производится не исходной системы на базе уравнений (2.20–2.30), а логарифмированной. Прологарифмируем уравнения (2.20–2.30).

$$1) \quad \ln(P_o) + \ln(P_c) - \ln(P_{CO}) - \ln[k_1(T)] = 0; \quad (2.36)$$

$$2) \quad \ln(P_c) + 2 \cdot \ln(P_o) - \ln(P_{CO_2}) - \ln[k_2(T)] = 0; \quad (2.37)$$

$$3) \quad 2 \cdot \ln(P_H) + \ln(P_o) - \ln(P_{H_2O}) - \ln[k_3(T)] = 0; \quad (2.38)$$

$$4) \quad \ln(P_H) + \ln(P_o) - \ln(P_{OH}) - \ln[k_4(T)] = 0; \quad (2.39)$$

$$5) \quad 2 \cdot \ln(P_H) - \ln(P_{H_2}) - \ln[k_5(T)] = 0; \quad (2.40)$$

$$6) \quad 2 \cdot \ln(P_o) - \ln(P_{O_2}) - \ln[k_6(T)] = 0; \quad (2.41)$$

$$7) \quad \ln(P_{CO} + P_{CO_2} + P_C) - \ln(M_T) - \ln(b_C^{(\Gamma)}) = 0; \quad (2.42)$$

$$8) \quad \ln(2 \cdot P_{H_2O} + 2 \cdot P_{H_2} + P_{OH} + P_H) - \ln(M_T) - \ln(b_H^{(\Gamma)}) = 0; \quad (2.43)$$

$$9) \quad \ln(P_{CO} + 2 \cdot P_{CO_2} + P_{H_2O} + P_{OH} + 2 \cdot P_{O_2} + P_o) - \ln(M_T) - \ln(a) - \ln\left(\frac{\dot{V}_{OK}}{V_{OK}}\right) = 0; \quad (2.44)$$

$$10) \quad \ln(P_{CO} + P_{CO_2} + P_{H_2} + P_{O_2} + P_{H_2O} + P_{OH} + P_H + P_o + P_c) - \ln(P_\Sigma) = 0; \quad (2.45)$$

$$\ln[\mu_{CO} \cdot P_{CO} + \mu_{CO_2} \cdot P_{CO_2} + \mu_{H_2} \cdot P_{H_2} + \mu_{O_2} \cdot P_{O_2} + \\ + \mu_{H_2O} \cdot P_{H_2O} + \mu_{OH} \cdot P_{OH} + \mu_H \cdot P_H + \mu_o \cdot P_o + \mu_c \cdot P_c] -$$

$$11) \quad -\ln(M_T) - \ln(b_H^{(\Gamma)} \cdot \mu_H + b_C^{(\Gamma)} \cdot \mu_C + \frac{\dot{V}_{OK}}{V_\Gamma} \cdot a \cdot \mu_o) = 0; \quad (2.46)$$

$$\begin{aligned}
12) \quad D_1 &= \sum ({}^{(1)}P_i^{(0)} \cdot {}^{(1)}I_i); \\
D_2 &= \sum ({}^{(2)}P_i^{(0)} \cdot {}^{(2)}I_i); \\
D_3 &= \frac{D_2}{{}^{(2)}M_T^{(0)}} + \left(\frac{{}^{(1)}\dot{V}_{ок}}{{}^{(1)}\dot{V}_T} - \frac{{}^{(2)}\dot{V}_{ок}}{{}^{(2)}\dot{V}_T} \right) \cdot I_{ок}.
\end{aligned}$$

Тогда

$$\begin{aligned}
\partial_2 &= \ln(D_1) - \ln({}^{(1)}M_T^{(0)}) - \ln(D_3) = \\
&= \ln\left(\frac{D_1}{D_3}\right) - \ln({}^{(1)}M_T^{(0)}).
\end{aligned}$$

При разложении в ряд уравнений (2.36–2.46) дифференцирование будет вестись по $d[\ln(x_i)]$. При этом обозначим

$$\Delta[\ln(x_i)] = \Delta i, \quad (2.47)$$

Рассмотрим производную логарифма функции по логарифму аргумента:

$$\frac{d[\ln(kx + a)]}{d[\ln(x)]},$$

где k, a – постоянные.

$$\text{Сделаем замену: } t = \ln(x) \Rightarrow x = e^t \quad (2.48)$$

$$\text{Тогда } \frac{d[\ln(kx + a)]}{d[\ln(x)]} = \frac{d[\ln(k \cdot e^t + a)]}{dt} = \frac{1}{k \cdot e^t + a} \cdot k \cdot e^t, \quad (2.49)$$

С учетом обратной подстановки (2.48) имеем:

$$\frac{k \cdot e^t}{k \cdot e^t + a} = \frac{k \cdot x}{k \cdot x + a}, \quad (2.50)$$

или

$$\frac{d[\ln(kx + a)]}{d[\ln(x)]} = \frac{k \cdot x}{k \cdot x + a}. \quad (2.51)$$

Линеаризованная система уравнений (2.36–2.46) запишется в виде

$$1) \quad 1 \cdot \Delta_o + 1 \cdot \Delta_c - 1 \cdot \Delta_{co} = (-1) \cdot [\ln({}^{(0)}P_o) + \ln({}^{(0)}P_c) - \ln({}^{(0)}P_{co}) - \ln(k_1(T))]; \quad (2.52)$$

$$2) \quad 1 \cdot \Delta_c + 2 \cdot \Delta_o - 1 \cdot \Delta_{co_2} = (-1) \cdot [\ln({}^{(0)}P_c) + 2 \cdot \ln({}^{(0)}P_o) - \ln({}^{(0)}P_{co_2}) - \ln(k_2(T))];$$

(2.53)

$$3) \quad 2 \cdot \Delta_H + 1 \cdot \Delta_O - 1 \cdot \Delta_{H_2O} = (-1) \cdot [2 \cdot \ln({}^{(0)}P_H) + \ln({}^{(0)}P_O) - \ln({}^{(0)}P_{H_2O}) - \ln(k_3(T))]$$

; (2.54)

$$4) \quad 1 \cdot \Delta_H + 1 \cdot \Delta_O - 1 \cdot \Delta_{OH} = (-1) \cdot [\ln({}^{(0)}P_H) + \ln({}^{(0)}P_O) - \ln({}^{(0)}P_{OH}) - \ln(k_4(T))]; \quad (2.55)$$

$$5) \quad 2 \cdot \Delta_H - 1 \cdot \Delta_{H_2} = (-1) \cdot [2 \cdot \ln({}^{(0)}P_H) - \ln({}^{(0)}P_{H_2}) - \ln(k_5(T))]; \quad (2.56)$$

$$6) \quad 2 \cdot \Delta_O - 1 \cdot \Delta_{O_2} = (-1) \cdot [2 \cdot \ln({}^{(0)}P_O) - \ln({}^{(0)}P_{O_2}) - \ln(k_6(T))]; \quad (2.57)$$

$$7) \quad A = {}^0P_{CO} + {}^0P_{CO_2} + {}^0P_C$$

$$\frac{{}^0P_{CO}}{A} \cdot \Delta_{CO} + \frac{{}^0P_{CO_2}}{A} \cdot \Delta_{CO_2} + \frac{{}^0P_C}{A} \cdot \Delta_C - 1 \cdot \Delta_{M_T} - 1 \cdot \Delta_{b_C^{\Gamma}} =$$

$$= (-1) \cdot [\ln(A) - \ln({}^{(0)}M_T) - \ln({}^{(0)}b_C^{\Gamma})] \quad ; \quad (2.58)$$

$$8) \quad B = 2 \cdot {}^{(0)}P_{H_2O} + 2 \cdot {}^{(0)}P_{H_2} + {}^{(0)}P_{OH} + {}^{(0)}P_H$$

$$\frac{2 \cdot {}^{(0)}P_{H_2O}}{B} \cdot \Delta_{H_2O} + \frac{2 \cdot {}^{(0)}P_{H_2}}{B} \cdot \Delta_{H_2} + \frac{{}^{(0)}P_{OH}}{B} \cdot \Delta_{OH} + \frac{{}^{(0)}P_H}{B} \cdot \Delta_H - 1 \cdot \Delta_{M_T} - 1 \cdot \Delta_{b_H^{\Gamma}} = (2.59)$$

$$= (-1) \cdot [\ln(B) - \ln({}^{(0)}M_T) - \ln({}^{(0)}b_H^{\Gamma})]$$

$$9) \quad B = {}^{(0)}P_{CO} + 2 \cdot {}^{(0)}P_{CO_2} + {}^{(0)}P_{H_2O} + {}^{(0)}P_{OH} + 2 \cdot {}^{(0)}P_{O_2} + {}^{(0)}P_O$$

$$\frac{{}^{(0)}P_{CO}}{B} \cdot \Delta_{CO} + \frac{2 \cdot {}^{(0)}P_{CO_2}}{B} \cdot \Delta_{CO_2} + \frac{{}^{(0)}P_{H_2O}}{B} \cdot \Delta_{H_2O} + \frac{{}^{(0)}P_{OH}}{B} \cdot \Delta_{OH} +$$

$$+ \frac{2 \cdot {}^{(0)}P_{O_2}}{B} \cdot \Delta_{O_2} + \frac{{}^{(0)}P_O}{B} \cdot \Delta_O - 1 \cdot \Delta_{M_T} =$$

$$= (-1) \cdot [\ln(B) - \ln({}^{(0)}M_T) - \ln(a) - \ln\left(\frac{\dot{V}_{OK}}{\dot{V}_\Gamma}\right)]$$

(2.60)

$$10) \quad \Gamma = {}^{(0)}P_{CO} + {}^{(0)}P_{CO_2} + {}^{(0)}P_{H_2} + {}^{(0)}P_{O_2} + {}^{(0)}P_{H_2O} + {}^{(0)}P_{OH} + {}^{(0)}P_H + {}^{(0)}P_{O_2} + {}^{(0)}P_C \quad (2.61)$$

$$\frac{{}^{(0)}P_{CO}}{\Gamma} \cdot \Delta_{CO} + \frac{{}^{(0)}P_{CO_2}}{\Gamma} \cdot \Delta_{CO_2} + \frac{{}^{(0)}P_{H_2}}{\Gamma} \cdot \Delta_{H_2} + \frac{{}^{(0)}P_{O_2}}{\Gamma} \cdot \Delta_{O_2} +$$

$$+ \frac{{}^{(0)}P_{H_2O}}{\Gamma} \cdot \Delta_{H_2O} + \frac{{}^{(0)}P_{OH}}{\Gamma} \cdot \Delta_{OH} + \frac{{}^{(0)}P_H}{\Gamma} \cdot \Delta_H + \frac{{}^{(0)}P_O}{\Gamma} \cdot \Delta_O + \frac{{}^{(0)}P_C}{\Gamma} \cdot \Delta_C =$$

$$= (-1) \cdot [\ln(\Gamma) - \ln(P_\Sigma)]$$

$$\begin{aligned}
11) \quad D &= \mu_{CO} \cdot^{(0)}P_{CO} + \mu_{CO_2} \cdot^{(0)}P_{CO_2} + \mu_{H_2} \cdot^{(0)}P_{H_2} + \mu_{O_2} \cdot^{(0)}P_{O_2} + \\
&+ \mu_{H_2O} \cdot^{(0)}P_{H_2O} + \mu_{OH} \cdot^{(0)}P_{OH} + \mu_H \cdot^{(0)}P_H + \mu_O \cdot^{(0)}P_O + \mu_C \cdot^{(0)}P_C \\
E &= \mu_H \cdot^{(0)}b_H^{(\Gamma)} + \mu_C \cdot^{(0)}b_C^{(\Gamma)} + \frac{\dot{V}_{ок}}{\dot{V}_{зоп}} \cdot \mu_O \cdot a \\
&\frac{\mu_{CO} \cdot^{(0)}P_{CO}}{D} \cdot \Delta_{CO} + \frac{\mu_{CO_2} \cdot^{(0)}P_{CO_2}}{D} \cdot \Delta_{CO_2} + \frac{\mu_{H_2} \cdot^{(0)}P_{H_2}}{D} \cdot \Delta_{H_2} + \frac{\mu_{O_2} \cdot^{(0)}P_{O_2}}{D} \cdot \Delta_{O_2} + \\
&+ \frac{\mu_{H_2O} \cdot^{(0)}P_{H_2O}}{D} \cdot \Delta_{H_2O} + \frac{\mu_{OH} \cdot^{(0)}P_{OH}}{D} \cdot \Delta_{OH} + \frac{\mu_H \cdot^{(0)}P_H}{D} \cdot \Delta_H + \frac{\mu_O \cdot^{(0)}P_O}{D} \cdot \Delta_O + \\
&+ \frac{\mu_C \cdot^{(0)}P_C}{D} \cdot \Delta_C - 1 \cdot \Delta_{M_T} - \frac{\mu_H \cdot^{(0)}b_H^{(\Gamma)}}{E} \cdot \Delta_{b_H} - \frac{\mu_C \cdot^{(0)}b_C^{(\Gamma)}}{E} \cdot \Delta_{b_C} = \\
&= (-1) \cdot [\ln(D) - \ln(^{(0)}M_T) - \ln(E)]
\end{aligned}$$

(2.62)

$$D_1 = \sum (^{(1)}P_i \cdot^{(1)}I_i);$$

$$D_2 = \sum (^{(2)}P_i \cdot^{(2)}I_i);$$

$$D_3 = \frac{D_2}{^{(2)}M_T^{(0)}} + \left(\frac{^{(1)}\dot{V}_{ок}}{^{(1)}\dot{V}_T} - \frac{^{(2)}\dot{V}_{ок}}{^{(2)}\dot{V}_T} \right) \cdot I_{ок}.$$

И ряд будет иметь вид

$$\begin{aligned}
&\sum \left(\frac{^{(1)}P_i \cdot^{(1)}I_i}{D_1} \right) \cdot^{(1)}\Delta_i - 1 \cdot \Delta_{^{(1)}M_T} - \sum \left(\frac{^{(2)}P_i \cdot^{(2)}I_i}{^{(2)}M_T^{(0)} \cdot D_3} \right) \cdot^{(2)}\Delta_i + \frac{^{(2)}M_T^{(0)} \cdot D_2}{D_3} \cdot \Delta_{^{(2)}M_T} = \\
&= (-1) \cdot \partial_2
\end{aligned}$$

2.5 Численная реализация модельной задачи

Для проверки работоспособности предложенной модели и выявления особенностей, возникающих в процессе вычислений, была использована топливная пара $CH_{1,956}$ (керосин) + O_2 (жидкий кислород), данные по продуктам сгорания которой приведены в [153; 7; 10]. При подготовке исходных данных для расчета:

– выбиралась некоторая величина коэффициента α , рассчитывалось соответствующее ему мольное отношение окислителя и горючего, которое в тестовом расчете принималось в качестве замеренного отношения ${}^{(1)}\dot{V}_o/{}^{(1)}\dot{V}_r$;

– отыскивалась температура T , приведенная в [153; 7; 10] для камеры сгорания, соответствующая выбранному α , в тестовом расчете эта величина принималась в качестве измеренной температуры в камере сгорания ${}^{(1)}T$.

Горючее в тестовой паре состоит из $n=2$ элементов: $[C]u[H]$. Это необходимо знать до начала расчетов, что является ограничением модели. В этом случае в реальной ситуации необходимо выполнить $n+1=3$ измерения технологических параметров при любом расходе окислителя. Поэтому было подготовлено 3 комплекта исходных данных V_o, V_r, T для различных α . Целью расчета является определение количественного состава горючего (величин b_{i_r}) и его энтальпии. В рассматриваемом тестовом варианте это должно быть $b_C=1, b_H=1.956, I_r=-1948 \text{ кДж/кг} = -27237.7 \text{ кДж/кмоль}$. Энтальпия горючего приведена в двух размерностях вследствие того, что в качестве исходной величины в [153; 7; 10] она дана в первом варианте, а расчеты выполнялись для мольных соотношений. Молекулярная масса керосина, используемая для пересчета, принята равной $\mu=13.9824 \text{ кг/кмоль}$.

На первом этапе тестировалась решение прямой задачи на основе уравнений (2.3), (2.4), (2.5). Метод решения исходной системы уравнений полиномы свойств, используемые для вычисления энтальпий и энтропий продуктов сгорания, приняты такими же, как и описанные в [144] и использованные в [153; 7; 10]. Замыкающим выступает уравнение баланса энтальпий топлива и продуктов сгорания. В связи с этим была оценена погрешность их аппроксимации. В [144] отмечено, что, например, для (HCl) при $T=3000 \text{ К}$ абсолютная погрешность аппроксимации по сравнению с [145] составляет $\sim 0,08 \text{ кДж/моль}$, или 17 % в относительных величинах. Вычисленная энтальпия составляет $0,464 \text{ кДж/моль}$. Это принимается допустимой погрешностью, т. к. приводит к ошибке при определении температуры не более

2,2 К. Это соответствует действительности. Но сравнение вычисленных по [144] энтальпий при $T = 3000$ К для рассматриваемых продуктов сгорания с данными [145] дает несколько другие величины, как по абсолютной, так и по относительной величине. Результаты сравнения приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Сравнение результатов расчетов энтальпий продуктов сгорания, рассчитанных с помощью полиномов из [144] и данных таблиц [145]

	$\Delta = I_{II} - I_T,$ <i>кДж/ моль</i>	$\varepsilon = \frac{I_{II} - I_T}{I_T} \cdot 100\%$
CO	-5,25	+45,2%
CO ₂	-9,54	+4,1%
H ₂ O	-12,60	+12,5%
ОН	-8,80	-6,4%
H ₂	-8,29	-8,5%
O ₂	-31,13	-29,2%
H	-4,23	-1,5%
O	-4,24	-1,4%
C	-2,59	-0,3%

Здесь I_{II} – энтальпия, рассчитанная по модели [144]; I_T – энтальпия, определенная по [145].

Как видно из сравнения данных из табл. 2.2 отклонения существенны.

При составлении баланса в реакции горения в [144] для топлива исходные данные по энтальпиям берутся из таблиц (точно), а для продуктов сгорания вычисляются (с погрешностью). В [144] отмечено, что достигнутая точность, а, следовательно, и момент окончания расчетов назначался погрешностью определения состава продуктов сгорания (парциальных давлений) и не обсуждается оставшийся количественный дисбаланс по энтальпиям топлива и продуктов сгорания. В предлагаемой модели для расчета неизвестного состава горючего соблюдение баланса энтальпии является основным требованием. В связи с этим возникла необходимость проверки точности соблюдения при расчетах в [153; 7; 10] этого баланса и возможности использования имеющихся

данных для проверки рассматриваемой модели. Для выбранной топливной пары были выполнены расчеты при различных соотношениях компонентов, результаты которых, а также соответствующие результаты из [153; 7; 10] приведены в табл. 2.3.

По соблюдению баланса энтальпий расчеты выполнялись до достижения относительной погрешности вычислений $\sim 10^{-4}$. Данные приведены для давления в камере сгорания (топке) $P_{КС} = 1 \text{ бар}$. Парциальные давления также измеряются в барах. В соответствии с [144] расчет выполнен таким образом, чтобы парциальные давления были равны мольным долям продуктов сгорания. Расход продуктов сгорания через камеру сгорания составляет 1 кмоль/сек .

Сравнение результатов показывает, что при $\alpha = 0,4$ рассчитанные температура и энтальпия продуктов сгорания близки величинам, приведенным в [153; 7; 10].

Таблица 2.3 – Сравнение результатов из [153] с результатами решения прямой задачи при уточнении баланса по энтальпиям

Коэффициент избытка окислителя		$\alpha = 0,4$		$\alpha = 0,7$		$\alpha = 2,0$	
		[145]	расчет	[145]	расчет	[145]	расчет
Энтальпии, кДж/кмоль		IT= -17588		IT= -18523		IT= -17112	
		$I_{ПС} = -7625$	$I_{ПС} = -7584$	$I_{ПС} = -22195$	$I_{ПС} = -18520$	$I_{ПС} = -25000$	$I_{ПС} = -17096$
Температура T, К		2124	2125	3065	3081	2855	2895
Парциальные давления	P_{CO}	0,4868	0,4869	0,3458	0,3440	0,0618	0,0594
	P_{CO_2}	0,0181	0,0181	0,1108	0,1131	0,2036	0,2031
	P_{H_2O}	0,0783	0,0784	0,2744	0,2761	0,2127	0,2047
	P_{OH}	-	-	0,0551	0,0592	0,0660	0,0778
	P_{H_2}	0,4143	0,4143	0,1124	0,1094	0,0090	0,0082
	P_{O_2}	-	-	0,0180	0,0130	0,3952	0,3783
	P_H	0,0023	0,0022	0,0645	0,0638	0,0094	0,0098
	P_O	-	-	0,0189	0,0213	0,0422	0,0587
P_C	-	-	-	-	-	-	

	M_T	-	0,505	-	0,4571	-	0,2625
--	-------	---	-------	---	--------	---	--------

в [153]. При $\alpha = 0,7$ и $\alpha = 2,0$ отклонения температур также незначительны и составляют соответственно $\Delta T = 16 K$ и $\Delta T = 40 K$ при относительной погрешности $\varepsilon \approx 0,5\%$ и $\varepsilon \approx 1,4\%$. Энтальпии же продуктов сгорания в [153] имеют значительный дисбаланс с энтальпиями топлива: при $\alpha = 0,7 \approx 20\%$, а при $\alpha = 2,0 \approx 46\%$. Несмотря на это, парциальные давления газов, входящих в продукты сгорания, в обоих случаях, приблизительно одинаковы.

На основании вышеизложенного определено, что:

- оценка работоспособности рассматриваемой модели и точности полученных на ее основе результатов расчетов (речь идет о математической точности) должна проводиться по уточненным по сравнению с [153; 7; 10], данным температурам;
- данные из [153; 7; 10] могут рассматриваться как ориентировочные для контроля рассчитанного состава продуктов сгорания;
- высокая чувствительность энтальпии продуктов сгорания к их температуре может привести к неустойчивости при решении составленной на основе рассматриваемой модели системы нелинейных уравнений.

Для решения расширенной задачи в тестовом варианте взяты точки, соответствующие $\alpha = 0,4; 0,7; 1,0$. Вычислены соответствующие им отношения объемных расходов уравнение (2.7). Решены прямые задачи и уточнены соответствующие им температуры и составы продуктов сгорания. При математической корректности предлагаемой модели численное решение составленной на ее основе системы уравнений оказалось плохо устойчивым, зависимым от начальных приближений. Для повышения устойчивости решения необходимо найти жесткую связь между определяемыми величинами, не изменяющуюся в процессе вычислений составе продуктов сгорания. С этой целью была определена связь между количеством атомов $[C]$ и $[H]$ в горючем при $\alpha = 1$ (стехиометрическом соотношении компонентов). С одной стороны, из (2.7) при

$\alpha = 1$ следует

$$\dot{V}_o / \dot{V}_r = \alpha \cdot \chi_0 = \chi_0, \quad (2.63)$$

С другой стороны, при стехиометрическом соотношении количество максимальных валентностей окислительных элементов равно количеству максимальных валентностей восстановительных элементов. Поэтому применительно, например, к углеводородам и кислороду можно записать такой баланс:

$$C_{bc} H_{bH} + \frac{\dot{V}_o}{\dot{V}_r} \cdot O_2 = b_c \cdot CO_2 + \frac{b_H}{2} \cdot H_2O, \quad (2.64)$$

а из него баланс по атомам кислорода

$$2 \cdot \frac{\dot{V}_o}{\dot{V}_r} = 2 \cdot b_c + \frac{b_H}{2}. \quad (2.65)$$

Это уравнение можно использовать в качестве одного из замыкающих для решения расширенной задачи вместо одного из уравнений баланса энтальпий (2.6). При этом отпадает необходимость в уравнениях для расчета состава продуктов сгорания одного из замеров, что для керосина с кислородом составляет 10 единиц и общее количество уравнений в этом случае уменьшается с 33 до 23. На практике при работе экстремального регулятора отношение объемных расходов горючего и окислителя, соответствующее стехиометрическому соотношению может быть определено следующим образом:

- замеренные объемные расходы при найденной максимальной температуре;
- по нескольким замерам (желательно с переходом через максимум температуры) строится аппроксимационная зависимость температуры от отношения объемных расходов горючего и окислителя и по ней определяется максимальная температура и соответствующее ей отношение объемных расходов;
- сочетание первого и второго способа с усреднением найденных отношений в случае их различия.

2.6 Результаты проверки работоспособности модели

В конечном варианте проверочный расчет выполнялся для двух отношений объемных расходов $\dot{V}_o^{(1)}/\dot{V}_r^{(1)} = 0.5956$ и $\dot{V}_o^{(2)}/\dot{V}_r^{(2)} = 1.0423$, соответствующих $\alpha^{(1)} = 0.4$ и $\alpha^{(2)} = 0.7$, а также температурам $T^{(1)} = 2125 \text{ K}$ и $T^{(2)} = 3081 \text{ K}$ (табл. 2.2). Отношение объемных расходов при стехиометрическом соотношении принято $\dot{V}_o^{(cmex)}/\dot{V}_r^{(cmex)} = 1.489$.

Выбор из q индивидуальных веществ смеси газов продуктов сгорания m независимых компонентов, с помощью которых можно записать l независимых реакций образования оставшихся зависимых $(q - m)$ веществ, является наиболее существенным для формы записи уравнений (2.4). Наиболее просто, удобно и единообразно рассматривать диссоциацию всех молекулярных компонентов только на атомы. При решении рассматриваемой тестовой задачи из списка (2.8) 9 возможных в продуктах сгорания компонентов выбрано $m = 3$ независимых: $[H], [O], [C]$. С их помощью записаны $l = 6$ независимых реакций (2.4) образования оставшихся зависимых веществ $[CO], [CO_2], [H_2O], [OH], [H_2], [O_2]$.

Конечная система уравнений содержит:

– два комплекта по 10 уравнений на основании (2.3), (2.4), (2.5), соответствующим двум измерениям температур и объемных расходов.

Каждый комплект описывает 9 неизвестных парциальных давлений (2.8) и M_T , соответствующих определенному замеру;

- два уравнения (2.6), соответствующие этим же измерениям;
- уравнение (2.11).

Таким образом, имеем систему 23 алгебраических уравнений, многие из которых нелинейные. Решение ищем в численном виде. В качестве неизвестных целесообразно принять не сами определяемые величины, а их логарифмы. Логарифмическая форма позволяет не опасаться «исчезновения» определяемых неизвестных в процессе решения при любых значениях температур и давлений.

Такая запись так же исключает возможность появления в процессе расчета отрицательных значений парциальных давлений, не имеющих физического смысла. Это повышает устойчивость численного решения, которое ищем с помощью метода Ньютона путем разложения уравнений системы в ряд Тейлора по степеням не выше первой. Производные ищем не по определяемым неизвестным, а по их логарифмам. Поправки так же определяются для логарифмов неизвестных. Для повышения устойчивости численного решения приняты специальные меры. При поиске нового приближения к предыдущему прибавляется только часть найденной поправки. Величина этой части определяется коэффициентом нижней релаксации. Он подбирается опытным путем, находится в интервале $[0...1]$, задается перед началом расчетов. Давление в камере сгорания $P_{\Sigma} = 1 \text{ бар}$. Коэффициент нижней релаксации при расчете новых приближений $k = 0.4$ во всех случаях.

Результаты расчета приведены в табл. 2.4. В ней столбец 1:

– P – парциальные давления (бар);

– M_T – количество кмоль топлива в реакции для получения 1 кмоль продуктов сгорания;

Таблица 2.4 – Результаты расчета по расширенной модели с использованием уравнения (2.11)

Склад продук- тів згорання	Почат кове набли ж.	5 кроків розрах унку	10 кроків розрах унку	15 кроків розрах унку	50 кроків розрах унку	Отри маний розв'язок	Еталон ний розв'язок
$P_{\text{CO}}^{(1)}$	1,0	0,6005	0,4944	0,4872	0,4867	0,4869	0,4867
$P_{\text{CO}_2}^{(1)}$	1,0	0,0314	0,0190	0,0182	0,0181	0,0181	0,0182
$P_{\text{H}_2\text{O}}^{(1)}$	1,0	0,1393	0,0828	0,0789	0,0786	0,0784	0,0784
$P_{\text{OH}}^{(1)}$	0,1	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0003
$P_{\text{H}_2}^{(1)}$	0,1	0,5003	0,4208	0,4149	0,4145	0,4143	0,4142
$P_{\text{O}_2}^{(1)}$	0,1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
$P_{\text{H}}^{(1)}$	0,1	0,0035	0,0023	0,0022	0,0022	0,0022	0,0025
$P_{\text{O}}^{(1)}$	0,1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
$P_{\text{C}}^{(1)}$	0,1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
$M_T^{(1)}$	1,0	0,5498	0,5082	0,5051	0,5049	0,5050	0,5051

$P_{CO}^{(2)}$	1,0	0,4037	0,3480	0,3441	0,3438	0,3440	0,3440
$P_{CO_2}^{(2)}$	1,0	0,1322	0,1144	0,1132	0,1131	0,1131	0,1132
$P_{H_2O}^{(2)}$	1,0	0,3353	0,2807	0,2767	0,2763	0,2761	0,2764
$P_{OH}^{(2)}$	0,1	0,0622	0,0594	0,0592	0,0592	0,0592	0,0592
$P_{H_2}^{(2)}$	0,1	0,1316	0,1111	0,1096	0,1095	0,1094	0,1094
$P_{O_2}^{(2)}$	0,1	0,0128	0,0130	0,0130	0,0130	0,0130	0,0133
$P_H^{(2)}$	0,1	0,0730	0,0645	0,0639	0,0638	0,0638	0,0639
$P_O^{(2)}$	0,1	0,0221	0,0214	0,0213	0,0213	0,0213	0,0215
$P_C^{(2)}$	0,1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
$M_T^{(2)}$	1,0	0,4854	0,4591	0,4572	0,4571	0,4571	0,4571
b_H	1,0	2,0158	1,9631	1,9578	1,9574	1,9560	1,9560
b_C	1,0	0,9773	0,9976	0,9995	0,9996	1,0000	1,0000
I_Γ	-12000	-79699	-27223	-26567	-26517	-27238	-30527

– $^{(1)}, ^{(2)}$ – верхние индексы показывают номер замера, к которому относится рассматриваемый параметр;

– b_H, b_C – количество атомов водорода и углерода в формуле горючего;

– I_Γ – энтальпия горючего (кДж/кмоль).

столбец 2 – начальные приближения.

столбцы (3–6) – данные расчета при решении расширенной задачи через 5, 10, 15, 20 шагов соответственно.

столбец 7 – уточненные данные, полученные при решении прямой задачи (табл. 2.2), используемые для оценки точности решения рассматриваемой задачи (эталон).

столбец 8 – результаты расчета при решении расширенной задачи с исходными данными (температурами) из [153; 7; 10].

Анализ результаты расчетов показывает

– сравнение данных из столбцов 6 и 7 показывает, что решение получено с высокой степенью математической точности, т.е модель не дает каких либо искажений, связанных с допущениями или неточностью численных расчетов. Незначительные расхождения в результатах (в 4^м знаке) могут быть объяснены тем, что эталонные данные (столбец 7) были получены с такой же точностью;

– быстрая сходимость результатов расчетов (столбцы 3–6) позволяет, хотя и косвенным образом, судить о высокой устойчивости численного решения;

– пробные расчеты и сравнение результатов (столбцы 7 и 8) показывают высокую чувствительность и значительную погрешность в определении количественного состава условной формулы горючего и его энтальпии. Но погрешности в определении состава продуктов сгорания не столь велики (это наблюдается и при решении прямой задачи) и в данном случае не превосходят половины разряда второй значащей цифры, что соответствует относительной погрешности $\sim 0,05$ (допустимой инженерной точности) [7; 8; 10; 11; 17].

Выводы по второму разделу

1. Математическая модель на основании уравнений вида (2.3–2.6), (2.11) для газообразного топлива позволяет определить количественный состав его условной формулы, энтальпию топлива, состав продуктов сгорания при использовании в качестве исходных данных величин замеренных технологических параметров (расходов компонентов топлива, соответствующих им температур в камере сгорания), известного элементного (качественного) состава топлива ($[C]$, $[H]$, $[O]$ и т.д.).

