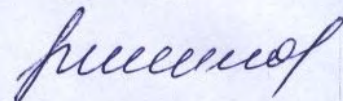


Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Омский государственный университет путей сообщения»
(ОмГУПС (ОмИИТ))

На правах рукописи

АНИСИМОВ Александр Сергеевич



**РАЗРАБОТКА НАУЧНЫХ ОСНОВ ПОВЫШЕНИЯ
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВЗОВ
ПОСРЕДСТВОМ ПРИМЕНЕНИЯ СМЕСЕВОГО
УГЛЕВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА И УПРАВЛЕНИЯ
ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТЬЮ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ
УСТАНОВКИ**

Специальность 2.9.3. Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:

доктор технических наук, профессор,
заслуженный деятель науки и техники РСФСР,
академик Российской инженерной академии
Четвергов Виталий Алексеевич

Омск 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ТЕХНИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ ЛОКОМОТИВНОГО ПАРКА И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЗОВ.....	17
2 МЕТОДОЛОГИЯ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА.....	62
2.1 Математическое моделирование тепловыделения в цилиндре тепловозного дизеля с использованием кинетических параметров процесса сгорания топлива. Оценка адекватности моделирования в условиях производственного эксперимента	62
2.2 Математическое моделирование тепловыделения в цилиндре тепловозного дизеля с учетом кинетической и диффузионной фаз сгорания. Оценка адекватности в условиях лабораторного и производственного экспериментов.....	81
2.3 Выводы.....	92
3 ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА ПО КРИТЕРИЮ МАКСИМУМА СРЕДНЕГО ЭФФЕКТИВНОГО ДАВЛЕНИЯ	93
3.1 Энергетические характеристики углеводородных видов топлива.....	93
3.2 Изменения энергетических характеристик рабочего тела при сжигании смеси углеводородных видов топлива.....	102
3.3 Период задержки воспламенения смесевых видов топлива.....	109
3.4 Расчет параметров энергетической установки тепловоза, работающего на смесевых видах углеводородного топлива.....	112
3.5 Имитационное моделирование рабочих циклов энергетической установки тепловозов при использовании смесевых видов топлива.....	119
3.6 Выводы.....	130

4 ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЗА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ.....	132
4.1 Расчет состава продуктов сгорания топлива в дизеле тепловоза методом равновесного состава.....	132
4.2 Усовершенствованный метод расчета состава отработавших газов, учитывающий характер протекания процесса сгорания.....	168
4.3 Оценка влияния вида смесового топлива на состав отработавших газов тепловозов.....	182
4.4 Оценка эффективности использования смесевых видов топлива в энергетических установках тепловозов.....	196
4.5 Выводы.....	205
5 ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА.....	207
5.1 Моделирование системы воздухообеспечения энергетической установки тепловоза с использованием метода малых отклонениях.....	207
5.2 Разработка эталонной диагностической модели газовоздушного тракта на основе выходных параметров работы энергетической установки тепловоза.....	234
5.3 Выводы.....	244
6 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЗА...	246
6.1 Применение данных локомотивных бортовых систем для оценки эксплуатационных показателей тепловозов.....	246
6.2 Разработка метода оценки эффективности работы тепловоза.....	252
6.3 Управление эффективной мощностью энергетической установки тепловоза при работе как на смесовом, так и на дизельном топливе.....	261
6.4 Выводы.....	265

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	266
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	269
ПРИЛОЖЕНИЕ А	300
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	305

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования.

Основные направления развития локомотивного комплекса нашей страны опираются на выполнение первостепенных инициатив, утвержденных Стратегией развития ОАО «РЖД» на период до 2030 года, в которой основной задачей является переход на качественно новый уровень оказания услуг железнодорожных перевозок.

Холдинг «РЖД» в закупочной политике по приобретению новой техники ориентируется главным образом на продукцию отечественных машиностроительных предприятий [1]. Сегодня в России прогрессирует дизелестроение, и можно рассчитывать на освоение производства современных двигателей в ближайшее время. За последние 15 лет на железные дороги ОАО «РЖД» было поставлено более 7600 новых локомотивов.

Важнейшим критерием оценки технологической и экономической устойчивости железных дорог России является уровень ее энергоэффективности. Реализация целевых программ и инвестиционных проектов в области энергоэффективности деятельности холдинга «РЖД» позволила сократить потребление топливно-энергетических ресурсов, в том числе и удельные энергозатраты на тягу поездов на дизельной тяге [2].

Вместе с тем, степень износа локомотивного парка пока остается достаточно высокой. На ближайшую перспективу компания планирует приобретение 600 – 700 единиц тягового подвижного состава в год с целью дальнейшего обновления локомотивного парка (см. рисунок В.1) [3].

В настоящее время на железные дороги приходит принципиально новый, инновационный подвижной состав. Так, на Байкало-Амурскую магистраль эксплуатируются тепловозы 2ТЭ25А «Витязь» с асинхронным тяговым приводом. В ближайшей перспективе на Восточный полигон поступят тепловозы 3ТЭ28 с коллекторным и 2ТЭ35А с асинхронным тяговым приводом [4].

Сокращение расходов по основной деятельности Дирекции тяги происходит и за счет реализации программ энерго- и ресурсосбережения, например, внедрения систем регистрации и анализа параметров работы тепловоза и учета расхода дизельного топлива, внедрения системы электронного впрыска топлива, а также за счет организационно-технологических мероприятий: повышения загрузки маневровых локомотивов, экономии топливно-энергетических ресурсов от снижения удельных норм на тягу поездов и др. [5].

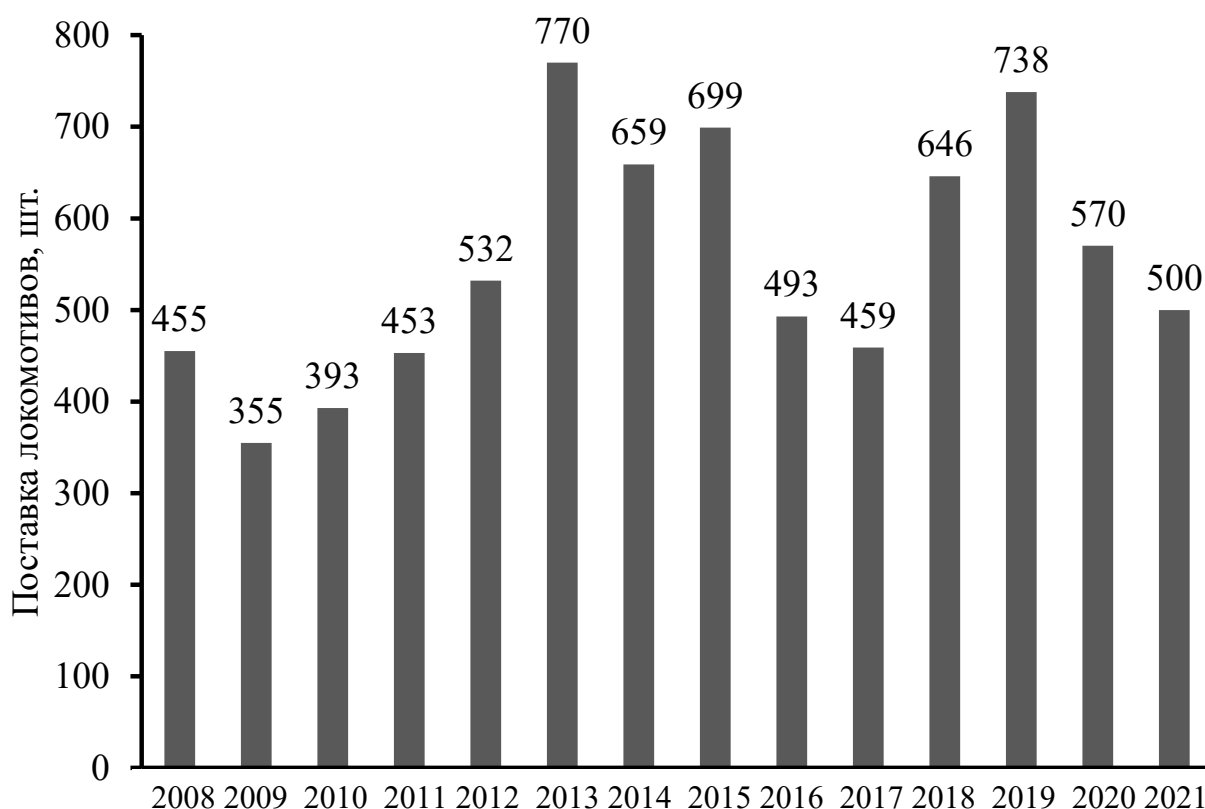


Рисунок В.1 – Поставки новых локомотивов в ОАО «РЖД»

В 2013 году на рабочей встрече с заместителем председателя Комитета по природным ресурсам, природопользованию и экологии Государственной Думы Федерального собрания Российской Федерации М. С. Шингаркиным старший вице-президент ОАО «РЖД» В. А. Гапанович отметил, что ОАО «РЖД», как экологоориентированная компания, уделяет огромное внимание снижению техногенного воздействия подвижного состава на окружающую среду [6].

Передвижные источники загрязнения окружающей среды выбрасывают в атмосферу до 73 % вредных веществ, из них на долю маневровых и магистральных тепловозов приходится около 55 %.

Российские железные дороги направляют миллиарды рублей на природоохранную деятельность. При этом сокращаются выбросы загрязняющих веществ и годовая эмиссия двуокиси углерода при одновременном увеличении грузооборота.

К основным мероприятиям, направленным на снижение техногенного воздействия, РЖД относит снижение потребления дизельного топлива за счет приобретения современного более экономичного тягового подвижного состава, внедрения газотурбовозов ГТ-1h и газопоршневых тепловозов ТЭМ19, ТЭМГ1, двух- и трехдизельных тепловозов ЧМЭЗ, маневровых тепловозов ТЭМ9h с гибридным приводом, двухдизельных маневровых тепловозов ТЭМ14(М, МА) и ТЭМ23 [7].

Железнодорожный транспорт является крупнейшим потребителем топливно-энергетических ресурсов и важным звеном в цепи добычи, транспортирования, переработки и потребления органического топлива, и в частности, жидкого топлива для транспортных установок. Для сокращения расхода топливно-энергетических ресурсов Правлением акционерной компанией «РЖД» в декабре 2011 года были приняты «Энергетическая стратегия холдинга «Российские железные дороги» на период до 2015 года и на перспективу до 2030 года» и «Стратегия научно-технологического развития холдинга «РЖД» на период до 2025 года и на перспективу до 2030 года (Белая книга)», утверждена 17.04.2018 распоряжением № 769/р. На повышение энергоэффективности направлено действие Федерального закона № 261-ФЗ от 23.11.2009 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности, и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации», «Энергетическая стратегия Российской Федерации на период до 2035 года», утвержденная распоряжением Правительства Российской Федерации от 9 июня 2020 г. № 1523-р и «Транспортная стратегия Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года», утвержденная распоряжением Правительства Российской Федерации от 27 ноября 2021 г. № 3363-р.

Суммарный эффект от реализации данных программ будет состоять из натуральных показателей экономии топливно-энергетических ресурсов, а также сокращения материальных средств на приобретение, обслуживание и ремонт тягового подвижного состава.

Основную часть энергетических затрат автономных локомотивов составляют затраты топлива на тягу поездов и непроизводительный расход на горячий простой. Одним из действенных способов сокращения расхода топлива является использование топливных смесей, состоящих из различных видов органического топлива в смеси с дизельным. Помимо этого, внедрение различных диагностических устройств для идентификации технического состояния агрегатов и узлов энергетической установки и систем тепловозов, использующих математические модели процессов их работы, позволит существенно сократить расходы на поддержание технически исправного состояния локомотивов в эксплуатации.

Изложенное выше определяет актуальность научных исследований диссертационной работы, направленных на улучшение эксплуатационных показателей тепловозного парка железных дорог.

Степень разработанности темы исследований.

Исследования надежности и работоспособности тягового подвижного состава магистральных железных дорог, технологий его эксплуатации и ремонта, совершенствование подвижного состава проводились научными коллективами ВНИИЖТа, ВНИКТИ, РУТ (МИИТа), РГУПСа, ДВГУПСа, ИрГУПСа, СамГУПСа, ПГУПСа, ОмГУПСа. Значительный вклад в решение названных проблем внесли известные ученые И. К. Андрончев, В. Н. Балабин, И. В. Бирюков, А. И. Володин, А. А. Воробьев, И. И. Галиев, А. В. Горский, В. Г. Григоренко, А. В. Грищенко, И. П. Исаев, А. А. Зарифьян, В. И. Киселев, В. С. Коссов, Е. Е. Коссов, А. С. Космодамианский, А. С. Курбасов, И. К. Лакин, Г. С. Михальченко, А. Т. Осяев, А. П. Павленко, А. В. Плакс, А. Д. Росляков, Н. А. Ротанов, В. В. Стрекопытов, В. А. Четвергов и другие исследователи.

Многочисленные исследования отечественных ученых посвящены совершенствованию энергетических установок тепловозов, улучшению их эксплуатацион-

ных показателей и снижению расхода дизельного топлива, в том числе и за счет применения различных его видов. Удельный расход зависит в первую очередь от характеристик топливной аппаратуры энергетической установки. Ухудшение технического состояния энергетической установки влияет на качество рабочего процесса в цилиндрах двигателя, а значит и на эффективную мощность. Кроме этого, рост удельного расхода топлива может быть связан с неблагоприятным сочетанием параметров окружающей среды, например: снижение атмосферного давления при одновременном увеличении температуры воздуха.

Несмотря на успехи в этой области остаются перспективными исследования по решению научной проблемы повышения эксплуатационных показателей тепловозов за счет применения смесового углеводородного топлива и управления эффективной мощностью энергетической установки, что позволит определять исходные требования для разработки технических условий, выполнять оценку эффективности и корректировку технических и технологических решений при проектировании и модернизации энергетических установок автономных локомотивов.

Объекты исследования – тепловозы, их энергетические установки.

Направления исследований: критерии оценки технического состояния подвижного состава, улучшение эксплуатационных показателей подвижного состава, тяговые качества подвижного состава.

Цель диссертационной работы является повышение эксплуатационных показателей и эффективности использования тепловозов за счет оптимизации характеристик их энергетических установок посредством применения смесового углеводородного топлива и управления эффективной мощностью.

Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

1. Выполнить анализ существующих математических моделей однофазного и двухфазного тепловыделения тепловозного дизеля и разработать алгоритмы их реализации, позволяющие выполнять расчет индикаторной диаграммы действительного рабочего цикла энергетической установки тепловоза с учетом влияющих факторов.

2. Предложить метод оптимизации рабочего цикла энергетической установки тепловоза, работающего как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе, по критерию максимума среднего эффективного давления при сохранении величины нормативных значений динамической и тепловой напряженности деталей дизеля с установленным углом опережения подачи топлива и заданным значением коэффициента избытка воздуха.

3. Разработать алгоритм расчета количества основных компонентов продуктов сгорания в отработавших газах дизеля тепловоза для различных режимов нагрузки дизель-генераторной установки в реальном масштабе времени.

4. Исследовать содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля и выполнить оценку влияния состава смесевое углеводородного топлива на удельное количество вредных веществ в отработавших газах в диапазоне рабочих нагрузок энергетической установки тепловоза.

5. Предложить обобщенный критерий эффективности использования тепловоза, учитывающий энергетические, экономические и экологические характеристики энергетической установки и позволяющий проводить сравнительную оценку эксплуатационных показателей при проектировании тепловозов новых серий для работы как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе.

6. Предложить математическую эталонную модель диагностирования дизель-генераторной установки тепловоза с использованием метода малых отклонений, позволяющую в условиях эксплуатации осуществлять оперативный контроль и оценку технического состояния элементов газоздушного тракта по выходным значениям параметров, получаемым при реостатных испытаниях или от бортовой системы регистрации параметров работы локомотива, в совокупности с моделированием рабочего цикла энергетической установки тепловоза.

7. Разработать алгоритм и метод оценки эффективности работы тепловоза на основе определения эксплуатационного коэффициента полезного действия с использованием данных локомотивных бортовых систем и анализа состава отработавших газов с целью контроля динамики изменения КПД дизеля как диагности-

ческого параметра для управления эффективной мощностью при работе как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем:

разработан метод расчета индикаторной диаграммы действительного рабочего цикла энергетической установки тепловоза с использованием математических моделей однофазного и двухфазного тепловыделения, которая позволяет определять влияние различных факторов (химического состава топлива, давления наддува и др.) на эксплуатационные показатели дизеля и вырабатывать решения по управлению его техническим состоянием и эффективной мощностью;

предложен оригинальный обобщенный критерий эффективности использования тепловоза, учитывающий энергетические, экономические и экологические характеристики энергетической установки и позволяющий проводить сравнительную оценку эксплуатационных показателей при проектировании тепловозов новых серий для работы как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе;

разработан алгоритм расчета количества продуктов сгорания в отработавших газах дизеля тепловоза методом равновесного состава, предусматривающий решение системы нелинейных уравнений материального баланса и химического равновесия, что позволяет определять наличие основных компонентов продуктов сгорания, в том числе окислов азота и углекислого газа, для различных режимов нагрузки дизель-генераторной установки в реальном масштабе времени;

предложена математическая эталонная модель диагностирования дизель-генераторной установки тепловоза с использованием метода малых отклонений, позволяющая в условиях эксплуатации осуществлять оперативный контроль и оценку технического состояния элементов газовойоздушного тракта по выходным значениям параметров, получаемых при реостатных испытаниях или от бортовой системы регистрации параметров работы локомотива, в совокупности с моделированием рабочего цикла энергетической установки тепловоза;

разработан метод оценки эффективности работы тепловоза на основе определения эксплуатационного коэффициента полезного действия, реализуемый с использованием данных локомотивных бортовых систем и анализа состава отрабо-

тавших газов, позволяющий выполнять функции контроля динамики изменения КПД дизеля как диагностического параметра для управления эффективной мощностью при работе как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе.

Теоретическая и практическая значимость работы.

В результате проведенных исследований разработаны теоретические положения, позволяющие определять исходные требования для разработки технических условий, выполнять оценку эффективности и корректировку технических и технологических решений по применению систем управления эффективной мощностью, устройств получения и подачи смесового топлива в камеры сгорания при проектировании и модернизации энергетических установок автономных локомотивов.

Применение разработанных алгоритмов и методов, совокупность которых можно квалифицировать как решение научной проблемы повышения эксплуатационных показателей и эффективности использования тепловозов за счет применения смесового углеводородного топлива и управления эффективной мощностью энергетической установки, позволяет определять перспективы развития энергетических установок автономных локомотивов в области обеспечения железнодорожных перевозок.

Методология и методы исследования.

При решении поставленных задач использован комплексный метод исследований, который включает в себя анализ и обобщение данных научной и технической литературы, методы математического анализа и имитационного моделирования, методы математической статистики, методы теоретических и экспериментальных исследований, которые реализуются с использованием теории двигателей внутреннего сгорания и локомотивной тяги, метода равновесного состава, метода малых отклонений, методов планирования экспериментов, метода свертки критериев, натурными экспериментами на действующих энергетических установках тепловозов и стендовых дизель-генераторах.

Основные положения, выносимые на защиту:

метод расчета индикаторной диаграммы действительного рабочего цикла энергетической установки тепловоза с использованием математических моделей

однофазного и двухфазного тепловыделения, которая позволяет определять влияние различных факторов (химического состава топлива, давления наддува и др.) на эксплуатационные показатели дизеля и вырабатывать решения по управлению его техническим состоянием и эффективной мощностью;

оригинальный обобщенный критерий эффективности использования тепловоза, учитывающий энергетические, экономические и экологические характеристики энергетической установки и позволяющий проводить сравнительную оценку эксплуатационных показателей при проектировании тепловозов новых серий для работы как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе;

алгоритм расчета количества продуктов сгорания в отработавших газах дизеля тепловоза методом равновесного состава, предусматривающий решение системы нелинейных уравнений материального баланса и химического равновесия, что позволяет определять наличие основных компонентов продуктов сгорания, в том числе окислов азота и углекислого газа, для различных режимов нагрузки дизель-генераторной установки в реальном масштабе времени;

математическая эталонная модель диагностирования дизель-генераторной установки тепловоза с использованием метода малых отклонений, позволяющая в условиях эксплуатации осуществлять оперативный контроль и оценку технического состояния элементов газоздушного тракта по выходным значениям параметров, получаемых при реостатных испытаниях или от бортовой системы регистрации параметров работы локомотива, в совокупности с моделированием рабочего цикла энергетической установки тепловоза;

метод оценки эффективности работы тепловоза на основе определения эксплуатационного коэффициента полезного действия, реализуемый с использованием данных локомотивных бортовых систем и анализа состава отработавших газов, позволяющий выполнять функции контроля динамики изменения КПД дизеля как диагностического параметра для управления эффективной мощностью при работе как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе.

Реализация результатов работы.

Разработанные в диссертации алгоритмы реализации математических моделей однофазного и двухфазного тепловыделения, позволяющие выполнять расчет индикаторной диаграммы действительного рабочего цикла энергетической установки тепловоза, равноценной по площади диаграмме, полученной экспериментальным путем; метод оптимизации рабочего цикла энергетической установки тепловоза, работающего как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе, по критерию максимума среднего эффективного давления; алгоритм расчета основных компонентов продуктов сгорания в отработавших газах дизеля тепловоза, в том числе окислов азота и углекислого газа, для различных режимов нагрузки дизель-генераторной установки в реальном масштабе времени; оригинальный обобщенный критерий эффективности использования тепловоза, учитывающий энергетические, экономические и экологические характеристики энергетической установки и позволяющий проводить сравнительную оценку эксплуатационных показателей при модернизации тепловозов для работы как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе; математическая эталонная модель диагностирования дизель-генераторной установки тепловоза в условиях эксплуатации, позволяющая осуществлять оперативный контроль и оценку технического состояния элементов газоздушного тракта по выходным значениям параметров, получаемым при реостатных испытаниях или от бортовой системы регистрации параметров работы локомотива, в совокупности с моделированием рабочего цикла энергетической установки тепловоза; алгоритм и метод оценки эффективности работы тепловоза на основе определения эксплуатационного коэффициента полезного действия, реализуемые с использованием данных локомотивных бортовых систем и анализа состава отработавших газов, позволяющие выполнять функции контроля динамики изменения КПД дизеля как диагностического параметра для управления эффективной мощностью при работе как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе приняты к опытному использованию в технологических процессах эксплуатации тепловозов в границах Западно-Сибирской железной дороги – филиала ОАО «РЖД».

Результаты выполненных в диссертации исследований были использованы ООО «КИПАРИС Т» при разработке контрольно-диагностических комплексов,

методов и автоматизированных средств контроля и диагностирования дизельного подвижного состава, и принятии технологических управляющих воздействий при реостатных испытаниях тепловозов; ООО «Научно-производственное объединение «Мостовик» при проектировании системы вентиляции горных тоннелей проектируемой железнодорожной линии «Элегест – Кызыл – Курагино»; ООО «Ависком» при разработке новых и модернизации действующих локомотивных бортовых систем контроля параметров работы тепловозов различных серий и рода службы.

Степень достоверности научных положений и результатов диссертационной работы подтверждается экспериментальными исследованиями, реализацией полученных решений, сравнением результатов математического моделирования и натурных экспериментов с нормативными параметрами работы основного и вспомогательного оборудования локомотивов на заданных нагрузочных режимах и основана на корректно использованных положениях теории поршневых ДВС и локомотивной тяги. Получена высокая степень согласования теоретических расчетов с экспериментальными данными и практическими результатами, расхождение между которыми не превышает 10 %.