2. Математическая точность модели позволяет использовать полученные на ее основе данные для оценки чувствительности результатов расчетов на неточность измерительного канала исходных технологических параметров.

3. При решении реальных технологических задач энтальпии и энтропии продуктов сгорания должны определяться с максимально возможной точностью на основании таблиц или программных комплексов, табулирующих подобного рода таблицы. Полиномиальные зависимости для определения энтальпий и энтропий продуктов сгорания, вследствие значительных погрешностей аппроксимации не могут быть использованы для решения расширенной задачи.

РАЗДЕЛ 3

ГАЗОДИНАМИКА ФАКЕЛЬНОГО ГОРЕНИЯ

Управление процессом горения газового топлива в камерной (факельной) топке требует углубленного изучения газодинамики факела. Хотя факельное горение находит широчайшее применение в современной промышленности, на транспорте и в быту, газодинамика факела остается недостаточно изученным теоретически физико-химическим процессом.

Необходимость освоения альтернативных источников энергии, в том числе и газовых смесей различного происхождения, состав которых может изменяться случайным образом непосредственно в процессе сжигания, требует изменить стандартный подход к управлению горением. При таком подходе относительно редкая периодическая режимная наладка оборудования обеспечивает эффективное сжигание горючей смеси, что не приемлемо для альтернативных видов топлива ввиду переменности их химического состава. Поэтому управление газовым факелом в устройствах горелочного типа, являющееся одной из важнейших задач современной технологии и техники сжигания, предполагает применение новых подходов к процессу управления горением для разнообразных топок и камер сгорания. Поиск новых способов управления факельным горением требует, в свою очередь, более детального изучения газодинамики факела, что, собственно говоря, и является основной целью настоящей главы.

Данная глава посвящена решению следующих задач:

- исследовать устойчивость пламени в ламинарном газовом факеле;
- построить математическую модель турбулизации факела;
- проанализировать влияние развития неустойчивости и турбулизации факела на характеристики факельного горения и сжигания топлива в камерных топках (камерах сгорания).

3.1 Основные понятия теории горения. Классификация процессов горения

Горение представляет собой весьма быстро протекающее химическое превращение, сопровождающееся выделением значительного количества тепла. Как правило, процесс горения сопровождается также ярким свечением—пламенем (хотя возможно и беспламенное горение). С точки зрения химии, горение – это экзотермическая реакция, протекающая в условиях своего прогрессивного самоускорения. Современная физико-химическая теория относит к горению все химические процессы, связанные с быстрыми химическими превращениями и тепловым или диффузионным их ускорением, в том числе разложение взрывчатых веществ, соединение ряда веществ с хлором, фтором и т. д. При этом осуществляется переход химической энергии топлива в тепловую энергию.

В подавляющем большинстве случаев основу процесса горения составляют экзотермические окислительные реакции способного к горению вещества (горючего) с окислителем. В роли окислителя чаще всего выступает кислород, причем в естественных условиях и в условиях топочного горения – кислород воздуха.

Реакция горения в большинстве случаев является сложной, то есть состоит из большого числа элементарных химических процессов. Кроме того, химические превращения при горении тесно связаны с рядом физических процессов – переносом тепла и масс – и характеризуются соответствующими термо- и газодинамическими закономерностями. В силу комплексной природы горения скорость этого процесса практически никогда не тождественна скорости чисто химического взаимодействия реагентов системы. Более того, скорость горения

часто (особенно для гетерогенных сред) практически эквивалентна скорости того или иного лимитирующего процесса, имеющего физическую природу.

Характерная черта явлений горения – способность к пространственному распространению вследствие передачи тепла или диффузии активных частиц: в первом случае говорят о тепловом, во втором – о диффузионном механизме распространения пламени.

Другая характерная особенность горения – наличие критических условий, т. е. определенных, характерных для данной горючей системы области значений параметров – состав смеси, давление, содержание примесей, начальная температура смеси и т.д. – вне которой реакция горения протекает стационарно, а внутри области – самоускоряется.

Для любого вида горения характерны две типичные стадии – воспламенение и последующее сгорание (догорание) вещества. Время, затрачиваемое на обе стадии, составляет общее время горения.

Обеспечение минимального суммарного времени горения при максимальной полноте сгорания (полноте тепловыделения) – главная задача техники и технологии сжигания.

Основные термодинамические характеристики горючей смеси – теплотворная способность и теоретическая (или адиабатическая) температура горения, т. е. та температура, которая могла бы быть достигнута при полном сгорании без потерь тепла.

В теории управления задача управления процессом горения может формулироваться и решаться как оптимизационная задача, где, например, минимизируются потери теплоты и/или уменьшается токсичность продуктов сгорания.

По агрегатному состоянию горючего и окислителя – точнее, в соответствии с фазовым составом компонентов – различают:

1) гомогенное горение – горение газов и парообразных горючих в среде газообразного окислителя (как правило – кислорода воздуха); в этом случае все

участвующие в горении компоненты на всех стадиях процесса находятся в газовой фазе;

2) горение взрывчатых веществ и порохов; в этом случае исходная горючая среда находится в твердом или жидком «конденсированном» состоянии;

3) гетерогенное горение – горение жидких и твёрдых горючих в среде газообразного окислителя, а также горение в системе «жидкая горючая смесь – жидкий окислитель» (жидким окислителем может быть, например, кислота).

Наиболее простой случай гомогенного горения представляет собой горение заранее перемешанных газовых смесей. Большой частью реакции являются в этом случае цепными. В обычных условиях горения при развитии цепных реакций (зарождении и развитии цепей) определяющее значение имеет предварительное нагревание вещества (термическая активация).

Важнейший вопрос теории горения – распространение пламени (зоны резкого возрастания температуры и интенсивной реакции). Различают нормальное (медленное) распространение горения, или дефлаграцию, где ведущим процессом является передача тепла теплопроводностью, и детонацию, где поджигание производится ударной волной. Нормальное (медленное) горение, в свою очередь, подразделяется на ламинарное и турбулентное.

В дальнейшем рассматривается только факельное горение газов (газовых смесей), поэтому объектом изучения является исключительно гомогенное горение дефлаграционного характера.

Факельный процесс (горение в потоке) – горение струи при её истечении из трубы (сопла) в открытое пространство или камеру – очень распространённый в технике вид горения. Различают горение при истечении заранее перемешанной смеси – кинетический факел [154] – и горение при раздельном истечении горючего и окислителя, когда процесс определяется перемешиванием (диффузией) двух потоков – диффузионный факел.

В условиях горения в потоке большое практическое значение имеет вопрос удержания пламени на горелке или в камере. Задача обычно решается или путём непрерывного зажигания смеси от специального зажигательного устройства, или

с помощью установки поперёк потока плохо обтекаемых тел (стабилизирующих экранов), обеспечивающих обратную циркуляцию горячих продуктов горения.

Факельное горение – как и практически любой иной вид горения – может быть как ламинарным, так и турбулентным.

Свободно распространяющееся по хорошо перемешанной горючей смеси ламинарное пламя обладает вполне определённой скоростью перемещения относительно неподвижного газа, которая зависит от состава смеси, давления и температуры, и определяется только химической кинетикой и молекулярной теплопроводностью. Таким образом, эта нормальная скорость горения (вектор скорости направлен по нормали к фронту пламени) является физико-химической константой смеси. Другим важным параметром процесса ламинарного горения является температура пламени.

Ламинарное пламя распространяется, как правило, именно в хорошо перемешанных газовых смесях. Толщина зоны пламени при этом весьма значительна – порядка десятых долей миллиметра, поэтому закономерности распространения пламени существенно зависят от кривизны и геометрии потока. Кроме того, одномерные пламена являются, как правило, неустойчивыми, а из-за малой скорости их распространения поведение пламени сильно зависит от газодинамического состояния горючей среды, а также от свободной естественной конвекции.

Одной из основных задач теории ламинарного горения является задача определения нормальной скорости распространения ламинарного пламени в конкретной горючей смеси. Хотя эта задача и является достаточно сложной, но к настоящему времени её следует считать в принципе решенной теоретически. Скорость нормального горения с весьма высокой степенью точности определяется (вычисляется) – аналитически или различными методами приближенных вычислений – в результате совместного решения уравнений теплопроводности и диффузии реагентов с учетом протекания химической реакции в зоне пламени. Основы данной теории заложены в многочисленных

трудах академиков Я.Б. Зельдовича и Д.А. Франк-Каменецкого в 20 – 30-е гг. XX в., а относительно точные расчеты для различных видов хорошо перемешанных газовых смесей произведены и производятся в настоящее время многими исследователями. Экспериментальное определение нормальной скорости горения и по сей день связано со значительными сложностями (погрешность – не менее 20%). Нормальная скорость распространения пламени зависит как от начального давления, так и от температуры непрореагировавшей смеси, а степень этой зависимости определяется величиной температуры пламени $T_{пл}$, рассчитываемой теоретически или определяемой экспериментально.

При ламинарном горении удается с достаточно высокой степенью точности определять для конкретных смесей как теоретически, так и экспериментально, температуру воспламенения $T_{воспл}$ (для большинства систем $900K \leq T_{воспл} \leq 1200K$) и толщину зоны подогрева свежей смеси.

Важная особенность перемешанных газовых систем состоит в наличии концентрационных пределов воспламенения (КПВ). Бедные – т.е. с преобладанием окислителя и недостатком горючего – смеси характеризуются нижним концентрационным пределом воспламенения (НКПВ). В свою очередь богатые – т.е. с преобладанием горючего и недостатком окислителя – смеси характеризуются верхним концентрационным пределом воспламенения (ВКПВ). С точки зрения техники безопасности и охраны труда более важным представляется знание значений НКПВ. Хотя первые формулы для определения НКПВ были предложены еще в 1898 г. Ле Шателье (Le Chatellier), строгой теории КПВ не существует до сих пор. Более того, НКПВ и ВКПВ, измеренные с помощью различных методик, могут заметно различаться.

Горение однородной, хорошо перемешанной смеси газообразного горючего с воздухом или кислородом может распространяться и в потоке с изотропной турбулентностью. Такого рода сгорание часто наблюдается в двигателях – поршневых и реактивных – особенно прямоточных, работающих при больших скоростях полета.

Разработка теории турбулентного горения осложняется некоторыми обстоятельствами, из которых основными являются следующие:

1) недостаточная ясность механизма самой турбулентности, даже неосложненной горением, всегда сопровождающимся большим энерговыделением;

2) невозможность одновременного учета всех сторон процесса.

До сих пор все попытки постановки и более или менее строгого математического решения задачи о турбулентном горении не приводили к должным результатам или же, при определенных допущениях, приводили к решениям, выражающим турбулентную скорость и другие параметры через величины, не поддающиеся измерению. В таких условиях естественным и наиболее плодотворным оказывается рассмотрение физических моделей, созданных при помощи сколь-угодно сильных упрощений, но сохраняющих максимальное число самых характерных особенностей явления.

Скорость распространения турбулентного пламени зависит от скорости потока, а также степени и масштаба турбулентности. Собственно говоря, в теории турбулентного горения рассматриваются два случая: первый относится к масштабам турбулентности, большим ширины зоны нормального горения, которая составляет обычно доли миллиметра, другой – к масштабам, малым по отношению к ширине этой зоны.

В зависимости от соотношения между величиной турбулентного пути смещения l и толщиной ламинарного фронта пламени L возможны два механизма ускорения горения под действием турбулентности. Крупномасштабная турбулентность ($l > L$) искривляет гладкий фронт пламени, не изменяя или слабо изменяя структуру и нормальную скорость распространения фронта пламени. Таким образом, происходит увеличение поверхности пламени на единицу площади поперечного сечения потока, а вследствие этого в соответствии с законом площадей, увеличивается скорость распространения пламени в осевом направлении. Эффект мелкомасштабной турбулентности ($l \ll L$) проявляется в увеличении интенсивности процессов переноса внутри зоны горения.

Крупномасштабная турбулентность может быть сильной и слабой.

Сильная (с большими значениями среднеквадратичной пульсационной скорости) турбулентность возмущает поверхность пламени настолько, что от пламени начинают отрываться отдельные островки и выбросы, образуя вокруг себя в несгоревшей смеси фронты пламени, способные к самопроизвольному распространению. Пламя в этом случае передается подобно эстафете.

3.2 Факельное горение и качественная картина газового факела

Вопросы аэродинамики отдельного газового факела, образующегося при горении однородной смеси, детально исследованы в работах [155; 154]. Газовые факелы разделяют на ламинарные и турбулентные. Если в поле течения факела происходит переход от ламинарного течения к турбулентному, то образуется так называемый «переходный факел» [155], в котором на различных участках сочетаются ламинарная и турбулентная форма движения.

Модель ламинарного факела предполагает наличие «холодного конуса», ограниченного фронтом пламени (рис. 3.1), при этом фронт пламени может рассматриваться как зона конечной протяженности.

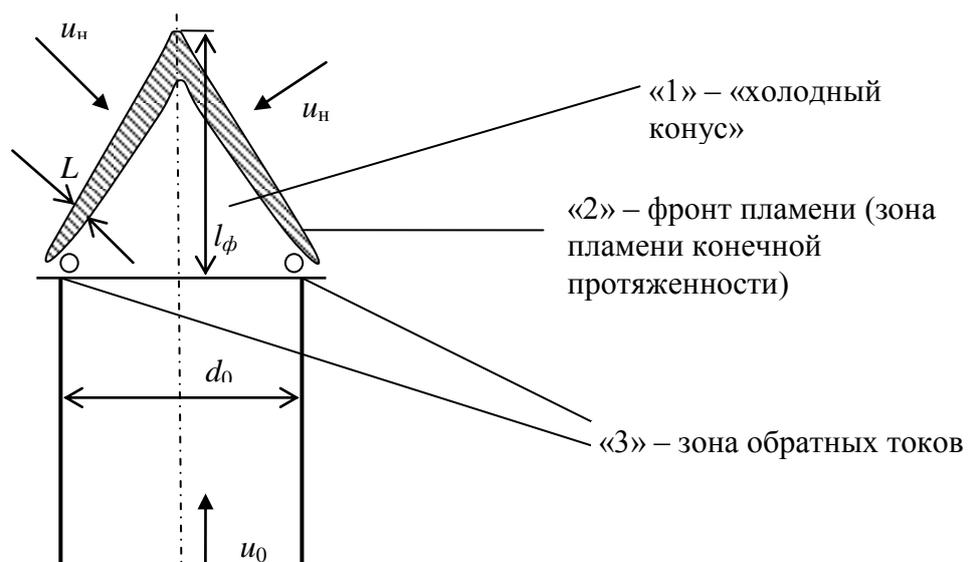


Рисунок 3.1 – Феноменологическая модель ламинарного факела

Горючая смесь подается в устье горелки со скоростью u_0 при диаметре (поперечном размере) насадка d_0 , что определяет величину расходного объема смеси V_0 . Предполагается, что скорость u_0 подачи горючей смеси много меньше скорости распространения звука a_0 в этой смеси, т.е. имеет место следующее неравенство:

$$u_0 \ll a_0. \quad (3.1)$$

Пламя моделируется зоной конечной протяженности L , которая определяется либо из известной тепловой теории горения Михельсона (см. [156; 157]), либо по эмпирическим данным о факельном горении [155; 154]. Величина l_ϕ обозначает высоту факельного конуса, иначе говоря, высоту или длину факела [155; 154], причем

$$L \ll l_\phi. \quad (3.2)$$

Горение осуществляется со скоростью u_n (u_n – скорость нормального горения или же скорость распространения ламинарного пламени; величина u_n может быть как определена экспериментально, так и рассчитана теоретически [156; 157; 158]).

Факел состоит из трех зон (Рис. 3.1): холодного конуса «1», фронта (зоны) пламени «2» и зоны обратных токов «3» (последняя слабо влияет на факельный процесс в целом). Объем факела можно считать равным сумме объемов пламени и холодного конуса.

Формально турбулентный факел имеет такую же структуру, как ламинарный (рис. 3.2), однако различия между этими двумя видами факелов весьма существенны.

Принципиальное отличие ламинарного факела от турбулентного состоит в том, что из-за наличия в аэродинамической структуре потока турбулентных вихрей и пульсаций фронт пламени перестает иметь четкие границы. Понятие «скорость распространения фронта турбулентного пламени» практически теряет смысл. Геометрия и размеры турбулентного факела в сравнении с факелом ламинарным определяются совершенно иначе [155; 154].

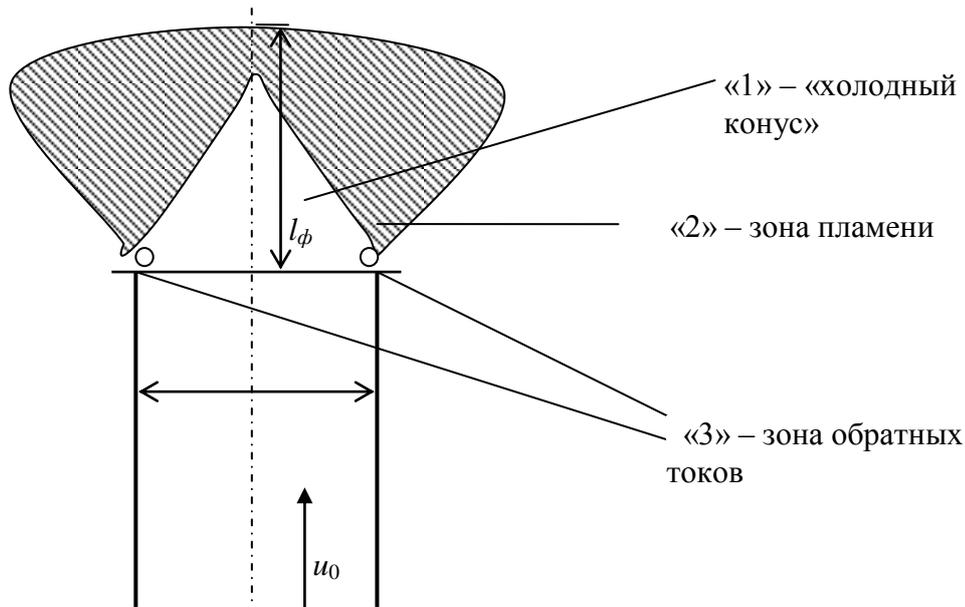


Рисунок 3.2 – Феноменологическая модель турбулентного факела

Вопрос о возможности турбулизации ламинарного факела представляется чрезвычайно важным с точки зрения возможности образования составного факела [155; 154] в камере сгорания.

Проблему турбулизации газового факела связывают главным образом с вопросом о том, ламинарной или турбулентной является струя горючей смеси в горелке [155; 154; 159]. Очевидно, что газовая струя в горелке является турбулентной, если число Рейнольдса,

$$\text{Re}_d = \frac{d_0 \nu}{u_0}, \quad (3.3)$$

вычисленное по скорости u_0 подачи горючей смеси и по размеру насадка d_0 (ν – коэффициент кинематической вязкости исходной горючей смеси) превышает некоторую критическую величину Re_d^* , т. е. имеет место неравенство

$$\text{Re}_d \geq \text{Re}_d^*. \quad (3.4)$$

Однако подобный подход является весьма упрощенным. Общеизвестно [160-162], что переход к турбулентности в струе горючей смеси обусловлен развитием неустойчивости ламинарного течения вязкой среды (если моделировать подачу горючего как течение в канале или трубе). Однако устойчивость такого течения обеспечивает только ламинарность потока горючей

смеси, но не гарантирует ламинарность самого факела, так как факельное пламя само по себе может быть неустойчивым [161-170], что приводит к автотурбулизации горения.

Таким образом, турбулизация газового факела определяется двумя факторами:

1) характером течения (ламинарным или турбулентным) струи горючей смеси в горелке [155; 154];

2) устойчивостью фронта ламинарного пламени [162; 163-170].

Каждый из этих факторов, взятый в отдельности, является достаточным, но не является необходимым условием для турбулизации факела.

Следовательно, определение возможности турбулизации факела связано с решением задачи об устойчивости фронта ламинарного плоского пламени. В свою очередь, решение этой задачи требует рассмотрения математической модели стационарного плоского фронта пламени, исследуемого на устойчивость. Именно этому вопросу посвящен следующий раздел настоящей главы.

3.3 Математические модели плоского фронта ламинарного пламени

Простейшей моделью плоского фронта ламинарного пламени является модель прямого скачка с тепловыделением.

Рассмотрим модель прямого скачка с учетом того, что на поверхности скачка допускаются химические превращения с тепловыделением (или теплопоглощением).

Плоскость прямого скачка изображена на рис. 3.3.

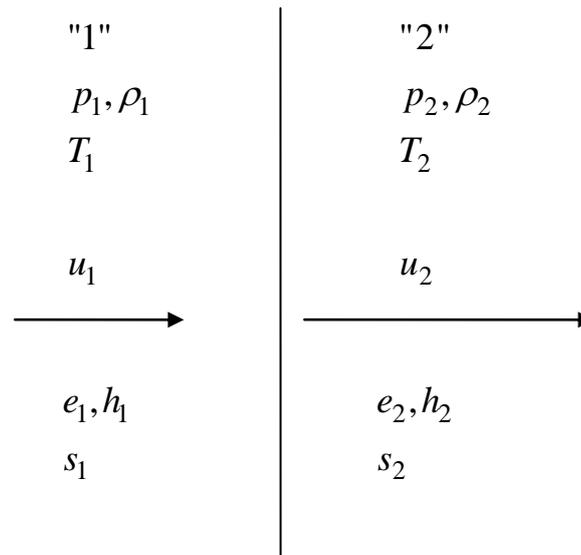


Рисунок 3.3 – Плоскость прямого скачка в сжимаемой среде (газе)

Параметры газа по разные стороны от поверхности скачка обозначим индексами «1» и «2» (индекс «1» соответствует исходному газу, а индекс «2» – газу, преобразованному на скачке, но имеющему другой химический состав по сравнению с газом «1»). Движение рассматривается в подвижной системе координат, связанной непосредственно с самим скачком: в этой системе координат поверхность скачка покоится, газ «1» протекает через поверхность скачка со скоростью u_1 , а газ «2» вытекает из поверхности скачка со скоростью u_2 . При этом скачок претерпевают все термо- и газодинамические параметры среды – давление p , плотность ρ , абсолютная температура T , удельная внутренняя энергия e и удельная энтальпия (теплосодержание) h , а также удельная энтропия s .

Параметры по обе стороны поверхности скачка связаны тремя основными законами сохранения – массы (количества вещества), импульса (количества движения) и энергии.

Закон сохранения массы имеет вид

$$\rho_1 u_1 = \rho_2 u_2, \quad (3.5)$$

и выражает постоянство плотности потока массы

$$j = \rho u = \rho_1 u_1 = \rho_2 u_2 = const \quad (3.5.a)$$

при переходе через скачок.

Закон сохранения импульса имеет вид

$$p_1 + \rho_1 u_1^2 = p_2 + \rho_2 u_2^2, \quad (3.6)$$

а закон сохранения энергии можно представить как

$$h_1 + q + \frac{u_1^2}{2} = h_2 + \frac{u_2^2}{2} \quad (3.7)$$

или

$$e_1 + q + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{u_1^2}{2} = e_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{u_2^2}{2}. \quad (3.7.a)$$

Учитывая, что между удельной энтальпией и удельной внутренней энергией существует связь, выраженная формулой

$$h = e + \frac{p}{\rho} = e + pv,$$

где $v = \frac{1}{\rho}$ – удельный объем среды; q – удельная теплота химической реакции (удельное тепловыделение).

При этом можно считать, что для экзотермической реакции $q > 0$, а для эндотермической реакции $q < 0$. Величину q будем считать постоянной (для данного вида химических превращений).

Используя тот факт, что при $k = 1, 2$

$$v_k = \frac{1}{\rho_k}; \quad \rho_k = \frac{1}{v_k}. \quad (3.8)$$

Плотность потока вещества j через поверхность скачка можно представить в виде

$$j = \frac{u_1}{v_1} = \frac{u_2}{v_2}, \quad (3.9)$$

откуда

$$u_1 = jv_1; \quad u_2 = jv_2. \quad (3.10)$$

Переходя от плотности ρ к удельному объему v в уравнении (3.2), представим это уравнение в виде

$$p_1 + \frac{u_1^2}{v_1} = p_2 + \frac{u_2^2}{v_2}, \quad (3.11)$$

или, с учетом выражения (3.9),

$$p_1 + j^2 v_1 = p_2 + j^2 v_2, \quad (3.12)$$

Из равенства (3.12) непосредственно следует, что

$$j^2 = \frac{p_2 - p_1}{v_1 - v_2}. \quad (3.13)$$

Вполне очевидно, что так, как величины $p_1 - p_2$, $\rho_2 - \rho_1$ и, соответственно, $v_1 - v_2$ имеют одинаковые знаки, величина j^2 не может быть отрицательной. При этом

$$j = \sqrt{\frac{p_2 - p_1}{v_1 - v_2}}. \quad (3.14)$$

Рассмотрим теперь уравнение (3.7), выражающее закон сохранения энергии. Непосредственно из (3.7) следует, что

$$h_2 - h_1 - q = \frac{1}{2}(u_1^2 - u_2^2). \quad (3.15)$$

Подставляя в уравнение (3.15) выражения (3.10) для u_1, u_2 , имеем

$$h_2 - h_1 - q = \frac{1}{2} j^2 (v_1^2 - v_2^2). \quad (3.16)$$

После несложных преобразований, заменяя в уравнении (3.16) j^2 величиной

$\frac{p_2 - p_1}{v_1 - v_2}$ из выражения (3.13), имеем

$$h_2 - h_1 - q = \frac{1}{2} (p_2 - p_1)(v_1 - v_2). \quad (3.17)$$

Учитывая, что при $k = 1, 2$

$$h_k = e_k + \frac{p_k}{\rho_k} = e_k + p v_k, \quad (3.18)$$

уравнение (3.17) можно также записать в виде

$$e_2 - e_1 - q = \frac{1}{2} (p_2 + p_1)(v_1 - v_2). \quad (3.19)$$

Отметим, что в уравнениях (3.17; 3.19) функции h_1 (или e_1) и h_2 (или e_2) предполагаются известными функциями термодинамических параметров p_1, v_1 и

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{(\gamma_2 + 1)M_1^2}{\gamma_2 \left(\frac{1}{\gamma_1} + M_1^2 \right) + \sqrt{\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} \right)^2 + \left[\frac{4\gamma_1(1 - \gamma_2^2) - 2\gamma_2^2}{\gamma_1(\gamma_1 - 1)} - \frac{2(\gamma_2^2 - 1)Q}{\gamma_1} \right] M_1^2 + M_1^4}}, \quad v_2$$

соответственно (эта зависимость определяется уравнением состояния газа).

Нельзя полагать, что вид уравнения состояния газа не меняется при переходе через поверхность прямого скачка, так как на скачке имеют место химические превращения. Поэтому, множество всех возможных термодинамических состояний (p, v) , в которые может перейти в результате преобразования на скачке газ с исходным состоянием (p_1, v_1) описывается уравнениями:

$$h_2(p, v) - h_1(p_1, v_1) = \frac{1}{2}(p - p_1)(v + v_1) + q \quad (3.20)$$

или

$$e_2(p, v) - e_1(p_1, v_1) = \frac{1}{2}(p + p_1)(v_1 - v) + q, \quad (3.21)$$

где h_1, h_2 или e_1, e_2 известные, но различные функции от давления и удельного объема.

Уравнение (3.20; 3.21) задает на плоскости $(L \approx v_1/u_1, p)$ кривую, которую в литературе принято называть детонационной или ударно-детонационной адиабатой (см. рис. 3.4) Эта кривая, естественно, при $q \neq 0$ не проходит через точку 1 с координатами (v_1, p_1) . В случае $q > 0$ (именно этот случай отвечает горению и детонации) адиабата лежит выше точки 1.

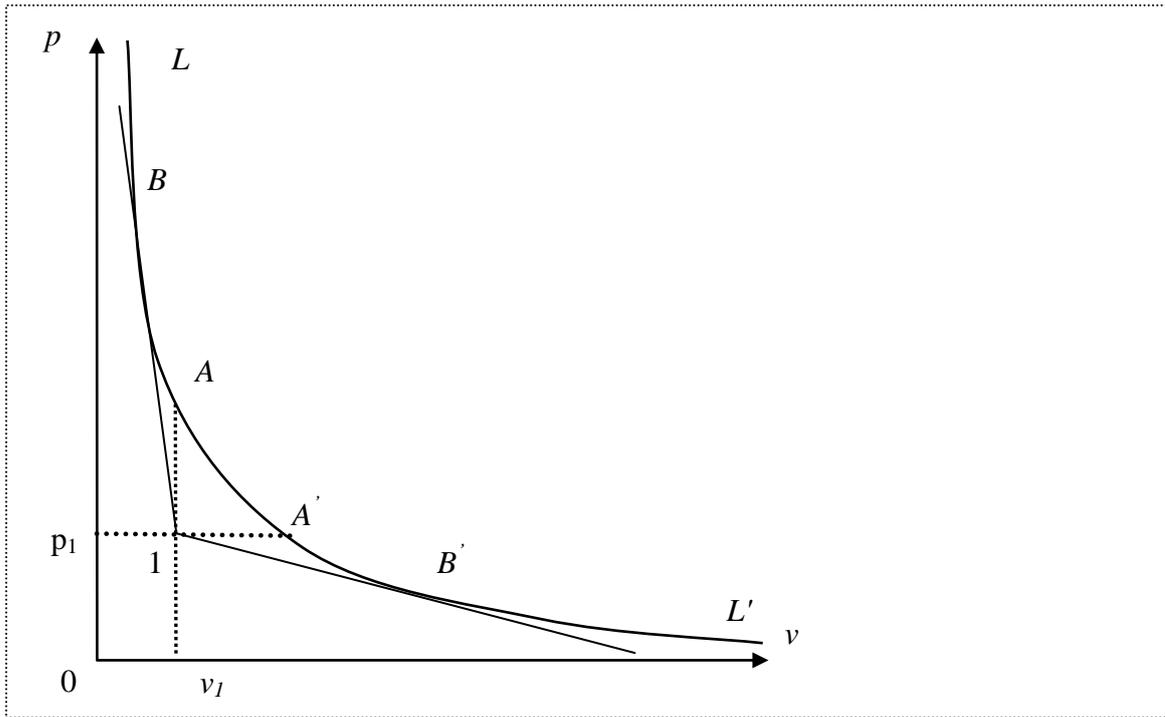


Рисунок 3.4 – Общий вид ударно-детонационной адиабаты

Различные участки кривой на рис. 3.4 соответствуют различным режимам горения.

Участок кривой AA' не имеет физического смысла, так как соответствует мнимой величине потока массы через скачок ($j^2 < 0$). По этой причине ударно-детонационная адиабата, которую иногда также называют кривой Гюгонио или адиабатой Гюгонио для детонации, хотя исторически это и не совсем верно, распадается на две отдельные ветви:

- 1) детонационную ABL ;
- 2) дефлаграционную $A'B'L'$.

Точка B есть точка касания верхней (детонационной) ветви адиабаты и прямой, проведенной из точки 1. В этой точке имеют место соотношения

$$u_2 = a_2 \quad (3.22)$$

и

$$M_2 = 1, \quad (3.23)$$

т. е. детонационная волна, соответствующая точке B , движется относительно остающейся непосредственно за нею газа (продуктов детонации) со скоростью, равной скорости звука. Чепмен (Chapman) и Жуге (Jouguet), а также Михельсон,

независимо друг от друга предположили, что именно точка B на детонационной адиабате соответствует тому единственно возможному режиму самоподдерживающейся детонации, который наблюдается в экспериментах. Позднее это предположение было доказано строго Я.Б. Зельдовичем. Точка B именуется точкой Чепмена-Жуге (ЧЖ).

Участок BL детонационной ветви адиабаты соответствует неравенству

$$u_2 < a_2, \quad (3.24)$$

или

$$M_2 < 1, \quad (3.25)$$

При этом вдоль участка BL (как, впрочем, и вдоль всей детонационной ветви ABL кривой Гюгонио, остается в силе неравенство)

$$u_1 > a_1, \quad (3.26)$$

или, что тоже

$$M_1 > 1, \quad (3.27)$$

так как волны детонации всегда распространяются со сверхзвуковой скоростью.

Состояния на кривой выше точки B , т. е. на участке BL , соответствуют так называемым сильным или пережатым детонациям. Пережатая детонация, если не подталкивать волну поршнем или направляя в суживающуюся трубку, не может быть стационарной и переходит в устойчивую нормальную детонацию с минимальной скоростью, определяемой точкой касания B , –детонацию Чепмена-Жуге.

Участок AB детонационной ветви адиабаты Гюгонио соответствует неравенству

$$u_2 > a_2 \quad (3.28)$$

или

$$M_2 > 1. \quad (3.29)$$

Это участок так называемых слабых или недосжатых детонаций. Слабую детонацию можно получить только искусственно, отказавшись от механизма воспламенения газа ударной волной.

Если вдоль всего детонационного участка ABL выполняются неравенства (3.26,27), то вдоль всего дефлаграционного участка $A'B'L'$ выполняется неравенство

$$u_1 < a_1, \quad (3.30)$$

или, что то же,

$$M_1 < 1, \quad (3.31)$$

т. е. дефлаграционная волна (волна горения) всегда распространяется с дозвуковой скоростью.

Слово «дефлаграция», вообще говоря, буквально переводится как «быстрое горение», «взрыв», «вспышка». До сих пор это понятие четко не определено. Иногда под дефлаграцией понимают все виды распространения горения с дозвуковой (в противоположность детонации) скоростью.

Основы систематики горения созданы Жуге, воспользовавшимся для этой цели ударно-детонационной адиабатой (см. рис.3.4). Жуге, а затем Крюссар (Crussard) определяют дефлаграцию как горение, отвечающее участку $A'B'$ кривой Гюгонио, при этом точка B есть точка касания нижней ветви адиабаты с прямой, проведенной из точки 1.

Очевидно, что при горении, в отличие от детонации, происходит понижение давления и расширение продуктов реакции. Это свойство иногда считается главным признаком дефлаграции. Но не всякое горение, сопровождающееся расширением продуктов сгорания, описывается нижней ветвью кривой Гюгонио. Многие исследователи относят к дефлаграции, например, ускоряющиеся пламени, иногда употребляя при этом термин «развитая дефлаграция», хотя при изменении скорости пламени состояние продуктов горения не изображается точкой, перемещающейся по нижней ветви ударно-детонационной адиабаты. Нижняя ветвь отвечает только горению с той или иной постоянной скоростью, определяемой наклоном прямой, проведенной из начальной точки 1 к соответствующей точке адиабаты Гюгонио.

Курант (Courant) и Фридрихс (Friedrichs), например, относят к дефлаграции качественно рассмотренное ими распространение медленного горения с бегущей

перед его фронтом ударной волной, интенсивность которой, при постоянной скорости горения, зависит от граничных условий в продуктах сгорания. Однако, в целом, такое явление – волна горения и бегущая перед ней ударная волна – в большинстве случаев нестационарно. Благодаря различию в скоростях фронт ударной волны удаляется от фронта горения, и такое явление в целом существенно отличается от дефлаграции. В самом деле, если в качестве исходного состояния рассматривается ударно-сжатый (в бегущей ударной волне) газ, то переход через фронт горения описывается дефлаграционными уравнениями. Но если взять за исходное значение состояние невозмущенного газа, то состояние продуктов сгорания не описывается адиабатой Гюгонио.

Таким образом, в классическом смысле под дефлаграцией понимаются режимы распространения пламени с постоянной скоростью, описываемые нижней ветвью $A'B'L'$ ударно-детонационной адиабаты.

Это определение дефлаграции гораздо шире определения тех авторов, которые относят к дефлаграции распространение пламени лишь с нормальной скоростью, определяемой теплопроводностью газа. Но с другой стороны, такое определение, на первый взгляд, очень обедняет содержание понятия дефлаграции, т.к. равномерного распространения пламени в трубах и объемах другой формы практически никогда не наблюдается. Горение, сопровождающееся значительным выделением тепла, вызывает интенсивные движения несгоревшего газа, движение газа возмущает фронт пламени, возникают нестационарные режимы горения.

Однако приведенное выше определение дефлаграции, позволяет отнести к ней с теми или иными приближениями, большинство видов технического горения в топках, в т. ч. и в камерах сгорания ракетных и реактивных двигателей.

Участок $A'B'$ отвечает так называемым слабым дефлаграциям, для которых справедливо неравенство

$$u_2 < a_2 \quad (3.32)$$

или, что то же,

$$M_2 < 1. \quad (3.33)$$

Участок $B'L'$ отвечает сильным дефлаграмм, для которых

$$u_2 > a_2 \quad (3.34)$$

или

$$M_2 > 1. \quad (3.35)$$

Точку B' , где выполнены соотношения (3.22; 3.23), называют точкой дефлаграммации Чепмена-Жуге, хотя, с исторической точки зрения, такое название не вполне оправдано.

В случае дефлаграммации в принципе осуществимы любые состояния на участке $A'B'$. Условия отбора скорости, подобного условию Жуге для детонации, в данном случае нет. Осуществимость термодинамического состояния, соответствующего любой точке на участке слабых дефлаграммаций $A'B'$, связана с независимостью механизма распространения медленного горения от параметров скачка разрежения, представляющего дефлаграммацию. Скорость распространения пламени зависит от физико-химических свойств смеси (нормальная скорость), турбулентности (если она имеет место) и распределения скоростей несгоревшего газа.

Сильные дефлаграммации (все точки на участке $B'L'$, т.е. ниже точки B') неосуществимы, хотя в принципе возможны термодинамически возможны. Экспериментально распространение сильных дефлаграммационных волн не наблюдается. Проведенные теоретические исследования химического, лазерного и ядерного горения также не указывают на возможность существования таких волн. Не предложены и какие-либо другие модели реальных физических процессов тепловыделения и теплопередачи, которые приводили бы к самораспространяющимся волнам сильной дефлаграммации.

Л.Д. Ландау введено понятие об эволюционности ударных волн как о необходимом условии возможности их реализации. Если рассматривать с этой точки зрения детонационные и дефлаграммационные волны, то очевидна неэволюционность слабых (недожатых) детонаций и сильных дефлаграммаций.

Таким образом, из всех режимов горения и детонации, описываемых ударно-детонационной адиабатой (кривой Гюгонио), как стационарные

самоподдерживающиеся режимы могут реализовываться только режим самоподдерживающейся детонации Чепмена-Жуге ($u_1 < a_1$, $u_2 = a_2$), соответствующий точке B кривой, и режим слабой дефлаграции ($u_1 < a_1$, $u_2 < a_2$), соответствующий участку $A'B'$ кривой, причем подавляющему большинству случаев нормального горения отвечают точки, расположенные на участке $A'B'$ вблизи A' .

Рассмотрим теперь прямой скачок с тепловыделением в идеальном (совершенном) газе с постоянными теплоемкостями c_p , c_v , т.е. в законе сохранения энергии (3.7,3.7.a) и в уравнениях ударно-детонационной адиабаты (3.17; 3.19) положим $h_k = \frac{\gamma}{\gamma+1} \frac{p_k}{\rho_k} = \frac{\gamma}{\gamma+1} p_k v_k$ или $e_k = \frac{1}{\gamma+1} \frac{p_k}{\rho_k} = \frac{1}{\gamma+1} p_k v_k$ для $k=1,2$.

Имеем следующую систему из 3 алгебраических уравнений

$$\begin{cases} \rho_1 u_1 = \rho_2 u_2 \\ p_1 + \rho_1 u_1^2 = p_2 + \rho_2 u_2^2 \\ \frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1} \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{u_1^2}{2} + q = \frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1} \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{u_2^2}{2}. \end{cases} \quad (3.36)$$

Из системы (3.36) следует соотношение

$$(\gamma_2 + 1)u_2^2 - 2\gamma_2 \left(\frac{1}{\gamma_1 M_1^2} + 1 \right) u_1 u_2 + \left[\frac{2(\gamma_2 - 1)}{(\gamma_1 - 1)M_1^2} + (\gamma_2 - 1) \right] u_1^2 + 2(\gamma_2 - 1)q = 0, \quad (3.37)$$

В случае когда $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ и $q = 0$, т.е. при отсутствии тепловыделения и химических превращений на скачке, уравнение (3.37) принимает вид

$$(\gamma + 1)u_2^2 - 2\gamma \left(\frac{1}{\gamma M_1^2} + 1 \right) u_1 u_2 + \left[\frac{2}{M_1^2} + (\gamma - 1) \right] u_1^2 = 0, \quad (3.38)$$

Последнее уравнение хорошо известно из теории ударных волн.

Из общих позиций теории горения достаточно важным представляется решение задачи расчета термо- и газодинамических параметров за фронтом пламени, т. е. в области продуктов сгорания «2», при заданном состоянии газа перед фронтом пламени, т. е. в области исходной горючей газовой смеси «1»,

при так называемых слабых дефлаграциях (в частности, при нормальном ламинарном горении). Иными словами, эта задача требует расчета давления p_2 , плотности ρ_2 , абсолютной температуры T_2 и т. п. по заданным значениям p_2 и ρ_2 (уравнение состояния газа по обе стороны поверхности ударного скачка предполагается известным, температура T_1 и другие термодинамические параметры газа «1» известны или определяются по уравнению состояния). Известной предполагается и величина u_1 , которая представляет собой скорость распространения пламени по исходной горючей среде, т.е. скорость нормального горения.

С целью решения этой задачи рассмотрим уравнение (3.37) как квадратное уравнение относительно скорости u_2 (скорость продуктов сгорания относительно фронта пламени).

Вычислив четвертую часть дискриминанта данного квадратного уравнения $D/4$, после ряда алгебраических преобразований имеем

$$\frac{D}{4} = \left\{ \frac{\gamma_2^2}{\gamma_1^2 M_1^4} + 2 \left[\frac{\gamma_2^2}{\gamma_1 M_1^2} - \frac{2(\gamma_2^2 - 1)}{(\gamma_1 - 1) M_1^2} \right] + 1 \right\} u_1^2 - 2(\gamma_2^2 - 1)q \quad (3.39)$$

или

$$\frac{D}{4} = \left[\frac{\gamma_2^2}{\gamma_1^2 M_1^4} + \frac{4\gamma_1(1 - \gamma_2^2) - 2\gamma_2^2}{\gamma_1(\gamma_1 - 1)M_1^2} + 1 \right] u_1^2 - 2(\gamma_2^2 - 1)q. \quad (3.40)$$

Вполне очевидно, что в реальных случаях горения величина $D/4$ в соотношениях (3.39; 3.40) неотрицательна (для слабых дефлаграций $0 < M_1 < a_1$, причем для нормального ламинарного горения $M_1^2 < 1$ и, соответственно, $M_1^4 < M_1^2 < 1$, т. е. $1/M_1^4$ весьма большая величина). Поэтому уравнение (3.38) имеет действительные корни вида

$$u_{2,1,2} = \frac{\gamma_2 \left(\frac{1}{\gamma_1 M_1^2} + 1 \right) u_1 \pm \sqrt{\frac{D}{4}}}{\gamma_2 + 1}, \quad (3.41)$$

или же

$$u_{2,2} = \frac{\gamma_2 \left(\frac{1}{\gamma_1 M_1^2} + 1 \right) u_1 \pm \sqrt{\left[\frac{\gamma_2^2}{\gamma_1^2 M_1^4} + \frac{4\gamma_1(1-\gamma_2^2) - 2\gamma_2^2}{\gamma_1(\gamma_1-1)M_1^2} + 1 \right] u_1^2 - 2(\gamma_2^2 - 1)q}}{\gamma_2 + 1}.$$

(3.42)

При этом для слабых дефлаграций должно выполняться соотношение $u_2 > u_1$ (это следует из закона сохранения массы, так как $\rho_2 < \rho_1$), поэтому в правой части (3.42) следует выбрать знак «+».

Итак,

$$u_2 = \frac{\gamma_2 \left(\frac{1}{\gamma_1 M_1^2} + 1 \right) u_1 + \sqrt{\left[\frac{\gamma_2^2}{\gamma_1^2 M_1^4} + \frac{4\gamma_1(1-\gamma_2^2) - 2\gamma_2^2}{\gamma_1(\gamma_1-1)M_1^2} + 1 \right] u_1^2 - 2(\gamma_2^2 - 1)q}}{\gamma_2 + 1}, \quad (3.43)$$

Введем обозначение

$$Q = \frac{q\rho_1}{p_1}, \quad (3.44)$$

Очевидно, что

$$Q = \frac{\gamma_1 q}{a_1^2}, \quad (3.45)$$

Физический смысл безразмерной величины Q вполне очевиден: данная величина характеризует отношение удельного тепловыделения в результате экзотермической химической реакции к удельной внутренней энергии горючей газовой смеси.

После несложных преобразований имеем

$$u_2 = \frac{\left\{ \gamma_2 \left(\frac{1}{\gamma_1} + M_1^2 \right) + \sqrt{\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} \right)^2 + \left[\frac{4\gamma_1(1-\gamma_2^2) - 2\gamma_2^2}{\gamma_1(\gamma_1-1)} - \frac{2(\gamma_2^2-1)Q}{\gamma_1} \right] M_1^2 + M_1^4} \right\} u_1}{(\gamma_2 + 1)M_1^2}. \quad (3.46)$$

Иначе говоря,

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{\gamma_2 \left(\frac{1}{\gamma_1} + M_1^2 \right) + \sqrt{\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} \right)^2 + \left[\frac{4\gamma_1(1-\gamma_2^2) - 2\gamma_2^2}{\gamma_1(\gamma_1-1)} - \frac{2(\gamma_2^2-1)Q}{\gamma_1} \right] M_1^2 + M_1^4}}{(\gamma_2 + 1)M_1^2}. \quad (3.47)$$

Вводя условное обозначение

$$\delta = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (3.48)$$

(величину $\delta > 1$ согласно Дж. Г. Маркштейну (Markstein) иногда называют степенью расширения газа в пламени), имеем вследствие закона сохранения массы

$$\delta = \frac{u_2}{u_1} \quad (3.49)$$

и

$$\delta = \frac{\gamma_2 \left(\frac{1}{\gamma_1} + M_1^2 \right) + \sqrt{\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} \right)^2 + \left[\frac{4\gamma_1(1-\gamma_2^2) - 2\gamma_2^2}{\gamma_1(\gamma_1-1)} - \frac{2(\gamma_2^2-1)Q}{\gamma_1} \right] M_1^2 + M_1^4}}{(\gamma_2+1)M_1^2}. \quad (3.50)$$

Очевидно также, что

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{(\gamma_2+1)M_1^2}{\gamma_2 \left(\frac{1}{\gamma_1} + M_1^2 \right) + \sqrt{\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} \right)^2 + \left[\frac{4\gamma_1(1-\gamma_2^2) - 2\gamma_2^2}{\gamma_1(\gamma_1-1)} - \frac{2(\gamma_2^2-1)Q}{\gamma_1} \right] M_1^2 + M_1^4}}, \quad (3.51)$$

или же

$$\rho_2 = \frac{(\gamma_2+1)M_1^2 \rho_1}{\gamma_2 \left(\frac{1}{\gamma_1} + M_1^2 \right) + \sqrt{\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} \right)^2 + \left[\frac{4\gamma_1(1-\gamma_2^2) - 2\gamma_2^2}{\gamma_1(\gamma_1-1)} - \frac{2(\gamma_2^2-1)Q}{\gamma_1} \right] M_1^2 + M_1^4}}. \quad (3.52)$$

Кроме того, имеем

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1}{[(\gamma_2+1)(1-\rho_2/\rho_1)+1]} \quad (3.53)$$

или

$$p_2 = \frac{p_1}{[(\gamma_2+1)(1-\rho_2/\rho_1)+1]} \quad (3.54)$$

Таким образом, при заданных значениях давления p_1 и плотности ρ_1 исходной горючей среды, при известных величинах γ_1 и γ_2 , характеризующих исходную горючую среду и продукты сгорания соответственно, а также при

известном значении удельного тепловыделения q на фронте пламени и заданной скорости распространения волны (нормального) горения u_1 , алгоритм расчета параметров продуктов сгорания таков:

1. По формуле (3.45) определяется безразмерная величина Q .

2. Число Маха M_1 определяется как $M_1 = u_1/a_1$, где скорость звука a_1 в исходной горючей среде рассчитывается по формуле $M_1 = u_1/a_1$, при

$$a_1 = \sqrt{\frac{\mathcal{P}_1}{\rho_1}} = \sqrt{\mathcal{P}_1 v_1}.$$

3. Скорость u_2 продуктов сгорания относительно фронта пламени рассчитывается по формуле (3.46).

4. Степень расширения газа в пламени $\delta = \frac{\rho_1}{\rho_2}$ рассчитывается по формуле

(3.50). Величина $\frac{\rho_2}{\rho_1}$ определяется как $1/\delta$, а $\rho_2 = \rho_1/\delta$.

5. Определяется давление p_2 по формуле (3.54). По формуле (3.53) определяется отношение p_2/p_1 .

6. Абсолютная температура T_2 продуктов сгорания может быть рассчитана по формуле

$$T_2 = \frac{p_2}{R_2 \rho_2}. \quad (3.55)$$

При рассмотрении процесса нормального горения с учетом вязкости среды требуется одновременно учитывать и конечную протяженность зоны пламени L , так как в соответствии с решением краевой задачи стандартной теплопроводности (Михельсон, 1898) (см. [156; 157])

$$L \approx \chi_1 / u_1, \quad (3.56)$$

где $u_1 = u_n$ – скорость нормального горения; χ_1 – коэффициент температуропроводности исходной горючей смеси.

В последнем соотношении

$$\chi_1 = k_1 / \rho_1 c_{p1}, \quad (3.57)$$

где k_1 – теплопроводность горючей смеси; ρ_1 – ее плотность; c_{p1} – ее теплоемкость при постоянном давлении.

При этом неявно предполагается, что общая протяженность L зоны пламени равна его тепловой толщине, по сравнению с которой ширина зоны химических превращений пренебрежимо мала. Данное предположение находится в полном соответствии с теорией горения Я.Б. Зельдовича, Д.А. Франк-Каменецкого, Н.Н. Семенова [171], согласно которой скорость химической реакции сильно зависит от температуры, что является причиной протекания химических превращений в очень узком температурном интервале.

Так как вязкость и температуропроводность есть величины одного порядка [161; 162], то

$$L \approx \nu_1 / u_1, \quad (3.58)$$

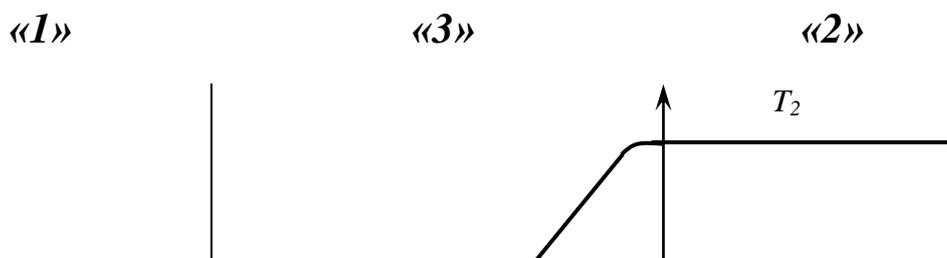
где ν_1 – кинематический коэффициент вязкости исходной горючей смеси.

Существенную роль в стабилизации процесса нормального ламинарного горения вязких газовых смесей играет также изменение протяженности зоны пламени под влиянием малых возмущений [163-170].

Рассматривается следующая математическая модель горения: плоское ламинарное пламя распространяется по вязкой несжимаемой смеси, за исходную схему стационарного процесса горения принимается пламя конечной протяженности L . Различаются три основные области течения: зона исходной горючей смеси "1" ($x < -L$), зона продуктов сгорания "2" ($x > 0$) и зона пламени "3" ($-L \leq x \leq 0$). Физические параметры в зонах "1" и "2" принимаются постоянными, а непрерывное течение внутри зоны пламени "3", детальный характер которого неизвестен из-за сложности процесса, осредняется по ширине этой зоны на базе температурного профиля Михельсона (см. [156; 157]).

$$T = T_1 + (T_2 - T_1) \exp(u_1 x / \chi_1), \quad (3.59)$$

либо по данным эксперимента (рис. 3.5).



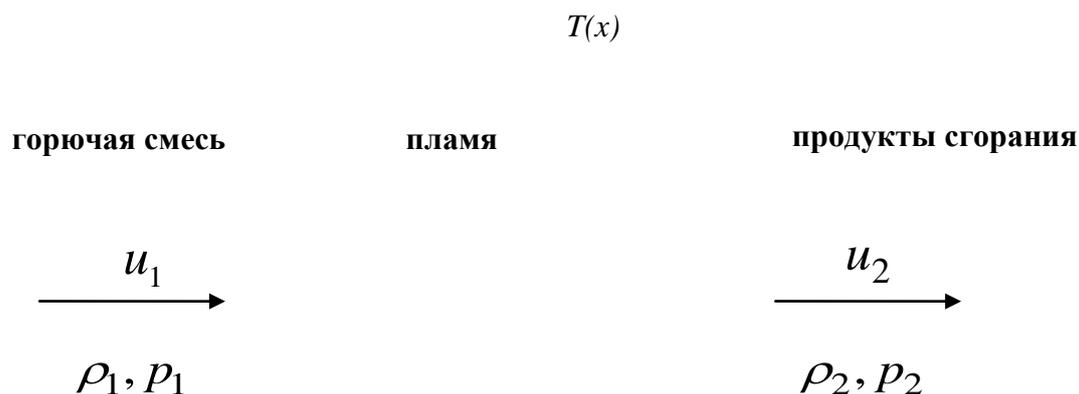


Рисунок 3.5 – Стационарное пламя с характерным температурным профилем и его осреднением $T_3 = const$

В этом случае, однако, параметры продуктов сгорания рассчитываются также по приведенному выше алгоритму.

В случае изображенной на рис. 3.5 схемы стационарного нормального пламени, распространяющегося в вязкой среде, параметры продуктов сгорания, однако, рассчитываются по заданным изначально параметрам исходной горючей смеси и по известной скорости нормального горения также в полном соответствии с приведенным выше алгоритмом. Этот факт обусловлен тем, что параметр вязкости в приведенном выше алгоритме расчета параметров процесса стационарного горения отсутствует [172; 21; 15].

3.4 Неустойчивость фронта пламени и геометрия газового факела

Абсолютная неустойчивость ламинарного плоского пламени, распространяющегося в открытом пространстве, теоретически доказана Ландау [161; 162]. Однако теория Ландау объясняет наблюдаемые в реальности процессы только качественным образом. Ограниченность объема, в котором происходит

процесс горение, не стабилизирует процесс распространения пламени [173]. Количественные оценки структуры пламени (как свободно распространяющегося в открытом пространстве, так и факельного) требуют учета ряда факторов – в первую очередь, вязкости и сжимаемости среды [164-166; 168-170; 156; 171; 175; 176; 177]. Эти неучтенные Ландау факторы оказывают на пламя стабилизирующее влияние [165; 166; 168-170; 177].

Основным фактором, стабилизирующим процесс нормального горения, является вязкость [165; 166; 168; 177]. Учет вязкости требует одновременного рассмотрения и конечной протяженности зоны пламени L (см. подраздел 3.3, (3.52)).

Существенную роль в стабилизации процесса нормального ламинарного горения вязких газовых смесей играет также изменение протяженности зоны пламени под влиянием малых возмущений [165; 177].

Рассматривается математическая модель плоского ламинарного пламени конечной протяженности L , распространяющегося по вязкой несжимаемой смеси (см. подраздел 3.3, рис. 3.5).

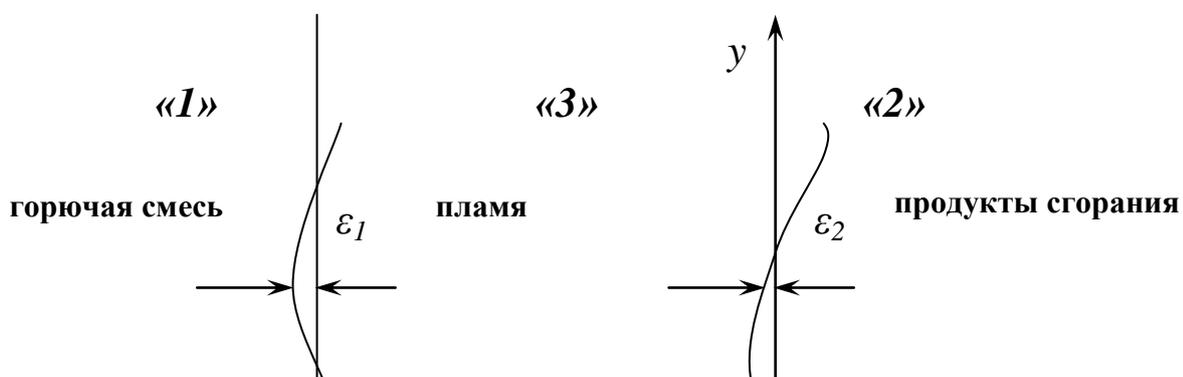
Задача о возмущениях типа

$$\exp(kx + ihy + \omega t); \quad (3.60)$$

$$\lambda = 2\pi/h, \quad (3.61)$$

где h – волновое число; λ – длина волны возмущения, ставится с учетом разных амплитуд смещения передней и задней границ зоны пламени для системы уравнений неразрывности и Навье-Стокса [165; 177].

В качестве граничных условий сопряжения возмущений по обе стороны зоны пламени используются интегральные теоремы об изменении массы и вектора импульса для объема, заключенного в элементарном слое dy (рис. 3.6) по всей области горения [165; 177].



$$\begin{array}{ll}
 u_{1y} = u'_{1y} & u_{2y} = u'_{2y} \\
 u_{1x} = u_1 + u'_{1x} & u_{2x} = u_2 + u'_{2x} \\
 p_1 + p'_1 & p_2 + p'_2 \\
 \rho_1 & \rho_2
 \end{array}
 \quad y$$

Рисунок 3.6 – Нестационарное пламя с выделенным элементарным слоем dy

В данном конкретном случае эти теоремы (теорема об изменении вектора количества движения – в проекции на координатные оси) в линейном приближении имеют следующий вид [165; 177]:

$$\rho_2 \left(u'_{2x} - \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial t} \right) \Big|_{x=0} = \rho_1 \left(u'_{1x} - \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial t} \right) \Big|_{x=-L} + \rho_3 \int_{-L}^0 \frac{\partial u'_{3y}}{\partial y} dx + \rho_3 \left(\frac{\partial \varepsilon_2}{\partial t} - \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial t} \right); \quad (3.62)$$

$$\begin{aligned}
 & \left(p'_2 + 2\rho_2 u_2 u'_{2x} - 2\rho_2 u_2 \frac{\partial u'_{2x}}{\partial x} \right) \Big|_{x=0} = \left(p'_1 + 2\rho_1 u_1 u'_{1x} - 2\rho_1 u_1 \frac{\partial u'_{1x}}{\partial x} \right) \Big|_{x=-L} - \\
 & - \int_{-L}^0 \left[\rho_3 \frac{\partial u'_{3x}}{\partial t} + \rho_3 u_3 \frac{\partial u'_{3x}}{\partial y} - \rho_3 u_3 \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u'_{3x}}{\partial y} + \frac{\partial u'_{3y}}{\partial x} \right) \right] dx; \quad (3.63)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left[\rho_2 u_2 u'_{2y} - \rho_2 u_2 \left(\frac{\partial u'_{2x}}{\partial y} + \frac{\partial u'_{2y}}{\partial x} \right) \right]_{x=0} - p_2 \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial y} = \\
& = \left[\rho_1 u_1 u'_{1y} - \rho_1 u_1 \left(\frac{\partial u'_{1x}}{\partial y} + \frac{\partial u'_{1y}}{\partial x} \right) \right]_{x=-L} - p_1 \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial y} - \\
& - \int_{-L}^0 \left(\rho_3 \frac{\partial u'_{3x}}{\partial t} + \frac{\partial p'_3}{\partial y} - 2\rho_3 u_3 \frac{\partial^2 u'_{3y}}{\partial y^2} \right) dx + p_3 \left(\frac{\partial \varepsilon_1}{\partial y} - \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial y} \right)
\end{aligned}$$

(3.64)

Накопление локальных изменений гидродинамических параметров каждой горячей частицы газа, являющееся в конечном итоге причиной изменения скорости нормального горения, интегрально выражается через градиент скорости этой частицы в области пламени. Количественное описание данного механизма обратной связи осуществляется при помощи следующего уравнения [163-166; 177].

$$u'_{1x}|_{x=-L} - \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial t} = u_3 \int_{t-\tau}^t \frac{\partial u'_{3x}}{\partial x} \Big|_{x=v_3(t-t')} dt', \quad (3.65)$$

где

$$\tau = L/u_3, \quad (3.66)$$

τ – характерное время горения.

Уравнение обратной связи (3.65) заменяет в данном случае условие Ландау [161; 162] неизменности скорости нормального горения в возмущенном состоянии и в пределе при $L \rightarrow 0$ сводится к этому условию.

Возмущение протяженности зоны горения [165; 177] находится путем варьирования формулы тепловой толщины зоны пламени (3.58), что приводит к соотношению

$$u_1 [\varepsilon_2(t, y) - \varepsilon_1(t - \tau, y)] = L \delta u_n, \quad (3.67)$$

где

$$\delta u_n = u'_{1x}|_{x=-L} - \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial t}. \quad (3.68)$$

Применение интегральных теорем к малой окрестности передней границы зоны пламени приводит к следующим соотношениям [163-166; 177]:

$$\rho_3 u'_{3x} \Big|_{x=-L} = \rho_1 u'_{1x} \Big|_{x=-L};$$

(3.69)

$$\left(p'_3 + 2\rho_3 u_3 u'_{3x} - 2\rho_2 u_2 \frac{\partial u'_{2x}}{\partial x} \right) \Big|_{x=-L} = \left(p'_1 + 2\rho_1 u_1 u'_{1x} - 2\rho_1 u_1 \frac{\partial u'_{1x}}{\partial x} \right) \Big|_{x=-L}; \quad (3.70)$$

$$\left[\rho_3 u_3 u'_{3y} - \rho_3 u_3 \left(\frac{\partial u'_{3y}}{\partial x} + \frac{\partial u'_{3x}}{\partial y} \right) \right] \Big|_{x=-L} = \left[\rho_1 u_1 u'_{1y} - \rho_1 u_1 \left(\frac{\partial u'_{1y}}{\partial x} + \frac{\partial u'_{1x}}{\partial y} \right) \right] \Big|_{x=-L}. \quad (3.71)$$

Смещения границ зоны пламени ε_1 и ε_2 задаются в виде

$$\varepsilon_1(y, t) = A_{01} h^{-1} \exp(ihy - i\omega t); \quad (3.72)$$

$$\varepsilon_2(y, t) = A_{02} h^{-1} \exp(ihy - i\omega t). \quad (3.73)$$

С учетом условия ограниченности на бесконечности и при условии пренебрежения диффузией вихря вверх по течению от зоны горения [163-166, 177] возмущения в зоне исходной горючей смеси «1» имеют вид

$$\begin{aligned} \frac{u'_{1x}}{u_1} &= -\frac{1}{z+1} A_{11} e^{hx} \exp(ihy - i\omega t); \\ \frac{u'_{1y}}{u_1} &= -\frac{i}{z+1} A_{11} e^{hx} \exp(ihy - i\omega t); \\ \frac{p'_1}{\rho_1 u_1} &= A_{11} e^{hx} \exp(ihy - i\omega t). \end{aligned} \quad (3.74)$$

С учетом все того же условия ограниченности на бесконечности выражения для возмущений в зоне продуктов сгорания «2» имеют вид

$$\begin{aligned} \frac{u'_{2x}}{u_1} &= \left[\frac{1}{\frac{z}{\delta} - 1} A_{22} e^{-hx} + A_{23} e^{k_{23}hx} \right] \exp(ihy - i\omega t); \\ \frac{u'_{2y}}{u_1} &= \left[-\frac{i}{\frac{z}{\delta} - 1} A_{22} e^{-hx} - i \frac{z}{\delta} A_{23} e^{k_{23}hx} \right] \exp(ihy - i\omega t); \\ \frac{p'_2}{\rho_1 u_1} &= A_{22} e^{-hx} \exp(ihy - i\omega t), \end{aligned} \quad (3.75)$$

где $\delta = \delta_2 = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{u_2}{u_1}$ (см.(3.48; 3.49)).