Апробация результатов работы. Основные положения и результаты работы рассматривались, докладывались и обсуждались:

на Международной научно-технической конференции «Двигатели 2008», Хабаровск, 2008 г.;

на научно-практической конференции «Энерго- и ресурсосбережение в структурных подразделениях Западно-Сибирской железной дороги», Омск, 2008 г.;

на Всероссийской научно-практической конференции «Транспорт - 2008», Ростов-на-Дону, 2008 г.;

на научно-практической конференции «Ресурсосберегающие технологии на Западно-Сибирской железной дороге», Омск, 2010 г.;

на Международной научно-технической конференции «Инновации для транспорта», Омск, 2010 г.;

на Всероссийской научно-практической конференции «Транспорт - 2011», Ростов-на-Дону, 2011 г.;

на научно-практической конференции «Инновационные проекты и новые технологии в образовании, промышленности и на транспорте», Омск, 2017 – 2019 гг.;

на Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов», Омск, 2014, 2018 гг.;

на III Международной научно-практической конференции «Локомотивы. 21 век», посвященной 85-летию со дня рождения доктора технических наук, профессора В. В. Стрекопытова, Санкт-Петербург, 2015 г.;

на X Международном симпозиуме «Элтранс-2019», посвященном 210-летию со дня основания первого транспортного вуза России – Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I, Санкт-Петербург, 2019 г.;

на Международной научной конференции «Научные основы и технологии повышения ресурса и живучести подвижного состава железнодорожного транспорта», Коломна, 2021 г.;

на Международной научно-практической конференции «Транспортная наука и инновации», посвященной 50-летию Самарского государственного университета путей сообщения, Самара, 2023 г.;

на учебно-методической комиссии локомотивных кафедр вузов Росжелдора, 2010 г.

Диссертационная работа доложена и одобрена на заседании кафедры «Локомотивы» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС (ОМИИТ)) в 17.06.2023 г.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 40 печатных работах, из них: 12 статей в изданиях из перечня ВАК при Минобрнауки России, три статьи в зарубежных изданиях, индексируемых в международной базе цитирования Scopus, четыре свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы из 256 источников, двух приложений, содержит 299 страниц основного текста, включая 53 таблицы и 59 рисунков.

1 ТЕХНИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ ЛОКОМОТИВНОГО ПАРКА И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЗОВ

В ОАО «Российские железные дороги» Дирекция тяги (ЦТ) отвечает за эффективное обеспечение перевозочного процесса тяговыми ресурсами, при этом ЦТ гарантирует безусловное соблюдение безопасности движения. Сегодня в материальных активах дирекции находится свыше 19 тыс. единиц тягового подвижного состава, 5,5 тыс. объектов недвижимого имущества, и при этом годовой бюджет эксплуатационных расходов составляет свыше 500 млрд рублей [8, 9].

Долгосрочной программой развития Компании на период до 2025 года предусмотрено увеличение эффективности использования локомотивного инвентарного парка. В период с 2003 по 2023 гг. ОАО «РЖД» было закуплено более 8500 новых локомотивов [10 – 12]. При таком темпе обновления износ локомотивного парка снизился более чем на 20 %. На период 2019 – 2025 гг. предусмотрена поставка 3461 новых локомотивов с одновременным сокращением инвентарного парка посредством улучшения качественных показателей его работы. При этом износ парка к 2025 году составит 56 %. Кроме этого, более 15 тыс. локомотивов пройдут заводские ремонты.

Такое обновление локомотивного парка и большой объем заводских ремонтов позволит сократить случаи задержки поездов по причине отказов на 25,5 %, а по причине технологических нарушений – на 33,7. Кроме этого ожидается снижение удельного расхода топлива (без пассажирского движения) на 7 %, удельного расхода электроэнергии – на 1,7 %.

На IX Международном симпозиуме «Прорывные технологии электрического транспорта Элтранс-2017» вице-президент, начальник дирекции тяги ОАО «РЖД» О. С. Валинский отметил, что эксплуатируемые в настоящий момент локомотивы по своим техническим характеристикам не уступают зарубежным аналогам [10]. Показатели использования локомотивного парка соизмеримы с показателями тягового подвижного состава зарубежных стран с отличием по от-

дельным параметрам на 15 %. На сегодняшний день инвентарный парк локомотивов составляет около 20 тыс. тяговых единиц.

Важным недостатком, по словам О. С. Валинского, является отсутствие методики, позволяющей объективно оценить и сравнить энергоэффективность локомотивов, подтвердить заявленные производителем показатели энергоэффективности и эксплуатации.

Для дальнейшего роста производительности тягового подвижного состава Дирекция тяги компании разработала концептуальную платформу нового тягового подвижного состава, которая предусматривает снижение стоимости основных направлений совершенствования конструкции локомотивов до уровня окупаемости в массовых условиях перевозочного процесса, что может быть достигнуто за счет импортозамещения, обеспечения гарантированного заказа и доработки конструкций подвижного состава [9, 10]. Еще одно направление – разработка новых решений, позволяющих существенно изменить эксплуатационные характеристики локомотивов. Здесь следует отнести исследования по вопросам использования других видов тяги или совмещение имеющихся решений.

В конце 2016 года на заседании секции «Локомотивное хозяйство» Научно-технического совета ОАО «РЖД» была рассмотрена концептуальная платформа линейки новых локомотивов, которая была продиктована матрицей эксплуатационных требований к локомотивам на период 2025 – 2030 гг. Такая матрица предусматривает следующие перспективные направления развития [9, 10, 13]:

длина полигона безотцепочного следования грузовых поездов для тепловозов до 3000 км;

унифицированные весовые нормы – от 7100 до 9000 т;

нагрузка на ось – до 27 тс;

допустимая скорость движения – 100 – 120 км/ч;

минимальная секционность (количество движущих осей в секции) – 2 (6, 8);

наличие систем управления, безопасности и диагностики;

снижение удельного расхода топлива и электроэнергии на тягу поездов до 10 – 15 %;

возможность экипировки без отцепки локомотива при наличии мобильных устройств заправки песком и дизельным топливом, соединение по системе многих единиц с возможностью распределенной тяги, радиальная установка колесных пар, поосное регулирование силы тяги, адаптивное отключение тяговых электродвигателей в зависимости от нагрузки, интеллектуальная система управления «Smart», применение на локомотиве нескольких источников энергии.

Уже сегодня ведется разработка технических требований к локомотивам для Восточного полигона железных дорог. Прорабатываются вопросы замены тепловозной тяги на газотурбовозную на участках с годовым грузооборотом 15 – 35 млн т и выхода на заданные показатели надежности газотурбовозов.

Существенную роль в повышении эффективности использования тягового подвижного состава играют внедряемые единые интеллектуальные системы управления и диагностики в рамках развития проекта «Цифровая железная дорога» [9, 10]. Такие системы позволят реализовать все функции управления локомотивом, диагностики его основного и вспомогательного оборудования в движении и на стоянках, автоматизированного учета исполненной работы локомотивной бригады, коммерческого учета расхода топливно-энергетических ресурсов, регистрации параметров движения и диагностической информации и т. п.

В настоящее время в перспективе до 2025 года сформированы следующие направления повышения эффективности содержания и использования локомотивного парка [8]:

повышение интенсивности использования локомотивов за счет увеличения скорости и массы железнодорожных составов, снижения непроизводительного простоя локомотивов в ожидании работы и при технологических операциях, увеличения загрузки маневровых локомотивов;

повышение надежности локомотивов за счет стабильного финансирования капитальных ремонтов локомотивов на заводах АО «Желдорреммаш», замены на новое ремонтного оборудования с истекшим сроком службы, капитального ремонта объектов инфраструктуры локомотивного хозяйства;

сокращение непроизводительного запаса локомотивов.

Эффективность использования локомотива в основном определяется его техническим состоянием, которое определяется совершенством конструкции, технологией изготовления, уровнем технического обслуживания и ремонта, соблюдением режимов эксплуатации.

Энергетическая эффективность локомотивов оценивается значением индикатора энергетической эффективности для магистральных и маневровых локомотивов, пороговые значения которого установлены постановлением Правительства РФ от 16.04.2012 № 308 «Об утверждении перечня объектов, имеющих высокую энергетическую эффективность, для которых не предусмотрено установление классов энергетической эффективности». Таким индикатором является удельный расход ТЭР на измеритель (кВт·ч или кг у.т. на 10^4 ткм брутто). Д-р. техн. наук В. Н. Игин приводит результаты расчета энергоэффективности, которые не всегда говорят в пользу локомотивов новых серий, поставляемых ОАО «РЖД» [14]. Частично, это может быть связано с произвольным подбором локомотивов для выполнения конкретного рода работы, например, когда маневровый локомотив выполняет грузовую или пассажирскую работу [14, 15]. Автор также предлагает отойти от принятых единиц оценки энергоэффективности удельного расхода топлива, и перейти к энергетическим затратам, сопровождающими создание силы тяги в продолжительном режиме его работы, выраженным в кВт/кН, а экономичность – количеством ТЭР, затраченном на перемещение локомотива в кг/км.

Анализируя при этом энергоэффективность парка тепловозов, выполняющих все виды работы, В. Н. Игин приходит к выводу, что преобладающая часть эксплуатируемого парка тепловозов является неэффективной в работе и неэкономичной, а в число таких серий попадают новые закупаемые сегодня ОАО «РЖД» тепловозы ТЭП70БС, ТЭМ18ДМ, ТЭМ14 и ТЭМ7А.

Со стороны научного сообщества и производственной сферы последовало несогласие с такой точкой зрения на уровень энергоэффективности локомотивов. Так, докт. техн. наук, академик Российской инженерной академии, Лауреат Государственной премии СССР Б. Д. Никифоров отметил, что В. Н. Игин анализировал

энергоэффективность локомотивов по результатам наблюдений за один 2015 год при том, что срок службы новых локомотивов составляет 20 – 30 и более лет [16].

Другой оппонент, инженер Службы корпоративной информатизации Северо-Кавказской железной дороги К. В. Явриянец, подчеркивает, что существующий показатель энергоэффективности – удельный расход ТЭР на измеритель, сегодня вполне реально отражает зависимость расхода ТЭР от объема выполненной перевозочной работы [17]. В доказательство этого, Явриянец К. В. приводит данные о сравнении расхода топлива тепловозами ТЭП70 и 2ТЭ116 на Свердловской и Приволжской железных дорогах с условиями работы на участках Байкало-Амурской магистрали большой крутизны. Что касается произвольного подбора локомотива для выполнения конкретного рода работы, то здесь налицо доминирование преимущественного вида движения как в работе грузовых, так и в работе пассажирских локомотивов. А использование грузовых тепловозов в хозяйственном движении обусловлено обслуживанием хозяйственных поездов при выполнении ремонтно-путевых работ со снятием напряжения в контактной сети.

Не поддерживает К. В. Явриянец и идею создания специализированного локомотива под конкретные род работы, поскольку хозяйственная работа отличается многообразием и разными режимами работы самих локомотивов. Доводы в пользу оценки и сравнения энергоэффективности по данным длительного режима подкреплены тем, что для грузовых тепловозов определить преимущественный по времени режим работы также невозможно. На одном и том же участке в противоположных направлениях вагонопотоки могут быть абсолютно разными. Кроме этого, вождение легких поездов многосекционными локомотивами возможно с отключением секций, что позволяет реализовывать на оставшихся в работе секциях режим, близкий к длительному. Использование новых показателей для оценки энергоэффективности и экономичности локомотивов, предложенных докт. техн. наук В. Н. Игиным, возможно только для сравнения локомотивов с одинаковыми или предельно близкими значениями скорости и силы тяги в длительном режиме работы.

Подводя итог выше сказанному, нужно отметить, что на сегодняшний день отсутствует пригодная для практического использования модель оценки энергоэффективности локомотивов.

Выполненные специалистами АО «ВНИКТИ» совместно с учеными ФГБОУ ВО ПГУПС исследования в области влияния параметрических отказов оборудования тепловозов 2ТЭ116У, оборудованных микропроцессорной системой управления, на их энергетическую эффективность в эксплуатации позволили сделать вывод о том, что основным фактором, определяющим энергоэффективность, является теплотехническое состояние энергетической установки, интегральным показателем которого является величина удельного эффективного расхода топлива [18]. При увеличении удельного расхода на 20 % и сохранении мощности ДГУ локомотива КПД тепловоза снижается на 16 %, а расход топлива за поездку увеличивается на 19 %. В первую очередь причиной роста удельного расхода является низкое качество ремонта топливной аппаратуры энергетической установки. Ухудшение технического состояния энергетической установки в эксплуатации в первую очередь влияет на качество рабочего процесса в цилиндрах двигателя. Кроме этого, рост удельного расхода топлива может быть связан с неблагоприятным сочетанием параметров окружающей среды, например снижение атмосферного давления при одновременном увеличении температуры атмосферного воздуха.

Также на энергоэффективность тепловоза оказывает снижение уровня мощности ДГУ при нормальном техническом состоянии, вызванное неправильной настройкой рычажной передачи привода реек ТНВД энергетической установки и повышением температуры топлива [18, 19].

Были рассмотрены и другие факторы, влияющие на энергетическую эффективность тепловоза, например, одновременное увеличение сопротивления в цепи тяговых электродвигателей, времени работы воздушного компрессора и мотор-вентиляторов охлаждающего устройства. При этом снижение КПД тепловоза и изменение расхода топлива за поездку не превысило 1,5 – 2,0 %.

Данные исследования позволили установить, что основным фактором, определяющим уровень энергоэффективности тепловоза в эксплуатации при прочих

равных условиях, влияющих на энергоэффективность осуществляемого им перевозочного процесса, является качество протекания рабочего цикла в цилиндрах энергетической установки локомотива. При этом необходимыми условиями обеспечения энергетической эффективности использования тепловозов являются:

прямой контроль качества протекания рабочего цикла в цилиндрах энергетической установки при выходе тепловозов после текущего и заводского ремонтов;

оперативный контроль энергоэффективности при нахождении тепловозов в рабочем парке.

Первая задача решается с использованием специализированного комплекса системы «Магистраль-Э», которая в автоматическом режиме выполняет интегральную количественную оценку послеремонтного уровня энергоэффективности тепловоза с выдачей рекомендаций по его повышению на основе анализа индикаторных диаграмм цилиндров энергетической установки [20]. Вторая задача решается посредством косвенной оперативной оценки изменения качества протекания рабочего цикла в цилиндрах энергетической установки по данным бортовых микропроцессорных систем управления тепловозов (МСУ), либо по результатам контрольных реостатных испытаний тепловозов, не оборудованных МСУ [21].

Индицирование ДВС является существенным подспорьем в оценке качества рабочего цикла и теплотехнического состояния двигателя. Полученные развернутые или совмещенные индикаторные диаграммы позволяют судить об изменении давления рабочего тела во время горения, выявлять недостатки в работе топливной аппаратуры, определять давление конца «чистого» сжатия и максимальное давление сгорания.

В последнее время на смену механическим и электропневматическим индикаторам, например, типа МАИ-2, при прямом индицировании стали широко применяться электронные индикаторы, устанавливаемыми в индикаторные краны. Такие индикаторы применяются в системе для испытания дизелей и дизель-генераторов «Алмаз», системе экспресс диагностики дизелей DEPAS совместно с системой мониторинга дизельных двигателей СМДд, приборе для снятия индикаторной диаграммы в эксплуатации «Дизельтест-ИД», а также в комплексе центра-

лизованного контроля, диагностики и настройки технического состояния магистральных тепловозов «Магистраль-Э» [22 – 24].

К сожалению, авторы этих комплексов не раскрывают всей сути обработки результатов испытаний и формирования выводов. К существенным недостаткам комплексов относится низкая мобильность, обусловленная большим количеством дорогостоящей измерительной аппаратуры – высокотемпературные неохлаждаемые датчики давления, накладные виброакселерометры и пр.

Применение косвенного индицирования при отсутствии индикаторного крана на цилиндре двигателя, что характерно для дизельных установок нового поколения, предполагает получение индикаторной диаграммы путем измерения механических напряжений, возникающих в крепеже крышки (головки) цилиндра при изменении динамических характеристик рабочего тела [25]. Сравнительные результаты применения методов косвенного и прямого индицирования, полученные специалистами МГТУ, показали, что расхождения в определении жесткости работы двигателей, степени повышения давления при сгорании, максимального давления сгорания по сравнению с прямым методом составляют не более 5 %. Использование для индицирования косвенного метода практически не требует конструктивных переделок в двигателе. К недостаткам следует отнести высокую стоимость оборудования и отсутствие опыта использования метода в дизельных установках большой мощности.

Известен также метод оптического индицирования, основанный на связи работы двигателя и светового излучения из камеры сгорания, реализация которого позволяет получить так называемую оптическую индикаторную диаграмму.

При оптическом индицировании бензиновых двигателей используются свечи зажигания с оптическими окнами, кроме этого, весь измерительный комплекс имеет значительные габариты.

Для индицирования дизельных двигателей на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Алтайского государственного технического университета им. И. И. Ползунова были созданы установки для многоканального оптического

индицирования, позволяющие определять объемные поля температуры и концентрации сажи в цилиндре двигателя [26].

Таким образом, прямое и косвенное индицирование рабочего цикла ДВС являются высокоточными методами, описывающими процессы, происходящие в цилиндре двигателя. Однако они обладают рядом недостатков, основные из которых – большое количество первичных преобразователей сигналов, весьма продолжительное время на подготовку двигателя к индицированию и высокая стоимость используемого при индицировании оборудования.

Применение для легкой маневровой и хозяйственной работы тепловозов серий ТЭМ2, ТЭМ18 и ЧМЭЗ с мощностью дизелей до 880 – 993 кВт приводит к существенному росту затрат на энергоносители и ремонт подвижного состава и снижению эффективности использования локомотивного парка. И здесь решением является создание и эксплуатация так называемых «гибридных» локомотивов, в составе которых могут быть либо несколько силовых энергетических установок, либо накопители энергии [27]. Так в ОАО «Синара – Транспортные машины» был разработан маневровый тепловоз с гибридным тяговым приводом ТЭМ9Н с суперконденсатором для покрытия пиков переходных нагрузок и Li-ion аккумуляторами. В серию локомотив не пошел по причине несоответствия технических характеристик заявленным, особенно по параметрам надежности оборудования [28].

Нужно отметить, что принцип решения проблемы эффективного управления парком локомотивов и расходом топливно-энергетических ресурсов, в частности, в условиях уменьшения перевозочной работы, основанный на фундаментальном положении об улучшении показателей эксплуатации путем точного планирования работы, оказался нереализованным. Это подтверждается данными о работе грузовых тепловозов, находящихся в движении лишь около девяти часов, а большую часть времени суток (более 15 часов) тепловозы стоят, непроизводительно расходуя дизельное топливо [15, 29]. В условиях роста времени непроизводительного простоя локомотивов в эксплуатации значимым способом повышения их показателей использования является глушение энергетической установки у тепловозов, что регламентируется инструкцией по прогреву тепловозов при отстое на путях локо-

мотивных депо и пунктах оборота, утвержденной распоряжением ОАО «РЖД» от 18.02.2013 № ЦТ-24/р. Здесь ориентиром повышения энергетической эффективности локомотивов служат введенные указанием ОАО «РЖД» от 11.05.2012 № 8156 «Нормы расхода дизельного топлива при прогреве ТПС в ожидании работы, технического обслуживания и ремонта». Во время поездки необходимо обеспечивать наиболее экономичные режимы управления локомотивом, минимальные потери кинетической энергии путем расчетливого торможения поезда, в том числе с использованием электрического тормоза, оптимизацию торможений и нагонов времени, номинальный температурный режим охлаждающей воды и масла в дизеле тепловоза, своевременное отключение (глушение) энергетической установки тепловоза по условиям эксплуатации и погоды, контроль и учет расхода топливно-энергетических ресурсов при приемке-сдаче локомотива [29].

Сегодня локомотивные бортовые системы широко внедряются на тяговом подвижном составе. Их применение позволяет часть оборудования локомотивов перевести на ремонт по техническому состоянию. Реализация функциональных возможностей таким систем в первую очередь зависит от качества и полноты обработки получаемой от них информации. Максимальный эффект от использования бортовых систем может быть достигнут, когда весь парк локомотивов депо будет оборудован такими комплексами. Примером, может служить использование с 2009 года в эксплуатационном локомотивном депо Омск (ТЧЭ-2) и сервисном локомотивном депо Московка (ремонтное локомотивное депо Московка (ТЧР-1)) данных, поступающих с аппаратно-программных комплексов «БОРТ» тепловозов, наличие измерительного комплекса реостатных испытаний, что позволило создать сквозной контроль технического состояния дизель-генераторных установок тепловозов серии ТЭМ2 до и после ремонта в эксплуатации, а также наладить учет работы тепловозов [30]. При этом за счет объективного и оперативного контроля параметров работы каждого тепловоза, в том числе расхода топлива, выявления несанкционированного слива топлива и нарушений режимов эксплуатации локомотивов удалось существенно сократить затраты и в два раза уменьшить простой на ремонте. А проведенные по результатам контроля параметров работы

дизель-генераторов тепловозов дополнительные настройки и регулировки позволили в период с 2009 по 2013 годы сэкономить более 4,9 тыс. т дизельного топлива.

В 2012 – 2015 гг. специалистами ООО «ТМХ-Сервис» совместно с Московским государственным университетом путей сообщения (МИИТ) был выполнен анализ работы более 100 тепловозов серии 2ТЭ116У Приволжской, Октябрьской и Свердловской дирекций тяги на основе данных о работе оборудования локомотивов, регистрируемых бортовой микропроцессорной системой управления МСУ-ТП [31]. Данные, полученные МСУ-ТП, позволили установить распределение доли времени работы тепловозов по позициям контроллера машиниста. Так на 15-й позиции тепловозы работают около 0,3 % времени, а на холостой ход приходится до 46 %. На позициях, близких к номинальной (с 11-й по 15-ю), тепловозы работают всего 13 % времени, на низких позициях – до 29 %.

Наибольшее количество энергии, вырабатывается на номинальной и близких к ней позициях контроллера (48 %), однако доля в общей работе 15-й позиции составила всего 1,4 %. В 95 % случаев 15-я позиция контроллера машиниста вообще не использовалась. Объем работы на позициях с 3-й по 10-ю составил 46 %. Обращаясь к зависимости удельного расхода топлива от эффективной мощности дизелей типа Д49, можно увидеть, что наименьший удельный расход достигается при эффективной мощности более 1500 кВт, на позициях контроллера, близких к номинальной. В этом случае максимальная эффективность оказывается на мало используемых позициях контроллера машиниста.

За последнее время парк тепловозов был оборудован различными бортовыми системами контроля параметров работы тепловоза. Наибольшее распространение в ОАО «РЖД» получили аппаратно-программный комплекс АПК «Борт», разработанный в ОАО НИИТКД, г. Омск; автоматизированная система учета, контроля и анализа расхода дизельного топлива – регистратор параметров работы тепловоза (РПРТ), разработанная совместно ЗАО «ОЦВ» и ВНИИЖТом; измерительная для автоматизированного контроля параметров тепловозов АСК-ВИС-2ВК, изготовитель ООО «ТехноВис», г. Санкт-Петербург; регистратор параметров движения маневровых и магистральных тепловоза РПДА-Т (ТМ), разработки

компаний «АВП Технология», г. Москва и другие [32]. Такие системы контроля устанавливаются в основном как дополнительные.

Оснащение производителями локомотивов серии 2ТЭ116У, ТЭП70БС, 2ТЭ25К^М системами контроля происходит уже на этапе постройки тепловозов. На тепловозах 2ТЭ116У и 2ТЭ25К^М это микропроцессорная система управления, регулирования и диагностики МСУ-ТП, а на 2ТЭ25К^М еще и система контроля параметров работы дизельного подвижного состава и учёта дизельного топлива АСК, на ТЭП70БС – МСУ-ТЭ.

Набор выполняемых бортовыми системами функций достаточно разный. Ряд систем направлен на максимально точное измерение расхода топлива из топливного бака тепловоза, обнаружение несанкционированного слива топлива из бака. Контролируемые же параметры работы силовой установки и оборудования локомотива являются, в основном, регистрируемыми, не позволяющими без дополнительного анализа сделать выводы о техническом состоянии локомотива, причем набор параметров не является исчерпывающим. Так, например, не контролируются температура отработавшего газа по цилиндрам, температура и давление газовой среды перед газовой турбиной турбокомпрессора, давление газа за газовой турбиной. Не контролируется и не регистрируется температура воздуха до и после охладителя наддувочного воздуха. Не осуществляется контроль параметров окружающей среды (давления, температуры и влажности). Не контролируются и не регистрируются параметры рабочего цикла энергетической установки: давление и температура рабочего тела в характерных точках цикла.

Использование контрольно-измерительных систем, например, таких как КИПАРИС (комплекс интеллектуальный производственный автоматизированный реостатных испытаний), разработанной специалистами ООО НИИТКД, г. Омск или ООО «НПЦ Кипарис-Т», г. Омск, позволяет решить проблемы с контролем параметров, но такие системы могут применяться только стационарно при проведении реостатных испытаний тепловозов в сервисных локомотивных депо.