В зоне пламени «3» – как и в зоне исходной горючей смеси «1» – не принимается во внимание диффузия вихря вверх по течению от зоны химической реакции ($x \approx 0$) [165; 177]. С учетом этого факта выражения для возмущений в зоне пламени принимают вид

$$\frac{u'_{3x}}{u_1} = \left[-\frac{1}{\frac{z}{\delta} + 1} A_{31} e^{hx} + \frac{1}{\frac{z}{\delta} - 1} A_{32} e^{-hx} + A_{33} e^{\frac{k}{33} hx} \right] \exp(ihy - i\omega t);$$

$$\frac{u'_{3y}}{u_1} = \left[-\frac{i}{\frac{z}{\delta} + 1} A_{31} e^{hx} - \frac{i}{\frac{z}{\delta} - 1} A_{32} e^{-hx} - i \frac{z}{\delta} A_{33} e^{\frac{k}{33} hx} \right] \exp(ihy - i\omega t); \quad (3.76)$$

$$\frac{p'_3}{\rho u_1^2} = \left[A_{31} e^{hx} + A_{32} e^{-hx} \right] \exp(ihy - i\omega t).$$

Подстановка выражений для возмущений (3.72-3.76) в граничные условия формул (3.62-3.64), (3.65), (3.67) и (3.69-3.71) приводит к системе восьми линейных однородных алгебраических уравнений относительно восьми неопределенных констант $A_{01}, A_{02}, A_{11}, A_{22}, A_{23}, A_{31}, A_{32}, A_{33}$. Данная система допускает нетривиальные решения тогда и только тогда, когда ее определитель равен нулю. Приравнявая нулю определитель данной системы, получаем характеристическое уравнение вида

$$F(z) = 0, \quad (3.77)$$

где $F(z)$ – весьма громоздкая многопараметрическая функция [165; 177].

Величина кинематического коэффициента вязкости ν_j ($j=1,2,3$) определяется как

$$\nu_j = \frac{\eta_j}{\rho_j}, \quad (3.78)$$

где η_j – динамический коэффициент вязкости [160].

Зависимость динамического коэффициента вязкости η_j ($j=1,2,3$) от температуры для газов обычно дается [160] законом

$$\frac{\eta_j}{\eta_1} = \left(\frac{T_j}{T_1}\right)^m \quad (0,5 \leq m \leq 1). \quad (3.79)$$

В рамках гипотезы несжимаемости среды все изменения плотности будут чисто температурного происхождения, поэтому, в предположении, что газ является идеальным (совершенным), справедливо соотношение

$$\delta_j \equiv \frac{\rho_1}{\rho_j} = \frac{T_j}{T_1} \quad (j=1,2,3), \quad (3.80)$$

Таким образом,

$$\frac{\eta_j}{\eta_1} = \delta_j^m \quad (0,5 \leq m \leq 1), \quad (3.81)$$

и, как следует из соотношения (3.80), имеет место другое соотношение

$$\frac{v_j}{v_1} = \delta_j^{m+1} \quad (0,5 \leq m \leq 1), \quad (3.82)$$

Ведем обозначение

$$\alpha_j = \frac{2h v_j}{u_j}. \quad (3.83)$$

С учетом соотношения (3.61) и обозначения (3.83) имеет место равенство

$$\alpha_1 \equiv \frac{2h v_1}{u_1} = 2\xi, \quad (3.84)$$

где $\xi = hL$. (3.85)

Кроме того, ввиду вышеупомянутых соотношений (3.84), (3.86), (3.85) и (3.87) справедливо следующее соотношение

$$\frac{\alpha_j}{\alpha_1} = \frac{\eta_j}{\eta_1} = \left(\frac{T_j}{T_1}\right)^m = \delta_j^m \quad (0,5 \leq m \leq 1). \quad (3.86)$$

С учетом соотношений (3.84-3.86) функция $F(z)$ в левой части характеристического уравнения (3.83) зависит только от параметров $\delta = \delta_2, \delta_3, m$

и ξ .

Уравнение (3.77) детально исследовано в ряде работ [165, 166, 168, 177]. При этом рассмотрены два основных предельных случая:

$$1) \xi > 1 (\xi \rightarrow +\infty);$$

$$2) \xi < 1 (\xi \rightarrow 0).$$

Если принять за характерный размер в задаче об устойчивости длину волны возмущения λ , то число Рейнольдса Re можно представить как

$$Re_\lambda = \lambda u_1 / \nu_1, \quad (3.87)$$

или, с учетом соотношения (3.58)

$$Re_\lambda = \lambda / L. \quad (3.88)$$

Очевидно, что

$$\xi \equiv hL = \frac{2\pi}{Re_\lambda}. \quad (3.89)$$

Таким образом, предельный случай $\xi > 1 (\xi \rightarrow +\infty)$ соответствует коротковолновым возмущениям и малым числам Рейнольдса Re_λ . В свою очередь, предельный случай $\xi < 1 (\xi \rightarrow 0)$ соответствует длинноволновым возмущениям и большим числам Рейнольдса Re_λ .

В случае коротковолновых возмущений $\xi > 1 (\xi \rightarrow +\infty)$ удастся доказать (для реальных случаев горения) устойчивость пламени по отношению к возмущениям экспоненциального вида [165; 166; 168; 177], т. е. коротковолновые возмущения полностью стабилизируются за счет вязкого эффекта.

Наиболее интересен, однако, предельный случай длинноволновых возмущений, когда число Рейнольдса Re_λ велико. Решение уравнения (3.77) ищется в виде степенного разложения по ξ , а именно

$$z = z_0 + z_1 \xi + \dots, \quad ,$$

(3.90)

т. е. в виде асимптотического разложения по величине $1/\text{Re}_\lambda$.

Главный член этого асимптотического разложения

$$z_0 = \frac{\delta_2}{\delta_2 + 1} \left(-1 + \sqrt{\delta_2 + 1 - \frac{1}{\delta_2}} \right) \text{ совпадает с неустойчивым корнем Ландау [161; 162].}$$

Аналитически найденный добавочный член $z_1 \xi$ определяется из соотношения

$$\begin{aligned} - \left(1 + \frac{\delta_2}{\delta_2 + 1} z_0 \right) z_1 = z_0 \left[\frac{1}{2} \left(1 + \frac{z_0}{2} \right) (2\delta_2 + 1) + \left(\frac{\delta_2}{\delta_3} - 1 \right) + \delta_2^m \left(\frac{\delta_2 + 1}{\delta_2} z_0 + \delta_3 + 3 \right) \right] + \\ + \frac{1}{2} (\delta_2 - 1) \left(1 + 2z_0 + \frac{z_0^2}{\delta_3} \right) \end{aligned} \quad (3.91)$$

Из соотношения (3.91) очевидно, что

$$z_1 < 0, \quad (3.92)$$

и в целом добавочный член $z_1 \xi$ отрицателен по величине, что свидетельствует о стабилизирующих эффектах вязкости и изменения протяженности пламенной зоны под воздействием возмущений.

В качестве критерия неустойчивости можно принять соотношение

$$\xi < \left| \frac{z_0}{z_1} \right|, \quad (3.93)$$

или

$$\lambda > 2\pi L \left| \frac{z_1}{z_0} \right|, \quad (3.94)$$

или же

$$\text{Re}_\lambda > 2\pi \left| \frac{z_1}{z_0} \right|. \quad (3.95)$$

Для практических расчетов величины z_1 , знание которой необходимо для применения критериев неустойчивости (3.93-95), желательно выразить величину

δ_3 через δ_2 . Это возможно, если распределение температур в зоне стационарного пламени задано михельсоновским профилем (3.59). В этом случае

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{1}{L} \int_0^L [1 + (\frac{T_2}{T_1} - 1) \exp(\frac{u_1 x}{\lambda_1})] dx, \quad (3.96)$$

откуда следует

$$\frac{T_3}{T_1} = 1 + (\frac{T_2}{T_1} - 1)(1 - e^{-1}). \quad (3.97)$$

С учетом выражения (3.97) имеем

$$\delta_3 = \delta_2 - \frac{\delta_2 - 1}{e}. \quad (3.98)$$

Следует отметить, что из всех возмущений длинноволновые ($\xi < 1$) обладают самой малой скоростью изменения во времени ($-i\omega$). В самом деле, $-i\omega = u_1 h z = (u_1 / L) z \xi$.

Возникает естественная необходимость определения (в рамках $\xi < 1$) такой длины волны λ_m , которой отвечало бы возмущение с максимальным инкрементом нарастания амплитуды возмущений: реализации именно таких возмущений следует ожидать в первую очередь. Это позволяет принять λ_m в качестве оценки среднего размера неоднородностей на фронте пламени, наблюдаемых экспериментально.

Согласно [165; 166; 168; 177] имеем

$$\frac{d(-i\omega)}{dh} \equiv u_1 (z_0 + 2z_1 \xi) = 0, \quad (3.99)$$

и, как следствие,

$$\xi_m = -\frac{z_0}{2z_1}; \quad \lambda_m = -\frac{4\pi L z_1}{z_0}. \quad (3.100)$$

Сравнение полученных результатов с данными опытных измерений [178, 179] показывает, что достигнуто количественное совпадение теоретических и экспериментальных результатов как для быстрогорящих (кислородных), так и для медленногорящих (воздушных) смесей [165; 166; 18; 177].

Сделанные выводы, могут быть отнесены не только к горению гомогенных

газовых смесей, но и к горению некоторых гетерогенных сред, в частности ПВС (пылевоздушных смесей). Как следует из динамики двухфазной среды [180], это представляется вполне возможным, если ПВС является монодисперсной и тонкодисперсной системой.

Стабилизирующее влияние сжимаемости среды на развитие неустойчивости ламинарного пламени [169; 170] на начальных этапах проявления неустойчивости незначительно по сравнению с эффектами вязкости (для гомогенных сред), конечной протяженности зоны пламени и изменением протяженности зоны пламени под влиянием возмущений. Этот вывод подтверждается экспериментально как для быстрогорящих, так и для медленногорящих смесей.

Применение теории гидродинамической устойчивости пламени [164-166; 168-170; 156; 171; 161; 162; 175; 176; 177] к факельному горению газов [155; 154] требует более детального рассмотрения геометрии ламинарного факела.

Известно, что если

$$u_0 \gg u_n, \quad (3.101)$$

т. е. если скорость струи горючей смеси существенно превышает скорость нормального горения, то

$$l_\phi \cong \frac{d_0 u_0}{u_n}, \quad (3.102)$$

иначе говоря

$$\bar{l}_\phi \cong \frac{u_0}{u_n}, \quad (3.103)$$

где $\bar{l}_\phi \equiv \frac{l_\phi}{d_0}$ – безразмерная высота (длина) факела.

При известной величине l_ϕ длина Λ образующей конуса ламинарного пламени может быть элементарно вычислена по формуле

$$\Lambda = \sqrt{l_\phi^2 + \frac{d_0^2}{4}}. \quad (3.104)$$

Отметим, что при несоблюдении неравенства (3.101), – что нечасто имеет место на практике, – формулы (3.102) и (3.104) для высоты факела l_ϕ и длины Λ

образующей конуса пламени имеют более сложный полуэмпирический характер [155; 154], что не влияет, однако, на последующие рассуждения.

Возможность развития неустойчивости и перехода процесса факельного горения к турбулентности определяется соотношением между длиной волны λ_m максимально быстро нарастающего со временем возмущения, алгоритм определения которой приведен выше, и длиной L образующей конуса пламени. Возможны три принципиально различные ситуации.

Если

$$\lambda_m > L, \quad (3.105)$$

то неустойчивость не имеет места (возмущения с неустойчивыми длинами волн не могут реализоваться из-за ограниченности длины фронта пламени) и автотурбулизация горения не происходит.

Если

$$\lambda_m \approx L, \quad (3.106)$$

то неустойчивость, скорее всего, проявляется не в автотурбулизация пламени, а в искажении геометрической формы его фронта. Фронт пламени в плоском сечении принимает дугообразные формы (рис. 3.7), – при этом геометрические параметры дуг определяются длиной волны λ_m , – однако само пламя остается ламинарным. «Холодный конус» в этом случае принимает тюльпановидную форму [181; 175; 176], причем максимальный поперечный размер «тюльпана» ненамного превосходит диаметр насадка d_0 .

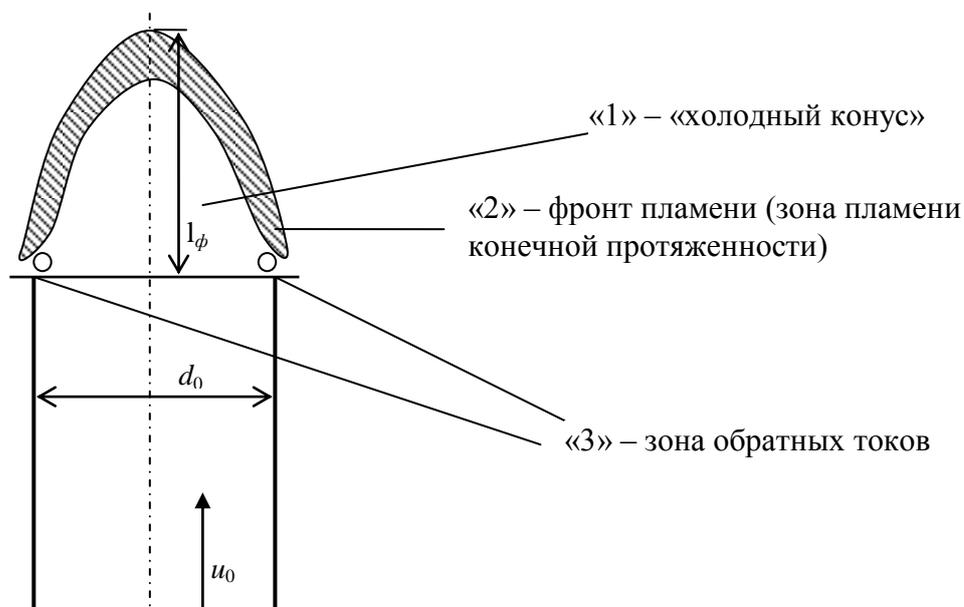


Рисунок 3.7 – Ламинарный факел с искаженной (тюльпановидной) формой фронта пламени

И, наконец, если

$$\lambda_m < \Lambda, \quad (3.107)$$

то пламя неустойчиво и факел становится турбулентным, принимая форму, подобную изображенной на рис. 3.3. Максимальный поперечный размер турбулентного факела может существенно превосходить диаметр d_0 .

Отметим, что максимальный поперечный размер турбулентного факела и его геометрическая форма определяются, в первую очередь, степенью (масштабом) турбулентности [182; 156; 159; 162], т. е. параметром, который напрямую зависит от длины волны λ_m максимально быстро нарастающего со временем возмущения фронта пламени. Если турбулентность слабая и мелкомасштабная, то форма турбулентного факела напоминает тюльпановидный фронт пламени (рис. 3.7) с «размытыми» границами. В противном случае форма факела примерно такова, как на рис. 3.3, но факел может быть существенно вытянут в высоту (в длину) [15; 18].

3.5 Управление факельным горением в топке

Техника сжигания органического топлива предполагает широкое применение разнообразных топок и камер сгорания. Топка (камера сгорания) может иметь различные размеры и форму – параметры, задаваемые инженерами-теплотехниками. Однако общая схема топки для сжигания газовых смесей весьма проста (рис. 3.8): на передней стенке – фронте – топки расположены горелки (у некоторых топок два фронта расположены друг против друга); в противоположной фронту (задней) стенке обычно находится отверстие (выходное окно, сопло) для выхода продуктов сгорания.

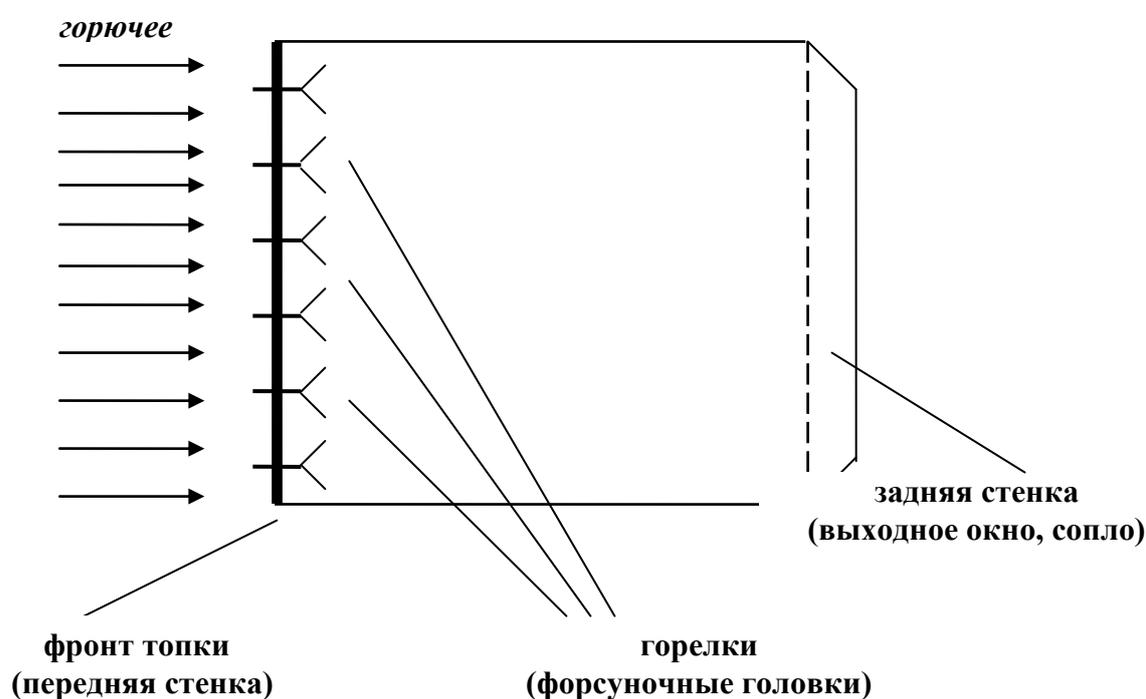


Рисунок 3.8 – Модель топки (камеры сгорания)

Процесс сжигания топлива в отдельно взятой газовой горелке представляет собой факельное горение (горение в потоке). В камерах сгорания, как правило, сжигание топлива осуществляется в нескольких горелках, которые могут иметь различные формы устья и взаимное расположение. При этом создается система взаимодействующих факельных пламен, которая, так или иначе, может быть отнесена к одному из двух (принципиально возможных) типов:

1) взаимодействие факелов слабое (или вообще отсутствует): имеет место так называемый «режим разомкнутого горения» [155], при котором элементарные фронты пламени сохраняют свою индивидуальность на всем

протяжении факела;

2) взаимодействие факелов настолько сильное, что образуется единый составной или сомкнутый факел [155]: имеет место «режим сомкнутого горения» [155], при котором элементарные фронты пламени не сохраняют свою индивидуальность на всем протяжении факела (они могут сохранять ее лишь вблизи устья течения).

В последнем случае на некотором расстоянии от передней стенки топки происходит смыкание элементарных пламен и образование единого фронта пламени. В результате характер течения и акустические характеристики камеры сгорания принципиально изменяются [184; 185]; может возникнуть режим вибрационного горения [184; 185]. Таким образом, вопрос о возможности возникновения составного факела является чрезвычайно важным для технологии процесса сжигания газового топлива и управления этим процессом. Ответ на этот вопрос зависит от геометрии взаимного расположения отдельных горелок и размеров образующихся факелов.

Очевидно, что если все факелы ламинарные, то режим сомкнутого горения в принципе невозможен (см. подраздел 3.4). Поэтому есть смысл рассматривать только режим сомкнутого горения турбулентных факелов или же составной турбулентный факел [155]. Следовательно, чрезвычайно важным с точки зрения возможности образования составного факела представляется вопрос о турбулизации ламинарного факела.

Возможность турбулизации факела исследована теоретически в предыдущем разделе. При этом вполне очевидно, что для углеводородных топливных смесей при составе, достаточно близком к стехиометрии (точнее, достаточно удаленном от концентрационных пределов воспламенения) неустойчивость пламени и автотурбулизация факела практически неизбежны.

Предположим, что все горелки на передней стенке камеры сгорания одинаковы с точки зрения их геометрии и одновременно функционируют в одном и том же режиме турбулентного горения, т.е. образующиеся факелы абсолютно идентичны. Тогда, если максимальный поперечный размер факела

превосходит расстояние между соседними горелками (или очень близок к этому расстоянию), то имеет место режим сомкнутого горения, т.е. образуется составной факел. Если горелки распределены по передней стенке топки неравномерно, то единый составной факел может и не возникнуть, но возможно появление составных факелов (режимы сомкнутого горения) между отдельными группами горелок.

Очевидно, что оптимальным режимом горения в топке является режим, при котором соблюдаются два условия:

- 1) факел в каждой отдельной горелке является турбулентным факелом;
- 2) единый составной факел (или отдельные составные факелы) не образуются.

Первое условие связано с тем, что объемная интенсивность процесса горения [154] в турбулентном факеле при прочих равных условиях выше, чем в ламинарном. Формально этот факт объясняется тем, что показатель объемной интенсивности процесса горения [154] прямо пропорционален скорости горения как для ламинарного, так и для турбулентного пламени [154], однако для турбулентного пламени эта скорость выше, чем для ламинарного ввиду увеличения площади поверхности горения [156]. Фактически имеет место более полное выгорание горючего за счет более качественного перемешивания в турбулентных вихрях и некоторое повышение средней температуры в «размытой» зоне пламени при сохранении как таковой химической кинетики процесса [155; 156; 154]. В этом случае можно говорить о повышении уровня максимальной теплонапряженности горения [154].

Как показывают расчеты, первое условие при сгорании углеводородных газов выполнено практически всегда, если объемная концентрация горючего составляет не менее 20% и не более 85% от стехиометрической объемной концентрации (т.е. если смесь не слишком бедная и не слишком богатая, что практически всегда имеет место на практике).

Второе условие связано с тем, что при образовании единого составного факела перед горелками образуется цельная пламенная структура, которая может

рассматриваться (при определенных осреднениях) как одномерная (рис.3.9).

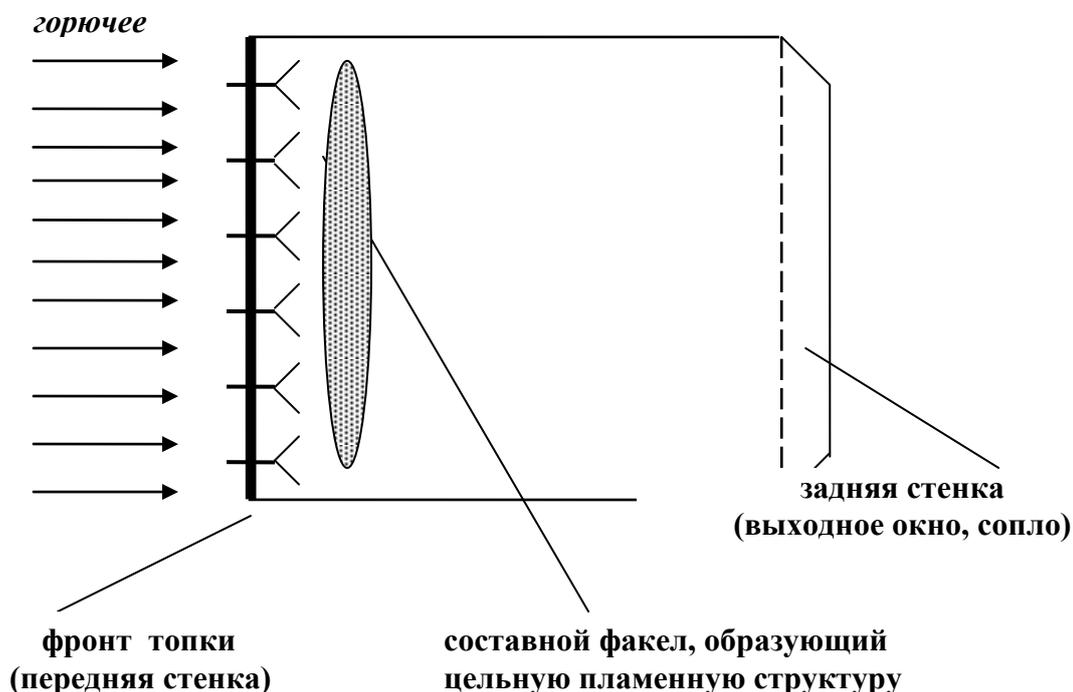


Рисунок 3.9 – Схема составного факела в топке

Зона пламени конечной протяженности, рассматриваемая как единое целое, неустойчива по отношению к одномерным (в направлении потока исходной горючей смеси) возмущениям [186; 164]. Эта неустойчивость может иметь следующие последствия:

1) возможны периодические срывы (полные или частичные) процесса горения в топке [186, 184, 185] ввиду «расползания» зоны горения, т.е. само функционирование камеры сгорания становится неустойчивым [184];

2) может возникнуть режим автоколебаний [186; 184; 185] с сильными пульсациями давления, что опять-таки может вызвать срывы в процессе горения, а также постепенно разрушает стенки камеры сгорания; данная проблема может быть решена отчасти при помощи различных антипульсационных устройств (различных акустических поглотителей, антипульсационных перегородок и т. п.) [184], которые, однако, усложняют конструкцию камеры сгорания и, к тому же, недостаточно надежны.

Чтобы избежать возникновения составного факела при условии, что все горелки на передней стенке камеры сгорания геометрически одинаковы, необходимо соблюдение очевидного из геометрических соображений условия

$$d_{\parallel} > 4\lambda_m, \quad (3.108)$$

где d_{\parallel} – минимальное расстояние между двумя соседними включенными горелками, а величина λ_m вычисляется по формуле (3.100) из предыдущего раздела. При несоблюдении условия (3.108) одна из двух соседних горелок выключается и вновь проверяется условие (3.108) [172; 21; 15; 18].

Выводы по третьему разделу

1. На базе аналитического решения задачи теории гидродинамической устойчивости волны горения исследована устойчивость пламени в ламинарном газовом факеле.

2. Разработана математическая модель турбулизации газового факела.

3. Проанализировано влияние развития неустойчивости и турбулизации факела на характеристики факельного горения и сжигания топлива в камерных топках (камерах сгорания).

4. На основе математической модели турбулизации факела в результате развития неустойчивости процесса горения проанализирована возможность возникновения составного факела и разработана схема управления факельным горением в топке (камере сгорания).

РАЗДЕЛ 4

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОМЫШЛЕННОГО БАРАБАННОГО КОТЛА, ИСПОЛЬЗУЮЩЕГО В КАЧЕСТВЕ ГОРЮЧЕГО УГЛЕВОДОРОДНЫЕ ГАЗЫ ПРИРОДНОГО ИЛИ ИСКУССТВЕННОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ

4.1 Общие положения при сжигании газов в паровых котлах

На предприятиях нефтепереработки технологией разделения, нагретого в печах сырья, в ректификационных колонах предусмотрено использование пара. Для этих целей на производственной площадке кроме технологических установок размещают паровые котлы для его генерации [12]. Генерация пара осуществляется при пусковых операциях нефтепереработки за счет сертифицированного природного газа, теплотворная способность которого составляет $Q_n^p = 35,83$ МДж/кг. В дальнейшем при пуске всех технологических установок при производстве светлых нефтепродуктов образуется избыток углеводородных газов. Частично эти газы используются в печах установок для разогрева сырья, и в полной мере для обеспечения генерации пара.

При режимной наладке паровых котлов основным требованием является известность и постоянство теплотворной способности. В ряде случаев путем организации отбора технологических газов от отдельных установок это удается. В общем случае все технологические установки сбрасывают полученные газы в различные заводские коллекторы, откуда потребители-установки его используют для теплоэнергетических нужд. Так как технологические установки производящие нефтепродукты работает в различных переменных режимах в заводских газовых коллекторах невозможно получить газ постоянного состава, и следовательно постоянной теплотворной способности. Особенно это сказывается при появлении водородсодержащих газов при малых плотностях. А это, как следствие, не дает возможности обеспечить генерацию пара при соблюдении экологических норм на выбросы и ухудшает экономическую целесообразность производства пара. В табл. 4.1 приведены измерения плотности газов нефтепереработки ρ , кг/м³ в трех заводских коллекторах в течение суток в среднем каждые полчаса. Показания были получены на основании измерений производимых АСУ ТП. В табл. 4.1 также показано значение разброса плотности газа δ , % относительно эталонного значения плотности. В качестве эталонного

значения было принято выбрать максимальное значение из ряда измеренных значений.

Таблица 4.1 – Измеренные плотности газов нефтепереработки

№ п/п	Газовый технологический коллектор					
	№1		№2		№3	
	ρ , кг/м ³	δ ,	ρ , кг/м ³	δ ,	ρ , кг/м ³	δ ,
1	1,693	0,086	0,639	0,402	0,625	0,543
2	1,180	0,363	0,912	0,147	0,715	0,477
3	1,635	0,117	0,501	0,531	0,518	0,621
4	1,635	0,117	0,501	0,531	0,518	0,621
5	1,635	0,117	0,501	0,531	0,518	0,621
6	1,635	0,117	0,501	0,531	0,518	0,621
7	1,750	0,055	0,504	0,529	0,500	0,634
8	1,641	0,114	0,637	0,404	0,431	0,685
9	1,580	0,147	0,836	0,218	0,599	0,562
10	1,759	0,050	0,604	0,435	0,437	0,680
11	1,818	0,018	0,705	0,341	0,476	0,652
12	1,801	0,028	0,694	0,351	0,633	0,537
13	1,852	0,000	0,876	0,181	0,633	0,537
14	1,852	0,000	0,876	0,181	0,633	0,537
15	1,694	0,085	0,562	0,474	0,628	0,541
16	1,667	0,100	0,637	0,404	0,458	0,665
17	1,500	0,190	0,773	0,277	0,725	0,470
18	1,840	0,006	0,822	0,231	0,805	0,411
19	1,817	0,019	0,830	0,224	0,714	0,478
20	1,817	0,019	0,830	0,224	0,714	0,478
21	1,731	0,065	0,647	0,395	1,019	0,255
22	1,831	0,011	1,069	0,000	1,367	0,000
23	1,831	0,011	1,069	0,000	1,367	0,000
24	1,831	0,011	1,069	0,000	1,367	0,000

Из анализа табл. 4.1 следует существенный до 70 % разброс показаний. Изменение состава газа ведет к изменению его плотности ρ и теплотворной способности Q_H^p . В таблице 2 представлены измерения плотности и теплотворной способности газа Q_H^p в различных газовых технологических коллекторах. Следует учесть, что измерительные эксперименты данные которых приведенные в табл.

4.1 и 4.2 не проводились одновременно.

Таблица 4.2 – Измеренные теплотворные способности и плотности газа

Газовый технологический коллектор	№ п/п	ρ , кг/м ³	Q_n^p , МДж/кг
№ 1	1	1,450	47,340
	2	0,178	78,322
	3	0,343	61,119
	4	0,275	65,816
	5	1,514	47,001
№ 2	6	0,637	52,737
№ 3	7	1,065	48,069

Анализ табличных данных показал, что существует большой разброс плотностей газа в коллекторах. Поэтому в ряде случаев при малых плотностях которые соответствуют водородсодержащему газу паровая производительность котлов уменьшается, а в ряде случаев соответствует наладочным характеристикам.