Таким образом, существующие бортовые и стационарные автоматизированные контрольно-диагностические комплексы не являются универсальными и не

способны обеспечить в полной мере оценку, как технического состояния оборудования, так и эффективность использования тепловозов в эксплуатации. Применение комплексов не позволяет произвести оптимальную настройку параметров рабочего цикла энергетической установки, оценить экономичность и определить остаточный ресурс узлов и деталей энергетической установки, сделать выводы о негативном воздействии тепловозов на экологию.

Компенсировать приведенные недостатки бортовых и стационарных комплексов возможно внедрением в них математических моделей, которые на основе минимально необходимом, но в достаточно объемном информационном сопровождении, существенно расширят их функционал, а также новых методик обработки получаемой информации, с получением конкретных результатов о работе энергетических установок тепловозов – термодинамических параметрах, эксплуатационных и экономических показателях и экологических характеристиках.

Нужно сказать, что за последние годы объемы денежных вложений в оснащение тепловозов и станций реостатных испытаний контрольно-диагностическими комплексами составил около 1 млрд рублей при средней стоимости одного комплекса в 300 тыс. рублей. Даже такие затраты не идут в сравнение с объемами потребляемого дизельного топлива локомотивами. Ежегодно расходы акционерной компании «Российские железные дороги» на топливо составляют более 60 млрд рублей. Таким образом, затраты на оснащение комплексами тепловозного парка составляют около 2 % годовых затрат на топливо.

Требование экономии углеводородного топлива подвигает исследователей к поиску новых альтернативных стандартному видов топлива для всех типов энергетических установок, может быть и не дешевых, но обладающих большей энергетической способностью, чем дизельное топливо. Следует понять, что применение альтернативных видов топлива в дизельных двигателях не должно вызывать изменение технического состояния энергетических установок, снижение их мощности и ухудшение экологических характеристик транспортных установок.

Энергетическая стратегия ОАО «РЖД» предусматривает обеспечение 25 – 30 %-го замещения дизельного топлива природным газом к 2030 году,

а экологическая стратегия ОАО «РЖД» указывает на необходимость снижения выбросов вредных веществ в атмосферу, в том числе от передвижных источников. Использование газовых технологий для тяговых нужд заставляет рассматривать данное направление в числе приоритетных, как естественный путь модернизации и развития автономной тяги. А учитывая снижение уровня вредных выбросов в атмосферу и сокращение затрат на топливо, использование природного газа может представлять собой потенциальную альтернативу электрификации на ряде участков железной дороги.

Идея использования в качестве топлива газа появилась еще 80-е годы прошлого столетия, когда Луганским тепловозостроительным заводом были построены опытные магистральные тепловозы: два 2ТЭ10Г и один – 2ТЭ116Г [33]. В 1998 году на Брянском машиностроительном заводе были построены два маневровых газотепловоза ТЭМ18Г. Имеется опыт перевода энергетической установки тепловоза ЧМЭ3Г на работу на природном газе. Двигатели опытных маневровых локомотивов работали в режиме газодизельного цикла с замещением не более 50 % дизельного топлива компримированным газом давлением 20 МПа. Опыт эксплуатации этих локомотивов привел к тому, что в 2003 году по указанию МПС был разработан проект комплексной программы, включающей в себя мероприятия по переоборудованию тепловозов для работы на природном газе, газоснабжению и развитию деповского хозяйства [34]. Были выбраны участки 12 железных дорог, определены 73 депо с эксплуатационным парком 1504 единицы магистральных тепловозов и 2089 единиц маневровых тепловозов, которые с учетом имеющихся технических решений могут быть переведены на газомоторное топливо. К сожалению, программа так и не была реализована.

Также было установлено, что применение природного газа для дизелей тепловозов вызывает значительные трудности организации их рабочего цикла, связанные в первую очередь с неудовлетворительной самовоспламеняемостью, а также по выбору процентного соотношения замещения дизельного топлива альтернативным (природным газом).

В настоящее время проходят опытную эксплуатацию газотурбовоз ГТ1h-002 и газопоршневой тепловоз ТЭМ19, которые созданы специалистами АО «ВНИКТИ», АО «Группа Синара» и ЗАО «Трансмашхолдинг». Эти локомотивы в качестве топлива используют сжиженный природный газ (СПГ), что позволяет существенно снизить стоимость локомотива и его обслуживания, повысить уровень удобства и безопасности эксплуатации, а также увеличить запас хода до следующей заправки [35].

На одном из заседаний научно-технического совета ОАО «РЖД», состоявшемся в 2017 году, старший советник президента ОАО «РЖД» В. А. Гапанович сравнил стоимость жизненного цикла газотурбовоза ГТ1-002 и современного трехсекционного тепловоза 3ТЭ25К^{2М} [36]. При этом В. А. Гапанович отметил, что несмотря на более высокую цену газотурбовоза и необходимость сопутствующих инвестиций в развитие инфраструктуры, экономия затрат на жизненном цикле газотурбовоза составит 16 % в сравнении с тепловозом, в том числе за счет снижения расходов на сервисное обслуживание – не менее чем на 48,5 %, на топлива – на 7 % при цене СПГ не более 50 % цены дизельного топлива. Это подтверждается данными АО «ВНИКТИ» о подконтрольной эксплуатации газотурбовозов на Свердловской железной дороге [37]. Установлено, что снижение удельных затрат на топливо у газотурбовозов по сравнению с тепловозом достигается при вождении грузовых поездов массой более 6500 т. Применение же в составе тендерной секции для увеличения запаса СПГ позволит газотурбовозам существенно увеличить запас хода без дозаправки до 1400 км. При этом планируется регулярное вождение поездов массой 9300 т на участке Лимбей – Войновка с периодичностью один раз в четверо суток и упрощение экипировки локомотивов при эксплуатации на Северном широтном ходу [36, 38].

Что касается тепловоза ТЭМ19, то специалистами АО «ВНИКТИ» был выбран путь создания локомотива с газопоршневым двигателем, который работает по циклу с искровым воспламенением [39]. Газопоршневой двигатель разработали на ОАО «Волжский дизель имени Маминых». При проведении подконтрольной эксплуатации тепловоз обеспечивал быстрый и плавный разгон и более быструю

оборачиваемость при вывозной работе по сравнению с тепловозами ТЭМ18. В настоящее время локомотив эксплуатируется в депо Егоршино.

Зарубежные компании, в частности североамериканские, за последние годы построили несколько локомотивов, использующих в качестве топлива природный газ. Отличительной особенностью здесь следует считать, что этими локомотивами являются тепловозы (серии SD и ES), способные работать как на полностью дизельном топливе, так и на смеси запальной порции дизельного топлива и СПГ [36, 40]. Для этого разработаны две технологии, одна из которых основана на динамическом смешивании газа (DGB), а вторая – на непосредственном впрыске газа (DIG).

Технология DGB позволяет заместить природным газом более 60 % дизельного топлива, потребляемого дизелем тепловоза. При такой технологии газоздушная смесь подается в цилиндр через клапан, управляемый компьютером, где происходит сжатие рабочей смеси. До достижения внутренней мертвой точки в цилиндр через инжектор поступает дизельное топливо, воспламенение которого инициирует горение природного газа.

Технология DIG предполагает подачу газа в цилиндры двигателя на стадии сжатия и тем самым устраняется проблема чрезмерно раннего самовоспламенения топлива. Подача газа осуществляется посредством специального инжектора под давлением выше давления воздуха в цилиндре в течение короткого промежутка времени. При использовании такого инжектора для воспламенения смеси требуется небольшое количество дизельного топлива (до 5 % объема смеси).

Интерес к использованию сжиженного природного газа проявляют железнодорожные компании Индии, Индонезии и Испании, планирующие либо перевести энергетические установки на работу по газодизельному циклу при модернизации действующих или постройке новых локомотивов, либо разработать свои локомотивы с газотурбинными установками [37].

Выполненные научные исследования, представленные в работах [39 – 41], показывают, что пригодность различных видов углеводородного топлива для дизельных двигателей определяется такими важнейшими показателями как:

мощность и экономичность рабочего цикла энергетической установки;

снижение количества токсических продуктов сгорания топлива и парниковых газов;

продление моторесурса энергетической установки.

Также уделяется особое внимание возобновляемым источникам энергии, использование которых может способствовать сокращению потребления нефтяного топлива. Использование топлива из биоресурсов определяется новейшими экономически выгодными производственными технологиями, экологическим аспектам и правовым нормам [42 – 45].

Работы по возможности использования альтернативных видов топлива в двигателях внутреннего сгорания транспорта ведутся уже на протяжении нескольких десятилетий. Основное внимание здесь уделяется снижению выбросов окислов азота NO_x , оксида углерода CO , углеводородов C_nH_m и углерода (сажи), а также снижению количества выбросов парниковых газов в атмосферу, например, диоксида углерода CO_2 , влияющего на создание парникового эффекта и глобальное потепление.

Альтернативные традиционному дизельному топливу виды углеводородного топлива, применяемого в двигателях внутреннего сгорания транспорта, можно разделить по физико-химическим свойствам на следующие группы [46]:

эфиры, спирты, водно-топливные эмульсии – топливо, имеющее нефтяную основу с добавками в виде кислородосодержащих соединений;

бензин, производимый из метанола – синтетическое (искусственное) топливо, идентичное по своим свойствам традиционному виду нефтяного топлива;

спиртовые и газообразные виды топлива – топливо, отличающееся по ряду физико-химических и эксплуатационных свойств и агрегатному состоянию от традиционных видов углеводородного топлива;

биогаз, производимый из биомассы путем анаэробной бактериальной деструкции, а также спирт, получаемый путем брожения и растительные масла – прессованием семян [47 – 50]. Использование группы топлива биологического происхождения позволит сохранить баланс углекислого газа в атмосфере, что будет препятствовать образованию парникового эффекта [51].

Несмотря на существенное снижение дымности и выбросов оксидов углерода и азота с отработавшими газами, использование биогаза из-за его низкого цетанового числа вызывает значительные трудности организации рабочего цикла энергетической установки из-за плохой самовоспламеняемости.

При работе поршневого ДВС на чистом биотопливе его необходимо либо оснащать системой внешнего смесеобразования и принудительного зажигания. Также для воспламенения горючей смеси в качестве запальной дозы топлива можно использовать какую-либо часть дизельного топлива, либо применить форкамерно-факельное зажигание [52]. В этом случае двигатель подвергнется серьезным конструктивным изменениям, например, камеры сгорания, возникают трудности с хранением биотоплива и его экипировкой транспортного средства, что приведет к большим экономическим затратам.

В настоящее время при производстве любого органического топлива используются присадки в количестве 0,05 – 0,10 % , что способствует улучшению эксплуатационных свойств топлива. К ним относятся: антидетонаторы, антиокислители, ингибиторы коррозии и другие. И в какой-то мере любое органическое топливо можно считать смесевым.

Эффективность использования газовых, альтернативных стандартному и смесевых видов топлива в двигателях транспорта представлено в работе [53], в которой дано подтверждение проблемам применения нетрадиционных видов топлива в дизельных двигателях и представлены перспективы развития так называемых «всеядных» двигателей – поршневым четырехтактным двигателям внутреннего сгорания с полуразделенными и разделенными камерами сгорания с объемным смесеобразованием.

Следует учитывать и то, что физико-химические свойства применяемых в смеси видов топлива, зависящие от элементарного состава базового топлива и альтернативной добавки, а также процентное соотношение между ними в топливно-воздушной смеси оказывают существенное влияние на величину термодинамических параметров, экономических и экологических характеристик рабочего цикла энергетической установки транспорта, работающего на смесевом виде топлива.

Экспериментально подтверждено применение в энергетических установках транспорта облегченных и утяжеленных нефтяные видов топлива, топлива из газовых конденсатов, синтетических видов топлива из полезных ископаемых, топлива, произведенного на основе растительных масел, диметиловых эфиров и др.

Нужно отметить, что представленные в работе [53] результаты исследований в виде различных таблиц и графических зависимостей, не аппроксимированы какими-либо математическими уравнениями. Целесообразность приведения таких зависимостей объясняется необходимостью решения различных оптимизационных задач, как по составу смесового топлива, так и по организации рабочего цикла энергетической установки транспорта.

Надежность работы магистральных грузовых тепловозов серии 2ТЭ10М и 2ТЭ25КМ может характеризоваться данными, полученными за период с 2020 по 2022 годы (рисунки 1.1 и 1.2). Большую долю отказов этих тепловозов составляют отказы по дизелю и дизельному оборудованию – от 49 до 52 % по тепловозам 2ТЭ10М и от 30 до 38 % по тепловозам серии 2ТЭ25КМ. Здесь также наблюдается рост отказов за последние три года.

Ограничивающими надежность дизелей 10Д100 являются такие узлы как, турбокомпрессоры, доля их отказов составила от 9 до 13 %, секции холодильника – от 6 до 10 % в год. Надежность дизелей Д49 в основном лимитируется также турбокомпрессором – количество отказов составляет от 8 до 16 %, и секциям холодильника тепловоза – количество отказов от 8 до 14 % в год. Суммарная доля отказов по работе топливной аппаратуры высокого и низкого давления для дизелей 10Д100 составляет в среднем 9 %, по дизелю Д49 – 10 %.

Наиболее часто по турбокомпрессорам наблюдаются неисправности корпусов, вала ротора, компрессорного и турбинного колес, соплового аппарата, подшипниковых узлов, по секциям холодильника – радиаторные секции, по топливной аппаратуре – топливные насосы высокого давления и форсунки. Данные неисправности характеризуются снижением давления наддува, нарушением теплового режима дизеля, ухудшением качества распыла топлива, необходимые для равномерного распределения работы по цилиндрам, полного сгорания топлива, обеспе-

чения заданной эффективной мощности и частоты вращения коленчатого вала дизеля тепловоза.

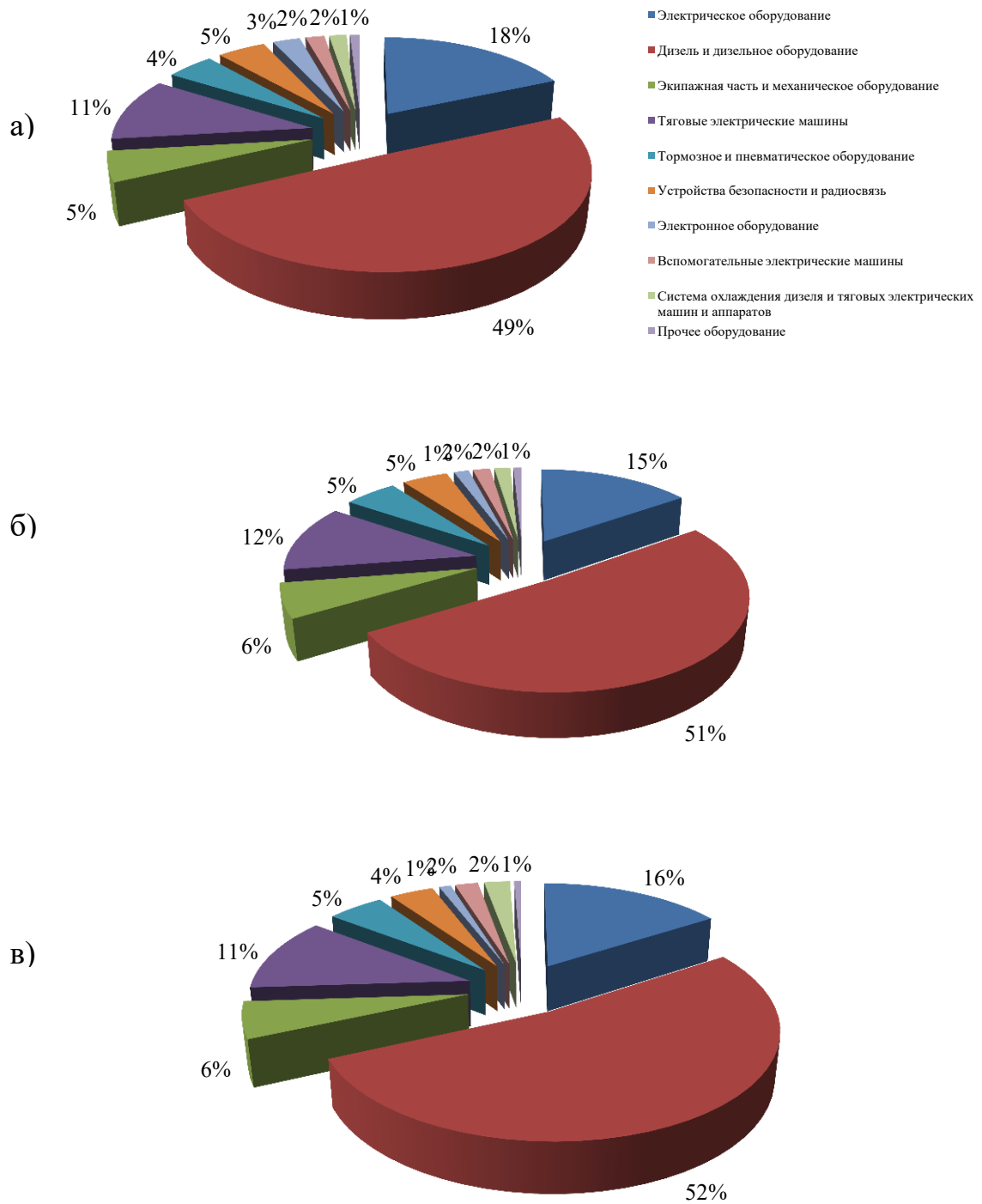


Рисунок 1.1 – Распределение отказов по тепловозу 2ТЭ10М: а – 2020 год, б – 2021 год, в – 2022 год

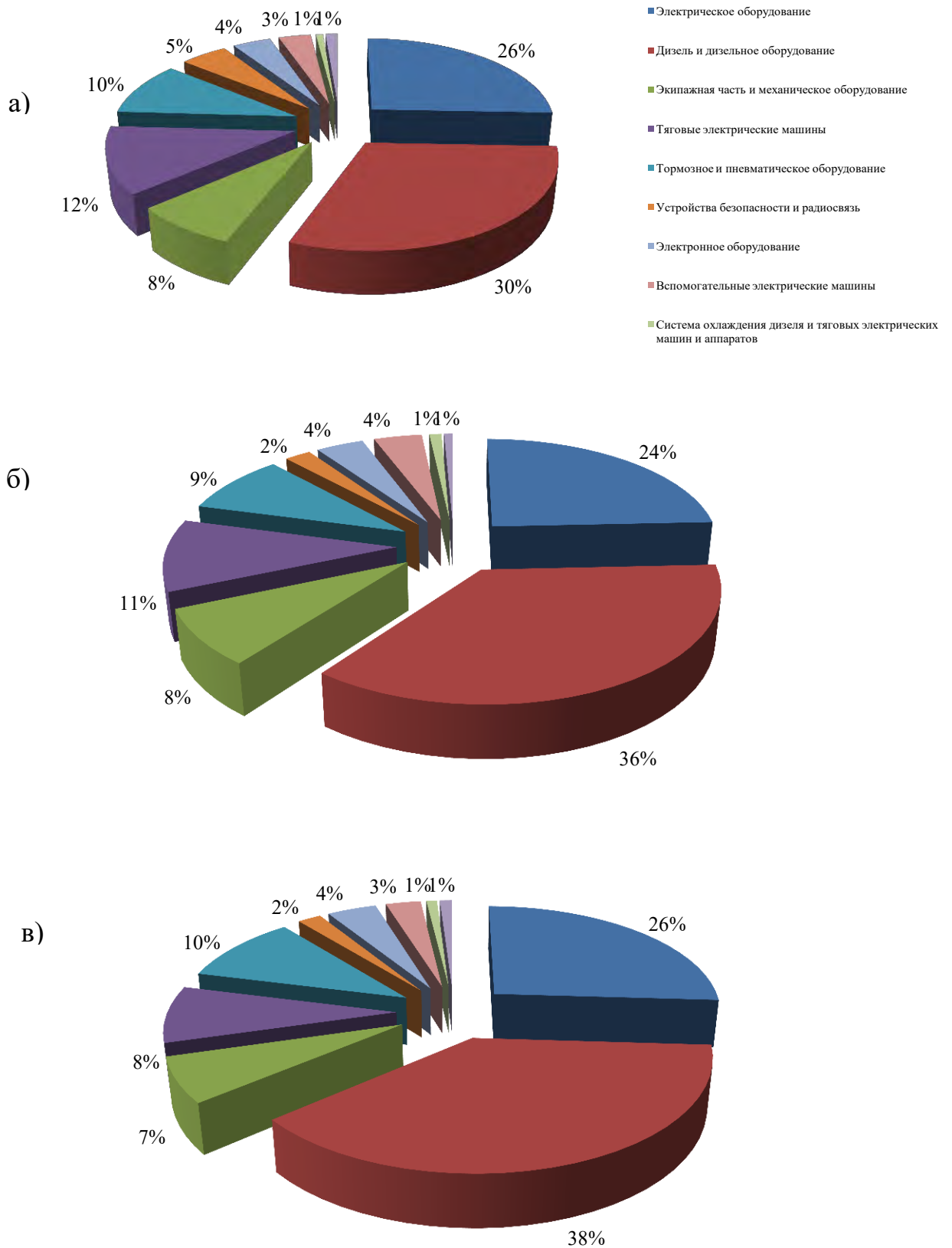


Рисунок 1.2 – Распределение отказов по тепловозу 2ТЭ25КМ: а – 2020 год, б – 2021 год, в – 2022 год

Независимо от того, какой вид топлива будет использоваться для сгорания в цилиндре энергетической установки, полнота его сгорания, а, следовательно, и мощность энергетической установки, во многом будет определяться слаженной работой агрегатов системы воздухообеспечения энергетической установки.

Причиной снижения эффективности работы поршневой энергетической установки и рассогласования характеристик двигателя и турбокомпрессора являются постоянно изменяющиеся в процессе эксплуатации характеристики компрессора и газовой турбины агрегатов наддува двигателя [54 – 57].

Неисправности агрегатов воздухообеспечения составляют около 10 % от отказов по дизелю тепловоза. Такие неисправности как закоксовывание и загрязнение проточных частей турбины и компрессора в период эксплуатации турбокомпрессора (ТК) вызывают снижение мощности двигателя на 5,5 % и увеличение удельного расхода топлива на 14 г/(кВт·ч) [56 – 59]. Широкое применение турбокомпрессоров для наддува дизелей позволяет увеличивать агрегатную мощность тепловозных дизелей в 1,5 – 2,5 раза. Турбокомпрессоры должны обеспечивать нормальный процесс выгорания топлива в дизеле с коэффициентом избытка воздуха на уровне 1,8 – 2,1. Такие значения коэффициента избытка воздуха за счет более полного сгорания топлива позволяют получать высокие индикаторные показатели рабочего цикла энергетической установки.

Увеличение весового заряда воздуха в цилиндре энергетической установки наиболее рационально осуществляется при газотурбинном наддуве, когда в цилиндры энергетической установки поступает воздух, сжатый в компрессоре, приводимом во вращение газовой турбиной, использующей энергию выхлопных газов.

В условиях эксплуатации тепловозов одной из важнейших задач для надежной и экономичной работы двигателя с наддувом является контроль параметров работы агрегатов наддува, а также техническое состояние элементов газоздушного тракта – воздушных фильтров, газо- и воздухопроводов и охладителей наддувочного воздуха и согласованностью характеристик компрессора и газовой турбины ТК и самой энергетической установки. В настоящее время, как при проведении реостатных испытаний тепловозов, так и в эксплуатации очень часто нарушается

процесс контроля давления и температуры наддувочного воздуха и отработавших газов перед турбиной ТК в силу неработоспособности многочисленных измерительных приборов, сложности с поставкой запасных частей, а такой параметр как расход воздуха (расход газа) не контролируется совсем. Остается нерешенным вопрос с определением удельного эффективного расхода топлива дизелем тепловоза в силу отсутствия совершенных весовых расходомеров топлива на станциях реостатных испытаний и непосредственно на тепловозе, а также контроля значения эффективной мощности энергетической установки по позициям контроллера машиниста.

В результате совершения рабочего цикла в цилиндрах энергетической установки тепловоза происходят процессы, которые описываются дифференциальными и алгебраическими уравнениями. В этих уравнениях учитываются конструктивные характеристики двигателя, особенности протекания рабочих процессов, формирующих цикл, и эксплуатационные факторы, влияющие на него.

В основу расчета процесса горения топлива в цилиндре двигателя положено уравнение, выведенное на основании законов сохранения энергии, массы и характеристического уравнения, записанного в виде [58]:

$$dP = \frac{kP}{V}(dV_{Q_x} - dV_{Q_r} + dV_M - dV), \quad (1.1)$$

где dP – изменение давления в цилиндре; k – показатель адиабаты рабочего тела; P, V – текущие значения давления (МПа) и объема (м^3) в цилиндре; dV_{Q_x} – изменение объема рабочего тела в результате химических реакций горения топлива; dV_{Q_r} – изменение объема рабочего тела в результате теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра; dV_M – изменение объема рабочего тела в результате образования новых молекул при горении топлива; dV – изменение объема рабочего тела в результате движения поршня.

По современным представлениям, выделение тепла в результате сгорания топлива в цилиндре энергетической установки проходит в два этапа [60, 61 – 63]. Первый этап, так называемая кинетическая фаза, характеризуется быстрым выде-

лением тепла вследствие теплового взрыва, во втором этапе, диффузионной фазе, наблюдается относительно медленное тепловыделение, определяемое скоростью турбулентной диффузии зон, богатых кислородом и зон с избытком паров топлива. Однако у различных типов дизелей процесс сгорания может проходить по-разному: с ярко выраженной кинетической фазой или без нее, в последнем случае можно считать тепловыделение однофазным (рисунок 1.3) [64].

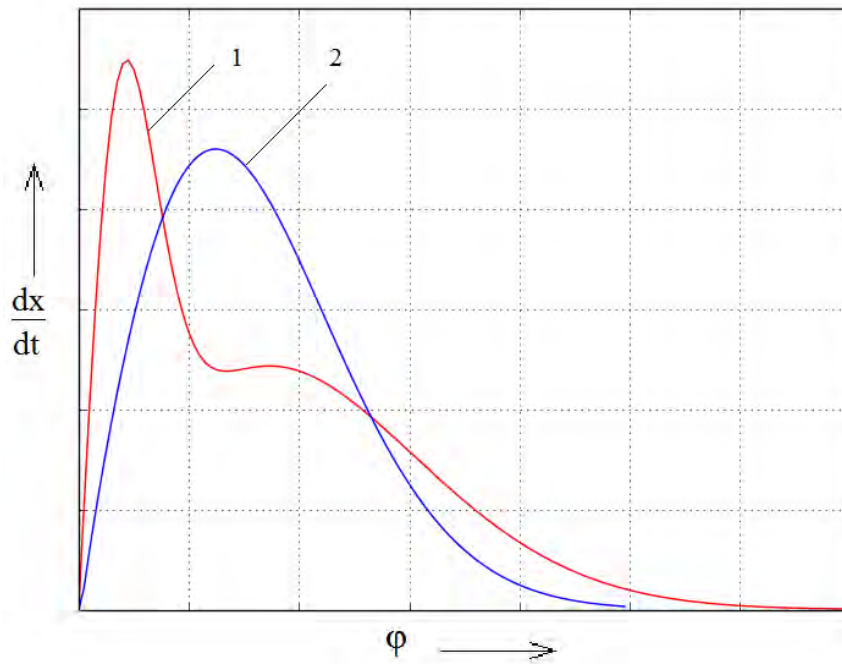


Рисунок 1.3 – Виды характеристик тепловыделения:
 1 – двухфазное тепловыделение с ярко выраженной кинетической фазой;
 2 – однофазное тепловыделение

Изменение количества сгораемого топлива, или скорость выделения теплоты при сгорании, то есть так называемый закон сгорания $x = f(t)$, может быть задан рядом зависимостей [60, 65 – 80]. Далее рассмотрим наиболее часто используемые в настоящее время законы сгорания топлива.

Однофазное тепловыделение в цилиндрах двигателя с внутренним смесеобразованием может описываться формальными зависимостями, отображающими развитие этого процесса в функции времени и не раскрывающими в явном виде влияние физических параметров. К числу таких зависимостей относятся уравнение химической кинетики профессора И. И. Вибе [65]:

$$x = 1 - e^{-\ln(1-x_z) \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}}, \quad (1.2)$$

где x_z – доля топлива, сгорающего к моменту практического конца реакции;

t_z – условная продолжительность процесса сгорания;

t/t_z – отвлеченное время сгорания;

m – показатель характера сгорания.

Отвлеченное время сгорания t/t_z может быть заменено соответствующим отношением углов поворота коленчатого вала φ/φ_z , где φ_z – продолжительность сгорания, выраженная в углах поворота коленчатого вала.

Продолжительность сгорания и показатель характера сгорания являются кинетическими параметрами процесса сгорания, однозначно определяющими развитие процесса сгорания во времени [65].

В соответствии с принятой гипотезой профессор И. И. Вибе принимает долю топлива x_z равной 0,999, что вполне соответствует практическому окончанию процесса сгорания. Тогда уравнение выгорания топлива (1.2) имеет вид

$$x = 1 - e^{-\ln(1-x_z) \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}} = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}, \quad (1.3)$$

где x_z – доля топлива, сгорающего к моменту практического конца реакции $\varphi = \varphi_z$.

Согласно уравнению (1.3), выражение для определения отвлеченной скорости сгорания будет иметь вид

$$w_0 = 6,908(m+1) \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}, \quad (1.4)$$

которое характеризует развитие процесса сгорания в зависимости от отвлеченного времени φ/φ_z .

Апробация уравнений (1.3) и (1.4) проводилась в первой половине прошлого столетия на бескомпрессорных, с непосредственным впрыском, со струйным смешением четырех- и двухтактных авиационных и автомобильных дизельных двигателях мощностью от 30 до 500 кВт при частоте вращения коленчатого вала 305 – 1700 мин⁻¹ [71, 73, 80, 81]. Характеристики выгорания определялись путем соответствующей обработки индикаторных диаграмм. Во всех случаях опытная проверка уравнения (1.3) показала его несомненную пригодность для описания развития во времени процессов сгорания топлива в таких дизелях. Расчеты по уравнению (1.3) показывают, что данная область (от $\varphi = 0$ до $\varphi = \varphi_z$) охватывает период горения в дизелях после окончания топливоподачи. В начальный период горения действуют другие закономерности.

Для описания двухфазного тепловыделения при явно выраженных двух максимумах тепловыделения могут быть использованы две функции Вибе (*doppel-Wiebe*) [61], первая из которых описывает фазу кинетического процесса сгорания, а вторая – фазу диффузионного процесса сгорания топлива. Наиболее удачное получение результатов решения двухфазного тепловыделения с использованием этих функций представлено профессором Е. А. Лазаревым [82 – 84]. Здесь процесс сгорания топлива представляется в интегральной форме как

$$x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_H}\right)^{m_H - m_0} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m_0 + 1}}, \quad (1.5)$$

или в дифференциальной форме

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6,908 \frac{m_H + 1}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi}{\varphi_H}\right)^{m_H - m_0} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m_0} e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_H}\right)^{m_H - m_0} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m_0 + 1}}, \quad (1.6)$$

при $\varphi \geq \varphi_H$, $m_H = m_0$,

где m_H , m_0 – показатели характера сгорания в начальном и основном периодах сгорания;

φ_n , φ_z – продолжительность начального периода сгорания и процесса сгорания в целом.

Нетрудно заметить, что при $m_n = m_o$ уравнение (1.5) превращается в уравнение сгорания Вибе (1.4). Выражение (1.5) моделирует выгорание топлива в начальном и основном периодах процесса сгорания, при этом используются кинетические константы: m_n , m_o , φ_n и φ_z .

Профессор Е. А. Лазарев оценивал соответствие опытных и расчетных показателей рабочего цикла на дизелях 4Ч14,5/20,5 и 8ЧН15/16, отличающихся размерностью, быстроходностью, типом охлаждения и уровнем форсирования. Сравнивая полученные в опытах и расчетные интегральные и дифференциальные характеристики, автор математической модели доказал, что принятый подход позволяет повысить точность описания характеристик выгорания сложного вида, повышает достоверность определения показателей тепломеханической нагруженности и оценки влияния интенсивности выгорания топлива в отдельных периодах на индикаторные показатели рабочего цикла энергетической установки [83].

В источнике [85] представлены результаты математического моделирования рабочего цикла опытного судового энергетической установки 12ЧН18/20 с аккумуляторной топливной системой на основе закономерностей (1.5) и (1.6), которые также подтверждают выводы профессора Е. А. Лазарева о более качественном описании процессов, происходящих в цилиндре энергетической установки. Однако, отсутствие достаточного объема экспериментальных данных в настоящее время для построения модели «*doppel-Wiebe*» влечет за собой погрешности, превышающие погрешности, вносимые однофазной моделью И. И. Вибе [65], а простота и доступность данных для ее настройки компенсируют эти погрешности.

Профессором Р. З. Кавтарадзе указано, что в случаях, когда тепловыделение продолжается на линии расширения функция «*doppel-Wiebe*» не позволяет удовлетворительно описать процесс тепловыделения в силу математической формы записи закона Вибе, где диффузионная запись процесса сгорания описывается вторым экспоненциальным членом, с помощью которого в силу его асимптотического

поведения нельзя описать возможный дополнительный всплеск тепловыделения в конце процесса сгорания [61]. Это приведет к неточности в расчете максимального давления цикла и температуры отработавших газов, и как следствие, к несогласованию расчетных и экспериментальных значений расхода топлива. В этом случае параметры кинетической фазы должны быть скорректированы таким образом, чтобы расчетное значение максимального давления совпало с экспериментальным, а параметры диффузионной фазы – так, чтобы расчетное значение температуры газа перед турбиной турбокомпрессора совпало с опытными данными.

Еще одной разновидностью математической модели профессора И. И. Вибера является предложенная учеником профессора Н. Ф. Разлейцева канд. техн. наук А. И. Филипковским модификация закона сгорания Вибера при условии, что показатель характера сгорания изменяется в процессе сгорания, что обусловлено последовательным изменением скорости и лимитирующей роли процессов испарения, диффузии и отдельных стадий химических превращений [61, 86, 87].

Здесь интегральная форма уравнения сгорания имеет вид

$$x = 1 - e^{C \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_\tau}}, \quad (1.7)$$

а дифференциальная –

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C e^{C \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_\tau}} \left[(m_\tau + 1) \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_\tau} + \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_\tau + 1} \frac{dm_\tau}{d\tau} \ln \frac{\varphi}{\varphi_z} \right], \quad (1.8)$$

где $C = \ln(1 - x_z)$;

$m_\tau = \text{var}$ – показатель динамики сгорания.

Закономерность изменения показателя m_τ описывается зависимостью для участка диффузионного сгорания

$$m_{\tau} = 10 \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_z} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_z} \right), \quad (1.9)$$

где $\varphi_{\max} = 0,14 + 0,03 \bar{K}_{\text{исп}} \varphi_z$;

$\bar{K}_{\text{исп}}$ – относительная константа испарения.

Таким образом, показатель динамики сгорания характеризуется продолжительностью процесса сгорания и константой испарения.

Условная продолжительность сгорания φ_z определяется продолжительностью впрыскивания топлива $\tau_{\text{впр}}$, что является известной (заданной) величиной, а также продолжительностью выгорания топлива в зависимости от размеров крупных капель, поступивших в камеру сгорания в конце впрыскивания, скоростей их испарения и выгорания образовавшихся паров.

Величина продолжительности выгорания определяется по уравнению

$$\varphi_{\text{выг}} \approx \varphi_{\text{исп}} \left(1 + \frac{A^* K_{\text{исп}}^{(0)}}{\alpha_{\text{в/т}} - 1} \right), \quad (1.10)$$

где $\varphi_{\text{исп}}$ – время испарения крупных капель в соответствии с законом Срезневского;

A^* – эмперический коэффициент, учитывающий суммарное влияние всех физических факторов, определяющих продолжительность диффузионного горения;

$K_{\text{исп}}^{(0)}$ – теоретическая константа испарения при сверхкритических (для фазового перехода жидкого топлива в пар) параметрах заряда в цилиндре;

$\alpha_{\text{в/т}}$ – отношение воздух/топливо в цилиндре.

Следовательно, можно говорить, что условная продолжительность сгорания φ_z определяется в зависимости от параметров впрыскивания и распыливания топлива, термо- и газодинамических параметров заряда в цилиндре двигателя.

Наряду с достаточно высокой точностью (отклонение в расчете скорости сгорания не превышает 10 %), данной модификации метода Вибе присущи такие недостатки как использование эмперического коэффициента A^* , а также ряда

других, например, коэффициента, зависящего от конструкции камеры сгорания, или коэффициента, зависящего от конструкции форсунки и способа усреднения диаметра капель (здесь они не рассматривались), по которым отсутствуют статистические данные для различных типов поршневых двигателей.

Для описания двухфазного тепловыделения в дизеле профессором Б. П. Пугачевым предложено уравнение, использующее похожий с уравнением профессора И. И. Вибе принцип. Уравнение содержит два слагаемых соответствующих кинетической и диффузионной фазам сгорания [60, 61]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{x_1}{\varphi_1^2} \varphi e^{-\frac{\varphi^2}{2\varphi_1^2}} + \frac{x_2}{\varphi_2^2} \varphi e^{-\frac{\varphi^2}{2\varphi_2^2}}, \quad (1.11)$$

где x_1 – доля тепла, выделившегося в первой (кинетической) фазе;

x_2 – доля тепла, выделившегося во второй (диффузионной) фазе;

φ_1 – продолжительность от начала сгорания до момента максимальной скорости тепловыделения в первой фазе $\left(\frac{dx_1}{d\varphi}\right)_{\max}$;

φ_2 – продолжительность от начала сгорания до момента максимальной скорости тепловыделения во второй фазе $\left(\frac{dx_2}{d\varphi}\right)_{\max}$.

Каждый параметр уравнения (1.11) оказывает влияние на процесс сгорания топлива в цилиндре двигателя. Соотношение между слагаемыми тепловыделения изменяется в зависимости от типа двигателя и режима его работы. Применение уравнения (1.11) осложнено большим числом задаваемых параметров, что при различном их сочетании может привести к одинаковому соотношению долей теплоты, выделенных в фазах процесса сгорания. Следует заметить, что сумма x_1 и x_2 , очевидно, всегда будет равна единице, а значит, можно исключить x_2 из уравнения заменив его на $1 - x_1$. Значит, при моделировании процесса сгорания возникает необходимость в решении двух задач. Первая задача состоит в выборе значений

x_1 , φ_1 , φ_2 , наиболее подходящих для моделируемого режима работы двигателя. Вторая задача – определение продолжительности сгорания, поскольку в уравнении (1.11) продолжительность сгорания как таковая не содержится.

Профессором Р. З. Кавтарадзе указано, что скорость тепловыделения с течением времени в объеме камеры сгорания цилиндра лимитируется в основном скоростью какого-либо из трех процессов: испарение топлива, диффузия паров топлива с окислителем и химические преобразования, что невозможно учесть в рамках рассмотренных выше моделей, и требуется разрабатывать принципиально другие подходы [61]. Дифференцированный подход в целях исследования отдельных элементарных процессов, представляющих собой составные части такого сложного физико-химического процесса, каким является процесс сгорания, был предложен профессором Н. Ф. Разлейцевым [66, 88] и в дальнейшем доработан профессором А. С. Кулешовым [89]. Процесс сгорания в двигателях с внутренним смесеобразованием подразделяется на четыре периода: задержка воспламенения, горение топлива в процессе топливоподачи, развитое диффузионное горение после окончания впрыскивания топлива и догорание паров топлива и продуктов неполного сгорания после испарения всего топлива (рисунок 1.4). То есть, можно говорить о двух последовательных фазах сгорания: тепловыделение в процессе топливоподачи и тепловыделение после окончания топливоподачи.

Уравнение расчета тепловыделения в процессе топливоподачи имеет вид

$$\frac{dx}{d\varphi} = \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_0 + \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_1 + \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_2, \quad (1.12)$$

где $\left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_0$ – выгорание паров топлива, образовавшихся за период задержки воспламенения;

$\left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_1$ – выгорание паров топлива, образовавшихся после воспламенения;

$\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_2$ – догорание продуктов неполного сгорания.

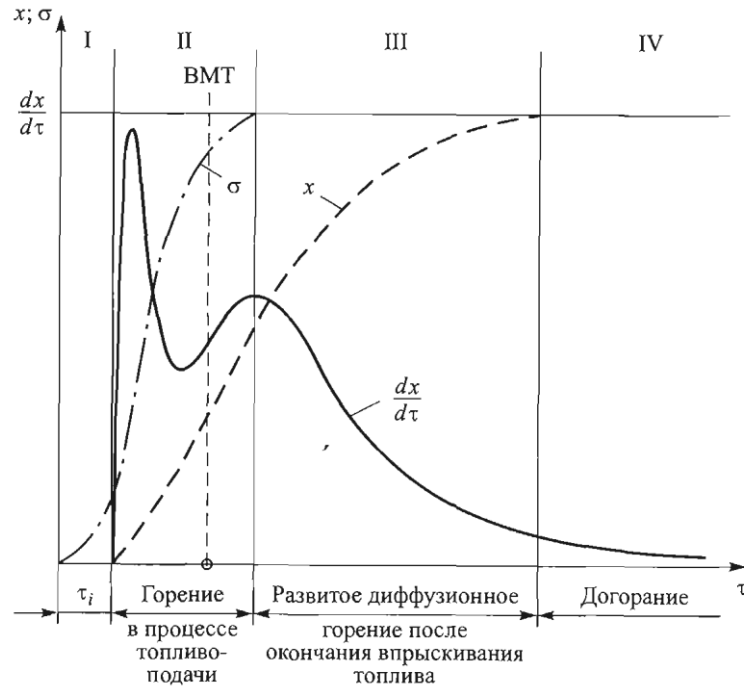


Рисунок 1.4 – Основные периоды процесса сгорания по методу профессора Н. Ф. Разлейцева [61, стр. 548]

Первую составляющую этого уравнения предложено определять по уравнению

$$\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_0 = \Psi_0 C_{\tau 0} (\bar{m}_{\text{исп } i} - x_0)(x_0 + 0,1\bar{m}_{\text{исп } i}), \quad (1.13)$$

где Ψ_0 – коэффициент полноты выгорания паров топлива, накопившихся за период задержки воспламенения;

$$C_{\tau 0} = \frac{A_0 m_{\text{ц}}}{V_{\text{восп}}};$$

A_0 – коэффициент пропорциональности; $m_{\text{ц}}$ – цикловая подача топлива; $V_{\text{восп}}$ –

объем цилиндра в момент воспламенения; $\bar{m}_{\text{исп } i} = \frac{m_{\text{исп}}}{m_{\text{ц}}}$ – доля цикловой подачи

топлива, испарившаяся за период задержки воспламенения; $m_{\text{исп}}$ – количество ис-

парившегося топлива за период задержки воспламенения; x_0 – доля выгоревших паров.

Вторая составляющая уравнения (1.12) определяется выражением

$$\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_1 = \Psi_1 \frac{d\bar{m}_{\text{исп}i}}{d\varphi}, \quad (1.14)$$

где Ψ_1 – коэффициент, определяемый по выражению

$$\Psi_1 = 1 - A_1 \frac{1}{\alpha_B^\Sigma - x} \left(\bar{m}_{\text{цв}} + 300 \bar{m}_{\text{цв}} e^{-\frac{16000}{2500+T_w}} \right) \frac{dx}{d\varphi}, \quad (1.15)$$

A_1 – коэффициент пропорциональности, зависящий от коэффициента избытка воздуха, коэффициента диффузии и пр.; α_B^Σ – суммарный коэффициент избытка воздуха; $\bar{m}_{\text{цв}}$, $\bar{m}_{\text{цв}}$ – доли цикловой порции топлива, попавшие в объеме и на стенках камеры сгорания соответственно; T_w – средняя температура поверхности стенки камеры сгорания.

Третья составляющая уравнения (1.12) определяется уравнением

$$\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_2 = A_2 \Psi_2 \frac{m_{\text{ц}}}{V_C} (\alpha_B^\Sigma - x) (\bar{m}_{\text{исп}} - x), \quad (1.16)$$

где A_2 – коэффициент пропорциональности;

$V_C = V_{\text{кс}}$ – объем камеры сгорания;

Ψ_2 – коэффициент полноты догорания продуктов неполного сгорания, определяется выражением, аналогичным (1.15), в которое вместо коэффициента A_1 подставляют A_2 ;

$$\bar{m}_{\text{исп}} = \frac{m_{\text{исп}}}{m_{\text{впр}}};$$

$m_{\text{впр}}$ – масса впрыскиваемого в цилиндр топлива равная массе сгоревшего топлива.

Расчет тепловыделения после окончания топливоподачи профессор Н. Ф. Разлейцев предложил определять по выражению [66]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = A\alpha_t(\sigma - x)x, \quad (1.17)$$

где A – постоянный для данного режима работы двигателя коэффициент, который можно рассматривать как константу скорости сгорания. Величина коэффициента A зависит от физико-химических свойств топлива и режимных параметров двигателя;

α_t – текущее значение коэффициента избытка воздуха в зоне пламени;

σ – доля поданного в цилиндр топлива.

Зависимость (1.17) названа Н. Ф. Разлейцевым обобщенным кинетическим уравнением процесса диффузионного горения в энергетической установках. Она учитывает особенности химической кинетики автокаталитических реакций и характеристики турбулентной диффузии, суммарно выражаемые коэффициентом α_t .

Уравнение (1.17) может быть представлено в виде [61]

$$\frac{dx}{d\varphi} = A_3 K_{\text{турб}} \Psi_3 (1 - x)(\alpha_t x - x), \quad (1.18)$$

где A_3 – коэффициент пропорциональности, зависящий от типа двигателя, режимных параметров, физико-химических свойств топлива;

$K_{\text{турб}}$ – коэффициент турбулизации;

Ψ_3 – коэффициент полноты диффузионного горения, определяется выражением, аналогичным (1.15), в которое вместо коэффициента A_1 подставляют A_3 .

На основе математической модели Н. Ф. Разлецева профессором А. С. Кулешовым разработана программа ДИЗЕЛЬ-РК, которая нашла широкое применение для расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания [90].

Сотрудниками кафедры «Локомотивы» ОмГУПСа совместно с учеными и инженерами ОАО НИИТКД г. Омска с использованием программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК был выполнен сравнительный анализ эффективности работы и динамических процессов в кривошипно-шатунном механизме (КШМ) дизелей тепловозов ТЭМ2 и ТЭМ18, позволивший определить мероприятия по стабилизации положения с выходом из строя подшипниковых узлов коленчатых валов тепловозной энергетической установки 1-ПД4Д [91 – 93].

В частности, результаты программной реализации модели Н. Ф. Разлецева можно проиллюстрировать изменением интенсивности тепловыделения при сгорании топлива в цилиндрах дизелей на номинальном режиме (рисунок 1.5).