Для моделирования процесса генерации пара рассмотрим три паровых котла типа ДКВР 20-13-250 ГМ с реальной производительностью пара два котла по 18 т/ч и один – 19 т/ч, работающих на один паропровод, с использованием углеводородного газа (рис. 4.1). Такой парк котлов характерен для нефтеперерабатывающего завода по переработке 2,5 млн т сырья в год. Разработаем модель котлов подающих пар в один паровой коллектор при их газоснабжении несертифицированными газами с прidelьными характеристиками, которые могут случайным образом изменяться во времени.

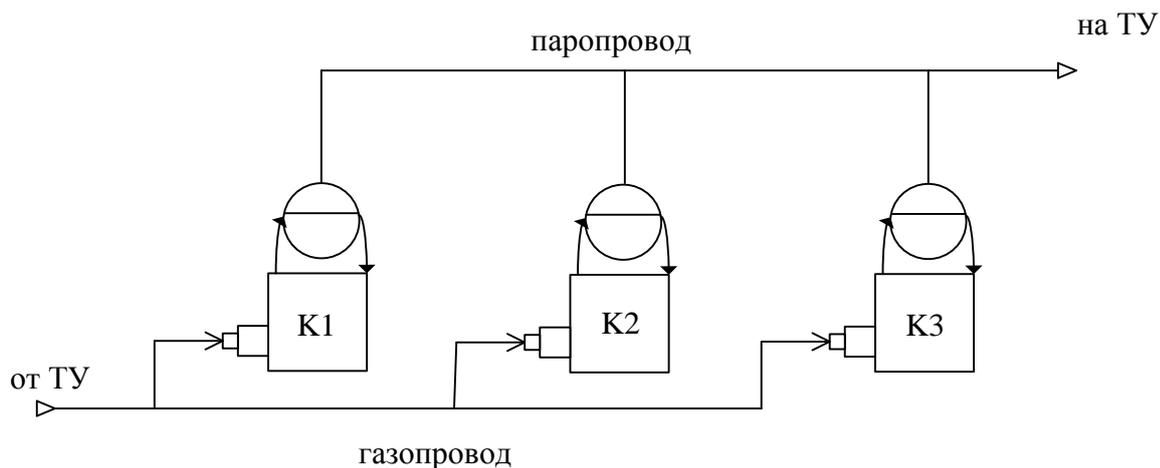


Рисунок 4.1 – Схема установки котлов, работающих на один паропровод

По предварительной оценке при работе одного котла тепловыделение Q_F (здесь и далее обозначение) в топке для двух несертифицированных газов составили:

- для углеводородного газа с плотностью $1,884 \text{ кг/м}^3$ и теплотворной способностью $46,31 \text{ МДж/кг} - 52 \text{ МВт}$;

- для водородсодержащего газа с плотностью $0,718 \text{ кг/м}^3$ и теплотворной способностью $78,27 \text{ МДж/кг} - 7,96 \text{ МВт}$.

Для метана CH_4 плотность которого $0,7168 \text{ кг/м}^3$ и теплотворная способность $35,83 \text{ МДж/кг}$, тепловыделение в топке составит $14,84 \text{ МВт}$.

Предварительный анализ показал, что при подаче в котел водородсодержащего газа его производительность по пару снижается.

Принимая во внимание вышеизложенные рассуждения, в основу разрабатываемой модели парового котла положим изменение теплотворной способности, и плотности во времени.

Примем максимальное паропотребление технологических установок в объеме 51 т пара в час в зимний период и 29 т пара в час в летний.

Модель должна показать возможность утилизации водородсодержащего газа без уменьшения паропроизводительности за счет увеличения количества единиц генерирующего оборудования.

В случае отсутствия или уменьшения водородсодержащего газа не меняя

паропроизводительности в автоматическом режиме перейти на производство пара за счет сжигания углеводородного газа. При этом из приведенных ранее структур оборудования часть перейдет в горячий резерв.

Вопрос сжигания газов, полученных от промышленных установок, или как их можно назвать – несертифицированных газов, открыт не только в нефтеперерабатывающей промышленности, но и на промышленных печах [188]. В работе показано, что использования такого рода газов позволяет сэкономить затраты на сертифицированное топливо – природный газ и избежать его чрезмерного использования. Такого подхода к вопросу сжигания несертифицированного газа будет придерживаться данная статья. Также следует заметить, что сжигание водородсодержащего газа способствует снижению выбросов CO_2 в окружающую среду. Следовательно, затрагивается и экологический момент. В работах [189; 190] проводится анализ влияния выбросов заводов, занимающихся сжиганием природного газа.

В работе [191] показано, как сжигание сжатого газа за счет деформации труб способствует увеличению парообразования. Следует заметить, что это не повлияло на выбросы дымовых газов. В работе [192] рассмотрена модель сжигания природного газа, мазута, а также несертифицированного газа, при этом было принято реконструировать теплообменник в вертикальное положение, а также выходные дымовые газы разделить на два потока, один из которых ведет обратно в паровой котел. Потери дымовых газов, а также несгоревшего топлива оценено в работе [193].

В работе [194] описана модель работы паровых котлов на общую нагрузку для природного газа. В работе описано влияние котлов, работающих одновременно друг на друга [22; 12].

4.2 Математическая модель парогенерирующей установки

4.2.1 Паровой котел как теплообменник

Математическая модель описана на основании уравнений, представленных в работе [195], также с учетом особенностей, указанных в [192-194].

Математическая модель была разбита на 6 участков, показанных на рис. 1, для удобства восприятия. Каждый участок пронумерован. Выходные данные одного участка являются входными для другого. Каждый участок описан дифференциальным уравнением. Как будет показано далее, некоторые участки будут описаны двумя дифференциальными уравнениями. Участки 1 и 2 описывают дифференциальные уравнения, относящиеся к радиационной и конвективной поверхностям нагрева. Участки 1' и 2' описывают вспомогательные дифференциальные уравнения, связывающие входные данные в модель с выделением тепла путем радиации и конвекции. Участок 3 описывает процессы, протекающие в барабане уровня в котле. Участок 4 описывает трубопровод.

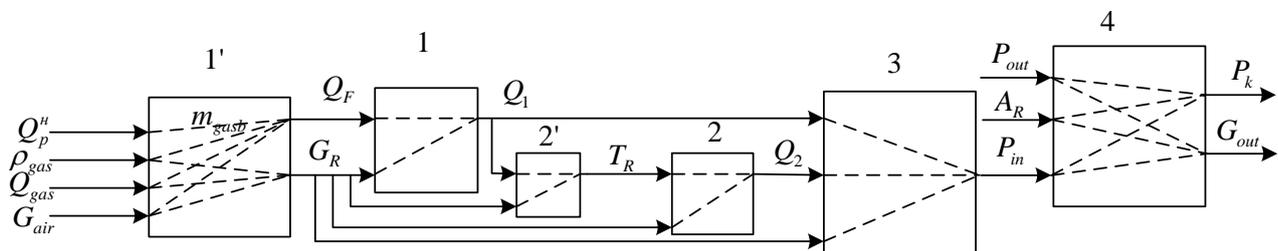


Рисунок 4.2 – Схема участков парового котла

В основу модели положены законы сохранения энергии и масс.

$$\sum Q_i = \sum Q_{out_i}, \quad (4.1)$$

где Q_i , Q_{out_i} – количество подводимой и отводимой энергии в системе за единицу времени, Вт.

$$G_{in} = G_{out}, \quad (4.2)$$

где G_{in} , G_{out} – количество вещества на входе и выходе рассматриваемого участка, кг/с.

Допущения, принятые для математической модели:

– изменяющийся состав углеводородного топлива, приводящий к изменению низшей теплотворной способности топлива Q_p^H , МДж/кг и плотности ρ_{gas} , кг/м³, определяет расход газа по соотношению:

$$G_{gas} = Q_p^H \cdot \rho_{gas}, \quad (4.3)$$

где G_{gas} – массовый расход топлива, кг/с;

– решение нелинейного уравнения во временной области осуществляется его линеаризацией при малых приращениях.

Паровой котел представляет собой сложный теплообменник, где имеют место все способы передачи теплоты: излучение, конвекция, теплопроводность. В зависимости от того, доля какого вида теплообмена (лучистый или конвективный) является преимущественной в суммарном теплообмене, различают экранные (радиационные) и конвективные поверхности нагрева.

Уравнение теплопередачи излучением в системе запишем следующим образом:

$$Q_1 = k_1(T_{in}^4 - T_{out}^4), \quad (4.4)$$

где k_1 – постоянная величина, Вт/К⁴; T_{in} , T_{out} – температура отдающих и получающих поток теплоты веществ, К.

Уравнение теплопередачи путем конвекции.

$$Q_2 = k_2 G^{0,6} (T_{in} - T_{out}), \quad (4.5)$$

где k_2 – постоянная величина, Вт/((кг/с)^{0,6}*К); G – массовый расход нагреваемого вещества, кг/с.

Уравнение теплового баланса на стороне греющего газа.

$$G_{in} \cdot C_R \cdot T_{in} - G_{out} \cdot C_R \cdot T_{out} = Q + m \cdot C_R \frac{dT_m}{d\tau}, \quad (4.6)$$

где G_{in} , G_{out} – массовый расход газа на входе и выходе участка, кг/с; C_R – удельная теплоемкость вещества, Дж/(кг*К); Q – тепло, отданное трубам, Вт; m – масса газов, кг.

В левой части уравнения (4.6) первое слагаемое отображает подводимое

тепло, а второе – отводимое. В правой части уравнения – второе слагаемое отображает аккумуляцию в газе.

Рассмотрим радиационную поверхность нагрева от тепловыделений в топке и расходом дымовых газов G , кг/с. Запишем уравнение (4.6) для участка на выходе из топки.

$$Q_F - G \cdot C_R \cdot T_R = Q_1 + m_R \cdot C_R \frac{dT_R}{d\tau}, \quad (4.7)$$

где Q_F – тепловыделения в топке, Вт; m_R – масса дымовых газов, кг; C_R – удельная теплоемкость дымовых газов, Дж/(кг*К); T_R – температура дымовых газов, К.

Учитывая допущения 2, запишем уравнение (4.7) для малых отклонений.

$$Q_F + \Delta Q_F - (G + \Delta G) \cdot C_R \cdot (T_R + \Delta T_R) = Q_1 + \Delta Q_1 + m_R \cdot C_R \frac{dT_R}{d\tau}$$

Раскроем скобки и приведем подобные, а также исключаем члены высших порядков малости.

$$Q_F + \Delta Q_F - G \cdot C_R \cdot T_R - G \cdot C_R \Delta T_R - C_R \cdot T_R \Delta G = Q_1 + \Delta Q_1 + m_R \cdot C_R \frac{d\Delta T_R}{d\tau}$$

Исключаем члены, относящиеся к установившемуся режиму, получим:

$$\Delta Q_F - C_R \cdot T_R \Delta G = \Delta Q_1 + G \cdot C_R \Delta T_R + m_R \cdot C_R \frac{d\Delta T_R}{d\tau}, \quad (4.8)$$

Запишем уравнение (4.4) для температуры дымовых газов.

$$Q_1 = k_1 (T_{Rin}^4 - T_{Rout}^4)$$

Продифференцируем его по температуре дымовых газов с учетом допущения 2, получим:

$$\Delta Q_1 = 4k_1 \cdot T_R^3 \Delta T_R = k_s \Delta T_R, \quad (4.8')$$

$$\text{Из уравнения (4.8')} \Delta T_R = \frac{1}{k_s} \Delta Q, \quad (4.8'')$$

где k_s – постоянный коэффициент, Вт/К; $k_s = 4k_1 \cdot T_R^3$.

Продифференцировав уравнение (4.8''), получим

$$\frac{d\Delta T_R}{d\tau} = \frac{1}{k_s} \frac{d\Delta Q_1}{d\tau}$$

Подставим 4.8` и 4.8`` в последнее уравнение и приведем подобные:

$$\Delta Q_F - C_R \cdot T_R \Delta G = \left(1 + \frac{G \cdot C_R}{k_s}\right) \Delta Q_1 + \frac{m_R \cdot C_R}{k_s} \frac{d\Delta Q_1}{d\tau}$$

или

$$\frac{m_R \cdot C_R}{k_s + G \cdot C_R} \frac{d\Delta Q_1}{d\tau} + \Delta Q_1 = \frac{k_s}{k_s + G \cdot C_R} \Delta Q_F - \frac{k_s \cdot C_R \cdot T_R}{k_s + G \cdot C_R} \Delta G, \quad (4.9)$$

Рассмотрим процессы, протекающие в топочной камере котла. Топочная камера служит для полного сжигания газа, за счет подводимого воздуха. При этом скрытая энергия топлива преобразуется в тепло, которое уходит с дымовыми газами.

Представим уравнение (4.2) для топочной камеры с учетом принятых допущений.

$$G_R = Q_{gas} \cdot \rho_{gas} + G_{air}, \quad (4.10)$$

где G_R , G_{air} – массовый расход дымовых газов и воздуха, соответственно, кг/с.

Учитывая допущения 2, запишем уравнение (4.10) для малых отклонений.

$$(G_R + \Delta G_R) = (Q_{gas} + \Delta Q_{gas}) \cdot (\rho_{gas} + \Delta \rho_{gas}) + G_{air} + \Delta G_{air}$$

Раскроем скобки и приведем подобные, а также исключаем члены высших порядков малости.

$$(G_R + \Delta G_R) = Q_{gas} \cdot \rho_{gas} + Q_{gas} \Delta \rho_{gas} + \rho_{gas} \Delta Q_{gas} + G_{air} + \Delta G_{air}$$

Исключаем члены, относящиеся к установившемуся режиму, получим:

$$\Delta G_R = Q_{gas} \Delta \rho_{gas} + \rho_{gas} \Delta Q_{gas} + \Delta G_{air}. \quad (4.11)$$

Перепишем уравнение (4.1) для топочной камеры.

$$Q_B + Q_{air} = Q_F, \quad (4.12)$$

где Q_B – количества тепла, выделяемого при сжигании газа, Вт; Q_{air} – количество физического тепла, подводимого с воздухом, Вт; Q_F – количество

тепла, отводимого излучением, Вт.

Составляющие уравнения (4.12) с учетом допущения 1 находятся по следующим формулам:

$$Q_B = Q_{gas} \cdot \rho_{gas} \cdot Q_p^H + Q_{gas} \cdot \rho_{gas} \cdot C_{gas} \cdot \Delta T_{gas};$$

$$Q_{air} = G_{air} \cdot C_{air} \cdot \Delta T_{air},$$

где C_{gas} , C_{air} – удельная теплоемкость топлива и газа, соответственно, Дж/(кг*К); ΔT_{gas} , ΔT_{air} – разность между температурой топлива или воздуха, соответственно, и окружающей средой, К.

Подставим полученные формулы в уравнение (4.12).

$$Q_F = Q_{gas} \cdot \rho_{gas} \cdot Q_p^H + Q_{gas} \cdot \rho_{gas} \cdot C_{gas} \cdot \Delta T_{gas} + G_{air} \cdot C_{air} \cdot \Delta T_{air}, \quad (4.13)$$

Учитывая допущения 2, запишем уравнение (4.13) для малых отклонений.

$$(Q_F + \Delta Q_F) = (Q_{gas} + \Delta Q_{gas}) \cdot (\rho_{gas} + \Delta \rho_{gas}) \cdot (Q_p^H + \Delta Q_p^H) + \\ + (Q_{gas} + \Delta Q_{gas}) \cdot (\rho_{gas} + \Delta \rho_{gas}) \cdot C_{gas} \cdot \Delta T_{gas} + (G_{air} + \Delta G_{air}) \cdot C_{air} \cdot \Delta T_{air}$$

Раскроем скобки и приведем подобные, а также исключаем члены высших порядков малости.

$$(Q_F + \Delta Q_F) = Q_{gas} \cdot \rho_{gas} \cdot Q_p^H + Q_{gas} \cdot \rho_{gas} \Delta Q_p^H + Q_{gas} \cdot Q_p^H \Delta \rho_{gas} + \rho_{gas} \cdot Q_p^H \Delta Q_{gas} + \\ + Q_{gas} \cdot \rho_{gas} \cdot C_{gas} \cdot \Delta T_{gas} + C_{gas} \cdot \Delta T_{gas} \cdot Q_{gas} \Delta \rho_{gas} + C_{gas} \cdot \Delta T_{gas} \cdot \rho_{gas} \Delta Q_{gas} + C_{air} \cdot \Delta T_{air} \Delta G_{air}$$

Исключаем члены, относящиеся к установившемуся режиму, получим

$$\Delta Q_F = Q_{gas} \cdot \rho_{gas} \Delta Q_p^H + (Q_{gas} \cdot Q_p^H + Q_{gas} \cdot C_{gas} \cdot \Delta T_{gas}) \Delta \rho_{gas} + \\ + (\rho_{gas} \cdot Q_p^H + \rho_{gas} \cdot C_{gas} \cdot \Delta T_{gas}) \Delta Q_{gas} + C_{air} \cdot \Delta T_{air} \Delta G_{air}, \quad (4.14)$$

Для конвективной поверхности нагрева котла. Выходные величины первой части являются входными величинами для второй части котла.

Подставим уравнение (4.8') в уравнение (4.9) и разделим обе части уравнения на k_s .

$$\frac{m_R \cdot C_R}{k_s + G \cdot C_R} \frac{d\Delta T_R}{d\tau} + \Delta T_R = \frac{1}{k_s + G \cdot C_R} \Delta Q_F - \frac{C_R \cdot T_R}{k_s + G \cdot C_R} \Delta G, \quad (4.15)$$

Перепишем уравнение (4.6) для конвективной поверхности нагрева ($G_2 = G$; $T_{in} = T_R$)

$$G \cdot C_{R2} \cdot T_R - G \cdot C_{R2} \cdot T_{out} = Q_2 + m_2 \cdot C_{R2} \frac{dT_m}{d\tau},$$

(4.16)

где T_m – средняя арифметическая температура между температурой дымовых газов за топкой и за первым участком, К.

$$T_m = \frac{T_R + T_{out}}{2}$$

Учитывая допущения 2, запишем уравнение (4.16) для малых отклонений.

$$(G + \Delta G) \cdot C_{R2} \cdot (T_R + \Delta T_R) - (G + \Delta G) \cdot C_{R2} \cdot (T_{out} + \Delta T_{out}) = Q_2 + \Delta Q_2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot C_{R2} \frac{d(\Delta T_R + \Delta T_{out})}{d\tau}$$

Раскроем скобки и приведем подобные, а также исключаем члены высших порядков малости. Раскроем скобки и приведем подобные, а также исключаем члены высших порядков малости. А также исключим члены, относящиеся к установившемуся режиму.

$$G \cdot C_{R2} \cdot \Delta T_R + (C_{R2} \cdot T_R - C_{R2} \cdot T_{out}) \Delta G - G \cdot C_{R2} \cdot \Delta T_{out} = \Delta Q_2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot C_{R2} \left(\frac{dT_R}{d\tau} + \frac{dT_{out}}{d\tau} \right)$$

(4.17)

Продифференцируем уравнение (4.5) и выразим из него ΔT_{out} и подставим в уравнение (4.17).

$$\Delta Q_2 = 0,6 k_2 G^{0,6} \frac{(T_R + T_{out} - 2\theta_m)}{2G} \Delta G + \frac{1}{2} k_2 G^{0,6} (\Delta T_R + \Delta T_{out})$$

$$\Delta T_{out} = \frac{2}{k_2 G^{0,6}} \Delta Q_2 - 0,6 \frac{(T_R + T_{out} - 2\theta_m)}{G} \Delta G - \Delta T_R$$

$$\begin{aligned} & G \cdot C_{R2} \cdot \Delta T_R + (C_{R2} \cdot T_R - C_{R2} \cdot T_{out}) \Delta G - G \cdot C_{R2} \cdot \\ & \cdot \left(\frac{2}{k_2 G^{0,6}} \Delta Q_2 - 0,6 \frac{(T_R + T_{out} - 2\theta_m)}{G} \Delta G - \Delta T_R \right) = \\ & = \Delta Q_2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot C_{R2} \left(\frac{dT_R}{d\tau} + \frac{2}{k_2 G^{0,6}} \frac{d\Delta Q_2}{d\tau} - 0,6 \frac{(T_R + T_{out} - 2\theta_m)}{G} \frac{d\Delta G}{d\tau} - \frac{d\Delta T_R}{d\tau} \right) \end{aligned}$$

Раскрываем скобки и приводим подобные.

$$\begin{aligned}
& 2 \cdot G \cdot C_{R2} \cdot \Delta T_R + (C_{R2} \cdot T_R - C_{R2} \cdot T_{out} + 0,6 \cdot C_{R2} \cdot (T_R + T_{out} - 2\theta_m)) \Delta G + \\
& + 0,3 \frac{(T_R + T_{out} - 2\theta_m) \cdot m_2 \cdot C_{R2}}{G} \frac{d\Delta G}{d\tau} = \left(1 + \frac{2 \cdot G \cdot C_{R2}}{k_2 G^{0,6}} \right) \Delta Q_2 + \frac{m_2 \cdot C_{R2}}{k_2 G^{0,6}} \frac{d\Delta Q_2}{d\tau} \\
& 2 \cdot G \cdot C_{R2} \cdot \Delta T_R + 0,4 \cdot C_{R2} \cdot (4 \cdot T_R - T_{out} - 3\theta_m) \Delta G + 0,3 \frac{(T_R + T_{out} - 2\theta_m) \cdot m_2 \cdot C_{R2}}{G} \frac{d\Delta G}{d\tau} = \\
& = \frac{2 \cdot G \cdot C_{R2} + k_2 G^{0,6}}{k_2 G^{0,6}} \Delta Q_2 + \frac{m_2 \cdot C_{R2}}{k_2 G^{0,6}} \frac{d\Delta Q_2}{d\tau} \\
& \frac{2 \cdot G \cdot C_{R2} \cdot k_2 G^{0,6}}{2 \cdot G \cdot C_{R2} + k_2 G^{0,6}} \cdot \Delta T_R + \frac{0,4 \cdot C_{R2} \cdot (4 \cdot T_R - T_{out} - 3\theta_m) \cdot k_2 G^{0,6}}{2 \cdot G \cdot C_{R2} + k_2 G^{0,6}} \Delta G + \\
& + 0,3 \frac{(T_R + T_{out} - 2\theta_m) \cdot m_2 \cdot C_{R2} \cdot k_2 G^{0,6}}{(2 \cdot G \cdot C_{R2} + k_2 G^{0,6}) G} \frac{d\Delta G}{d\tau} = \Delta Q_2 + \frac{m_2 \cdot C_{R2}}{2 \cdot G \cdot C_{R2} + k_2 G^{0,6}} \frac{d\Delta Q_2}{d\tau} \\
& \frac{2 \cdot G \cdot C_{R2} \cdot k_2 G^{0,6}}{2 \cdot G \cdot C_{R2} + k_2 G^{0,6}} \cdot \Delta T_R + \frac{2 \cdot G \cdot C_{R2} \cdot k_2 G^{0,6}}{2 \cdot G \cdot C_{R2} + k_2 G^{0,6}} \cdot \frac{0,2 \cdot (4 \cdot T_R - T_{out} - 3\theta_m)}{G} \Delta G + \\
& + \frac{2 \cdot G \cdot C_{R2} \cdot k_2 G^{0,6}}{2 \cdot G \cdot C_{R2} + k_2 G^{0,6}} \cdot 0,3 \frac{(T_R + T_{out} - 2\theta_m) \cdot m_2}{2G^2} \frac{d\Delta G}{d\tau} = \Delta Q_2 + \frac{m_2 \cdot C_{R2}}{2 \cdot G \cdot C_{R2} + k_2 G^{0,6}} \frac{d\Delta Q_2}{d\tau} \\
& \frac{1}{\frac{1}{k_2 G^{0,6}} + \frac{1}{2 \cdot G \cdot C_{R2}}} \cdot \Delta T_R + \frac{1}{\frac{1}{k_2 G^{0,6}} + \frac{1}{2 \cdot G \cdot C_{R2}}} \cdot \frac{0,2 \cdot (4 \cdot T_R - T_{out} - 3\theta_m)}{G} \Delta G + \\
& + \frac{1}{\frac{1}{k_2 G^{0,6}} + \frac{1}{2 \cdot G \cdot C_{R2}}} \cdot 0,3 \frac{(T_R + T_{out} - 2\theta_m) \cdot m_2}{2G^2} \frac{d\Delta G}{d\tau} = \Delta Q_2 + \frac{m_2 \cdot C_{R2}}{k_2 G^{0,6} + 2 \cdot C_{R2} \cdot G} \frac{d\Delta Q_2}{d\tau}
\end{aligned}$$

(4.18)

4.2.2 Математическая модель барабана котла

Рассмотрим участок 3 (рис.4.2), описывающий барабан котла. Анализ схемы показал, что на входе барабана котла учитываются следующие характеристики: расход пара, теплота, полученная путем теплообмена радиационными и конвективными поверхностями. Исходя из этого, следует принять допущения, а именно: уровень воды в барабане котла поддерживается за счет управления подачей питательной воды трёхимпульсным регулятором уровня. Также

предполагается, что регулятор уровня компенсирует уменьшения уровня воды в барабане котла за счет изменения расхода воды из барабана котла с непрерывной и периодической продувкой. Влияние изменения энтальпий питательной воды, вследствие, изменения ее расхода регулятором уровня, оказывает воздействие на величину генерации пара в барабане котла, и, как следствие, давление насыщенного пара пренебрежительно мало по сравнению с влиянием на генерацию пара давления в барабане котла и по сравнению с тепловыделениями в топочной камере.

Запишем уравнение (4.1) для пароводяного объема в барабане котла через энтальпии.

$$\frac{dI_v}{d\tau} = \frac{dI_w}{d\tau} - \frac{dI_D}{d\tau} + Q, \quad (4.19)$$

где I_v – энтальпия суммарного объема воды, пара и металлических поверхностей труб и самого барабана, Дж; I_w – массовая энтальпия потока питательной воды на входе в барабан, Дж; I_D – массовая энтальпия пара на выходе из барабана, Дж; Q – суммарный тепловой поток, передаваемый от газов стенкам экранов равный суммарной теплоте, полученной от радиационной и конвективной поверхностей, $Q_1 + Q_2$, Вт.

Составляющие части уравнения (4.19) находятся по формулам:

$$I_v = V_w \rho' i' + V_D \rho'' i'' + m_m C_m T_m, \quad (4.20)$$

где V_w , V_D – объем, занимаемой водой и паром в барабане и трубной системе, соответственно, м³; ρ' , ρ'' – плотность воды и насыщенного пара, соответственно, кг/м³; i' , i'' – удельная энтальпия воды и насыщенного пара, соответственно, Дж/кг; m_m – масса металлических поверхностей труб и барабана, кг; C_m – удельная теплоемкость металла, Дж/(кг*К); T_m – температура металла, К.

Так как температура металла равна температуре пароводяной смеси, то есть температуре насыщения ($T_m = T'$), и объем системы, занимаемой водой и паром – V . Уравнение (4.20) примет вид

$$I_v = V_w (\rho' i' - \rho'' i'') + V \rho'' i'' + m_m C_m T'.$$

Учитывая допущения 2 и то, что плотности и удельные энтальпии являются функциями от давления, получим уравнение в малых отклонениях. Раскроем скобки и приведем подобные, а также исключаем члены высших порядков малости. А также исключим члены, относящиеся к установившемуся режиму.

$$\Delta I_v = \left[V \cdot \frac{\partial(\rho''i'')}{\partial P} + V_w \cdot \frac{\partial(\rho'i' - \rho''i'')}{\partial P} + m_m C_m \cdot \frac{\partial T'}{\partial P} \right] \Delta P + (\rho'i' - \rho''i'') \Delta V_w, \quad (4.21)$$

$$\frac{dI_w}{d\tau} = G_w i_w, \quad (4.22)$$

где G_w – массовый расход питательной воды, кг/с; i_w – удельная энтальпия питательной воды, Дж/кг.

Запишем уравнение (4.22) в малых отклонениях, учитывая допущение.

$$\frac{d(I_w + \Delta I_w)}{d\tau} = (i_w + \Delta i_w)(G_w + \Delta G_w).$$

Исключая члены, относящиеся к установившемуся режиму, и высших порядков малости получим

$$\frac{d\Delta I_w}{d\tau} = i_w \Delta G_w + G_w \Delta i_w, \quad (4.23)$$

Также следует учесть, что энтальпия питательной воды есть функция от давления и температуры питательной воды $i_w = f(P, T_w)$, следовательно, получим:

$$\Delta i_w = \left(\frac{\partial i_w}{\partial P} \right) \Delta P + \left(\frac{\partial i_w}{\partial T_w} \right) \Delta T_w.$$

Перепишем уравнение(23) следующим образом:

$$\frac{d\Delta I_w}{d\tau} = i_w \Delta G_w + G_w \left(\frac{\partial i_w}{\partial P} \right) \Delta P + G_w \left(\frac{\partial i_w}{\partial T_w} \right) \Delta T_w, \quad (4.24)$$

$$\frac{dI_D}{d\tau} = G_D i'', \quad (4.25)$$

где G_D – массовый расход питательной воды, кг/с.

Запишем уравнение (4.25) в малых отклонениях, учитывая допущение.

Также следует учесть, что энтальпия пара является функцией от давления

$$i'' = f(P).$$

$$\frac{d(I_D + \Delta I_D)}{d\tau} = (i'' + \Delta i'')(G_D + \Delta G_D).$$

Исключая члены, относящиеся к установившемуся режиму, и высших порядков малости получим:

$$\frac{d\Delta I_D}{d\tau} = i'' \Delta G_D + G_D \left(\frac{\partial i''}{\partial P} \right) \Delta P, \quad (4.26)$$

Подставим уравнения (4.21), (4.24), (4.26) в (4.19)

$$\begin{aligned} & \left[V \cdot \frac{\partial(\rho'' i'')}{\partial P} + V_w \cdot \frac{\partial(\rho' i' - \rho'' i'')}{\partial P} + m_m C_m \cdot \frac{\partial T'}{\partial P} \right] \frac{d\Delta P}{d\tau} + (\rho' i' - \rho'' i'') \frac{d\Delta V_w}{d\tau} = \\ & = i_w \Delta G_w + G_w \left(\frac{\partial i_w}{\partial P} \right) \Delta P + G_w \left(\frac{\partial i_w}{\partial T_w} \right) \Delta T_w - i'' \Delta G_D + G_D \left(\frac{\partial i''}{\partial P} \right) \Delta P + \Delta Q \end{aligned}$$

Пренебрегая ввиду малости слагаемым и учитывая, что $G_w = G_D$.

$$\begin{aligned} & \left[V \cdot \frac{\partial(\rho'' i'')}{\partial P} + V_w \cdot \frac{\partial(\rho' i' - \rho'' i'')}{\partial P} + m_m C_m \cdot \frac{\partial T'}{\partial P} \right] \frac{d\Delta P}{d\tau} + (\rho' i' - \rho'' i'') \frac{d\Delta V_w}{d\tau} = \\ & = i_w \Delta G_w + G_w \left(\frac{\partial i_w}{\partial T_w} \right) \Delta T_w - i'' \Delta G_D + \Delta Q. \end{aligned} \quad (4.27)$$

Запишем уравнение (4.2) для пароводяной смеси в барабане котла.

$$\frac{dm_v}{d\tau} = G_w - G_D, \quad (4.28)$$

где m_v – масса суммарного объема пароводяной смеси, кг.

$$m_v = V_w \rho' + V_D \rho'' = V \rho'' + V_w (\rho' - \rho''). \quad (4.29)$$

Запишем уравнение (4.29) в малых отклонениях с учетом допущения 2 и того, что плотность пара является функцией от давления $\rho'' = f(P)$.

$$(m_v + \Delta m_v) = V(\rho'' + \Delta \rho'') + (V_w + \Delta V_w)(\rho' - \rho'' - \Delta \rho'').$$

Исключаем из уравнения члены высшего порядка малости и те, которые относятся к установившемуся режиму.

$$\Delta m_v = \left[V \frac{\partial \rho''}{\partial P} + V_w \frac{\partial(\rho' - \rho'')}{\partial P} \right] \Delta P + (\rho' - \rho'') \Delta V_w, \quad (4.30).$$

Подставим уравнение (4.30) в уравнение (4.28)

$$\left[V \frac{\partial \rho''}{\partial P} + V_w \frac{\partial(\rho' - \rho'')}{\partial P} \right] \frac{d\Delta P}{d\tau} + (\rho' - \rho'') \frac{d\Delta V_w}{d\tau} = \Delta G_w - \Delta G_D,$$

(4.31)

Из уравнения (4.31) выразим

$$\frac{d\Delta V_w}{d\tau} = \frac{1}{(\rho' - \rho'')} \Delta G_w - \frac{1}{(\rho' - \rho'')} \Delta G_D - \frac{1}{(\rho' - \rho'')} \left[V \frac{\partial \rho''}{\partial P} + V_w \frac{\partial(\rho' - \rho'')}{\partial P} \right] \frac{d\Delta P}{d\tau},$$

(4.31').