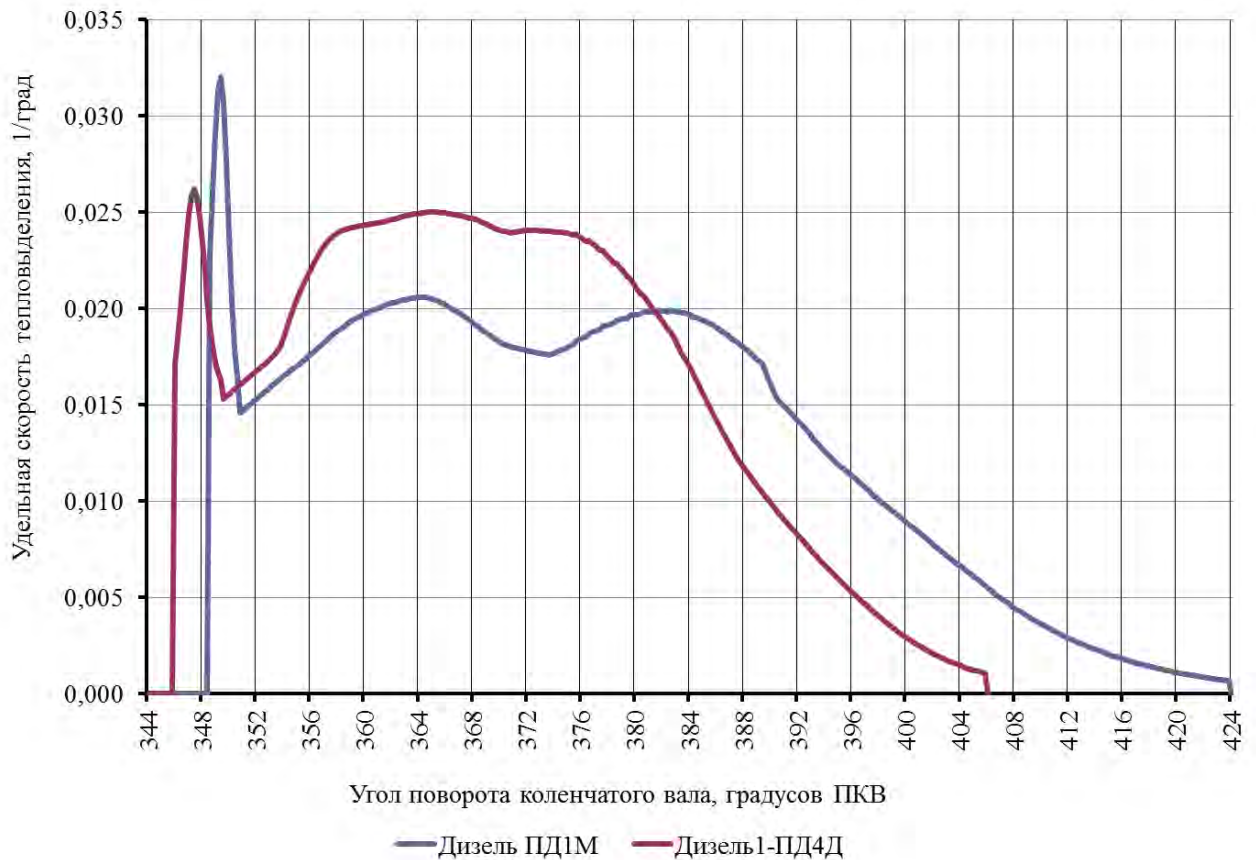


Рисунок 1.5 – Зависимость скорости тепловыделения при сгорании топлива в цилиндре энергетической установки

Как видно из графиков, интенсивность тепловыделения у энергетической установки 1-ПД4Д при сгорании основной порции топлива выше примерно на 25 %, чем у ПД1М, что обуславливает сокращение периода тепловыделения (наличие скорости тепловыделения) у энергетической установки 1-ПД4Д примерно на 18 градусов поворота коленчатого вала.

Кроме этого, результаты моделирования позволили получить значения давления газов над поршнем в цилиндре энергетической установки, которые определяют силу давления газов на поршень и вместе с силой инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяют динамические нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма энергетической установки тепловоза.

Заканчивая обзор математических моделей процесса сгорания топлива, скажем, что в последнее время очень интенсивно развивается новое направление в математическом моделировании, основанное на применении CFD-технологий, в основе которых лежит подход в определении параметров рабочего тела в цилиндре двигателя с учетом теплообмена и сгорания топлива с использованием конечно-элементного моделирования пространственного развития топливной струи и течения газа в области сложной формы с подвижными границами [61, 83, 94]. Применение таких моделей пока затруднительно, поскольку для получения достоверности полей концентраций и температуры, определяющих развитие процесса горания топлива, необходимо правильное определение граничных условий. Процесс определения граничных условий требует отдельных специальных экспериментальных исследований.

Математическая модель профессора Н. Ф. Разлейцева, доработанная профессором А. С. Кулешовым, учитывает особенности характеристики впрыска и мелкость распыливания, динамику развития топливных струй, взаимодействие струй с воздушным вихрем и стенками, а также ориентацию струй в камере сгорания. Несмотря на то, что физические картины отдельных условных периодов тепловыделения в модели Н. В. Разлейцева описаны очень логично, профессором Р. З. Кавтарадзе отмечается, что математическое описание этих процессов из-за

нехватки информации о физических явлениях в цилиндрах двигателя подлежит дальнейшей доработке [61].

Предложенный профессором И. И. Вибе закон выгорания топлива, получивший название «закона сгорания Вибе», статистически точно отображает особенности выделения и сообщения рабочему телу теплоты в двигателях. Закон описывается относительно простым уравнением, которое содержит два параметра. Помимо этого, уравнение позволяет абстрагироваться от учета влияния на процесс сгорания различных факторов (закон впрыскивания топлива, количество топлива, поданного за период задержки воспламенения, и других), что является преимуществом, когда не требуется отдельно рассматривать их влияние на рабочий цикл. Профессор Р. З. Кавтарадзе называет модель сгорания топлива И. И. Вибе самой употребляемой из всех существующих моделей тепловыделения [61]. Следует отметить, что модель И. И. Вибе получила серьезное развитие в части двухфазного тепловыделения при сгорании топлива, например, за счет описания каждой фазы сгорания отдельными функциями Вибе [83], либо с учетом переменного показателя характера сгорания [86]. Профессором А. А. Иванченко отмечается, что, несмотря на более качественное описание процессов характеристикой с двумя максимумами тепловыделения, полуэмпирическая модель выгорания топлива И. И. Вибе позволяет с приемлемой точностью моделировать эксплуатационные режимы энергетической установки [95].

Уравнение, описывающее двухфазный процесс тепловыделения Б. П. Пугачева содержит четыре эмпирических коэффициента, что осложняет, в сравнении с законом Вибе, его применение. В уравнении Пугачева отсутствует продолжительности сгорания, что приводит к определенным затруднениям выбора окончания процесса сгорания при расчете скорости тепловыделения. Продолжительность сгорания определяется как постфактум, после расчета максимальных скоростей тепловыделения в соответствующих фазах сгорания. Тем не менее, с помощью уравнения Пугачева становится возможным моделировать сгорание в дизеле при различных формах характеристики тепловыделения (однофазной или двухфазной), без необходимости рассматривать сложные физико-химические процессы.

В результате расчета процесса сгорания должны быть получены численные значения давления и температуры газов в цилиндре двигателя для любого момента процесса сгорания, максимальных давления и температуры газа и соответствующие им углы поворота коленчатого вала, максимальной скорости нарастания давления газов в цилиндре и работы газов, давления и температуры газов в конце процесса расширения, индикаторные и эффективные показатели рабочего цикла.

Характер изменения давления газов в цилиндре энергетической установки тепловоза на протяжении всего процесса сгорания в зависимости от изменения объема цилиндра или угла поворота коленчатого вала энергетической установки определяется в основном закономерностями термодинамики и химической кинетики.

В процессе сгорания топлива происходит теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра и в большей или меньшей степени – диссоциация продуктов сгорания, что также отражается на кривой сгорания. Поэтому при расчете линии сгорания необходимо учитывать все факторы, влияющие как на ее вид, так и на величину параметров уравнений выгорания топлива.

В уравнении (1.1) составляющая dV_{Q_t} есть изменение объема рабочего тела в результате теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра. Часть теплоты, выделенной при сгорании топлива в период от точки начала горения до точки конца горения, передается через стенки цилиндра, днище поршня, поверхность головки цилиндра в систему охлаждения, поэтому на участке сгорания эффективно (полезно) используется только некоторая доля от всего введенного количества теплоты.

Как было ранее показано, в процессе сгорания топлива выделившаяся теплота прямо пропорциональна количеству прореагировавшего топлива. Количество теплоты, используемое для повышения внутренней энергии рабочего тела и осуществления внешней работы за период от начала сгорания до любого момента времени сгорания, или полезно использованная теплота, составит, кДж,

$$Q = Q_t - Q_w, \quad (1.19)$$

где Q_T – теплота, выделившаяся в процессе сгорания за время t , кДж;

Q_w – потери теплоты в систему охлаждения энергетической установки за время t , кДж.

Потери теплоты Q_w связаны с Q_T уравнением:

$$Q_w = (1 - \psi\delta)Q_T, \quad (1.20)$$

где ψ, δ – коэффициенты использования и выделения теплоты,

или

$$Q_w = (1 - \xi)Q_T, \quad (1.21)$$

ξ – коэффициент эффективности сгорания.

Коэффициент выделения теплоты для дизелей δ равен единице, тогда $\xi = \psi$.

Из уравнения (1.21) имеем:

$$\xi = 1 - \frac{Q_w}{Q_T}. \quad (1.22)$$

Значения среднего коэффициента эффективности сгорания ξ для наиболее вероятного в эксплуатации режима работы энергетической установки находятся в пределах 0,70 – 0,85, в то же время на режиме холостого хода, при повышенных относительных потерях в систему охлаждения, $\xi = 0,45 - 0,55$ [58].

Количество тепла, отданного рабочим телом стенкам цилиндра, на каждом элементарном участке линии сгорания определится по выражению, кДж:

$$dQ_w = \alpha_{\text{сумм}} (T_\Gamma - T_{\text{ст}}) F_{\text{ст}} \frac{d\varphi}{6n_d}, \quad (1.23)$$

где $\alpha_{\text{сумм}}$ – суммарный усредненный по поверхности теплообмена коэффициент теплоотдачи от рабочего тела к стенкам цилиндра, Вт/(м²·К); T_Γ – температура

газа, К; T_{cr} – температура поверхности камеры сгорания, К; $F_{\text{cr}} = 0,5\pi D^2 + \pi DS'$ – площадь тепловоспринимающей поверхности, м²; D , S' – диаметр цилиндра и текущий ход поршня, м; $\frac{d\varphi}{6n_d}$ – время теплоотдачи, с.

Вопросами теплообмена в поршневых двигателях занимались ученые В. Нуссельт, Н. Р. Брилинг, Г. Эйхельберг, В. Пфлаум, Л. М. Белинский, Г. Б. Розенблит, Г. Вошни, А. К. Костин, Р. З. Кавтарадзе и др. [96 – 105].

Так, В. Нуссельт, не имея достаточных экспериментальных результатов, предложил использовать формально-аддитивный подход к описанию сложного (радиационно-конвективного) теплообмена [96]. В известной степени аддитивная структура формулы Нуссельта не соответствует современным представлениям теории сложного теплообмена. Впервые В. Пфлаум [100] указал на неоднородность теплоотдачи на поверхностях деталей, образующих камеру сгорания, и оценил долю радиационного теплообмена в суммарной теплоотдаче от рабочего тела в ДВС.

В своих работах Г. Б. Розенблит, исследовавший теплообмен в энергетических установках большой мощности, получил в результате многочисленных опытов формулу в виде [102]:

$$\alpha_{\text{сумм}} = C_1 \sqrt{\frac{w_{\tau}}{D}} \sqrt{\lambda c_p \rho} \left(1 + C_2 \frac{a W_{\text{зв}}}{w_{\tau}} \right) + \varepsilon_{\Sigma} \sigma_0 \frac{T_{\text{пл}}^4 - T_{\text{ст}}^4}{T_{\text{пл}} - T_{\text{ст}}}, \quad (1.24)$$

где C_1 , C_2 – эмпирические коэффициенты; w_{τ} – тангенциальная скорость рабочего тела на участке горения; λ , c_p , ρ – коэффициент теплопроводности, удельная изобарная теплоемкость и плотность газов; a – скорость звука; $W_{\text{зв}}$ – скорость звуковых колебаний; ε_{Σ} – суммарная степень черноты газов в цилиндре и пламени; σ_0 – постоянная Стефана-Больцмана; $T_{\text{пл}}$ – температура пламени.

Принципиальное отличие выражения (1.24) от формул других исследователей в том, что в нее введена скорость звуковых колебаний, которая определяется путем обработки индикаторных диаграмм.

Профессор Р. З. Кавтарадзе в своей работе [103] указывает, что в уравнении (1.24) преувеличена роль тангенциальной скорости при вращательном движении заряда на тепловоспринимающих поверхностях. Формула построена с использованием устаревшего аддитивного подхода Нуссельта-Брилинга. Также в уравнении отсутствуют такие параметры, как давление и температура рабочего тела, а это может отразиться на занижении значений коэффициента теплоотдачи (особенно для процессов сгорания – расширения).

Известный ученый в области двигателестроения Г. Вошни предложил формулу для расчета коэффициента теплоотдачи в камере сгорания, основываясь в своих исследованиях на квазистационарном представлении процесса [101]. В отличие от своих предшественников он использовал методы теории подобия, применив в качестве исходного уравнения критериальное выражение

$$\text{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}^n, \quad (1.25)$$

и после многочисленных опытов, проведенных непосредственно на двигателях, получил формулу в виде:

$$\alpha_{\text{сумм}} = 127,9 D^{-0,2} T_{\text{r}}^{-0,53} P_{\text{r}}^{0,8} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_h T_a}{P_a V_a} (P_{\text{r}} - P_{\text{r}0}) \right]^{0,8}, \quad (1.26)$$

где D – диаметр цилиндра, м;

T_{r} – температура рабочего тела, К;

P_{r} – давление рабочего тела в цилиндре при сгорании, бар;

C_1 и $C_2 = 0,00324$ – постоянные коэффициенты:

$$C_1 = 2,28 + 0,308 w_{\tau} / c_m; \quad (1.27)$$

V_h – рабочий объем цилиндра, м³; T_a , P_a , V_a – температура (К), давление (бар) и объем (м³) рабочего тела в начале процесса сжатия; $P_{\text{r}0}$ – давление рабочего тела в цилиндре при отсутствии процесса сгорания, бар; c_m – средняя скорость поршня, м/с.

Удобство использования уравнения (1.26) связано с тем, что формула выведена при помощи критериального выражения, а коэффициенты, входящие в нее, получены по данным специально поставленных экспериментов. Кроме этого, формула учитывает как конвективный, так и лучистый теплообмен, причем последний не выделяется в виде отдельной составляющей, что существенно упрощает расчет. Также в уравнении за определяющую температуру принята температура рабочего тела, а не температура поверхности камеры сгорания, определение (экспериментальное либо расчетное) которой представляется весьма затруднительным.

Впоследствии формула (1.26) для описания процессов теплообмена в камере сгорания дизелей с непосредственным впрыском была преобразована Г. Хохенбергом к виду [105]:

$$\alpha_{\text{сумм}} = 130 V_{\varphi}^{-0,06} T_{\Gamma}^{-0,4} P_{\Gamma}^{0,8} [c_m + 1,4]^{0,8}, \quad (1.28)$$

где V_{φ} – текущий объем цилиндра, м^3 .

Такое преобразование было вызвано отсутствием учета повышения уровня турбулентности заряда, связанного с конструкцией камеры сгорания, в области верхней мертвой точки.

Подводя итог выше сказанному, следует сказать, что полуэмпирические α -формулы Вошни и Хохенберга базируются на квазистационарном представлении процесса теплоотдачи и дают удовлетворительные результаты для большинства типов поршневых двигателей внутреннего сгорания, что подтверждается и исследованиями, представленными в работе [103].

Тепло, выделившееся в процессе сгорания топлива за рассматриваемый угол поворота коленчатого вала, определяется по выражению, кДж:

$$Q_{\Gamma i,i+1} = \frac{H_u \Delta x_{i,i+1}}{(1 + \gamma_r) \alpha L'_0 + 1} \cdot \frac{10^6 P_a}{RT_a} V_h, \quad (1.29)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\Delta x_{i,i+1}$ – доля топлива, сгоревшего на рассматриваемом участке $i,i+1$; γ_r – коэффициент остаточных газов;

α – коэффициент избытка воздуха в цилиндре двигателя; L'_0 – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива, кг/кг; R – газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг·К).

Таким образом, на каждом рассматриваемом интервале процесса сгорания появляется возможность учесть изменение коэффициента эффективности сгорания ξ (если ранее в модели он принимался постоянным в пределах значений, полученных опытным путем, например, в математической модели И. И. Вибе [65]), а именно

$$\xi_{i,i+1} = 1 - \frac{Q_{w,i,i+1}}{Q_{T,i,i+1}}. \quad (1.30)$$

Из приведенного выше обзора математических моделей процесса сгорания топлива можно сделать следующие выводы:

для описания тепловыделения при сгорании топлива в цилиндре поршневого двигателя внутреннего сгорания в настоящее время разработано множество математических моделей, построенных на принципах химической кинетики (законы профессоров И. И. Вибе и Б. П. Пугачева), либо на учете процессов подачи и испарения топлива, диффузии и химических превращений (закон профессора Н. Ф. Разлейцева). Кроме этого, появились модели на основе CFD-технологий (одна из них представлена в одной из версий программного комплекса Дизель-РК профессора А. С. Кулешова), использующие конечно-элементное моделирование пространственного развития топливной струи и течения газа в области сложной формы с подвижными границами;

реализация математических моделей требует различных трудовых, временных, машинных (при использовании ЭВМ), а также финансовых затрат. Наиболее трудоемкими и требующими значительных денежных вливаний являются модель Н. Ф. Разлейцева и CFD-модель, поскольку они требуют учета особенностей характеристики впрыска и мелкости распыливания, динамики развития топливной струи, взаимодействия струи с воздушным вихрем и стенками, ориентации струи в камере сгорания. Такие модели целесообразно использовать при разработке новых и доводке спроектированных поршневых двигателей внутреннего сгорания;

модели, построенные на законах сгорания, описывающих как однофазное (закон И. И. Вибе), так и двухфазное (Закон Б. П. Пугачева, разновидность закона Вибе – «*doppel-Wiebe*») тепловыделение, хоть и содержат в уравнениях от двух до четырех кинетических параметров, достаточно просто могут быть реализованы в программном коде и с приемлемой точностью моделируют различные режимы работы энергетических установок тепловозов, что является преимуществом, когда не требуется отдельно рассматривать влияние на рабочий цикл таких факторов, как, например, закона впрыскивания топлива. Такие математические модели позволяют существенно снизить затраты времени и средств на получение «расчетной» индикаторной диаграммы энергетической установки тепловоза;

определив параметры процесса сгорания по «расчетным» индикаторным диаграммам, можно четко представить происходящие процессы в цилиндрах энергетической установки и выдать рекомендации по настройке топливной аппаратуры, агрегатов наддува, угла опережения подачи топлива для достижения более эффективного режим работы и выработать решения по управлению техническим состоянием и эффективной мощностью энергетической установки тепловоза.

Рассмотренные математические модели рабочего цикла, уравнения процессов теплообмена рабочего тела энергетической установки тепловоза позволяют в дальнейшем выполнить исследования влияния многочисленных эксплуатационных и конструктивных факторов на показатели использования тепловозов.

Целью диссертационной работы является повышение эксплуатационных показателей и эффективности использования тепловозов за счет оптимизации характеристик их энергетических установок посредством применения смесового углеводородного топлива и управления эффективной мощностью.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Выполнить анализ существующих математических моделей однофазного и двухфазного тепловыделения тепловозного дизеля и разработать алгоритмы их реализации, позволяющие выполнять расчет индикаторной диаграммы действительного рабочего цикла энергетической установки тепловоза с учетом влияющих факторов.

2. Предложить метод оптимизации рабочего цикла энергетической установки тепловоза, работающего как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе, по критерию максимума среднего эффективного давления при сохранении величины нормативных значений динамической и тепловой напряженности деталей дизеля с установленным углом опережения подачи топлива и заданным значением коэффициента избытка воздуха.

3. Разработать алгоритм расчета количества основных компонентов продуктов сгорания в отработавших газах дизеля тепловоза для различных режимов нагрузки дизель-генераторной установки в реальном масштабе времени.

4. Исследовать содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля и выполнить оценку влияния состава смесевого углеводородного топлива на удельное количество вредных веществ в отработавших газах в диапазоне рабочих нагрузок энергетической установки тепловоза.

5. Предложить обобщенный критерий эффективности использования тепловоза, учитывающий энергетические, экономические и экологические характеристики энергетической установки и позволяющий проводить сравнительную оценку эксплуатационных показателей при проектировании тепловозов новых серий для работы как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе.

6. Предложить математическую эталонную модель диагностирования дизель-генераторной установки тепловоза с использованием метода малых отклонений, позволяющую в условиях эксплуатации осуществлять оперативный контроль и оценку технического состояния элементов газоздушного тракта по выходным значениям параметров, получаемым при реостатных испытаниях или от бортовой системы регистрации параметров работы локомотива, в совокупности с моделированием рабочего цикла энергетической установки тепловоза.

7. Разработать алгоритм и метод оценки эффективности работы тепловоза на основе определения эксплуатационного коэффициента полезного действия с использованием данных локомотивных бортовых систем и анализа состава отработавших газов с целью контроля динамики изменения КПД дизеля как диагностического параметра для управления эффективной мощностью при работе как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе.

2 МЕТОДОЛОГИЯ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА

2.1 Математическое моделирование тепловыделения в цилиндре тепловозного дизеля с использованием кинетических параметров процесса сгорания топлива. Оценка адекватности моделирования в условиях производственного эксперимента

Математическое моделирование рабочего процесса тепловозной энергетической установки позволяет исследовать многочисленные эксплуатационные и конструктивные факторы на показатели работы двигателя, а значит и в целом, на показатели работы тепловоза. Вопросами моделирования рабочего процесса энергетической установки тепловоза занимались такие известные ученые как А. Иос. Володин, А. Э. Симсон, Е. Е. Коссов, А. Ю. Коньков и многие другие [58, 106 – 110]. Им удалось в значительной степени продвинуться в вопросах применения методов численного моделирования энергетических установок тепловозов для решения задач связанных с созданием, модернизацией и совершенствованием тепловозов.

Сгорание топлива в цилиндрах поршневых двигателей внутреннего сгорания является одним из основных процессов, определяющих качество работы ДВС и скорости нарастания давления и температуры. В конечном итоге, сгорание топлива определяет мощность, расход топлива, термическую и динамическую напряженность деталей и долговечность двигателя, а также экологические характеристики транспортного средства в целом [111, 112].

Кафедра «Локомотивы» ОмГУПСa неоднократно, как для математического представления процесса сгорания топлива в цилиндрах энергетической установки тепловоза по результатам полных реостатных испытаний тепловозов, так и для математической обработки опытных индикаторных диаграмм использовала метод расчета однофазного тепловыделения [113 – 115], несмотря на присущие ему недостатки, объективно или субъективно представленные в научной литературе [61, 66]. К достоинствам метода расчета однофазного тепловыделения следует отнести наличие в уравнении сгорания (1.3) трех кинетических параметров: доля топлива в конце процесса сгорания x_z , показатель характера сгорания m и продолжительность сго-

рания Φ_z , которые являются явно неопределяемыми.

Для определения названных кинетических параметров для каждого расчетного режима работы ДГУ тепловоза при моделировании рабочего цикла энергетической установки используется мощность ДГУ, частота вращения коленчатого вала, величина удельного расхода топлива, максимальное давление сгорания топлива в цилиндре двигателя, давление наддува и ряд других параметров для расчетного режима.

Величина индикаторной работы цикла, совершаемой рабочим телом в процессе сгорания топлива, оценивается давлением и температурой газов в цилиндре энергетической установки при выгорании топлива. Расчет давления и температуры выполняется для каждого угла поворота коленчатого вала, полагая, что параметры конца сгорания для i -го угла соответствуют параметрам начала сгорания для $(i+1)$ -го угла поворота коленчатого вала.

Расчет текущего значения давления газов в процессе сгорания выполняется с использованием выражения, МПа:

$$P_{i+1} = \frac{0,0486\varepsilon q_{z\ i,i+1}\Delta x_{i,i+1} + P_i (K_{i,i+1}v_i - v_{i+1})}{K_{i,i+1}v_{i+1} - v_i}, \quad (2.1)$$

где ε – степень сжатия;

$q_{z\ i,i+1}$ – удельная использованная теплота сгорания на рассматриваемом элементарном участке;

P_i – давление газов в начале рассматриваемого элементарного участка;

$K_{i,i+1} = \frac{k_{i,i+1} + 1}{k_{i,i+1} - 1}$ – среднее значение фактора теплоемкости рабочего тела;

$k_{i,i+1} = \frac{c_{p_{i,i+1}}}{c_{v_{i,i+1}}}$ – отношение средних изобарной и изохорной теплоемкостей на эле-

ментарном участке $i,i+1$;

v_i, v_{i+1} – соответственно удельный объем газов в начале и конце элементарного участка $i, i+1$.

С учетом выражения (1.29) перепишем уравнение (2.1) в виде

$$P_{i+1} = \frac{0,0486 \frac{\varepsilon}{v_a} q_{z, i, i+1} \Delta x_{i, i+1} + P_i [K_{i, i+1} \psi(\alpha_i) - \psi(\alpha_{i+1})]}{K_{i, i+1} \psi(\alpha_{i+1}) - \psi(\alpha_i)}, \quad (2.2)$$

или

$$P_{i+1} = \frac{0,0486 \frac{\varepsilon}{v_a} \cdot \frac{\xi_{i, i+1} H_u}{(1 + \gamma_r) \alpha L'_0 + 1} \Delta x_{i, i+1} + P_i [K_{i, i+1} \psi(\alpha_i) - \psi(\alpha_{i+1})]}{K_{i, i+1} \psi(\alpha_{i+1}) - \psi(\alpha_i)}, \quad (2.3)$$

где v_a – удельный объем рабочего тела в начале сжатия, м³/кг;

$\psi(\alpha_i)$ – функция угла поворота коленчатого вала

$$\psi(\alpha_i) = 1 + 0,5(\varepsilon - 1) \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (2.4)$$

φ – угол поворота коленчатого вала, отсчитываемый от верхней мертвой точки (ВМТ);

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Уравнение (2.3) позволяет рассчитывать текущее значение давления для любого рассматриваемого интервала процесса сгорания с учетом угла начала сгорания, определяемого периодом задержки воспламенения τ , значения фактора теплоемкости $K_{i, i+1}$, характеризуемого величиной отношения теплоемкостей $k_{i, i+1}$ в процессе сгорания топлива, а также коэффициентом эффективности сгорания $\xi_{i, i+1}$, зависящим от потерь теплоты в систему охлаждения $Q_{w, i, i+1}$ в процессе сгорания. Среднее значение величины коэффициента эффективности сгорания (за весь процесс сгорания топлива) находятся в пределах от 0,494 до 0,848. Наибольшие значения величины коэффициента эффективности сгорания наблюдается в области верхней мертвой точки (ВМТ). Далее по мере увеличения объема цилиндра (процесс сго-

вание-расширение) величина коэффициента эффективности сгорания снижается, что связано с увеличением передачи теплоты через стенки цилиндра в систему охлаждения.

Температуру газов определяем по уравнению, К,

$$T_{i+1} = \frac{T_y}{P_y \psi(\alpha_y)} \cdot \frac{P_{i+1} \psi(\alpha_{i+1})}{\beta_{i,i+1}}, \quad (2.5)$$

где T_y , P_y – температура и давление воздуха в конце процесса «чистого» сжатия;

$\psi(\alpha_y)$ – функция, определяемая по уравнению (2.4) для угла $\alpha_y = \varphi_y$;

$\beta_{i,i+1}$ – средний на элементарном участке коэффициент молекулярного изменения.

Продолжительность элементарного участка сгорания выбирается равной 1 °п.к.в. Текущее значение доли выгоревшего топлива в цилиндре энергетической установки определяется по выражению

$$\Delta x_{i,i+1} = e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_z} \right)^{m+1}} - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_{i+1}}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (2.6)$$

где φ_i , φ_{i+1} – соответственно углы поворота коленчатого вала, отсчитываемые от момента воспламенения до начала или конца рассматриваемого элементарного участка.

Определение кинетических параметров в уравнении сгорания (1.3) осуществляется по наименьшему отклонению между значением максимального давления сгорания цикла, определенного в результате математического моделирования с использованием метода расчета однофазного тепловыделения, и значением, полученным одним из следующих способов: инструментальное измерение, либо на основе хорошо апробированного метода теплового расчета теоретического рабочего цикла энергетической установки [113, 116 – 120].

На первом этапе моделирования рабочего цикла энергетической установки для заданного режима работы выполняем расчет параметров по методу Гриневецкого – Мазинга, который хорошо раскрывает физическую сущность явлений, происходящих в цилиндре энергетической установки во время его работы, а также учитывает

ряд многочисленных факторов, оказывающих влияние на рабочий цикл [120 – 122]. Несмотря на присущие данному методу недостатки, он позволяет подбором степени повышения давления при сгорании λ с достаточной точностью определить значение максимального давления сгорания P_z . Данное значение максимального давления сгорания и будет являться опорной точкой при выборе кинетических параметров закона сгорания Вибе.

Реализация закона сгорания Вибе выполняется на втором этапе моделирования. Задаваясь шагом изменения продолжительности и показателя характера сгорания, формируется массив значений максимального давления сгорания цикла, достигаемых различным сочетанием кинетических параметров закона сгорания. За искомые конечные значения параметров уравнения выгорания топлива (1.3) φ_z и m принимаются такие, для которых абсолютное отклонение максимального давления сгорания, рассчитанное по уравнению (2.3), и определенное по результатам теплового расчета по методу Гриневецкого – Мазинга, или замеренное каким-либо образом, например, с помощью максиметра при проведении реостатных испытаний тепловозов, имеет минимальное значение, то есть $|P'_{\max} - P_{\max}| = \varepsilon \rightarrow \min$ [123]. Тем самым выбирается линия, наиболее близко описывающая действительный процесс сгорания топлива в цилиндре двигателя тепловоза.

Принятые значения продолжительности и показателя характера сгорания позволяют построить зависимости $P = f(\varphi)$, $T = f(\varphi)$, на основании которых определяются углы поворота коленчатого вала, при которых достигается максимальное давление и температура сгорания.

На заключительном этапе моделирования определяются индикаторная работа и среднее индикаторное давление цикла i , с учетом заданного значения механического КПД энергетической установки, рассчитывается среднее эффективное давление цикла. Вычисленное значение среднего эффективного давления цикла P'_e по параметрам индикаторной диаграммы должно быть близким по значению величине давления P_e , определенному по выражению

$$P_e = k_d \frac{N_e}{n_d}, \quad (2.7)$$

где k_d – константа двигателя.

Условием сходимости решений является абсолютное значение разности

$$|P'_e - P_e| < \varepsilon_1, \quad (2.8)$$

где ε_1 – заданная точность сходимости расчета.

Выполнение условия (2.8) необходимо в виду того, что среднее эффективное давление цикла, формируемое работой цикла (площадью под линией цикла), может оказаться завышенным (заниженным) по отношению к давлению, определенному по уравнению (2.7). Одним из вариантов достижения данного условия является корректировка величины коэффициента избытка воздуха за счет подбора значения удельного эффективного расхода топлива b_e , кг/(кВт·ч):

$$\alpha = \frac{30\eta_v V_h z n_d}{L'_0 b_e N_e} \cdot \frac{P_s}{RT_s}, \quad (2.9)$$

где η_v – коэффициент наполнения;

N_e – эффективная мощность энергетической установки тепловоза, кВт;

P_s, T_s – давление (МПа) и температура рабочего тела (К) во впускном ресивере.

При таком алгоритме реализации математической модели теплового расчета цикла энергетической установки следует учесть влияние параметров работы агрегатов наддува на рабочий цикл, что, несомненно, важно для дизелей с газотурбинным наддувом. Алгоритм расчета термодинамических параметров рабочего цикла энергетической установки и параметров выгорания топлива в цилиндре с учетом установленного угла опережения подачи топлива представлен на рисунке 2.1 [124, 125]. Расчеты выполняем для всего возможного интервала изменения продолжительности сгорания φ_z и показателя характера сгорания m . Наиболее вероятными интервалами изменения являются для продолжительности сгорания – 40 – 100 градусов, для показателя характера сгорания интервал от 0,5 до 1,0 [126]. Расчет рабочего цикла выполнен для тепловозной энергетической установки 1А-5Д49 при постоянных, близких к опытным значениям, коэффициенте избытка воздуха в цилиндре α , угле опережения подачи топлива $\varphi_{оп}$ и удельном эффективном расходе топлива b_e .

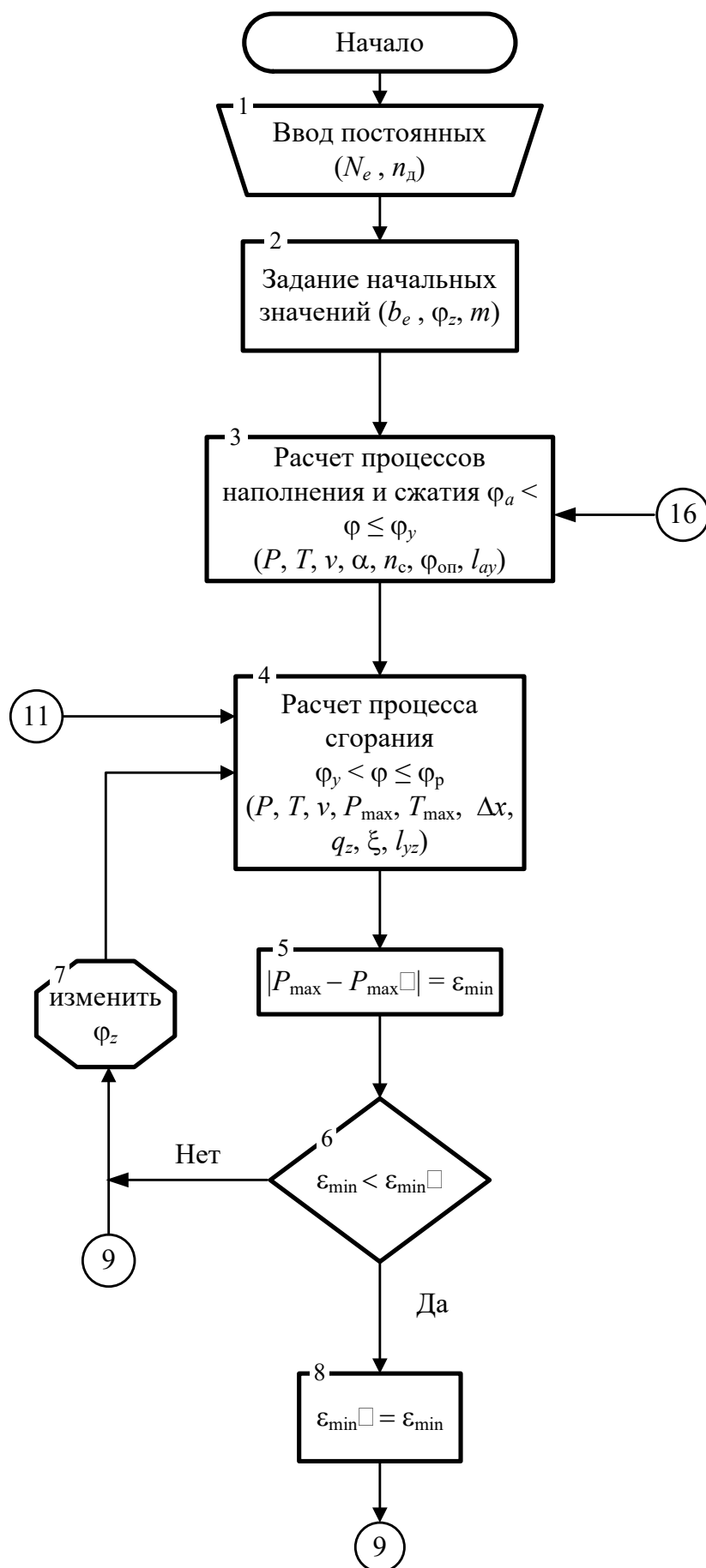


Рисунок 2.1 – Алгоритм расчета процесса сгорания при однофазном тепловыделении

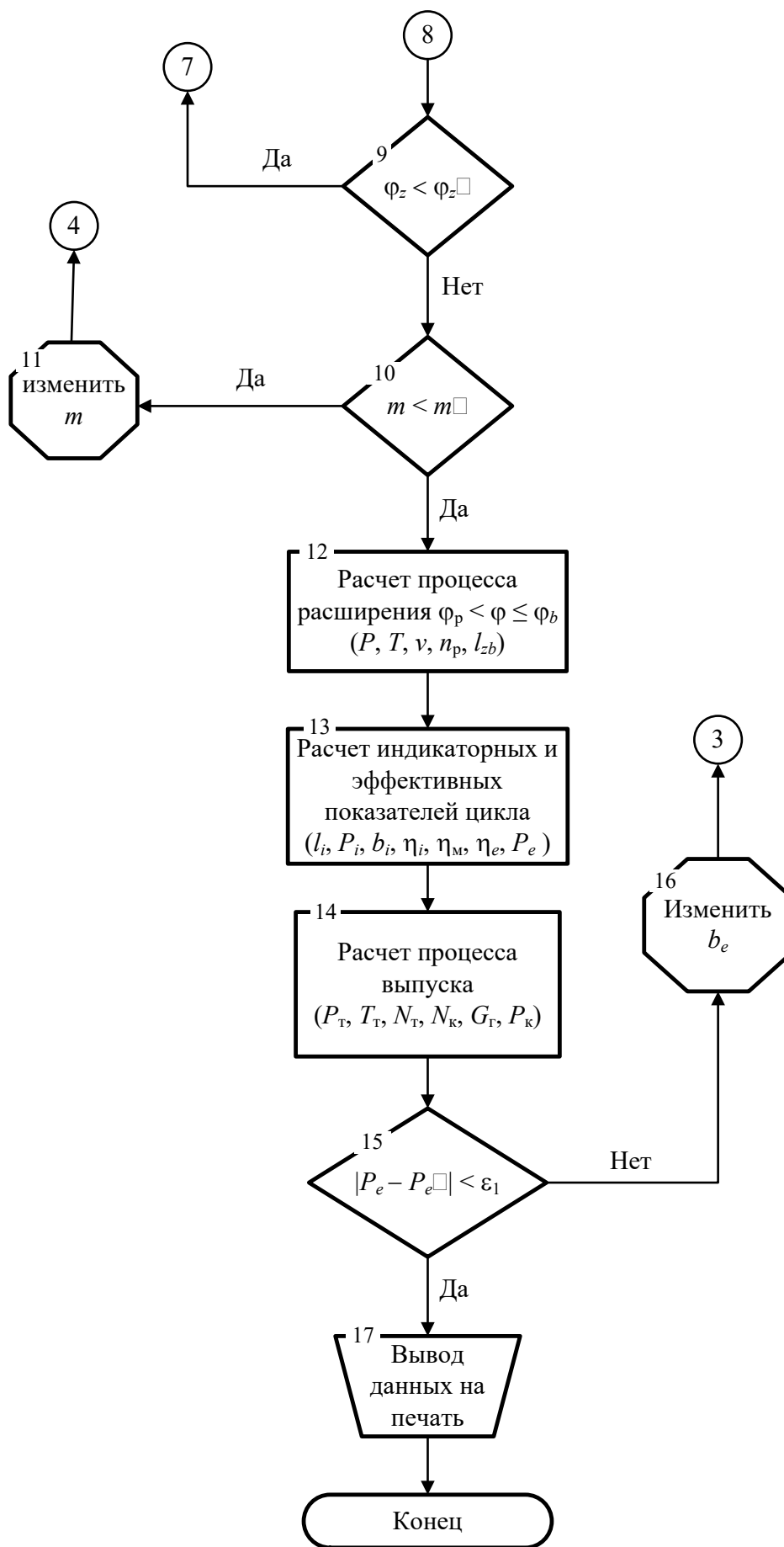


Рисунок 2.1 (окончание)

Для реализации предложенного алгоритма была разработана программа для ЭВМ, на которую получено свидетельство о государственной регистрации [127] (Приложение А). Графические зависимости параметров сгорания от угла поворота коленчатого вала дизеля 5Д49 мощностью 2200 кВт представлены на рисунке 2.2.

В случае расчета двухфазного тепловыделения алгоритм реализации математической модели цикла будет отличаться от представленного на рисунке 2.2 блоками, связанными с расчетом процесса сгорания. Так в блоках 18 и 19 (рисунок 2.3) учитывается изменение показателя характера сгорания m_n на m_o , когда скорость сгорания рассчитывается для текущего угла φ , принимающего равное или большее значение заданной продолжительности начального периода сгорания φ_n . Блоки 20 и 21 (см. рисунок 2.3) позволяют учесть интервалы изменения возможных значений показателя характера m_n и продолжительности φ_n сгорания начального периода.

При выполнении расчета процесса сгорания двухфазного тепловыделения границы изменения показателя характера и продолжительности сгорания должны быть известны. В научной литературе [84] представлены результаты исследований процесса сгорания в дизельных двигателях тракторов. Здесь же рекомендуется принимать $\varphi_n=3,5 - 15$ град., $m_n=0,50 - 0,65$, $m_o=0 - 1,0$.

Характеристики скорости сгорания одно- и двухфазного тепловыделения при одних и тех же начальных условиях представлены на рисунке 2.4.

Используя выражения (2.3) и (2.5), выполнен расчет давления и температуры процесса сгорания для однофазного и двухфазного тепловыделения (рисунок 2.5) [255]. Среднее расхождение по величине давления составило 2,8 %, по температуре – 1,8 %. В дальнейшем с целью сокращения времени вычисления и с учетом незначительного отличия по давлению и температуре сгорания расчет процесс сгорания будем выполнять с использованием закона Вибе для однофазного выделения теплоты.

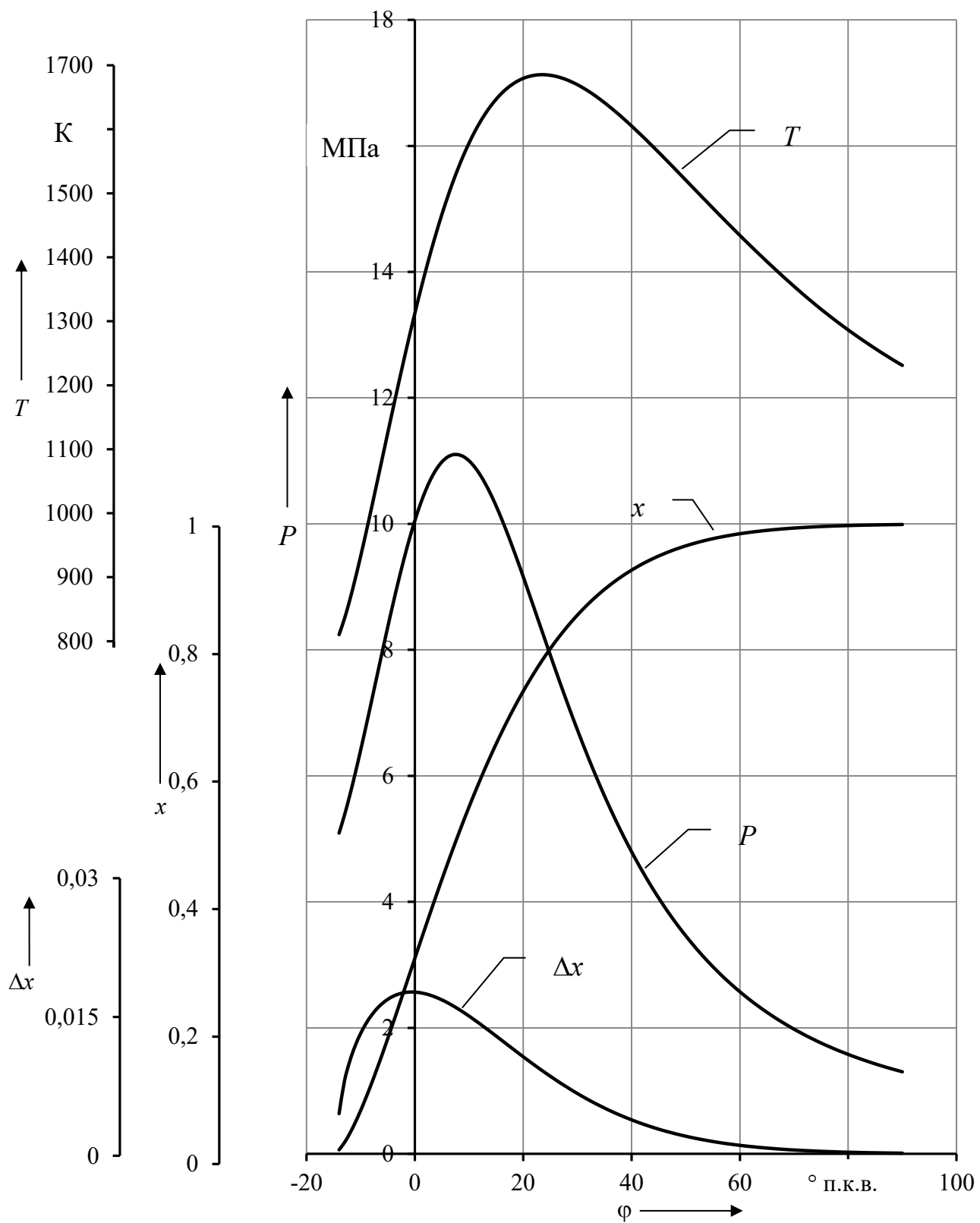


Рисунок 2.2 – Кривые изменения параметров процесса сгорания в цилиндре дизеля 1А-5Д49 на режиме номинальной мощности

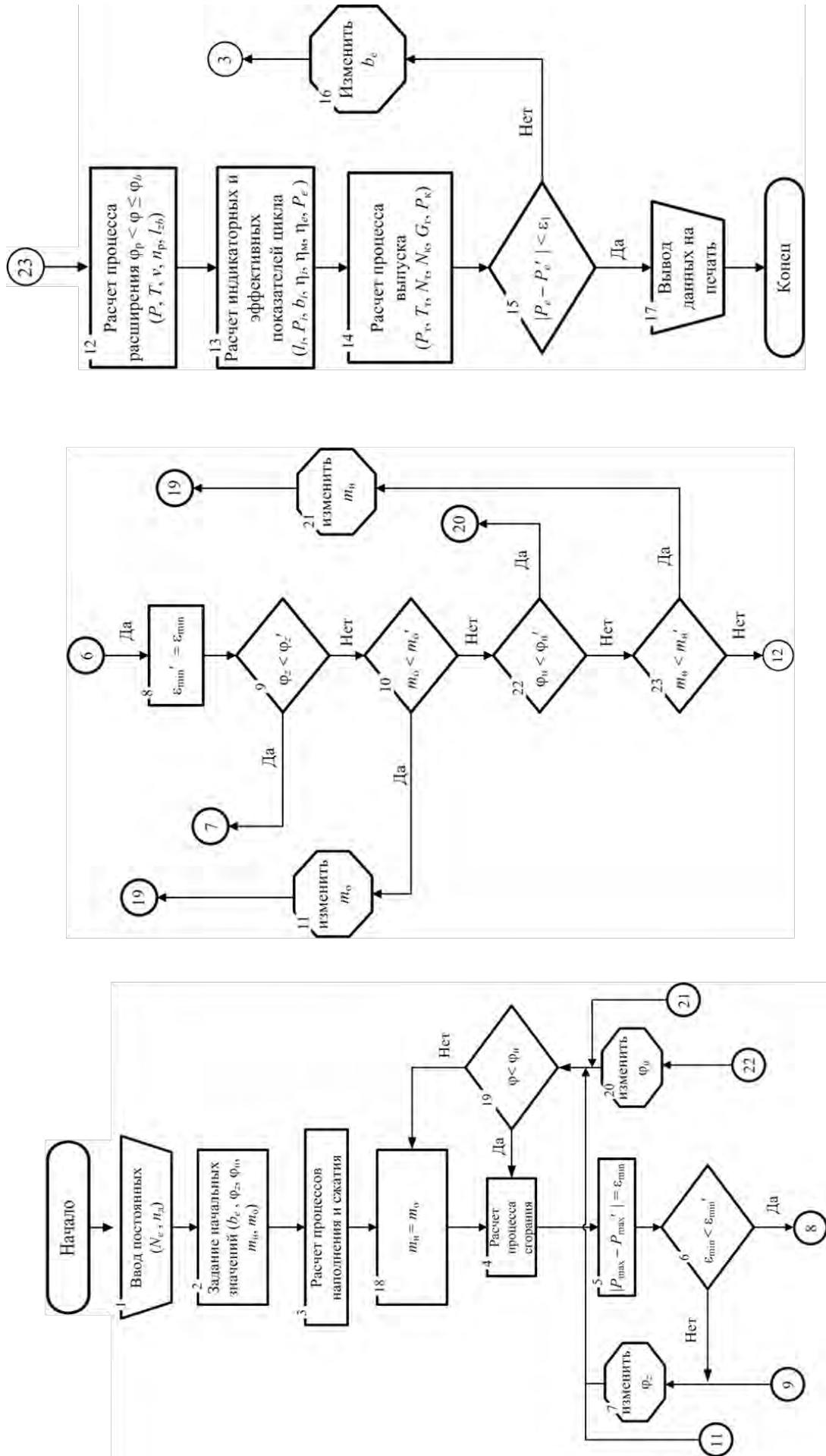


Рисунок 2.3 – Алгоритм расчета процесса сгорания топлива при двухфазном тепловыделении