В уравнениях (4.27), (4.31'), как было оговорено ранее, следует пренебречь расходом и температурой питательной воды. Подставим уравнение (4.31') в (4.27), получим

$$\begin{aligned} & \left[V \cdot \frac{\partial(\rho'' i'')}{\partial P} + V_w \cdot \frac{\partial(\rho' i' - \rho'' i'')}{\partial P} + m_m C_m \cdot \frac{\partial T'}{\partial P} \right] \frac{d\Delta P}{d\tau} - \frac{(\rho' i' - \rho'' i'')}{(\rho' - \rho'')} \cdot \\ & \cdot \left[V \frac{\partial \rho''}{\partial P} + V_w \frac{\partial(\rho' - \rho'')}{\partial P} \right] \frac{d\Delta P}{d\tau} = \\ & = \frac{(\rho' i' - \rho'' i'')}{(\rho' - \rho'')} \Delta G_D - i'' \Delta G_D + \Delta Q. \end{aligned}$$

Приведем подобные и раскроем скобки, получим

$$\begin{aligned} & \left[\left[V \cdot \frac{\partial(\rho'' i'')}{\partial P} + V_w \cdot \frac{\partial(\rho' i' - \rho'' i'')}{\partial P} + m_m C_m \cdot \frac{\partial T'}{\partial P} \right] \cdot (\rho' - \rho'') - \right. \\ & \left. - (\rho' i' - \rho'' i'') \left[V \frac{\partial \rho''}{\partial P} + V_w \frac{\partial(\rho' - \rho'')}{\partial P} \right] \right] \cdot \frac{1}{(\rho' - \rho'')} \frac{d\Delta P}{d\tau} = \\ & = \frac{(\rho' i' - \rho'' i'') - i''(\rho' - \rho'')}{(\rho' - \rho'')} \Delta G_D + \Delta Q. \end{aligned}$$

Запишем уравнение следующим образом:

$$\frac{a_1 \cdot a_2 - a_3 \cdot a_4}{a_2} \frac{d\Delta P}{d\tau} = \frac{a_3 - i'' \cdot a_2}{a_2} \Delta G_D + \Delta Q,$$

где a_1 – постоянный коэффициент, Дж/Па; a_2 – постоянный коэффициент, кг/м³; a_3 – постоянный коэффициент, Дж/м³; a_4 – постоянный коэффициент, кг/Па.

$$a_1 = V \cdot \frac{\partial(\rho'' i'')}{\partial P} + V_w \cdot \frac{\partial(\rho' i' - \rho'' i'')}{\partial P} + m_m C_m \cdot \frac{\partial T'}{\partial P};$$

$$a_2 = \rho' - \rho''; a_3 = \rho' i' - \rho'' i''; a_4 = V \frac{\partial \rho''}{\partial P} + V_w \frac{\partial(\rho' - \rho'')}{\partial P}.$$

Разделим обе части уравнения на коэффициент при составляющей давления получим

$$\frac{d\Delta P}{d\tau} = \frac{a_3 - i'' \cdot a_2}{a_1 \cdot a_2 - a_3 \cdot a_4} \Delta G_D + \frac{a_2}{a_1 \cdot a_2 - a_3 \cdot a_4} (\Delta Q_1 + \Delta Q_2).$$

4.2.3 Математическая модель трубопровода

Рассмотрим паросиловую установку, по которой протекает сжимаемая среда – газ (пар). Полная модель процессов, протекающих в сжимаемой жидкости, задействует уравнения термодинамики, достаточно сложные с математической точки зрения. Поэтому для анализа паросиловой установки было принято использовать приближенную модель. Введем следующие предположения (допущения): существующие изменения давления обусловлено трением в трубопроводах, дросселированием в регулирующих клапанах, а также сжатием или расширением в машинах, работающих на принципе истечения. Также следует учесть, что при изменении давления изменяется плотность среды, а, следовательно, и ее объем. Ниже приведен вывод передаточных функций, основанный на балансе масс и давлений и уравнений термодинамического состояния.

Запишем закон сохранения масс (4.2) для трубопровода.

$$G_{in} - G_{out} = \frac{dm_s}{d\tau}, \quad (4.32)$$

где m_s – масса вещества, содержащаяся в регулируемой среде, кг.

При изменении термодинамического состояния протекают, как и адиабатические, так и изотермические процессы, то есть протекает политропический процесс. Следует учесть, что изменение термодинамического состояния среды связано с изменением давления.

Для граничного случая изотермического процесса справедливо следующее равенство:

$$p \cdot v = k \rightarrow \rho = \frac{1}{v} = \frac{p}{k},$$

где p – давление в трубопроводе, Па; v – удельный объем, м³/кг; k – постоянная величина.

Пусть V_s – объем среды, находящейся в системе, то количество вещества в системе составит

$$m_s = V_s \cdot \rho = \frac{V_s \cdot p}{k}, \quad (4.33)$$

Подставим уравнение (4.33) в уравнение (4.32), получим

$$G_{in} - G_{out} = \frac{V_s}{k} \frac{dp}{d\tau} \quad \text{или} \quad G_{in} - G_{out} = \frac{m_s}{p} \frac{dp}{d\tau}.$$

При малых отклонениях давления отношения массы среды m_s к давлению p изменяется незначительно, следовательно, его можно принять за константу. Умножим числитель и знаменатель правой части уравнения на массовый расход газа G .

$$G_{in} - G_{out} = \frac{G}{p} T_{is} \frac{dp}{d\tau} \quad \text{или} \quad \frac{dm_s}{d\tau} = \frac{G}{p} T_{is} \frac{dp}{d\tau},$$

где T_{is} – постоянная времени изотермического процесса, с;

Для адиабатического процесса справедливо выражение:

$$p \cdot v^\chi = k \rightarrow \rho = \frac{1}{v} = \left(\frac{p}{k} \right)^{1/\chi},$$

где χ – показатель адиабаты.

Для массы соответствует следующее выражение:

$$m_s = V_s \cdot \rho = V_s \cdot \left(\frac{p}{k} \right)^{1/\chi}. \quad (4.34)$$

Подставим уравнение (4.34) в (4.32), получим

$$G_{in} - G_{out} = \frac{V_s}{k^{1/\chi}} \frac{p^{1-\chi}}{\chi} \frac{dp}{d\tau} = \frac{m_s}{\chi \cdot p} \frac{dp}{d\tau}$$

Как говорилось ранее отношение массы среды к давлению среды можно принять за константу, умножим и разделим правую часть уравнения на расход

газа, получим

$$G_{in} - G_{out} = \frac{G}{p} T_{ad} \frac{dp}{d\tau} \quad \text{или} \quad \frac{dm_s}{d\tau} = \frac{G}{p} T_{ad} \frac{dp}{d\tau},$$

где T_{ad} – постоянная времени адиабатического процесса, с; $T_{ad} = \frac{T_{is}}{\chi}$.

Рассматриваемый процесс является чем-то средним между адиабатическим и изотермическим процессами, можно записать следующее равенство

$$T = \frac{T_{ad} + T_{is}}{2} = \frac{1 + \chi}{2\chi} \frac{m_s}{G} = \alpha \frac{m_s}{G},$$

где α изменяется в зависимости от сжимаемой среды. Закон сохранения масс примет вид

$$\frac{dm_s}{d\tau} = \frac{G}{p} T \frac{dp}{d\tau} \quad \text{или} \quad G_{in} - G_{out} = \frac{G}{p} T \frac{dp}{d\tau}. \quad (4.35)$$

Принятые ранее допущения позволяет не учитывать влияние конвекции, а также ускорения. Следовательно, баланс механической энергии сводится к балансу давлений:

$$p_{in} - p_{out} = \Delta p_L + \Delta p_V + \Delta p_R, \quad (4.36)$$

где p_{in} , p_{out} – давление на входе и выходе системы, Па; Δp_L – потери давления вследствие трения определяются следующим выражением:

$$\Delta p_L = k_L \cdot G^m,$$

где m – показатель степени равный 2; k_L – коэффициент, который определяется по формуле $k_L = \left(\frac{\lambda L}{D_{in}} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right) \frac{1}{2\rho S^2}$,

где L – длина трубопровода, м; D_{in} – внутренний диаметр трубопровода, м; ξ – коэффициент сопротивления; ρ – плотность газа, кг/м³; S – площадь поперечного сечения трубопровода, м²; λ – коэффициент трения

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{K_e}{D_{in}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25},$$

где K_e – эквивалентная шероховатость; Re – число Рейнольдса

$$\text{Re} = 0,0361 \frac{G}{\mu \cdot D_{in}},$$

где μ – динамическая вязкость, кг/с*м; Δp_v – потери давления в клапане, определяются следующим выражением:

$$\Delta p_v = p_{v_{in}} - p_{v_{out}} = k_v \cdot \left(\frac{G}{A_v} \right)^2,$$

где A_v – проходное сечение возмущающего органа.

При ранее принятых допущениях справедливо, что $k_v = \text{const}$ для докритических перепадов давления. Для сверхкритических перепадов противодавление не оказывает влияние на величину расхода, и выражение переписывается следующим образом:

$$\Delta p_v = p_{v_{in}} = k_v \cdot \frac{G}{A_v}$$

Аналогичным образом выводятся зависимости для регулирующего клапана.

– для докритического перепада

$$\Delta p_R = p_{R_{in}} - p_{R_{out}} = k_R \cdot \left(\frac{G}{A_R} \right)^2,$$

где A_R – проходное сечение регулирующего органа, м²; k_R – коэффициент, который определяется по формуле

$$k_R = \frac{\xi_R}{2\rho},$$

где ξ_R – коэффициент сопротивления регулирующего органа.

Запишем уравнение (4.36) с учетом допущения 2.

$$\Delta p_{in} - \Delta p_{out} = \Delta \Delta p_L + \Delta \Delta p_v + \Delta \Delta p_R$$

При постоянном входном и выходном давлении системы, их приращения равны нулю.

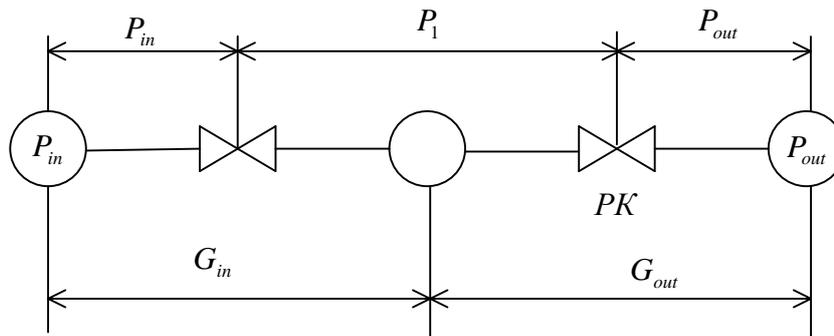


Рисунок 4.3 – Графическая иллюстрация изменения давления в паропроводе где P_{in} – давление в барабане котла, Па; P_1 – давление на выходе из котла, Па; P_{out} – давление в паропроводе, Па.

Отклонение перепада давления зависит от расхода газа, продифференцируем давление по расходу газа (при $m=2$)

$$\Delta\Delta p_L = \Delta P_{in} - \Delta P_1 = \frac{\partial \Delta p_L}{\partial G} = \frac{k_L \cdot \partial G^m}{\partial G} = 2k_L G_{in} \Delta G_{in}, \quad (4.37)$$

Продифференцируем уравнение для регулирующего клапана

$$\Delta\Delta p_R = \Delta P_1 - \Delta P_{out} = \left(\frac{\partial \Delta p_R}{\partial G} \right) \Delta G + \left(\frac{\partial \Delta p_R}{\partial A_R} \right) \Delta A_R = \frac{2 \cdot k_R G_{out}}{A_R^2} \Delta G_{out} - \frac{2 \cdot k_R G_{out}}{A_R^3} \Delta A_R \quad (4.38)$$

Из уравнения (4.37) выразим ΔG_{in} , из уравнения (4.38) – ΔG_{out} и подставим в уравнение (4.35).

$$\Delta G_{in} = \frac{\Delta P_{in}}{2k_L G_{in}} - \frac{\Delta P_1}{2k_L G_{in}}, \quad (4.39)$$

$$\Delta G_{out} = \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_1 - \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_{out} + \frac{1}{A_R} \Delta A_R, \quad (4.40)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\Delta P_{in}}{2k_L G_{in}} - \frac{\Delta P_1}{2k_L G_{in}} - \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_1 + \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_{out} - \frac{1}{A_R} \Delta A_R = \frac{G}{p} T \frac{d\Delta P_1}{d\tau} \\ & \frac{G}{p} T \frac{d\Delta P_1}{d\tau} + \left(\frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} + \frac{1}{2k_L G_{in}} \right) \Delta P_1 = \frac{1}{2k_L G_{in}} \Delta P_{in} + \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_{out} - \frac{1}{A_R} \Delta A_R \\ & \frac{G}{p} T \frac{d\Delta P_1}{d\tau} + \frac{k_L G_{in} \cdot A_R^2 + k_R \cdot G_{out}}{k_R \cdot k_L \cdot G_{out} \cdot G_{in}} \Delta P_1 = \frac{1}{2k_L G_{in}} \Delta P_{in} + \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_{out} - \frac{1}{A_R} \Delta A_R \\ & \frac{G}{p} T \frac{k_R \cdot k_L \cdot G_{out} \cdot G_{in}}{k_L G_{in} \cdot A_R^2 + k_R \cdot G_{out}} \frac{d\Delta P_1}{d\tau} + \Delta P_1 = \frac{1}{2} \frac{k_R \cdot G_{out}}{k_L G_{in} \cdot A_R^2 + k_R \cdot G_{out}} \Delta P_{in} + \\ & + \frac{1}{2} \frac{k_L \cdot G_{in} \cdot A_R^2}{k_L G_{in} \cdot A_R^2 + k_R \cdot G_{out}} \Delta P_{out} - \frac{k_R \cdot k_L \cdot G_{out} \cdot G_{in}}{k_L G_{in} \cdot A_R^2 + k_R \cdot G_{out}} \frac{1}{A_R} \Delta A_R. \end{aligned}$$

Другим выходным параметром, изменение которого в переходном процессе

необходимо найти, является расход пара в паропроводе ΔG_{out} . Из уравнения (4.38) выразим ΔP_1 и подставим в уравнение (4.39).

$$\Delta P_1 = \frac{2 \cdot k_R G_{out}}{A_R^2} \Delta G_{out} - \frac{2 \cdot k_R G_{out}}{A_R^3} \Delta A_R + \Delta P_{out}, \quad (4.41)$$

$$\Delta G_{in} = \frac{\Delta P_{in}}{2k_L G_{in}} - \frac{k_R G_{out}}{k_L G_{in} A_R^2} \Delta G_{out} + \frac{k_R G_{out}}{k_L G_{in} A_R^3} \Delta A_R - \frac{1}{2k_L G_{in}} \Delta P_{out}, \quad (4.42)$$

Подставим уравнения (4.41) и (4.42) в уравнение (4.35)

$$\begin{aligned} & \frac{\Delta P_{in}}{2k_L G_{in}} - \frac{k_R G_{out}}{k_L G_{in} A_R^2} \Delta G_{out} + \frac{k_R G_{out}}{k_L G_{in} A_R^3} \Delta A_R - \frac{1}{2k_L G_{in}} \Delta P_{out} - \Delta G_{out} = \\ & = \frac{G}{p} T \left(\frac{2 \cdot k_R G_{out}}{A_R^2} \frac{d\Delta G_{out}}{d\tau} - \frac{2 \cdot k_R G_{out}}{A_R^3} \frac{d\Delta A_R}{d\tau} + \frac{d\Delta P_{out}}{d\tau} \right) \\ & \frac{G}{p} T \frac{2 \cdot k_R G_{out}}{A_R^2} \frac{d\Delta G_{out}}{d\tau} + \left(\frac{k_R G_{out} + k_L G_{in} A_R^2}{k_L G_{in} A_R^2} \right) \Delta G_{out} = \frac{G}{p} T \frac{2 \cdot k_R G_{out}}{A_R^3} \frac{d\Delta A_R}{d\tau} + \frac{k_R G_{out}}{k_L G_{in} A_R^3} \Delta A_R + \\ & + \frac{G}{p} T \frac{d\Delta P_{out}}{d\tau} - \frac{1}{2k_L G_{in}} \Delta P_{out} + \frac{\Delta P_{in}}{2k_L G_{in}} \\ & \frac{G}{p} T \frac{2 \cdot k_R G_{out} \cdot k_L G_{in}}{k_R G_{out} + k_L G_{in} A_R^2} \frac{d\Delta G_{out}}{d\tau} + \Delta G_{out} = \frac{G}{p} T \frac{2 \cdot k_R G_{out} \cdot k_L G_{in}}{A_R (k_R G_{out} + k_L G_{in} A_R^2)} \frac{d\Delta A_R}{d\tau} \\ & + \frac{k_R G_{out}}{A_R (k_R G_{out} + k_L G_{in} A_R^2)} \Delta A_R + \frac{G}{p} T \frac{k_L G_{in} A_R^2}{k_R G_{out} + k_L G_{in} A_R^2} \frac{d\Delta P_{out}}{d\tau} - \\ & - \frac{A_R^2}{2(k_R G_{out} + k_L G_{in} A_R^2)} \Delta P_{out} + \frac{A_R^2}{2(k_R G_{out} + k_L G_{in} A_R^2)} \Delta P_{in}. \end{aligned}$$

4.2.4 Модель общего паропровода

При работе котла на общую паровую магистраль существенным является не давление влажного пара ΔP_1 внутри пароводяного тракта, а давление перегретого пара ΔP_M в паропроводе. Входными параметрами для модели участка паропровода являются давление на входе $\Delta P_{потр}$ давление от потребителей и выходе ΔP_p из

паропровода, степень открытия регулирующего клапана $\Delta\varphi_D$.

Из уравнения (4.38) выведем $\Delta G_{\text{потр}}$, подставим его в уравнение(4.35).

$$\Delta G_p = \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_{\text{нomp}} - \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_p + \frac{1}{A_R} \Delta A_R$$

$$\Delta G_k - \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_{\text{нomp}} + \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_p - \frac{1}{A_R} \Delta A_R = \frac{G}{p} T \frac{d\Delta P_p}{d\tau}$$

$$\frac{G}{p} T \frac{d\Delta P_p}{d\tau} - \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_p = \Delta G_{in} - \frac{A_R^2}{2 \cdot k_R G_{out}} \Delta P_{\text{нomp}} - \frac{1}{A_R} \Delta A_R$$

$$-\frac{G}{p} T \frac{2 \cdot k_R G_{out}}{A_R^2} \frac{d\Delta P_{out}}{d\tau} + \Delta P_{out} = -\frac{2 \cdot k_R G_{out}}{A_R^2} \Delta G_{in} + \Delta P_{\text{нomp}} + \frac{2 \cdot k_R G_{out}}{A_R^3} \Delta A_R.$$

Другим выходным параметром, изменение которого в переходном процессе необходимо найти, является расход пара в паропроводе ΔG_p . Определяется суммой расходов пара с каждого котла.

$$\Delta G_p = \sum G_{ki}, \text{ где } G_{ki} - \text{расход пара на выходе из котла.}$$

4.2.5 Анализ результатов моделирования

Используя [196; 197], рассчитали коэффициенты при дифференциальных уравнениях и промоделировали модель в среде MatLab. Графики, представленные на рисунках 4-6, представлены графики изменения расхода пара в отклонениях на выходе одного котла при возмущении теплотворной способностью газа. Из графиков видно, что при 10% работе одного котла, паропроизводительность котлов при различных составах газов значительно отличается. В процентных соотношениях относительное отклонение паропроизводительности газов для 1 несертифицированного топлива составило на 43 % меньше эталонного, для второго – 193 % больше, сертифицированный газ был принят в качестве эталонного.

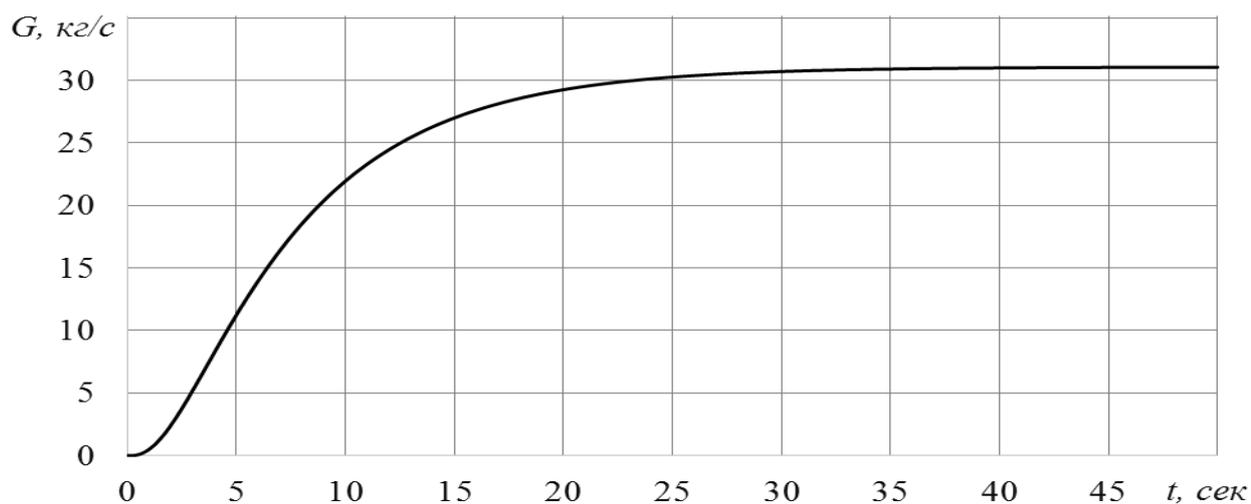


Рисунок 4.4 – График изменения приращения расхода пара при возмущении теплотворной способности газа в 10 % (для сертифицированного топлива)

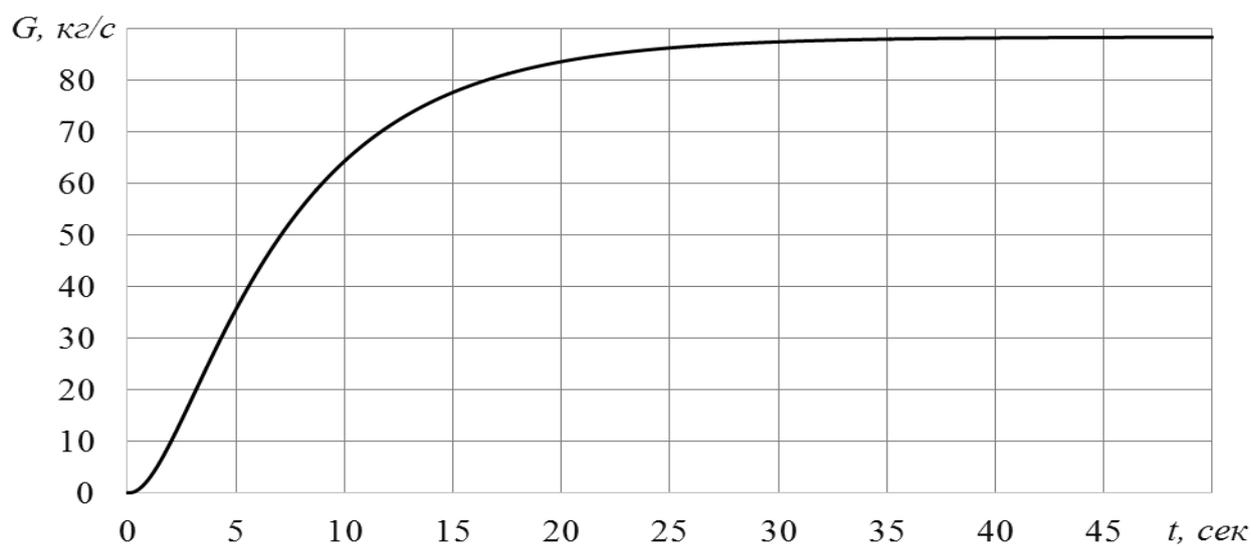


Рисунок 4.5 – График изменения приращения расхода пара при возмущении теплотворной способности газа в 10 % (для несертифицированного углеродного топлива)

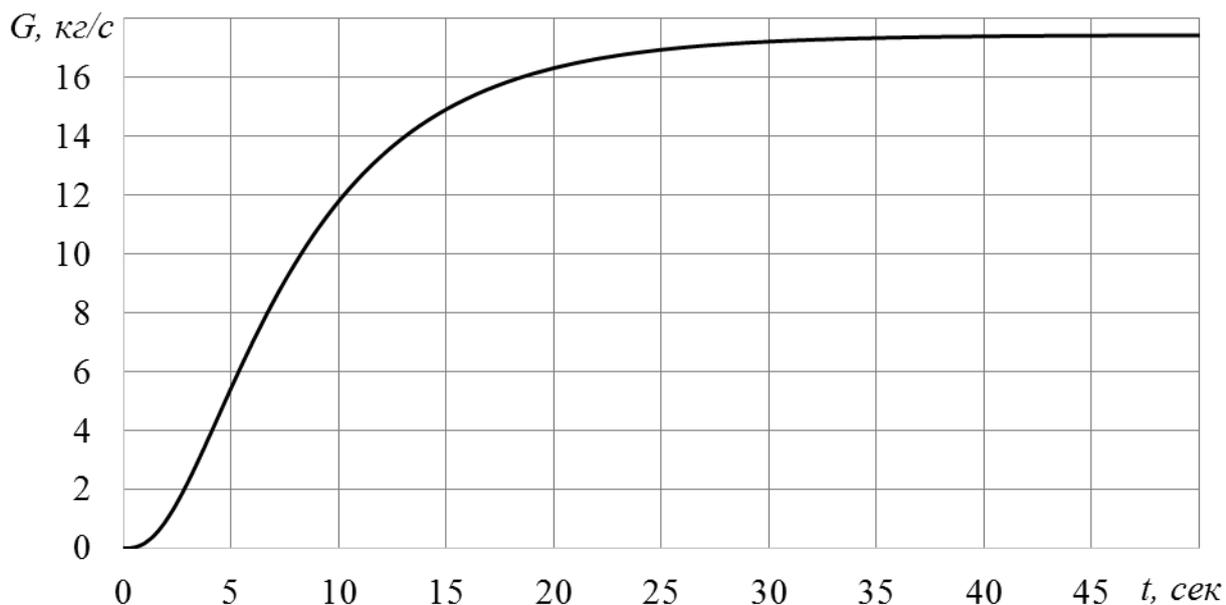


Рисунок 4.6 – График изменения приращения расхода пара при возмущении теплотворной способности газа в 10 % (для несертифицированного водородсодержащего топлива)

Следовательно, при работе трех котлов, производительность пара возрастет. Для поддержания заданной производительности пара, нагрузка котлов для газов будет различной. Для получения производительности пара 25 т/ч для сертифицированного топлива необходимо задействовать один котел производительностью 19 т/ч на полную мощность и один котел производительностью на 18 т/ч, работающего на 10% нагрузке.

Для несертифицированного углеводородного топлива необходимо задействовать два котла производительностью 18 т/ч на 20 % нагрузке. Для несертифицированного водородсодержащего газа – два котла производительностью 18 т/ч на полную мощность и один котел производительностью 19 т/ч на 70% нагрузке.

Следовательно, для выработки заданного количества пара необходимо автоматизировать процесс переключения мощности котлов, при этом анализировать состав газа [12; 23; 13].

4.3 Алгоритм определения оптимального отношения горючее/воздух

Для иллюстрации алгоритма определения оптимального отношения горючее/воздух при сжигании углеводородного газа состав, которого произвольно изменяется во времени необходимо подготовить данные. Иллюстрацию осуществим на примере случайного изменения во времени состава газа, который находится в газовой магистрали и поступает на сжигание в промышленный барабанный котел. Предположим, что в газовой магистрали случайным образом может находиться метан или этан или этилен или их смесь в следующем соотношении метан 80%, этан 10% и этилен 10%. На основе модели прямой задачи, изложенной во втором разделе, были рассчитаны максимальная температура T , парциальные давления P_{CO} и P_{NO} при сжигании одного моля горючего в воздухе в зависимости от χ – мольного коэффициента соотношения компонентов и как следствие коэффициент избытка воздуха α . В табл. 4.3, табл. 4.4, табл. 4.5, табл. 4.6, приведены указанные данные для метана, этана, этилена и их смеси соответственно при атмосферном давлении. Кроме того для каждого газа приведен мольный стехиометрический коэффициент соотношения компонентов χ_0 который соответствует $\alpha = 1$.

На основе полученных табличных данных построены зависимости температуры горения моля горючего каждого из рассматриваемых газов от количества молей воздуха поступающих для его окисления рис. 1. В каждой зависимости однозначно идентифицируется максимум температуры пламени, что полностью соответствует теоретическим и практическим результатам. Максимум температуры соответствует соответствующему мольному стехиометрическому коэффициенту соотношения компонентов χ_0 или коэффициенту избытка воздуха $\alpha = 1$. Уменьшение практически до нуля парциального давления CO при увеличении коэффициента избытка воздуха соответствует действительности. Так же адекватно вычислено наличие максимума парциального давления NO.

Уменьшение количества образования NO связано с уменьшением температуры горения [9; 14; 16; 19].

Таблица 4.3 – Результаты моделирования горения метана в воздухе $\chi_0 = 9.55$

χ	α	T , [K]	P_{CO}	P_{NO}
3,82	0,4	1228	0,1371	1,9055E-12
4,78	0,5	1532	0,1152	3,673E-09
5,73	0,6	1761	0,0941	2,4453E-07
6,69	0,7	1940	0,0728	4,1579E-06
7,64	0,8	2084	0,0503	3,8136E-05
8,60	0,9	2197	0,0264	0,0003
9,07	0,95	2233	0,0150	7,67E-04
9,55	1,0	2230	0,0071	0,0017
10,0	1,05	2192	0,0034	0,0024
10,5	1,1	2143	0,0018	0,0029
11,5	1,2	2040	5,53E-04	0,0030
12,4	1,3	1943	1,90E-04	0,0027
13,4	1,4	1855	6,99E-05	0,0023
14,3	1,5	1775	2,67E-05	0,0020
15,3	1,6	1703	1,06E-05	0,0016
16,2	1,7	1637	4,32E-06	0,0013
17,2	1,8	1578	1,83E-06	0,0011
18,1	1,9	1523	7,80E-07	8,54E-04
19,1	2,0	1473	3,41E-07	6,90E-04

Обозначим через $\dot{V}_{ок}$, $\dot{V}_Г$ – объёмные расходы окислителя (воздуха) и горючих газов соответственно. Для реализации предлагаемого алгоритма необходимо следующее техническое обеспечение. Необходима возможность измерений температуры горения газов, объёмных расходов воздуха и горючих газов. Кроме того необходима возможность изменения расходов воздуха и горючих газов поступающих в котел.

Таблица 4.4 – Результаты моделирования горения этана в воздухе

$$\chi_0 = 16.706$$

χ	α	T , [K]	P_{CO}	P_{NO}
6,68	0,4	1277	0,1689	5,618E-12
8,35	0,5	1584	0,1390	8,24136E-09
10	0,6	1813	0,1120	4,72837E-07
11,7	0,7	1991	0,0855	7,3865E-06
13,4	0,8	2133	0,0581	6,37461E-05
15	0,9	2241	0,0301	4,34E-04
15,9	0,95	2270	0,0177	0,0010
16,7	1,0	2263	0,0092	0,0020
17,5	1,05	2227	0,0048	0,0027
18,4	1,1	2179	0,0026	0,0032
20	1,2	2076	8,47E-04	0,0033
21,7	1,3	1978	2,97E-04	0,0030
23,4	1,4	1887	1,09E-04	0,0026
25,1	1,5	1802	4,05E-05	0,0022
26,7	1,6	1728	1,62E-05	0,0018
28,4	1,7	1665	7,01E-06	0,0015
30,1	1,8	1603	2,93E-06	0,0012
31,7	1,9	1547	1,26E-06	9,62E-04
33,4	2,0	1496	5,57E-07	7,78E-04

Алгоритм определения оптимального отношения горючее/воздух при сжигании углеводородного газа состав, которого произвольно изменяется во времени следующий.

Шаг 1. На интервале времени $\Delta\tau$ измеряется температура T и усредняется ее значение. На рис. 1 графическая иллюстрация этого измерения показана линией $T = const$.

Таблица 4.5 – Результаты моделирования горения этилена в воздухе

$$\chi_0 = 14.32$$

χ	α	$T, [K]$	P_{CO}	P_{NO}
5,73	0,4	1603	0,2203	2,97894E-09
7,16	0,5	1871	0,1776	4,29191E-07
8,59	0,6	2068	0,1405	8,33879E-06
10	0,7	2241	0,1051	8,57045E-05
11,5	0,8	2332	0,0697	3,87E-04
12,9	0,9	2395	0,0380	0,0015
13,6	0,95	2397	0,0258	0,0024
14,3	1,0	2379	0,0168	0,0032
15	1,05	2347	0,0108	0,0040
15,8	1,1	2305	0,0068	0,0044
17,2	1,2	2209	0,0026	0,0047
18,6	1,3	2111	0,0010	0,0044
20	1,4	2017	4,06E-04	0,0038
21,5	1,5	1930	1,65E-04	0,0033
22,9	1,6	1851	6,94E-05	0,0027
24,3	1,7	1778	2,96E-05	0,0023
25,8	1,8	1712	1,30E-05	0,0019
27,2	1,9	1651	5,79E-06	0,0015
28,6	2,0	1595	2,63E-06	0,0012

Измерение температуры осуществляется при фиксированных текущих i -х значениях \dot{V}_{oki} и \dot{V}_{Gi} .

Шаг 2. При фиксированном значении \dot{V}_{Gi} происходит изменение \dot{V}_{oki} на величину $\delta\dot{V}_{ок}$. Измеряется новое значение температуры $T(\dot{V}_{oki} + \delta\dot{V}_{ок})$ и определяется характер монотонности на рассматриваемом интервале изменения

объёмного расхода воздуха. Если $T(\dot{V}_{oki}) > T(\dot{V}_{oki} + \delta\dot{V}_{ок})$, то температура T убывает на этом интервале и в случае $T(\dot{V}_{oki}) < T(\dot{V}_{oki} + \delta\dot{V}_{ок})$ — она возрастает см. рис 4.1. Шаг 2 осуществляется до тех пор, пока последующее $i+1$ изменение $\delta\dot{V}_{ок}$ не приведет к изменению характера монотонности на противоположный.

Таблица 4.6. – Результаты моделирования горения смеси (метана 80%, этана 10%, этилена 10%) в воздухе $\chi_0=10.74$

χ	α	T, [K]	P _{CO}	P _{NO}
4,3	0,4	1283	0,1528	7,51193E-12
5,37	0,5	1583	0,1268	8,52889E-09
6,44	0,6	1809	0,1028	4,55888E-07
7,52	0,7	1984	0,0790	6,79979E-06
8,59	0,8	2124	0,0542	5,72E-05
9,67	0,9	2233	0,0283	3,94E-04
10,2	0,95	2263	0,0166	0,0010
10,7	1,0	2257	0,0084	0,0019
11,3	1,05	2220	0,0043	0,0027
11,8	1,1	2172	0,0023	0,0031
12,9	1,2	2091	8,85E-04	0,0034
14	1,3	1971	2,61E-04	0,0030
15	1,4	1881	9,58E-05	0,0026
16,1	1,5	1799	3,67E-05	0,0021
17,2	1,6	1727	1,50E-05	0,0018
18,3	1,7	1661	6,22E-06	0,0014
19,3	1,8	1600	2,62E-06	0,0012
20,4	1,9	1544	1,13E-06	9,45E-04
21,5	2,0	1493	4,96E-07	7,64E-04

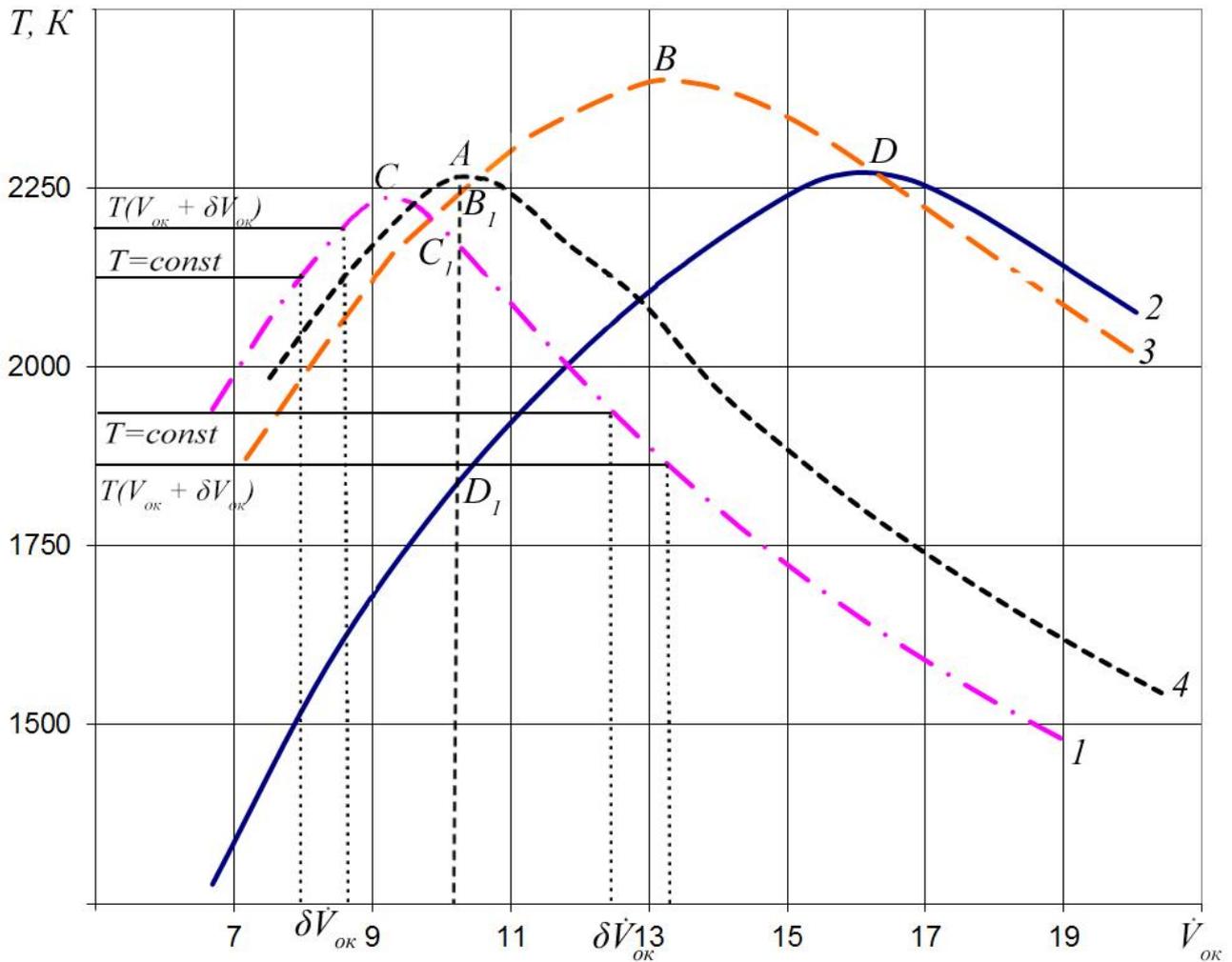


Рисунок .4.7 – Зависимость изменения температуры горения T (метана (1), этана (2), этилена (3), смеси метан 80%, этан 10% и этилен 10% (4)) от объёмного расхода воздуха $\dot{V}_{ок}$

Шаг 3. Изменяется знак приращения $\delta \dot{V}_{ок}$ на противоположный и осуществляется переход на шаг 1.

В таком поисковом режиме в бесконечном временном цикле, рассматриваемый алгоритм определяет область текущего экстремума. Качественное изменение состава газа в процессе горения приводит к поиску области нового экстремума. Во-первых, принципиально новая окрестность экстремума значения температуры T может находиться как выше, так и ниже текущей зоны и, во-вторых, по значению объёмного расхода воздуха $\dot{V}_{ок}$ – как слева, так и справа от нее.

Рассмотрим на примере сжигания метана, этилена и смеси метан 80%, этан 10% и этилен 10% изменение области экстремума, полученное по предложенному алгоритму см. рис.1. Предположим, что указанный поисковый алгоритм привел к окрестности точки A кривой (4) и известны текущие $T(\dot{V}_{oki})$ и \dot{V}_{oki} . Допустим, скачкообразно произошла смена качественного состава горючего: на метан кривая (1) или этилен кривая (3). В таком случае при неизменном \dot{V}_{oki} произойдет изменение температуры T на временном интервале $\Delta\tau$. Если качественный состав будет соответствовать этилену, то текущее значение температуры (шаг 1) будет находиться в окрестности точки B_I на возрастающей части кривой (3). Если качественный состав будет соответствовать метану, то текущее значение температуры (шаг 1) будет находиться в окрестности точки C_I на убывающей части кривой (1). Не зависимо от точки осуществляется приращение $\delta\dot{V}_{ок}$ и определяется характер монотонности текущей кривой. Выполняя шаг 2 предложенного алгоритма определяется новая окрестность экстремума: точка C — для метана кривая (1), точка B — для этилена кривая (3) [14; 16; 22].

Выводы по четвертому разделу

1. Измерения плотности газов нефтепереработки ρ , кг/м³ в трех заводских коллекторах в течение суток в среднем каждые полчаса показал значительный разброс плотности газа до 40%. Поэтому в ряде случаев при малых плотностях которые соответствуют водородсодержащему газу паровая производительность котлов уменьшается, а в ряде случаев соответствует наладочным характеристикам.

2. Для определения динамических характеристик энергетического парогенерирующего оборудования нашла дальнейшее развитие математическая

модель. Модель состоит из уравнений материального и теплового балансов, законах конвективного и лучистого теплообмена и свойствах сжимаемой газообразной среды. Модель отличается от известной тем, что в нее введены зависимости изменения теплотворной способности, и плотности углеводородного газа переменного в зависимости от качественного состава. Такая модель позволяет исследовать изменение характеристик парогенерирующего оборудования в установившихся и переходных режимах и определить связь выходных и входных параметров.

4. Для обеспечения заданной паровой нагрузки впервые предложен метод базирующийся на математических моделях вычисления условной формулы газообразного углеводородного топлива и определения динамических характеристик парогенерирующей установки. Этот метод дал возможность нахождения максимального уровня эффективности генерации пара при обеспечении заданной паропроизводительности при использовании углеводородного газа переменного состава за счет постоянного изменения отношения топливо/воздух посредством измерений температуры факела в камере сгорания парогенерирующей установки.

5. Результаты диссертационной работы прошли испытания и были приняты к внедрению на ЧП «ЕСКО-Південь» Южной энергосервисной компании, введены в учебный процесс на кафедрах «АТП» ОНПУ и «АД и ГТУ» ОНМА.

ВЫВОДЫ

Диссертационная работа содержит полученные автором новые научно обоснованные результаты, состоящие в разработке моделей и методов, которые позволили повысить эффективность процессов горения углеводородных газов переменного состава в камерах сгорания за счет постоянного изменения отношения топливо/воздух посредством измерений температуры факела в парогенерирующих установках.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

1. Анализ моделей и методов, обеспечивающих расчет требуемой паропроизводительности в энергетических установках работающих на постоянно изменяющемся качественном составе топлива в теоретическом плане до конца не решены. Отсутствуют адекватные методы определения максимальной эффективности и методики их оценки. Решение задачи максимального обеспечения эффективности и не превышение экологических норм в условиях постоянного изменения качественного состава топлива требует внедрения новых расчетных методов и моделей. Особенности эксплуатации современных парогенерирующих энергетических установок на не сертифицированных углеводородных газах обостряют проблему обеспечения ее эффективности и экономичности. Острота и важность данной проблемы усугубляются тем, что она на научном уровне на сегодняшний день недостаточно разработаны методы и модели, обеспечивающие эффективное сжигание таких газов.

2. Для определения условной формулы газообразного углеводородного топлива нашла дальнейшее развитие математическая модель ее вычисления, основанная на законах сохранения вещества, Дальтона, химического равновесия по парциальным давлениям основанная на решении системы нелинейных дифференциальных уравнений. Такая модель позволяет определить количественный состав условной формулы газообразного углеводородного топлива его энтальпию, состав продуктов сгорания. Предложенная математическая модель отличается от известной модели тем, что в качестве замыкающего соотношения использованы балансы максимальных валентностей

окислительных и восстановительных элементов.

3. Для обеспечения сжигания не сертифицированного углеводородного газообразного топлива с максимальной эффективностью в парогенерирующем оборудовании получила дальнейшего развития математическая модель турбулизации факела в основу, которой положена теория гидродинамической устойчивости пламени в приложении к факельному горению, что позволило обеспечить схему включения горелок с целью недопущения возникновения составленного факела в камере сгорания.

4. Для определения динамических характеристик энергетического парогенерирующего оборудования нашла дальнейшее развитие математическая модель. Модель состоит из уравнений материального и теплового балансов, законах конвективного и лучистого теплообмена и свойствах сжимаемой газообразной среды. Модель отличается от известной тем, что в нее введены зависимости изменения теплотворной способности, и плотности углеводородного газа переменного в зависимости от качественного состава. Такая модель позволяет исследовать изменение характеристик парогенерирующего оборудования в установившихся и переходных режимах и определить связь выходных и входных параметров.

5. Для обеспечения заданной паровой нагрузки впервые предложен метод базирующийся на математических моделях вычисления условной формулы газообразного углеводородного топлива и определения динамических характеристик парогенерирующей установки. Этот метод дал возможность нахождения максимального уровня эффективности генерации пара при обеспечении заданной паропроизводительности при использовании углеводородного газа переменного состава за счет постоянного изменения отношения топливо/воздух посредством измерений температуры факела в камере сгорания парогенерирующей установки.

6. Результаты диссертационной работы прошли испытания и были приняты к внедрению на ЧП «ЕСКО-Південь» Южной энергосервисной компании, введены в учебный процесс на кафедрах «АТП» ОНПУ и «АД и ГТУ» ОНМА.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гительман Л.Д. Энергетический бизнес : учеб. пособие / Л.Д. Гительман, Б.Е. Ратников. – М. : Дело, 2006. – 600 с.
2. Долінський А. Державна цільова програма (проект) модернізації

комунальної теплоенергетики на 2010–2014 роки / А. Долінський, Б. Басок, Є. Базєєв // Вісн. НАН України. – 2009. – № 10. – С. 3–8.

3. Антонюк Л.Л. Регулювання та моделювання інноваційного розвитку регіону / Л.Л. Антонюк // Економіст. – 2007. – № 9. – С. 38–39.

4. Розенгарт Ю.И. Вторичные энергетические ресурсы черной металлургии и их использование / Ю.И. Розенгарт – К. : «Высш. шк.», 2008. – 328 с.

5. Schüphaus K. Cleaning of coke-oven gas for use as fuel / K. Schüphaus // Steel Times. – 1997. – 225. – № 5. – P. 186, 188.

6. Хзмалян Д.М. Теория топочных процессов / Д.М. Хзмалян – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 351 с.

7. Максимов М.В. Модель и метод определения условной формулы углеводородного топлива при сжигании / М.В. Максимов, А.И. Брунеткин, А.В. Бондаренко // Вост.-европ. журн. передовых технологий. – 2013. – Т. 6. – № 8(66). – С. 20–27.

8. Давыдов В.О. Метод расчета температуры горения произвольной смеси газообразного углеводородного топлива при произвольном избытке воздуха / В.О. Давыдов, А.В. Бондаренко // Тр. Одес. политехн. ун. – О., 2013. – Вып. 3 (42). – С. 98–102.

9. Бондаренко А.В. Совершенствование процессов топливоподготовки в судовых энергетических установках / А.В. Бондаренко // Судовые энергетические установки и системы: эксплуатация и ремонт : Сб. трудов по мат. III Междунар. науч.-техн. конф., (28–30 окт. 2009 г.) – Одесса: Одес. нац. морск. акад., 2009. – С. 54–55.

10. Брунеткин А.И. Идентификация количественного состава неизвестного газообразного горючего и его продуктов сгорания на основе измеренных технологических параметров процесса сжигания топлива / А.И. Брунеткин, М.В. Максимов, А.В. Бондаренко // Вісн. НТУ «ХПІ». : Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055) – С. 131–141. – Бібліогр. : 6 назв.

11. Брунеткин А.И., Бондаренко А.В. Расчет количества продуктов сгорания

газообразного горючего неизвестного состава / Междунар. науч.-практ. конф. «Новые технологии в автоматизированном управлении: теория и практика» / Тезисы докладов, 12–15 сент. 2013 г. – Одес. нац. политехн. ун-т., 2013. – 12 с.

12. Максимов М.В. Математическая модель сжигания несертифицированных видов топлива / М.В. Максимов, В.Ф. Ложечников, Т.С. Добровольская, А.В. Бондаренко // Вост.-европ. журн. передовых технологий. – 2014. – Вып. 2. – С. 47–50.

13. Брунеткин А. И., Бондаренко А. В. Стенд для исследования динамики коэффициента излучения твёрдых тел при длительном нагреве // V Всеукр. науч.-практ. конф. «Информационные технологии и автоматизация – 2012» / Тезисы докладов, 10–11 окт. 2012 г. – Одесса: Одес. нац. акад. пищевых технологий, 2012. – 3 с.

14. Бондаренко А.В. Совершенствование процессов топливоподготовки в судовых энергетических установках / А. В. Бондаренко // Судовые энергетические установки и системы: эксплуатация и ремонт: Сб. трудов по мат. IV Междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов, ученых и специалистов (4–5 нояб. 2009 г.) – Николаев: Нац. ун-т кораблестр., 2009 – С. 8–10.

15. Бондаренко А.В. Неустойчивость факельного пламени и управление процессом горения в топке / А.В. Бондаренко, В.Э. Волков, М.В. Максимов // Холодильная техника и технология. – О. : 2014. – Вып. 2 (148). – С. 36–41.

16. Бондаренко А.В. Алгоритм определения оптимального отношения топливо/воздух // Науч.-практ. интернет-конф. молодых учёных и аспирантов «Актуальные проблемы автоматизации и управления» / Тезисы докладов, 18 марта 2014 г. / Луцк: Луцк. нац. техн. ун-т, 2014. – С. 15–21.

17. Бондаренко А.В. Моделирование образования продуктов сгорания газообразного углеводородного топлива / А.В. Бондаренко // Судовые энергетические установки. – О., 2013. – Вып. 31. – С. 178–187.

18. Волков В.Е. Неустойчивость и способы управления факельным горением / В.Е. Волков, А.В. Бондаренко // Инновационное развитие отраслевой автоматизации, информационных и энергосберегающих технологий – 2013.

Современное состояние, проблематика и перспективы: Сб. научных трудов Междунар. науч.-практ. конф. (2013 г.) – М.: ФГАОУ ВПО «Нац. исследов. технолог. ун-т «МИСиС», институт ИТАСУ, каф. Автоматизации, 2013. – С. 32–36.

19. Бондаренко А.В. Управление структурой технических средств при генерации пара несертифицированным топливом // I Междунар. науч.-практ. конф. молодых учёных, аспирантов и студентов «Автоматизация и компьютерно-интегрированные технологии - 2014» / Тезисы докладов, 16–17 апр. 2014 / Киев: Киевск. политехн. ин-т, 2014. – С. 115–116.

20. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / А.П. Воинов, В.А. Зайцев, Л.И. Куперман, Л.Н. Сидельковский; под ред. Л.Н. Сидельковского. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 272 с.

21. Бондаренко А.В. Неустойчивость факельного горения / А.В. Бондаренко, В.Э. Волков, М.В. Максимов // Научн. тр. Одес. нац. акад. пищевых технологий. – О. : 2013. – Вып. 44. – Том 1. – С. 287–292.

22. Бондаренко А.В. Исследование высокотемпературного измерительного канала на основе хромель-алюминиевых термопар / А.В. Бондаренко, А.И. Брунеткин, А.В. Лысюк // Тр. Одес. политехн. ун-та. – О., 2012. – Вып. 2 (39). – С. 268–272.

23. Бондаренко А.В., Давыдов В.О. Влияние стабильности температуры теплоносителя на входе в объект управления на его устойчивость / Междунар. науч.-практ. конф. «Новые технологии в автоматизированном управлении: теория и практика» / Тезисы докладов, 12–15 сент. 2013 г. – Одесса: Одес. нац. политехн. ун-т., 2013. – 41 с.

24. Веников В.А. Оптимизация режимов электростанций и энергосистем: учеб. для вузов / В.А. Веников, В.Г. Журавлёв, Г.А. Филиппова – М. : Энергоиздат, 1981. – 464 с.

25. Плетнёв Г.П. Автоматизированные системы управления объектами тепловых электростанций / Г.П. Плетнёв – М. : Изд-во МЭИ, 1995. – 353 с.

26. Лесничук А.Н. Использование сигнала по тепловосприятию топочных экранов для оценки теплонапряженности поверхностей нагрева барабанного котла / А.Н. Лесничук, В.А. Лошкарёв, Г.П. Плетнёв [и др.] // Вестн. МЭИ. – 1999. – № 3. – С. 56–60.
27. Ротач В.Я. Функции автоматизированной настройки в микропроцессорных автоматических системах управления – состояние, перспективы, подготовка пользователей / В.Я. Ротач, В.П. Зверьков [и др.] // Теплоэнергетика. – 1993. – М. – С. 2–7.
28. Новиков О.Н. Энергоэкологическая оптимизация сжигания топлива в котлах и печах регулированием соотношения «топливо-воздух» / О.Н. Новиков, Д.Г. Артамонов, А.Л. Пикаровский // Промышленная энергетика. – 2000. – № 5. – С. 57–60.
29. Равич М.Б. Топливо и эффективность его использования: учеб. пособие / Равич М.Б. – М. : Наука, 1977. – 358 с.
30. Ведрученко В.Р. О влиянии вида топлива и подогрева воздуха на расчетные значения температур горения в топке котельной установки / В.Р. Ведрученко, В.В. Крайнов, Е.В. Галимский // Пром. энергетика. – 2002. – № 12. – С. 34–38.
31. Сердюков О.В. Автоматизация котельных на базе ПТК «Торнадо-1» / О.В. Сердюков, А.И. Тимошин, А.А. Абрикуровский [и др.] // Пром. АСУ и контроллеры. – 2003. – № 9. – С. 15–19.
32. Kislov V.M. Coke Gazification at Filtration Regime / V.M. Kislov, E.A. Salgansky, G.B. Manelis, [et al] // Int. Symp. on Nonequilibrium Processes, Combustion and Atmospheric Phenomena: Abstract booklet. – 2005. – Vol. 1. – P. 247–253.
33. Газификация древесины при фильтрационном горении со сверхadiaбатическим разогревом : отчет о НИР (заключ.) / ИПХФ РАН; науч. рук. Г.Б. Манелис. – Инв. № 33. – Черноголовка, 2001. – 72 с.

34. Современные проблемы топливообеспечения и топливоиспользования на ТЭС / Е.Р. Говсиевич, А.П. Мельников, О.Д. Селиверстова, В.И. Эдельман. – М. : Энергоатомиздат, 2002. – 368 с.
35. Семикин И.Д. Топливо и топливное хозяйство металлургических заводов: учеб. пособие / И.Д. Семикин, С.И. Аверин, И.И. Радченко. – М. : Металлургия, 1965. – 392 с.
36. Серебряков В.А. Системный подход к проблеме энергосбережения как средство повышения эффективности производства / В.А. Серебряков, Л.А. Копцев // Сталь. – 2002. – № 4. – С. 93–96.
37. Розенгарт Ю.И. Об условиях замены природного газа другим топливом / Ю.И. Розенгарт, Р.Г. Хейфец, Т.А. Дьяченко // Металлург. и горноруд. пром-сть. – 1996. – № 2. – С. 61–63.
38. Салганская М.В. Фильтрационное горение влажного топлива / М.В. Салганская, С.В. Глазов, Е.А. Салганский [и др.] // Хим. физика. – 2008. – Т. XXVII. – № 1. – С. 20–25.
39. Салганский Е.А. Фильтрационное горение системы углерод – инертный материал в режиме со сверхадиабатическим разогревом / Е.А. Салганский, В.М. Кислов, С.В. Глазов [и др.] // Физика горения и взрыва. – 2008. – Т. XLIV. – № 3. – С. 30–38.
40. Кислов В.М. Газификация биомассы в режиме фильтрационного горения со сверхадиабатическим разогревом / В.М. Кислов, С.В. Глазов, Н.А. Червонная, [и др.] // Химия твердого топлива. – 2008. – № 3. – С. 9–14.
41. Пармон В.Н. Малая энергетика и нетрадиционные виды и источники энергии: их роль и место в энергетике Сибири в ближайшие годы и на перспективу / В.Н. Пармон, Ю.А. Груздков, А.П. Бурдуков [и др.] // Рос. хим. журн. – 1994. – Т. XXXVIII. – № 3. – С. 40–54.
42. Ахмедов Р.Б. Основы регулирования топочных процессов: справ. пособие / Р.Б. Ахмедов – М. : Энергия, 1977. – 280 с.

43. Ахмедов Р.Б. Рациональное использование газа в промышленных установках : справ. пособие / Р.Б. Ахмедов, О.Н. Брюханов, В.Г. Лисиенко [и др.]; под ред. А.С. Иссерлина. – СПб. : Недра, 1995. – 352 с.
44. Назмеев Ю.Г. Теплоэнергетические системы и энергобалансы промышленных предприятий : учеб. пособие для студ. вузов / Ю.Г. Назмеев, И.А. Конахина. – М. : Изд-во МЭИ, 2002. – 407 с.
45. Лисиенко В.Г. Топливо. Рациональное сжигание, управление и технологическое использование: справ. изд-е : в 3-х книгах / В.Г. Лисиенко, Я.М. Щелоков, М.Г. Ладыгичев. – М. : Теплотехник, 2004. – 833 с.
46. Волков Э.П. Экологические проблемы в энергетике / Э.П. Волков, Е.И. Гаврилов, М.И. Сапоров // Энергетик. – М., 1989. – № 9. – С. 22–26.
47. Варфоломеев Ю.М. Высокоэффективный способ снижения теплового и химического загрязнения атмосферы газифицированными котельными / Ю.М. Варфоломеев // Глав. энергетик. – 2007. – № 3. – С. 82–85.
48. Кропп Л.И. Актуальные проблемы нормирования и сокращения выбросов ТЭС / Л.И. Кропп, Л.А. Мамрукова // Теплоэнергетика. – М., 1989. – № 3. – С. 2–8.
49. Сигал А.И. Повышение эффективности рециркуляции газов как метод снижения выбросов оксидов азота в котельных установках / А.И. Сигал, И.З. Аронов // Пром. энергетика. – 1997. – № 2. – С. 45–47.
50. Померанцев В.В. Основы практической теории горения / В.В. Померанцев, К.М. Арефьев, Д.Б. Ахмедов [и др.]. – Л. : Энергия, 1973. – 264 с.
51. Блох А.Г. Теплообмен в топках паровых котлов / А.Г. Блох – JL : Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.
52. Вильямс Ф.А. Теория горения / Ф.А. Вильямс – М. : Наука, 1971. – 616 с.
53. Баскаков А.П. Реальные возможности повышения эффективности газовых отопительных котельных / А.П. Баскаков, В.А. Мунц,

Н.Ф. Филипповский, Е.В. Черепанова // Пром. теплоэнергетика. – М., 2005, – № 9. – С. 22–26.

54. Вулис Л.А. Основы теории газового факела / Вулис Л.А., Ершин Ш.А., Ярин Л.П. – Л. : Энергия, 1968. – 204 с.

55. Двойнишников В.А. Некоторые закономерности развития струй в ограниченном пространстве / В.А. Двойнишников // Теплоэнергетика. – М., 1980. – № 9. – С. 53–55.

56. Казанцев Е.И. Промышленные печи: Справочное руководство для расчетов и проектирования / Е.И. Казанцев – М: Металлургия, 1964. – 451 с.

57. Иссерлин А.С. Основы сжигания газового топлива / А.С. Иссерлин – Л. : Недра, 1987. – 336 с.

58. Карасина Э.С. Алгоритм и программа зонального расчета теплообмена в топочных камерах паровых котлов / Э.С. Карасина, З.Х. Шраго, Т.С. Александрова, С.Е. Боровская // Теплоэнергетика. – М., 1982. – № 7. – С. 42–47.

59. Катин В.Д. Содержание токсичных веществ в продуктах сгорания трубчатых печей / В. Д. Катин, Б. М. Кривоногое // Химия. – М. : ХТТМ, 1986. – № 8. – С. 43–44.

60. Литвак Д.Б. Методы учета и пути снижения тепловых неравномерностей в конвективных перегревателях энергетических парогенераторов / Д.Б. Литвак, Л.М. Христинич, Н.И. Резник // Энергомашиностроение. – М., 1979. – № 4. – С. 13–16.

61. Шорин С.Н. Характеристики горения и радиации турбулентного газового факела / С.Н. Шорин, О.Н. Ермолаев // Теплоэнергетика. – М., 1959. – № 2. – С. 57–62.

62. Шорин С.Н. Теплообмен в камерах сгорания. Теория и практика сжигания газа: в 2-х т. / С.Н. Шорин. – Л. : Недра, 1964. – Т. 2. – 438 с.

63. Сорока Б.С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах / Б.С. Сорока. – К. : Наук. думка, 1992. – 416 с.

64. Сполдинг Д.Б. Основы теории горения / Сполдинг Д.Б. – Л.: Госэнергоиздат, 1959. – 319 с.
65. Сполдинг Д.Б. Горение и массообмен / Д.Б. Сполдинг. – М. : Машиностроение, 1985. – 235 с.
66. Хзмалян Д.М. Теория горения и топочные устройства / Д.М. Хзмалян, Я.А. Каган. – М.: Энергия, 1976. – 488 с.
67. Хитрин Л.Н. Физика горения и взрыва / Хитрин Л.Н. – М. : Изд-во МГУ, 1957. – 442 с.
68. Померанцев В.В. Сборник задач по теории горения / В.В. Померанцев, К.М. Арефьев, Д.Б. Ахмедов. – Л. : Энергоатомиздат, 1983. – 152 с.
69. Андрианов В.Н. Исследование процесса сложного теплообмена в камере сгорания: сб. «Конвективный и лучистый теплообмен» / В.Н. Андрианов, С.Н. Шорин. – Изд-во АН СССР: ЭНИН, 1961. – 387 с.
70. Катин В.Д. Выбор рациональных конструкций газовых горелок для цилиндрических трубчатых печей методом математической статистики / В.Д. Катин, С.Г. Писаренко // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1992. – № 3. – С. 38–41.
71. Катин В.Д. К вопросу влияния конструктивных параметров горелок на образование оксидов азота в продуктах сгорания трубчатых печей / В.Д. Катин, И.Г. Киселев // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1993. – № 3. – С. 27–32.
72. Катин В.Д. Анализ состояния и перспективы совершенствования парка горелочных устройств для трубчатых печей / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1994. – № 4. – С. 41–45.
73. Катин В.Д. Конструктивно-технические решения по подавлению шума при эксплуатации горелочных устройств трубчатых печей / В.Д. Катин, А.Н. Колмогоров // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1995. – № 1. – С. 28–31.