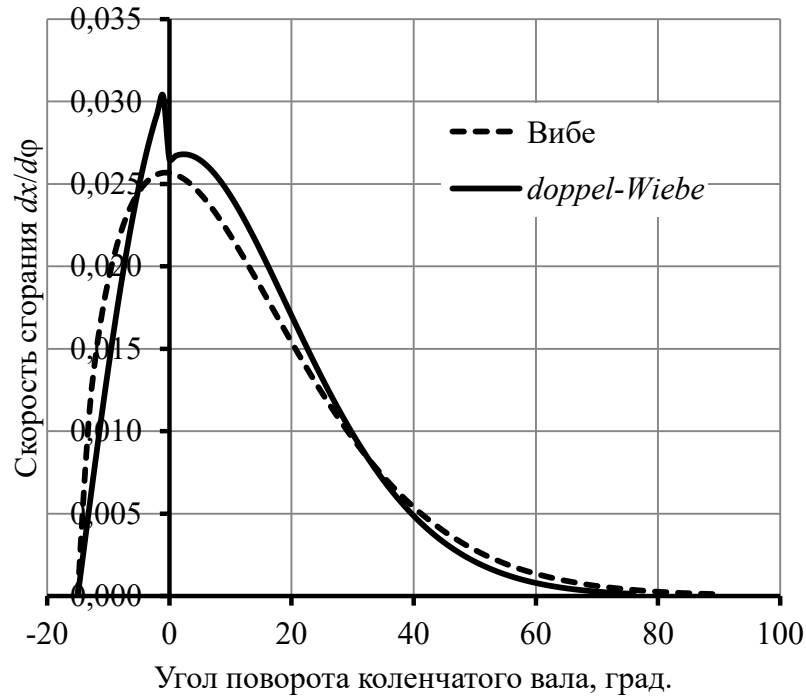


Рисунок 2.4 – Характеристики скорости сгорания топлива

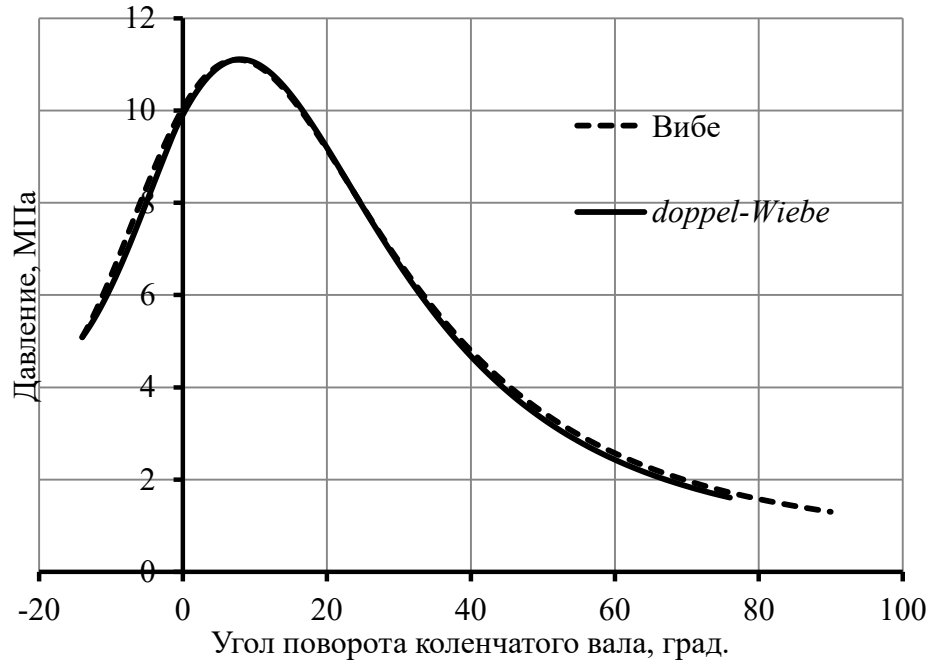
Энергетическая установка тепловоза является важнейшим узлом, вносящим наибольший вклад в формирование энергетического потенциала, уровня надежности и экономичности локомотива в целом. Энергетические установки тепловозов представляют собой сложные технические средства, характеризующиеся влиянием множества различных факторов на их эксплуатационные показатели.

При проведении научно-исследовательских, опытно-конструкторских и иных видов работ по совершенствованию энергетических установок тепловозов эксперименты занимают главенствующее положение, так как только с их помощью возможно с большой точностью судить о влиянии тех или иных факторов на параметры работы двигателя.

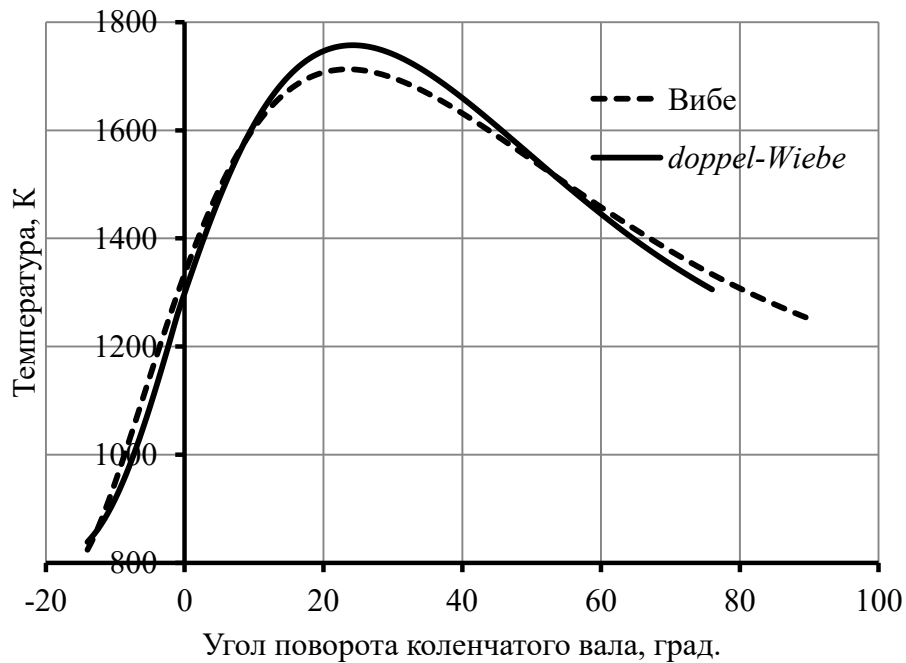
Дизели тепловозов в эксплуатации работают на различных режимах, характеризующихся широким диапазоном изменения частоты вращения и нагрузки. Следовательно, при математическом описании процессов сгорания топлива в дизеле тепловоза целесообразно экспериментально оценить точность разработанных моделей, описывающих динамику сгорания топлива и состав отработавших газов.

Для оценки адекватности математической модели использовано сравнение расчетных и опытных индикаторных диаграмм, снятых сотрудниками

ОАО «Научно-исследовательский институт технологий, контроля и диагностики железнодорожного транспорта» (ОАО «НИИТКД») в локомотивных депо Моршанск и Уссурийск для тепловозных дизелей 10Д100 и ПД1М [114, 128, 129].



а



б

Рисунок 2.5 – Изменение давления (а) и температуры (б) в процессе сгорания топлива

Индицирование дизелей ПД1М проводилось на четвертой позиции контроллера машиниста (КМ), дизелей 10Д100 – на седьмой позиции для каждого цилиндра. Всего было испытано по 10 дизелей каждого типа, то есть для дизелей ПД1М получено 60 индикаторных диаграмм, а для дизелей 10Д100 – 100. Пределы изменения исходных данных для расчета термодинамических параметров рабочего цикла для выбранной группы дизелей приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Пределы изменения исходных данных при индицировании энергетических установок тепловозов

Наименование параметра	Значение параметра для дизеля	
	ПД1М (4 позиция КМ)	10Д100 (7 позиция КМ)
Мощность ДГУ, кВт	149 – 220	945 – 1100
Частота вращения вала, мин ⁻¹	382 – 426	575 – 600
Давление наддува, МПа	0,099 – 0,107	–
Температура наддувочного воздуха, К	304 – 341	–
Максимальное давление сгорания, МПа	4,35 – 5,59	5,73 – 7,77
Температура газа за выпускными органами, К	513 – 697	660 – 713
Давление окружающей среды, МПа	0,097 – 0,099	0,097 – 0,100
Температура окружающей среды, К	261 – 308	265 – 305

Предварительный анализ индикаторных диаграмм, полученных для каждой энергетической установки, показывает, что отклонение максимального давления сгорания по цилиндрам не превышает установленной нормативной величины (рисунок 2.6).

Адекватность математической модели действительного рабочего цикла энергетической установки, принятой для количественного описания процессов, протекающих внутри цилиндра, оценена по результатам сравнения опытной и виртуальной (смоделированной) индикаторных диаграмм. При выполнении расчетов принималось, что величина эффективной мощности по цилиндрам энергетической установки одинакова, доля сгоревшего топлива по каждому цилиндру $x_z = 0,999$.

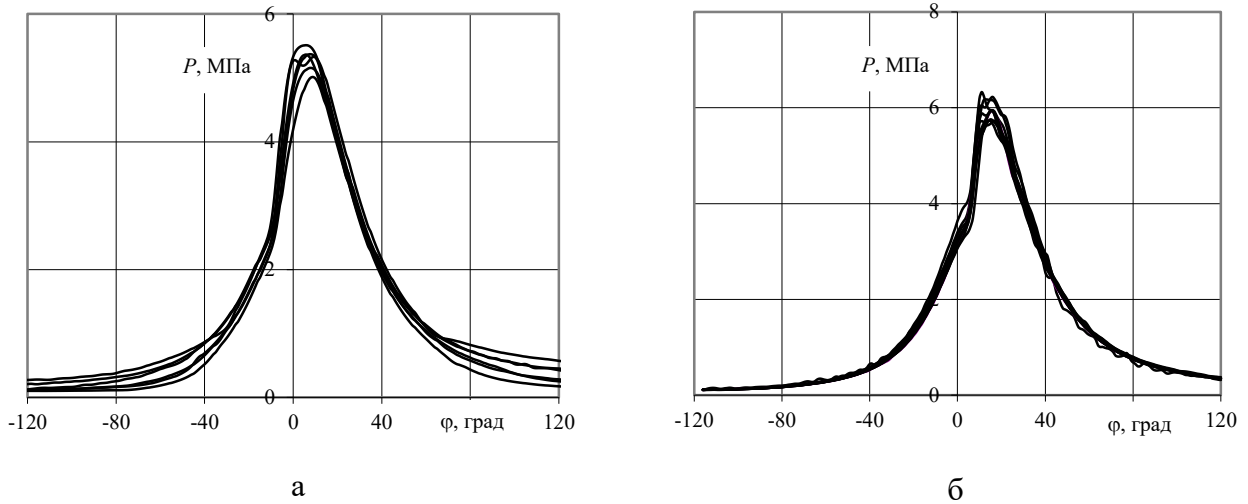


Рисунок 2.6 – Загрузка по цилиндрам: а – дизель ПД1М, б – дизель 10Д100

Подробный анализ результатов индцирования и математических расчетов показывает, что основное отличие диаграмм наблюдается в области сжатия и расширения рабочего тела и на начальной стадии горения топлива в цилиндре, до положения внутренней мертвой точки (ВМТ). Можно предположить, что процессы теплопередачи тепла от газов к охлаждающей жидкости, зависящие от температуры стенок и крышек цилиндра или днища поршней, изменяются с большой скоростью по причине быстрого изменения площади теплообмена и температуры теплоносителей. Приближаясь к положению ВМТ по мере возрастания температуры и уменьшения объема камеры сгорания и площади теплообмена, это влияние становится несущественным. В этом случае наблюдается достаточно хорошее совпадение экспериментальных и теоретически кривых.

На рисунках 2.7 и 2.8 представлены опытные и расчетные индикаторные диаграммы цилиндров дизелей ПД1М и 10Д100 тепловозов ТЭМ2 № 0046, № 7366 и тепловоза 2ТЭ10М № 0383.

Сравнение показывает, что закон сгорания Вибе как двухтактного, так и четырехтактного дизелей достаточно точно отражает качественные и количественные характеристики реальных процессов изменения термодинамического состояния рабочего тела в цилиндре энергетической установки. Расхождения между опытными и расчетными значениями не превышает 10 – 15 % [114, 129].

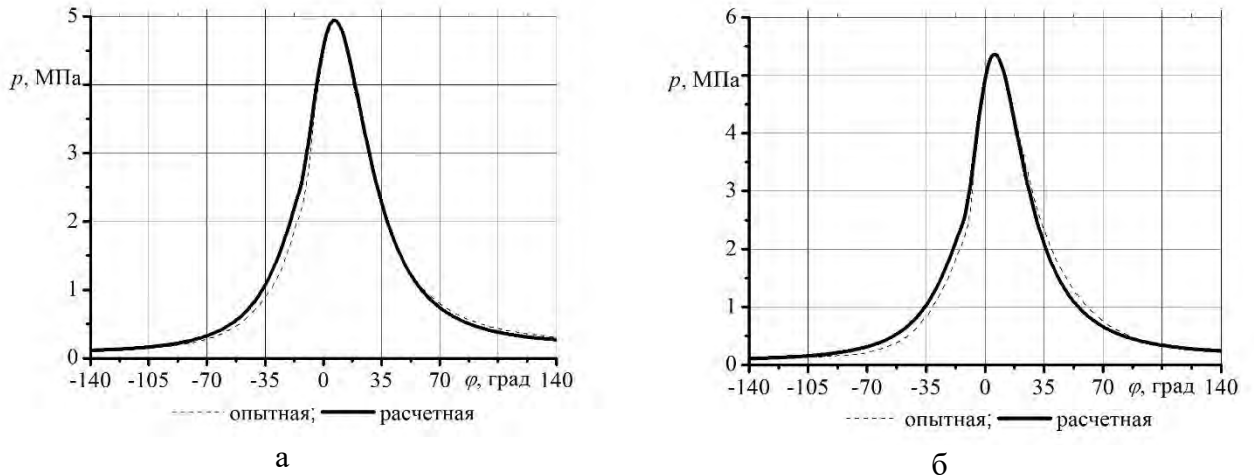


Рисунок 2.7 – Индикаторные диаграммы цилиндра дизеля ПД1М:
а – тепловоз ТЭМ2 № 0046, б – тепловоз ТЭМ2 № 7366

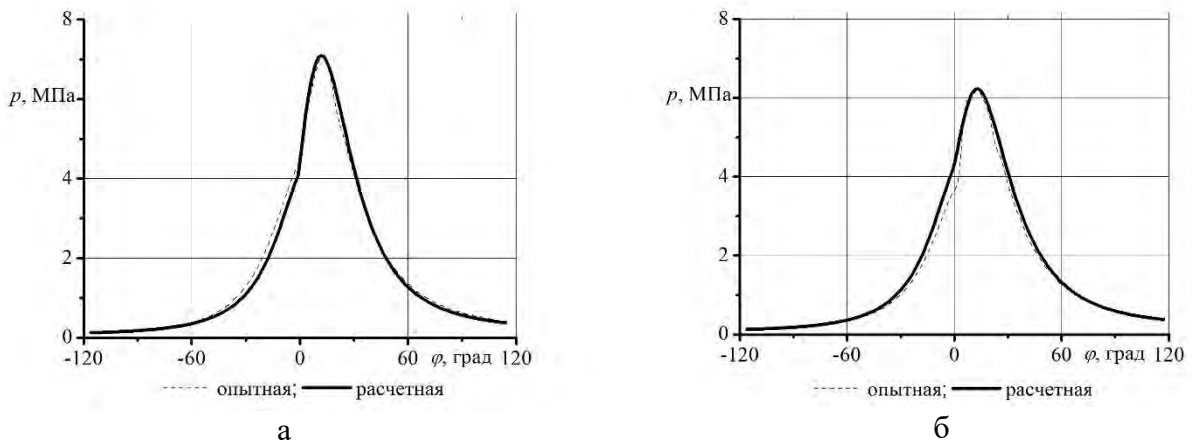


Рисунок 2.8 – Индикаторные диаграммы цилиндра дизеля 10Д100:
а – тепловоз 2ТЭ10М № 0383 секция А; б – тепловоз 2ТЭ10М № 0383 секция Б

Для энергетических установок типа 2А-5Д49 сопоставление результатов математического моделирования процесса сгорания с опытными данными, полученными на АО «Коломенский завод», проводилось с использованием индикаторных диаграмм дизеля, полученных при проведении заводских стендовых испытаний. Индицирование дизеля проводилось на режиме номинальной мощности. В качестве исходных данных принимались параметры окружающей среды (температура и давление), эффективная мощность дизеля, частота вращения коленчатого вала дизеля, максимальное давление сгорания, угол опережения подачи топлива (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Параметры работы дизеля 2А-5Д49

Параметры работы	Значение параметра
Эффективная мощность, кВт	2960
Частота вращения вала, мин ⁻¹	1000
Максимальное давление сгорания, МПа	13,06
Угол опережения подачи топлива, ° п.к.в.	– 21

Результаты теплового расчета приведены в таблице 2.3 и рисунке 2.9 (сплошной линией обозначена расчетная линия сгорания, пунктирной – опытная). На диаграмме (см. рисунок 2.9) видно хорошее совпадение опытных и расчетных значений давления газов в процессе сгорания. Среднее расхождение не превышает значения 3,3 % [117].

Таблица 2.3 – Результаты теплового расчета дизеля 2А-5Д49

Параметр работы	Значение параметра
1	2
Эффективная мощность, кВт	2960
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	1000
Давления воздуха после ТК, МПа	0,29
Степень повышения давления воздуха после ТК	2,86
Коэффициент избытка воздуха	2,12
Температура воздуха на выходе из ТК, К	420
Давление начала сжатия, МПа	0,276
Температура начала сжатия, К	368
Коэффициент наполнения	0,936
Давление воздуха в момент подачи топлива, МПа	4,854
Температура воздуха в момент подачи топлива, К	776
Давление конца чистого сжатия, МПа	6,594
Температура конца чистого сжатия, К	840
Средний показатель политропы сжатия	1,351
Угол опережения подачи топлива, ° п.к.в.	– 21
Период задержки воспламенения, ° п.к.в.	8
Угол конца чистого сжатия, ° п.к.в.	– 13

Окончание таблицы 2.3

1	2
Доля сгоревшего топлива	0,999
Продолжительность сгорания, ° п.к.в.	98
Показатель характера сгорания	0,65
Максимальное давление сгорания, МПа	13,047
Максимальная температура сгорания, К	1700
Давление конца сгорания, МПа	1,770
Температура конца сгорания, К	1307
Средний показатель политропы расширения	1,304
Расход воздуха через компрессор ТК, кг/с	5,249
Давление конца чистого расширения, МПа	0,850
Температура конца чистого расширения, К	1101
Давление газов перед турбиной, МПа	0,227
Температура газа перед турбиной, К	736
Мощность газовой турбины ТК, кВт	663
Средне индикаторное давление, МПа	1,929
Индикаторный расход топлива, кг/(кВт·ч)	0,168
Среднее эффективное давление, МПа	1,553
Коэффициент эффективности сгорания	0,707
Индикаторный КПД	0,497
Механический КПД	0,805
Эффективный КПД	0,400
Эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч)	0,208

Реализация математической модели теплового расчета действительного рабочего цикла энергетической установки тепловоза позволяет рассчитать термодинамические параметры процессов сжатия, сгорания и расширения, индикаторные и эффективные показатели работы двигателя в зависимости от параметров настройки энергетической установки (параметров системы наддува, угла опережения подачи топлива, скорости сгорания, доли сгоревшего топлива, состава углеводородного топлива). При этом адекватность разработанной математической модели и достоверность, полученных в результате моделирования результатов, подтверждаются индикаторными диаграммами, снятыми с действующих ДГУ тепловозов ТЭМ2, 2ТЭ10М и ТЭП70.

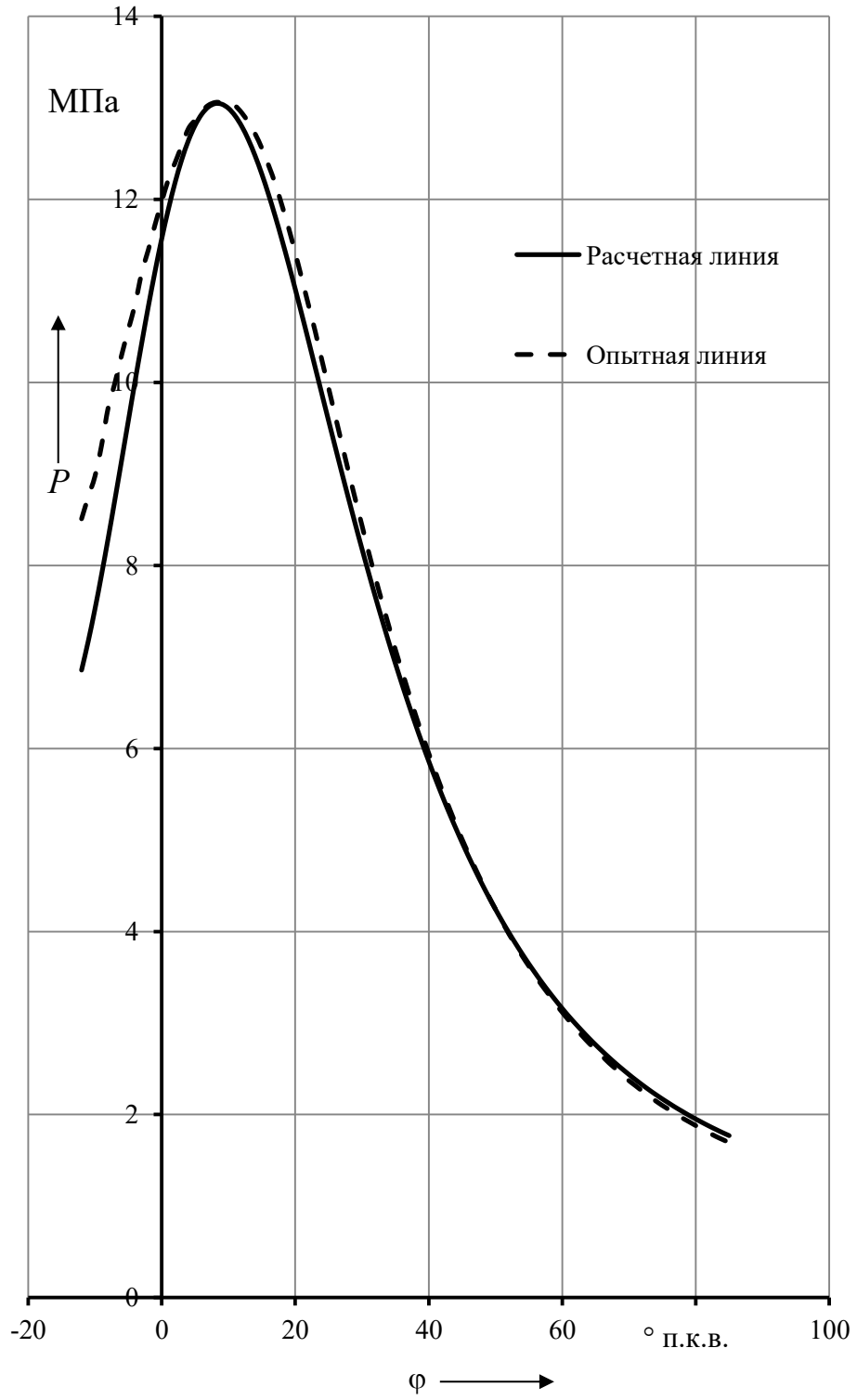


Рисунок 2.9 – Индикаторная диаграмма дизеля 2А-5Д49

2.2 Математическое моделирование тепловыделения в цилиндре тепловозного дизеля с учетом кинетической и диффузионной фаз сгорания. Оценка адекватности в условиях лабораторного и производственного экспериментов

Уравнение сгорания двухфазного тепловыделения (1.11) содержит параметры, которые оказывают значительное влияние на процесс сгорания, и как показано автором диссертации в проведенных исследованиях не представляется возможным выявить влияние отдельного параметра на характер протекания процесса сгорания в целом [64]. Следовательно, такие характеристики как продолжительность сгорания, максимальное давление цикла должны определяться комплексным учетом всех трех параметров, входящих в выражение (1.11). Разным сочетанием параметров уравнения (1.11) можно получить сколь угодно много линий процесса сгорания, а значит, при моделировании возникает задача выбора значений параметров уравнения, максимально верно описывающих протекание процесса.