74. Катин В.Д. Анализ источников шума при работе горелочных устройств и методов его снижения / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия: НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1997. – № 4. – С. 30–33.
75. Катин В.Д. Анализ методов оценки экологичности работы горелочных устройств нефтезаводских печей / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1998. – № 8. – С. 58–61.
76. Катин В.Д. О способе повышения безопасности эксплуатации инжекционных газовых горелок трубчатых печей НПЗ / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 2003. – № 11. – С. 49–50.
77. Козлов Ю.А. Аэродинамические исследования системы встречносмещенных струй. / Ю.А. Козлов // Науч. тр. МЭИ : Повышение эффективности и надежности работы парогенераторов. Межвузовский сборник. – М., 1983. – Вып. 15. – С. 39–44.
78. Кропп Л.И. Актуальные проблемы нормирования и сокращения выбросов ТЭС / Л.И. Кропп, Л.А. Мамрукова // Теплоэнергетика. – М., 1989. – № 3. – С. 2–8.
79. Сжигание горючих газов в топочных устройствах / Н.В. Лавров, В.М. Попов, Л.И. Истомин, А.К. Шубников. – М. – Л. : Энергия, 1966. – 272 с.
80. Михеев В.П. Сжигание природного газа / В.П. Михеев, Ю.П. Медников. – Л. : Недра, 1975. – 391 с.
81. Мотин Г.И. Исследование аэродинамики топочных устройств на гидромоделях / Г.И. Мотин, И.Л. Шрадер, А.Л. Шрадер // Теплоэнергетика. – М., 1978. – № 4. – С. 17–21.
82. Сполдинг Д.Б. Основы теории горения / Д.Б. Сполдинг. – М. – Л. : Госэнергоиздат, 1959. – 319 с.
83. Сполдинг Д.Б. Теория распространения закрытых турбулентных пламен предварительно перемешанных газов: сб. «Вопросы горения» / Сполдинг Д.Б. – М. : Metallurgizdat, 1963. – 247 с.

84. Сполдинг Д.Б. Горение и массообмен / Д.Б. Сполдинг. – М. : Машиностроение, 1985. – 235 с.
85. Шорин С.Н. Теплопередача / С.Н. Шорин. – М. : Высшая школа, 1964. – 490 с.
86. Шорин С.Н. Исследование и разработка печей химической технологии. Разработка метода расчета теплопередачи в трубчатых печах : Отчет по НИР / МИНХ. – № 72006213. – М., 1973. – 182 с.
87. Кривоногов Б.М. Повышение эффективности сжигания газа и охрана окружающей среды / Б.М. Кривоногов. – Л. : Недра, 1986. – 280 с.
88. Потапов В.И. Влияние вдува через проницаемую стенку на аэродинамику закрученного потока в цилиндре / В.И. Потапов, Е.В. Волков, С.И. Брагин // Вихревой эффект и его промышленное применение: сб. материалов 3-й всесоюзной науч.-техн. конф. – Куйбышев: КуАИ, 1981. – С. 376–377.
89. Потапов В.Н. Управление работой вихревой горелки с помощью периферийного струйного вдува / В.И. Потапов, Е.В. Волков // Проблемы аэродинамики газоздушных трактов котельных агрегатов: тез. докл. всесоюз. конф. – Барнаул: АПИ, 1989. – С. 47–48.
90. Афанасьев К.А. Повышение эффективности сжигания топлива и уменьшение вредных выбросов в трубчатых печах переработки нефти и нефтепродуктов К.А. Афанасьев // всесоюз. науч.-техн. семинар: тез. докл. Л. : – НТОЭ и ЭП, 1982. – С. 14–16.
91. Дмитриев Ю.В. Комплексные исследования работы факельных горелок трубчатых печей НПЗ / Ю.В. Дмитриев, Н.А. Кожин, В.Д. Катин, Б.М. Кривоногов // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1987. – № 2. – С. 41–45.
92. Дмитриев Ю.В. Исследование влияния конструкции топочных камер трубчатых печей на образование окислов азота / Ю.В. Дмитриев, Н.А. Кожин, В.Д. Катин, Б.М. Кривоногов // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1988. – № 9. – С. 32–35.

93. Дьяченко С.Н. Влияние состава нефтезаводских газов на образование оксидов азота в трубчатых печах / С.Н. Дьяченко, В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 2000. – № 9. – С. 50–53.
94. Катин В.Д. Повышение эффективности топливно-энергетических ресурсов / В.Д. Катин, Н.И. Фоминцева // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1985. – № 7. – С. 5–9.
95. Катин В.Д. Применение газоанализаторов на нефтеперерабатывающем заводе / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1985. – № 7. – С. 8–9.
96. Катин В.Д. Содержание токсичных веществ в продуктах сгорания трубчатых печей / В.Д. Катин, Б.М. Кривоногое // Химия. – М. : ХТТМ, 1986. – № 8. – С. 43–44.
97. Катин В.Д. Исследование влияния технологического назначения трубчатых печей на выход оксидов азота в продуктах сгорания / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1990. – № 8. – С. 37–39.
98. Катин В.Д. Исследование продуктов сгорания топлива газогорелочных устройств трубчатых печей НПЗ / В.Д. Катин, С.Г. Писаренко // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1991. – № 8. – С. 40–42.
99. Катин В.Д. Выбор рациональных конструкций газовых горелок для цилиндрических трубчатых печей методом математической статистики / В.Д. Катин, С.Г. Писаренко // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1992. – № 3. – С. 38–41.
100. Катин В.Д. Исследование образования оксидов азота в продуктах сгорания вертикально-цилиндрических трубчатых печей с подовой компоновкой горелок / В.Д. Катин, С.Г. Писаренко // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1992. – № 5. – С. 22–25.

101. Катин В.Д. Использование метода ступенчатого сжигания топлива в трубчатых печах и котлах для подавления выбросов оксидов азота / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1992. – № 8. – С. 41–44.

102. Катин В.Д. К вопросу влияния конструктивных параметров горелок на образование оксидов азота в продуктах сгорания трубчатых печей / В.Д. Катин, И.Г. Киселев // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. — М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1993. – № 3. – С. 27–32.

103. Катин В.Д. Защита от шума горел очных устройств при эксплуатации трубчатых печей НПЗ / В.Д. Катин, И.Г. Киселев, А.Р. Эйсмонт // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1993. – № 5. – С. 42–46.

104. Катин В.Д. Влияние параметров газовых горелок технологических печей на уровень создаваемого шума / В.Д. Катин, И.Г. Киселев, А.Р. Эйсмонт // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1993. – № 11. – С. 41–44.

105. Катин В.Д. Анализ состояния и перспективы совершенствования парка горел очных устройств для трубчатых печей / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1994. – № 4. – С. 41–45.

106. Катин В.Д. К вопросу повышения безопасности эксплуатации газовых инжекционных горелок трубчатых печей и взаимозаменяемости различных нефтезаводских газов / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1994. – № 4. – С. 39–41.

107. Катин В.Д. Проблемы проектирования трубчатых печей и вспомогательного оборудования и пути их решения / В.Д. Катин, А.Н. Колмогоров // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1994. – № 6. – С. 31–36.

108. Катин В.Д. Пути рационального использования топлива и вторичных энергетических ресурсов в технологических печах НПЗ / В.Д. Катин,

А.Н. Колмогоров, Н.А. Кожин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1994. – № 6. – С. 34–36.

109. Катин В.Д. Проектные решения по сокращению вредных выбросов из технологических печей НПЗ / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1994. – № 9. – С. 16–20.

110. Катин В.Д. К вопросу комплексного контроля процесса горения топлива с учетом токсичности продуктов сгорания / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1994. – № 10. – С. 18–20.

111. Катин В.Д. Влияние совместно-раздельного сжигания газообразного и жидкого топлива в технологических печах на загрязнение атмосферного воздуха / В.Д. Катин, И.Г. Киселев, А.Н. Колмогоров, В.И. Келарев // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1995. – № 1. – С. 31–34.

112. Катин В.Д. Конструктивно-технические решения по подавлению шума при эксплуатации горелочных устройств трубчатых печей / В.Д. Катин, А.Н. Колмогоров // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1995. – № 1. – С. 28–31.

113. Катин В.Д. Режимные методы повышения надежности эксплуатации воздухоподогревателей трубчатых печей и котлоагрегатов на НПЗ / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1995. – № 2. – С. 35–39.

114. Катин В.Д. Анализ источников шума при работе горелочных устройств и методов его снижения / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1997. – № 4. – С. 30–33.

115. Катин В.Д. Анализ методов оценки экологичности работы горелочных устройств нефтезаводских печей / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1998. – № 8. – С. 58–61.

116. Катин В.Д. Результаты исследований эколого-технического уровня эксплуатации горелок котельно-печного парка Ачинского НПЗ / В.Д. Катин, И.Г.

Киселев // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1999. – № 2. – С. 31–41.

117. Катин В.Д. Конструктивные решения по подавлению выбросов оксидов азота на стадии проектирования трубчатых печей / В.Д. Катин, В.А. Масюта // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1999. – № 3. – С. 34–36.

118. Катин В.Д. О способе повышения безопасности эксплуатации инжекционных газовых горелок трубчатых печей НПЗ / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 2003. – № 11. – С. 49–50.

119. Катин В.Д. Разработка комплексного подхода к решению проблемы повышения эффективности использования топлива в нефтезаводских трубчатых печах / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 2004. – № 12. – С. 46–47.

120. Катин В.Д. К вопросу снижения и нормирования выбросов загрязняющих веществ в атмосферу на НПЗ / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 2005. – № 2. – С. 45–48.

121. Кожин Н.А. Повышение надежности и эффективности использования теплоутилизационного оборудования для трубчатых печей / Н.А. Кожин, В.В. Грицевич, Б.М. Кривоногов, В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1985. – № 1. – С. 32–35.

122. Кожин Н.А. Анализ состояния печного парка и пути повышения его экономичности / Н.А. Кожин, В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1987. – № 4. – С. 40–42.

123. Кожин Н.А. Экспериментальные исследования локальных тепловых потоков в топке цилиндрической трубчатой печи / Н.А. Кожин, В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1988. – № 10. – С. 35–39.

124. Костюченко В.П. Снижение расхода топлива на технологические нужды на ОАО «Орскнефтеоргсинтез» / В.П. Костюченко, А.Ю. Кулагин //

Энерго- и ресурсосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии : сб. материалов всерос. студ. олимпиады, науч.-практ. конф. и выставки студ., аспирантов и молодых ученых 6-9 дек. 2005 г. – Екатеринбург : ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2005. – С. 290–292.

125. Кулагин А.Ю. Влияние состава газообразного топлива на тепловое напряжение камеры сгорания / А.Ю. Кулагин, Е.В. Торопов // Наука и технологии : тр. XXVI рос. шк., 27-29 июня 2006 г. Миасс. – М. : РАН, 2006. – Т. 1. – С. 147–155.

126. Кулагин А.Ю. Повышение эффективности газовых горелок и надежности теплоутилизационного оборудования трубчатых печей при сжигании газов переменного состава / А.Ю. Кулагин, Е.В. Торопов // Проблемы теплоэнергетики : материалы всерос. науч.-техн. конф. студ., аспирантов и молодых ученых, 17-19 апр. 2007 г. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2007. – С. 90–92.

127. Кулагин А.Ю. Повышение эффективности газовых горелок и надежности теплоутилизационного оборудования при сжигании газов переменного состава / А.Ю. Кулагин, Е.В. Торопов // Наука и технологии. Секция 2. Аэрогазодинамика и теплообмен. Краткие сообщения XXVII рос. шк., посв. 150-летию К.Э. Циолковского, 100-летию С.П. Королева и 60-летию Гос. ракетного центра «КБ им. акад. В.П. Макеева», 26-28 июня 2007 г., Миасс. – Екатеринбург: УрО РАН, 2007. – С. 66–68.

128. Кулагин А.Ю. Управление процессом смешения газа и воздуха в вихревых горелках // 7-я всерос. науч.-техн. конф. «Актуальные проблемы состояния и развития нефтегазового комплекса России» : тез. докл., 29-30 янв. 2007 г. – М. : ООО «НЕВЕС», 2007. – С. 329–330.

129. Кулагин А.Ю. Эмиссия токсичных веществ при сжигании попутных газов добычи и переработки нефти в вихревых горелках // 7-я всерос. науч.-техн. конф. «Актуальные проблемы состояния и развития нефтегазового комплекса России» : тез. докл., 29-30 янв. 2007 г. – М. : ООО «НЕВЕС», 2007. – С. 508–509.

130. Кулагин А.Ю. Увеличение диапазона устойчивой работы газовых горелок с нерегулируемыми параметрами при сжигании газов переменного состава / А. Ю. Кулагин // Пром. энергетика. – М. : НТФ Энергопрогресс, 2008. – № 2. – С. 23–24.

131. Малиновский А.С. Снижение вредных выбросов при использовании горелок типа АИТ на печных агрегатах пиролиза / А.С. Малиновский, Н.Р. Ентус, В.В. Шарихин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1991. – № 6. – С. 46–48.

132. Торопов Е.В. Учет влияния переменного состава сжигаемого газа на термокинетические характеристики процессов воспламенения и горения топлива / Е.В. Торопов, А.Ю. Кулагин // Энерго- и ресурсосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: сб. материалов всерос. студ. олимпиады, науч.-практ. конф. и выставки студ., аспирантов и молодых ученых, 11-14 ноября 2008 г. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. – С. 237–238.

133. Ахмедов Р.Б. Основы регулирования топочных процессов / Р.Б. Ахмедов. – М. : Энергия, 1977. – 280 с.

134. Катин В.Д. К вопросу повышения безопасности эксплуатации газовых инжекционных горелок трубчатых печей и взаимозаменяемости различных нефтезаводских газов / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия: НТИС. – М.: ЦНИИТЭ Нефтехим, 1994. – №4. – С. 39–41.

135. Катин В.Д. О способе повышения безопасности эксплуатации инжекционных газовых горелок трубчатых печей НПЗ / В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 2003. – № 11. – С. 49–50.

136. Кожин Н.А. Повышение надежности и эффективности использования теплоутилизационного оборудования для трубчатых печей / Н.А. Кожин, В.В. Грицевич, Б.М. Кривоногов, В.Д. Катин // Нефтепереработка и нефтехимия : НТИС. – М. : ЦНИИТЭ Нефтехим, 1985. – № 1. – С. 32–35.

137. Kento T. Sensitivity of hazardous air pollutant emissions to the combustion of blends of petroleum diesel and biodiesel fuel / T. Kento, M. Gomez, M. Olson [et al] // *Atmospheric Environment*. – 2012. – Vol. 50 – P. 307–313.
138. Barbella R. The emission of heavy hydrocarbons from a diesel engine and a spray flame / R. Barbella, A. Ciajolo, A. D'Anna // *Fuel*. – 1989. – Vol. 68, June. – P. 690–696.
139. Fokion N. Non-premixed hydrocarbon ignition at high strain rates / N. Fokion, P.E. Dimotakis // *Twenty-Seventh Symposium (International) on Combustion* / The Combustion Institute. – 1998. – P. 641–648.
140. Sangiovanni J.J. Soot formation characteristics of well-defined spray flames / J.J. Sangiovanni, D.S. Liscinsky // *Twentieth Symposium (International) on Combustion* / The Combustion Institute. – 1984. – P. 1063–1073.
141. Alfe M. The effect of temperature on soot properties in premixed methane flames / M. Alfe, B. Apicella, J.-N. Rouzaud, A. Tregrossi, A. Ciajolo // *Combustion and Flame*. – 2010. – Vol. 157 – P. 1959–1965.
142. Buipham M. The asymptotic structure of premixed methane-air flames with slow CO oxidation / M. Buipham, K. Seshadri, F.A. Williams // *Combustion and Flame*. – 1992. – Vol. 89 – P. 343–362.
143. Shigeyuki T. A Reduced chemical kinetic model for HCCI combustion of primary reference fuels in a rapid compression machine / T. Shigeyuki, F. Ayala, J. C. Keck // *Combustion and Flame*. – 2003 – Т.133 – С. 467–481.
144. Глушко В.П. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания: справ. АН СССР, ВИНТИ / В.П. Глушко/ – 1972. – Т. 1. – 266 с.: ил.
145. Гурвич Л.В. Термодинамические свойства индивидуальных веществ: справ. изд.: в 4-х т. / Гурвич Л.В., Вейц И.В., Медведев В.А. –1978. –Т. I. – Кн. 2. – 328 с.
146. Kento T. Sensitivity of hazardous air pollutant emissions to the combustion of blends of petroleum diesel and biodiesel fuel / T. Kento, M. Gomez, M. Olson,

T. Okuda, A. Walz, J. Schauer // *Atmospheric Environment*. – 2012. – Т. 50.
– P. 307–313.

147. Barbella R. The emission of heavy hydrocarbons from a diesel engine and a spray flame / R. Barbella, A. Ciajolo, A. D'Anna // *Fuel*. – 1989. – Т. 68, June, – P. 690–696.

148. Fokion N. Non-premixed hydrocarbon ignition at high strain rates / N. Fokion, P.E. Dimotakis // *Twenty-Seventh Symposium (International) on Combustion / The Combustion Institute*. – 1998. – P. 641–648.

149. Sangiovanni J.J. Soot formation characteristics of well-defined spray flames / J.J. Sangiovanni, D.S. Liscinsky // *Twentieth Symposium (International) on Combustion / The Combustion Institute*. – 1984. – P. 1063–1073.

150. Alfe M. The effect of temperature on soot properties in premixed methane flames / M. Alfe, B. Apicella, J.-N. Rouzaud, [et al] // *Combustion and Flame*. – 2010. – Т. 157. – P. 1959–1965.

151. Buipham M. The asymptotic structure of premixed methane-air flames with slow CO oxidation / M. Buipham, K. Seshadri, F.A. Williams // *Combustion and Flame*. – 1992. – Т. 89. – P. 343-362.

152. Shigeyuki T. A reduced chemical kinetic model for HCCI combustion of primary reference fuels in a rapid compression machine / T. Shigeyuki, F. Ayala, J.C. Keck // *Combustion and Flame*. – 2003. – Т.133. – P. 467–481.

153. Алемасов В.Е. Топливо на основе кислорода: справ. АН СССР, ВИНТИ / Алемасов В.Е. – 1972. – Т. 2. – 390 с. : ил.

154. Крыжановский Ю.В. Структура и расчет газового факела / Ю.В. Крыжановский, В.Н. Крыжановский. – К. : «Освіта України», 2012. – 96 с.

155. Вулис Л.А. Аэродинамика факела / Л.А. Вулис, Л.П. Ярин.– Л. : Энергия, 1978. – 216 с.

156. Зверев И.Н. Газодинамика горения / И.Н. Зверев, Н.Н. Смирнов – М. : Изд-во МГУ, 1987. – 307 с.

157. Щелкин К.И. Газодинамика горения / К.И. Щелкин, Я.К. Трошин. – М. : Изд-во АН СССР, 1963. – 256 с.

158. Щетинков Е.С. Физика горения газов / Щетинков Е.С. – М. : Наука, 1965. – 739 с.
159. Кузнецов В.Р. Турбулентность и горение / В.Р. Кузнецов, В.А. Сабельников. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 288 с.
160. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М. : ГИТТЛ, 1957. – 785 с.
161. Ландау Л.Д. К теории медленного горения / Л.Д. Ландау // Журн. эксперимент. и теорет. физики, 1944. – Т.14, – № 6. – С. 240–244.
162. Ландау Л.Д. Теоретическая физика : в 10 т.: Т. VI. Гидродинамика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 736 с.
163. Асланов С.К. Одномерная устойчивость нормального горения газов / С.К. Асланов // Инж.-физ. журн. – 1968. – Т. 15, № 2. – С. 298–301.
164. Асланов С.К. Исследование гидродинамической неустойчивости нормального горения в газах / С.К. Асланов // Прикладн. механика. – 1968. – Т. 4 – № 9. – С. 112–116.
165. Асланов С.К. Интегральный метод анализа устойчивости ламинарного пламени / С.К. Асланов, В.Э. Волков // Физика горения и взрыва. – 1991. – Т. 27 – № 5. – С. 44–50.
166. Асланов С.К. Гидродинамический анализ неустойчивости нормального пламени / С.К. Асланов, В.Э. Волков // Химическая физика процессов горения и взрыва. Горение : тез. X Симпозиума по горению и взрыву. Черноголовка. – 1992. – С. 51–52.
167. Бондаренко А.В. Проблема устойчивости конденсационных скачков / А.В. Бондаренко, В.Э. Волков, М.В. Максимов // Наук. Пр. Одес. нац. акад. харч. технологій. – О. – 2013. – Вип. 44., Т.1. – С. 171–173.
168. Волков В.Э. Гидродинамический анализ неустойчивости ламинарного пламени : Аннотации докл. Седьмого всесоюзного съезда по теоретической и прикладной механике. – М. – 1991. – С. 85.
169. Волков В.Э. Об устойчивости плоской стационарной волны медленного горения в сжимаемой среде : тез. докл. XXI научн. конф. стран СНГ

«Дисперсные системы», Одесса, 2004. – С. 94–95.

170. Волков В.Э. Неустойчивость пламени в идеальной сжимаемой среде и переход медленного горения во взрыв / В.Э. Волков // Наук. пр. Одес. нац. академії харч. технологій. – О., 2010. – Вип. 38., Т.1. – С. 325–332.

171. Зельдович Я.Б. Избранные труды : Химическая физика и гидродинамика / Зельдович Я.Б. – М. : Наука, 1984. – 374 с.

172. Бондаренко А.В. Совершенствование управления факельным горением в котле / А.В. Бондаренко // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2013. – Вып. 19. – О. : ОНМА. – С. 3–7.

173. Volkov V.E. Instability of Flames in Cylindrical Tubes and Combustors // Nonequilibrium Processes: Plasma, Combustion and Atmospheric Phenomena. Third International Symposium of Nonequilibrium Processes, Plasma, Combustion and Atmospheric Phenomena. Abstracts of presentations. – Moscow: TORUS PRESS, 2007. – P. 46.

174. Льюис Б. Горение, пламя и взрывы в газах / Б. Льюис, Г. Эльбе. – М. : Мир, 1968. – 592 с.

175. Маркштейн Дж. Г. Нестационарное распространение пламени / Дж.Г. Маркштейн. – М. : Мир, 1968. – 440 с.

176. Математическая теория горения и взрыва / Я.Б. Зельдович, Г.И. Баренблатт, В.Б. Либрович, Г.М. Махвиладзе. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1980. – 478 с.

177. Aslanov S. On the instability and cell structure of flames / S. Aslanov, V. Volkov // Archivum combustionis. – 1992. – Vol. 12 – Nr. 1–4. – P. 81–90.

178. Гуссак Л.А. Исследование устойчивости фронта нормального пламени / Л.А. Гуссак, Е.Н. Спринцина, К.И. Щелкин // Физика горения и взрыва, 1968. – Т. 4 – № 3. – С. 358–366.

179. Трошин Я.К. Структура фронта шаровых пламен и неустойчивость нормального горения / Я.К. Трошин, К.И. Щелкин // Изв. АН СССР. ОТН, 1955. – № 9. – С. 160–166.

180. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч.1. / Нигматулин Р.И.

– М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 464с.

181. Зулиян Г.А. Численное исследование формы и структуры ламинарного пламени / Г.А. Зулиян, Г.М. Махвиладзе, В.И. Мелихов. – М. : Ин-т проблем механики АН СССР, Препринт № 499, 1991. – 52 с.

182. Суинни Х. Гидродинамические неустойчивости и переход к турбулентности / Х. Суинни, Дж. Голлаб, О. Ланфорд. – М. : Мир, 1984. – 344 с.

183. Минаев С.С. Стационарная периодическая структура пламени с конечной амплитудой ячеек / С.С. Минаев, В.С. Бабкин // Физика горения и взрыва, 1987. – Т. 23 – № 2. – С. 49-57.

184. Натанзон М.С. Неустойчивость горения / М.С. Натанзон. – М. : Машиностроение, 1984. – 526 с.

185. Раушенбах Б.В. Вибрационное горение / Б.В. Раушенбах. – М. : ГИФМЛ, 1961. – 500 с.

186. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М. : Наука, 1972. – 888 с.

187. Аккерман Б.В. Влияние внешнего турбулентного потока и неустойчивости Даррье-Ландау на скорость фронта пламени конечной толщины : тез. докл. XIII-го симпозиума по горению и взрыву. – Черноголовка, рос. акад. наук. – 2005. – С. 117.

188. Boisvert Patrick G. Fuel sparing: Control of industrial furnaces using process gas as supplemental fuel / Patrick G. Boisvert, Allan Runstedtler // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 65. – P. 293–298.

189. Davoudia M. The major sources of gas flaring and air contamination in the natural gas processing plants: A case study / M. Davoudia, M.R. Rahimpoura, S.M. Jokara, [et al] // Journal of Natural Gas Science and Engineering. – 2013. – Vol. 13. – P. 7–19.

190. Niels Berghout Machteld van den Broek Techno-economic performance and challenges of applying CO₂ capture in the industry : A case study of five industrial plants / Niels Berghout Machteld van den Broek, André Faaij // International Journal of Greenhouse Gas Control. – 2013. – Vol. 17. – P. 259–279.

191. Hong Liu Optimization of PEM fuel cell flow channel dimensions—Mathematic modeling analysis and experimental verification / Liu Hong, Peiwen Li, Kai Wang // International Journal of Hydrogen Energy. – 2013. – Vol. 38 (23). – P. 9835–9846.

192. Tucakovica Dragan Possibilities for reconstruction of existing steam boilers for the purpose of using exhaust gases from 14 MW or 17 MW gas turbine / Dragan Tucakovica, Goran Stupara, Titoslav Zivanovica [et al] // Applied Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 56 (1–2). – P. 83–90.

193. Rusinowski Henryk Hybrid model of steam boiler / Henryk Rusinowski, Wojciech Stanek // Energy. – 2010. – Vol. 35 (2). – P. 1107–1113.

194. Bujak Janusz Optimal control of energy losses in multi-boiler steam systems / Janusz Bujak // Energy. – 2009. – Vol. 34 (9). – P. 1260–1270.

195. Профос П. Регулирование паросиловых установок / П. Профос/ – М. : Энергия, 1967. – 368 с.

196. Александров В.П. Паровые котлы малой и средней мощности / В.П. Александров. – М. : Энергия, 1972. – 200 с.

197. Вукалович М.П. Термодинамические свойства воды и водяного пара / М.П. Вукалович. – М. : Госэнергоиздата, 1955. – 93 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Документы о внедрении

ЕСКО
Південь

**ПІВДЕННА ЕНЕРГОСЕРВІСНА
КОМПАНІЯ**

07.04.14 № 14/01-26

на № 288 від 25.02.14

Ректору Одеського національного
політехнічного університету

Оборському Г.О.

ДОВІДКА

Про впровадження в тематиці ПП «ЕСКО-Південь» результатів дисертаційної роботи Бондаренка Андрія Володимировича «**Підвищення ефективності горіння вуглеводневих газів у парогенеруючих установках за рахунок зміни відношення паливо/повітря**» на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.14 – Теплові та ядерні енергоустановки

ПП «ЕСКО-Південь» впроваджує результати дисертаційної роботи Бондаренка Андрія Володимировича, зокрема моделі і методи регулювання потужності, які є основою алгоритму управління будь-яким барабанним паровим котлом з природною циркуляцією, в якому використовуються несертифіковані вуглеводневі палива, та забезпечується максимальна температура горіння палива і мінімальні викиди продуктів горіння в навколишнє природне середовище. Це дасть можливість використовувати несертифіковані види палив, в тому числі вторинні енергоресурси, для будь-яких парогенеруючих технологій за умов забезпечення потрібної якості пари і зменшення питомих енергетичних витрат.

Директор



О.А. Плотницький



УКРАЇНА

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ**

65029, м. Одеса, вул. Дідріхсона, 8, тел.: (+38 048) 777-57-74, тел./факс: (+38 0482) 34-52-67
Р/р 35225020000118 МФО 828011 код ОКПО 01127799 ГУ ДКУ в Одеській області
ІПН № 011277915530 свідоцтво № 23190912
e-mail: info@onma.edu.ua web site: www.onma.edu.ua

13.05.14 № *338*
на № _____

Голові Спеціалізованої
Вченої Ради Д.41.052.04.
проф. Мазуренко А.С.

ДОВІДКА

Надана старшому викладачу кафедри Автоматизації дизельних і газотурбінних установок Одеської національної морської академії Бондаренку А.В. в тому, що результати його дисертаційного дослідження на тему «Підвищення ефективності горіння вуглеводневих газів у парогенеруючих установках за рахунок зміни відношення паливо/повітря» на здобуття ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.14 «Теплові та ядерні енергоустановки» використовуються у навчальному процесі при підготовці магістрів та бакалаврів на вищезазначеній кафедрі у таких дисциплінах, як «Системи автоматизованого управління судновими енергетичними установками» та «Автоматизоване управління судновими дизельними і газотурбінними установками».

Довідка надана для подання до спеціалізованої вченої ради Д.41.052.04.

Перший проректор

О.М. Шемякін



DSTU ISO 9001:2001
Management system
Certified by RSRD
Certificate Number:
06.002.180



СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ
СЕРТИФІКОВАНА НА
ВІДПОВІДНІСТЬ ISO 9001:2000
Регістром судноплавства України

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної та методичної роботи Одеського національного політехнічного університету


Ю.М. Свінар'юв
«20» 2014 р.



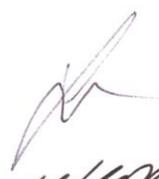
АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи
Бондаренка Андрія Володимировича,
представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.14 – «Теплові та ядерні енергоустановки»

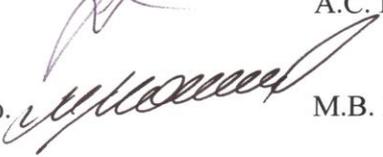
Надана Бондаренку Андрію Володимировичу в тому, що матеріали дисертаційного дослідження «Підвищення ефективності горіння вуглеводневих газів у парогенеруючих установках за рахунок зміни відношення паливо/повітря» використовуються при підготовці магістрів та бакалаврів за напрямом «Комп'ютерно-інтегровані системи керування та автоматизація» в інституті енергетики та комп'ютерно-інтегрованих систем управління (ІЕКСУ) на кафедрі автоматизації теплоенергетичних процесів (АТП) в наступних курсах:

- «Моделювання теплоенергетичного обладнання в АСУ»;
- «Динаміка теплових процесів».

Декан ІЕКСУ, д.т.н, проф.


А.С. Мазуренко

Зав. кафедри АТП, д.т.н, проф.


М.В. Максимов

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової та науково-педагогічної роботи Одеського національного політехнічного університету

[Handwritten signature]
Д.В. Дмитришин
«20» 09 2014 р.



АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи

Бондаренка Андрія Володимировича,

представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.14 – «Теплові та ядерні енергоустановки»

Надана Бондаренку А.В. в тому, що матеріали дисертаційного дослідження «Підвищення ефективності горіння вуглеводневих газів у парогенеруючих установках за рахунок зміни відношення паливо/повітря» були використані при розробці НДР за темами «Розробка комплексних систем теплопостачання з відновлювальними джерелами енергії», НДР (№ ДР 011U006723), та «Розробка енергозберігаючих технологій використання відновлювальних джерел енергії» НДР (№ ДР 0113U001457), у цих роботах Бондаренко А.В. брав участь як виконавець.

Зав. кафедри АТП, д.т.н., проф.

керівник НДЛ «Атомспецавтоматика»

[Handwritten signature]

М.В. Максимов