Таким образом, при использовании уравнения двухфазного тепловыделения необходимо решить две задачи. Первая состоит в выборе значений параметров, наиболее подходящих для моделируемого режима работы энергетической установки. Вторая – в определении продолжительности сгорания, поскольку в уравнении двухфазного тепловыделения она как таковая не содержится.

Автором диссертации для решения первой задачи предложен алгоритм выбора сочетания параметров уравнения (1.11), удовлетворяющего двум условиям [64]. Во-первых, значение максимального давления цикла расчетной линии давления должно попадать в заданный интервал $p_z \pm \Delta p$, где значение p_z определяется нормативным значением для заданной энергетической установки, а величина отклонения Δp составляет 0,1 МПа. Во-вторых, в качестве численной характеристики формы кривой тепловыделения введен коэффициент, равный отношению максимальной скорости сгорания топлива в кинетической фазе к максимальной скорости в диффузионной фазе:

$$K_{\phi} = \frac{\left(\frac{dx_1}{d\phi} \right)_{\max}}{\left(\frac{dx_2}{d\phi} \right)_{\max}}. \quad (2.10)$$

Автором диссертации представлены результаты математического моделирования рабочего цикла тепловозного дизеля 2А-5Д49 с использованием уравнения (1.11) [64]. Комбинации параметров x_1 , φ_1 , φ_2 и значения коэффициента K_Φ , полученного из расчетной индикаторной диаграмме по выражению (2.10) для тепловозного дизеля 2А-5Д49 по условию максимального давления сгорания $13 \pm 0,1$ МПа представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Выборка кинетических параметров тепловыделения для тепловозного дизеля 2А-5Д49

№ выборки	x_1	φ_1	φ_2	K_Φ
1	0,03	5	27	0,460
2	0,02	3	26	0,365
3	0,05	3	28	0,670

Значение коэффициента $K_\Phi^{(э)}$ для конкретной энергетической установки может быть определено по результатам экспериментов и для дизелей с объемным смесеобразованием описывается следующим эмпирическим выражением [60]:

$$K_\Phi^{(э)} = \frac{\left(\frac{dx_1}{d\varphi}\right)_{\max}}{\left(\frac{dx_2}{d\varphi}\right)_{\max}} = 2,6 + 1,4 \frac{n_d}{1000} - 0,4 \frac{P_k - P_0}{P_0} - 2,3 \frac{\text{ЦЧ}}{45}, \quad (2.11)$$

где n_d – частота вращения коленчатого вала двигателя;

P_k – давление наддува, МПа;

P_0 – атмосферное давление, МПа;

ЦЧ – цетановое число топлива.

Экспериментально получив значения коэффициента $K_\Phi^{(э)}$ по (2.11) для рассматриваемой типа и режима работы энергетической установки, можно подбирать кинетические параметры x_1 , φ_1 , φ_2 , определяющие характеристику тепловыделения, по условию наибольшего приближения значений коэффициентов K_Φ и $K_\Phi^{(э)}$.

Выполняя расчет по уравнению (2.11), получаем для дизеля 2А-5Д49 на номинальном режиме работы отношение скоростей, равное 0,64. В соответствии с таблицей 2.4, ближайшее полученному по уравнению (2.11) значение наблюдается в сочетании коэффициентов выборки № 3. Реализация заданного алгоритма действий позволяет учитывать особенности динамики тепловыделения в энергетических установках тепловозов в соответствии с их режимом работы.

Для решения второй задачи – определения продолжительности сгорания – предложено использовать выражение [60]:

$$\varphi_{\text{ср}} = 1,5 \left(\frac{x_1}{\left(\frac{dx_1}{d\varphi} \right)_{\text{max}}} + \frac{x_2}{\left(\frac{dx_2}{d\varphi} \right)_{\text{max}}} \right). \quad (2.12)$$

Согласно выражению (2.12), продолжительность сгорания зависит только от формы характеристики тепловыделения, то есть однозначно определяется параметрами x_1 , φ_1 , φ_2 . Ниже представлены значения продолжительности сгорания (таблица 2.5) при разных величинах параметров характеристики тепловыделения, полученные по выражению (2.12).

Таблица 2.5 – Продолжительность сгорания при различных кинетических параметрах характеристики тепловыделения

x_1	φ_1	φ_2	$\varphi_{\text{ср}}$
0,10	2	15	42
0,10	5	25	70
0,15	2	20	54
0,15	5	25	71
0,20	4	30	84
0,20	3	15	43
0,25	4	10	28
0,25	5	25	73
0,30	6	30	88

Используя приведенные выше зависимости, были смоделированы процессы сгорания топлива в дизеле 2А-5Д49 на режиме номинальной мощности ($N_e = 2940$ кВт). Сравнение результатов моделирования с опытной индикаторной диаграммой представлено на рисунке 2.10. Близость расчетных и экспериментальных данных об изменении давления в цилиндре рассматриваемых дизелей говорит об удовлетворительной точности моделирования процесса сгорания по предложенному алгоритму.

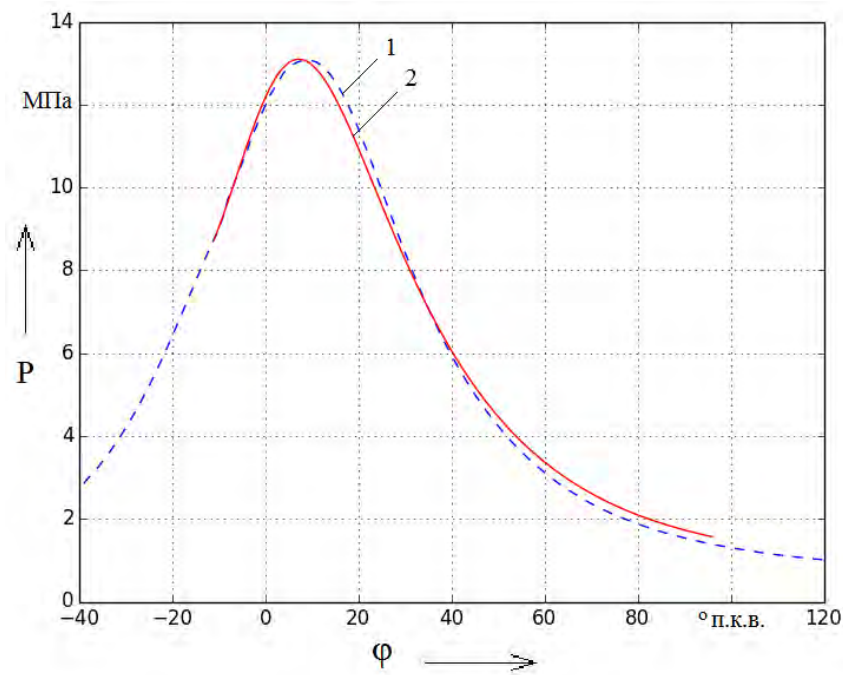


Рисунок 2.10 – Давления газов в цилиндре дизеля 2А-5Д49 в процессе сгорания: 1 – опытные данные; 2 – расчетные данные

В результате сравнения полученных данных с опытными кривыми можно сказать, что способ подбора параметров уравнения, определяющих форму характеристики тепловыделения, даёт удовлетворительную сходимость с характеристиками тепловозных дизелей и может быть использован для определения параметров рабочего цикла.

Реализация математической модели рабочего процесса энергетической установки тепловоза представлена алгоритмом, резюмирующим все предыдущие описания расчетов (рисунок 2.11) [125].

Автором диссертации были описаны сложности, связанные с использованием уравнения (1.11) для описания процесса двухфазного тепловыделения в энергетической установке тепловоза [64]. В качестве возможного способа выбора параметров уравнения (1.11) было предложено использование критерия их подбора – отношения максимумов скорости тепловыделения в первой и второй фазах горения топлива (уравнение (2.10)).

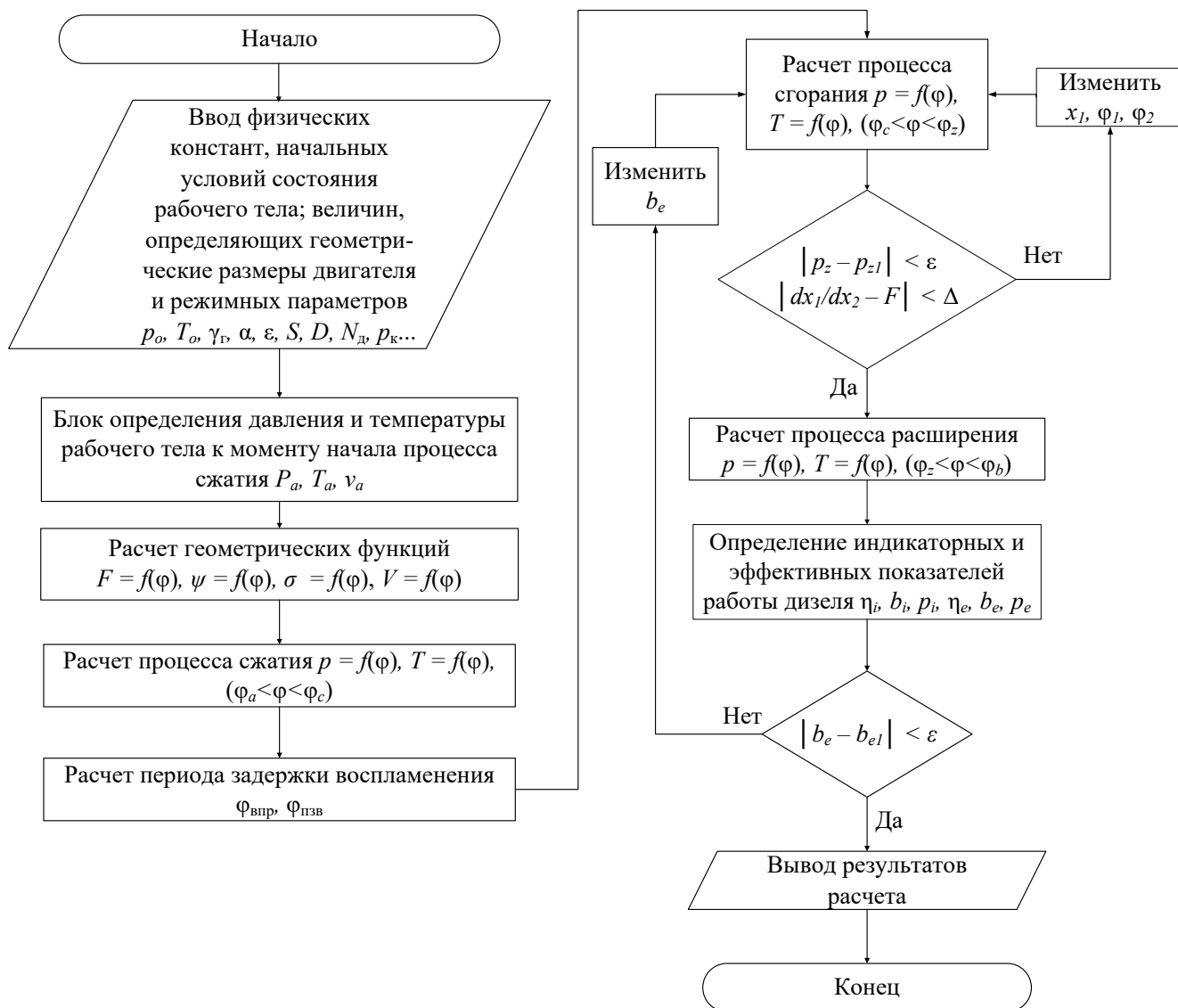


Рисунок 2.11 – Блок-схема моделирования рабочего цикла энергетической установки

Известно, что характеристики тепловыделения дизелей различных серии могут в значительной мере отличаться из-за различия формы камеры сгорания, характеристик подачи топлива и других факторов.

Экспериментальные исследования проводились с целью проверки адекватности описания разработанными математическими моделями динамики изменения удельного расхода топлива, среднего эффективного давления и состава отработавших газов в дизеле ЯМЗ-7514 при работе по нагрузочной характеристике [130].

Для описания рабочего цикла двигателя были проведены экспериментальные исследования на дизель-генераторе АД-200 с дизелем ЯМЗ-7514 в лаборатории кафедры «Локомотивы» Омского государственного университета путей сообщения. Дизель ЯМЗ-7514 по степени быстроходности, форсированности и компоновке основного оборудования подобен большинству тепловозных дизелей (таблица 2.6).

Таблица 2.6 – Основные технические характеристики дизеля ЯМЗ-7514

Наименование параметра	Значение параметра
Обозначение по ГОСТ	8ЧН13/14
Тип	4-х тактный, V-образный, с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением воздуха
Номинальная мощность, кВт	265
Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, мин ⁻¹	1500
Удельный расход топлива при номинальной мощности, г/(кВт·ч)	215
Давление наддува на номинальном режиме работы, кгс/см ²	1,25
Степень сжатия	16,5
Рабочий объем, л	14,86

Опыты проводились при неизменной частоте вращения коленчатого вала и трех режимах нагружения, соответствующих различной мощности двигателя. В число контролируемых параметров вошли (таблица 2.7): параметры воздуха на входе в дизель и отработавших газов в выпускном трубопроводе; данные о быст-

ропеременном давлении в цилиндре в процессе сгорания; объемная концентрация некоторых химических соединений в составе отработавших газов, расход топлива на каждом режиме испытаний.

Таблица 2.7 – Значения измеряемых при проведении эксперимента параметров дизель-генератора АД-200

Контролируемый параметр	Значение параметра для мощности дизель-генератора, кВт		
	75,25	146,4	197,3
Эффективная мощность, кВт	79,2	154,1	207,7
Часовой расход топлива, кг/ч	19,2	32,9	44,1
Максимальное давление сгорания, кг/см ²	51,8	68,5	84,9
Давление наддува, кг/см ²	1,2	1,5	1,85
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	1450	1450	1450
Температура охлаждающей жидкости, °С	80	82	83
Температура масла, °С	80	80	80
Атмосферное давление, мм рт. ст.		761	
Температура атмосферного воздуха, °С		35	
Температура воздуха после компрессора, °С	68	90	103
Температура воздуха после охладителя, °С	50	50	50
Температура газов перед турбиной, °С	318	455	489
Температура газов за турбиной, °С	250	337	380
Содержание <i>СН</i> в отработавших газах, %	0,002	0,001	0,002
Содержание <i>СО</i> в отработавших газах, %	0,0076	0,015	0,021
Содержание <i>СО</i> ₂ в отработавших газах, %	4,492	6,704	7,89
Содержание <i>О</i> ₂ в отработавших газах, %	12,982	9,614	8,246
Содержание <i>NO</i> _x в отработавших газах, %	0,0684	0,0872	0,0913

Измерения расхода топлива производились весовым способом путем забора топлива из мерной емкости, установленной на измерительных весах.

Регистрация быстропеременных давлений в цилиндре в процессе сгорания производилась с целью получения индикаторной диаграммы на каждом из исследуемых режимов. Для проведения процедуры индицирования используют пьезоэлектрические или тензометрические первичные преобразователи давления [131, 132]. В лабораторном дизель-генераторе использовался пьезоэлектрический датчик ДПС-012, сигнал с которого представляет собой данные об изменении давления в цилиндре энергетической установки (рисунок 2.12) [133].

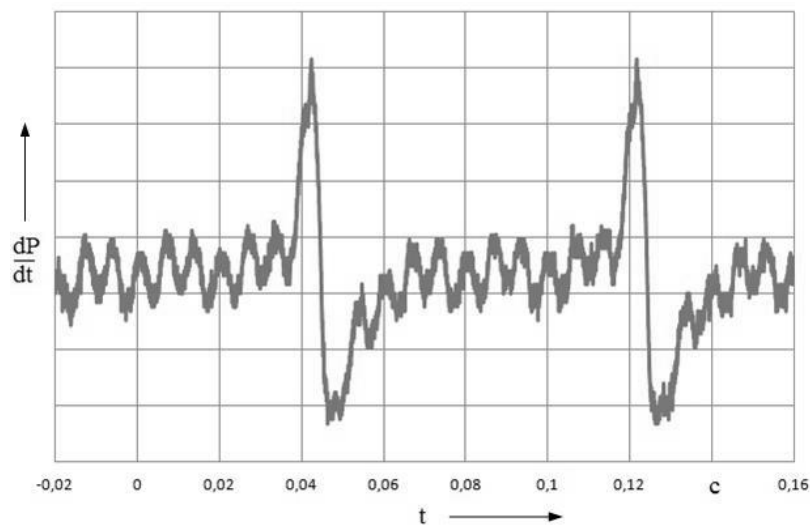


Рисунок 2.12 – Сигнал, характеризующий скорость изменения давления в цилиндре энергетической установки в двух последовательных рабочих циклах

Для учета погрешности, вносимой индикаторным каналом в измерение давления в цилиндре двигателя [134 – 137], по зависимости, представленной в источнике [131], рассчитывалась численная поправка к измеренному давлению:

$$\Delta P_{ИК} = \frac{n_d}{1,25 \cdot 10^5} \frac{l_{ИК}}{d_{ИК}} P_z, \quad (2.13)$$

где $l_{ИК}$ – длина индикаторного канала, м;

$d_{ИК}$ – диаметр индикаторного канала, м;

P_z – давление сгорания, МПа.

Для синхронизации данных, характеризующих зависимость величины давления газов в цилиндре энергетической установки от времени, с массивом данных о действительном положении поршня решалась задача, получившая название – определения координаты внутренней мертвой точки на индикаторной диаграмме.

Был выбран один из асинхронных методов, основывающийся на аппроксимации полученных данных о давлении в процессе сжатия функцией вида:

$$P = \frac{a}{k(n-b)^2 + 1}, \quad (2.14)$$

где n – порядковый номер элемента в массиве данных;

a – приблизительное значение максимального давления сжатия;

b – порядковый номер элемента, соответствующий максимуму функции;

k – постоянный коэффициент, определяемый в процедуре аппроксимации.

После нахождения значений a , k , b , например, методом наименьших квадратов, полученная функция дорабатывалась на весь, рассматриваемый на диаграмме, промежуток времени с целью нахождения координаты ее максимума, который находится в момент $n = b$ и соответствует моменту нахождения поршня в ВМТ [138].

Опытная индикаторная диаграмма для номинального режима работы дизель-генератора совместно с диаграммой, полученной в результате математического моделирования рабочего цикла энергетической установки представлена на рисунке 2.13 [139]. Эффективная мощность двигателя при испытаниях определялась на основе мощности дизель-генератора (см. таблицу 2.7). При этом учитывались коэффициент полезного действия генератора и потери на привод вспомогательного оборудования, которые комплексно составляли 5 %.

По экспериментальным значениям давления в цилиндре в процессе сгорания были получены интегральные и дифференциальные характеристики тепловыделения (рисунки 2.14 и 2.15). Сравнивая полученные экспериментально данные с результатами математического моделирования, можно говорить о качественно верном описании уравнением (1.15) процесса сгорания топлива в цилиндре дизеля ЯМЗ-7514, что с некоторыми допущениями можно распространить и на дизели серийных тепловозов серий ТЭМ14, ТЭМ9 и опытных ТЭМ28, ТЭМ2УГМК, ТЭМ33, ТЭМ31 и др.

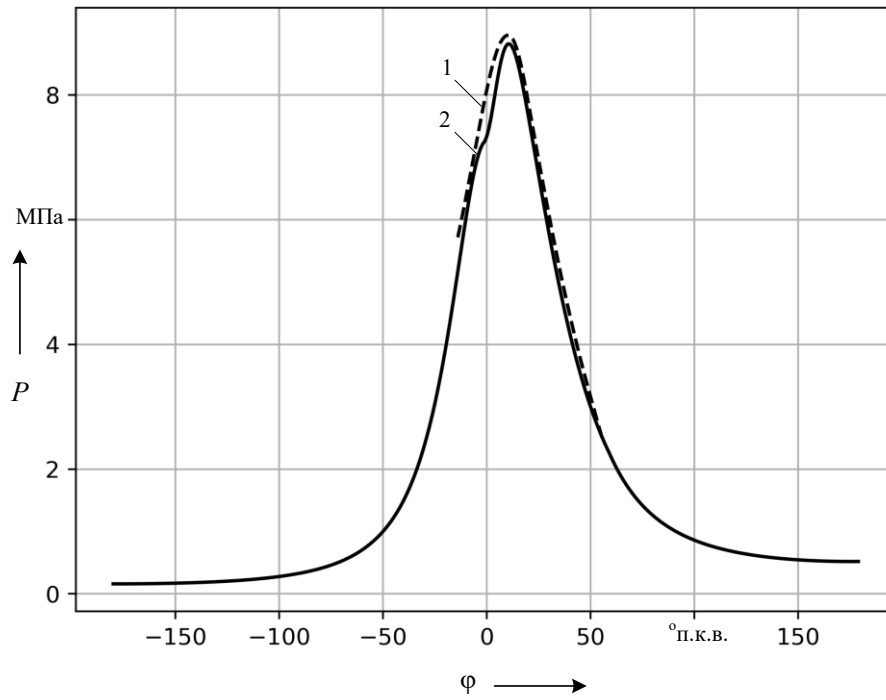


Рисунок 2.13 – Давление газов в цилиндре дизеля при нагрузке 207,7 кВт: 1 – опытные данные; 2 – расчетные данные

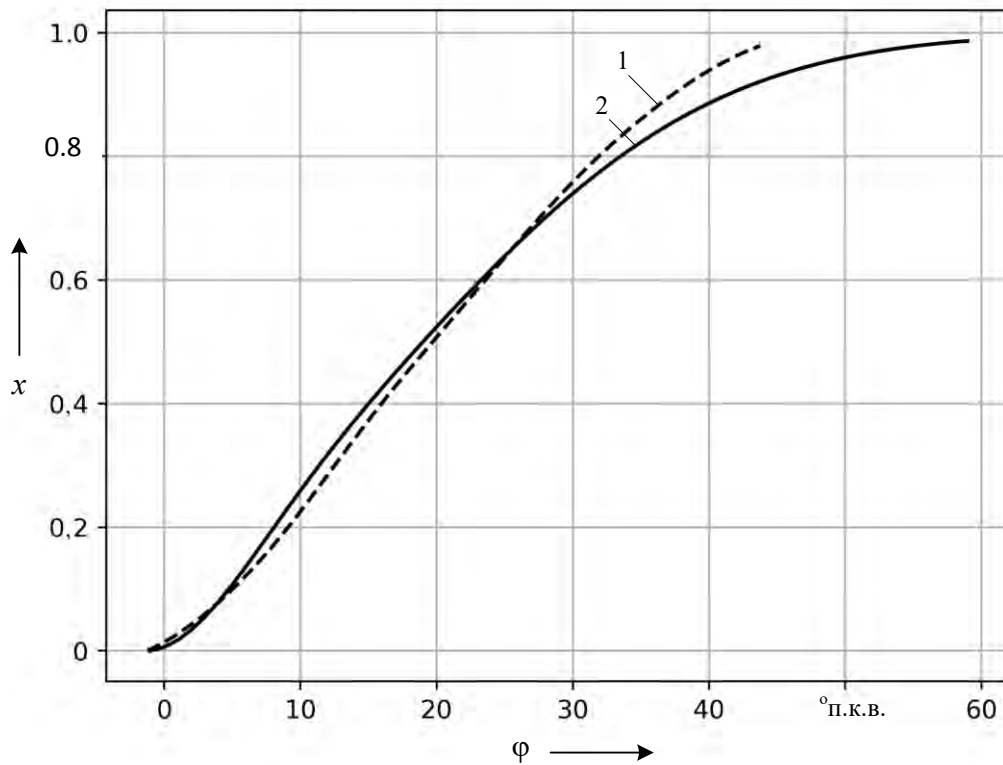


Рисунок 2.14 – Интегральная характеристика тепловыделения в цилиндре дизеля при нагрузке 207,7 кВт: 1 – опытные данные; 2 – расчетные данные

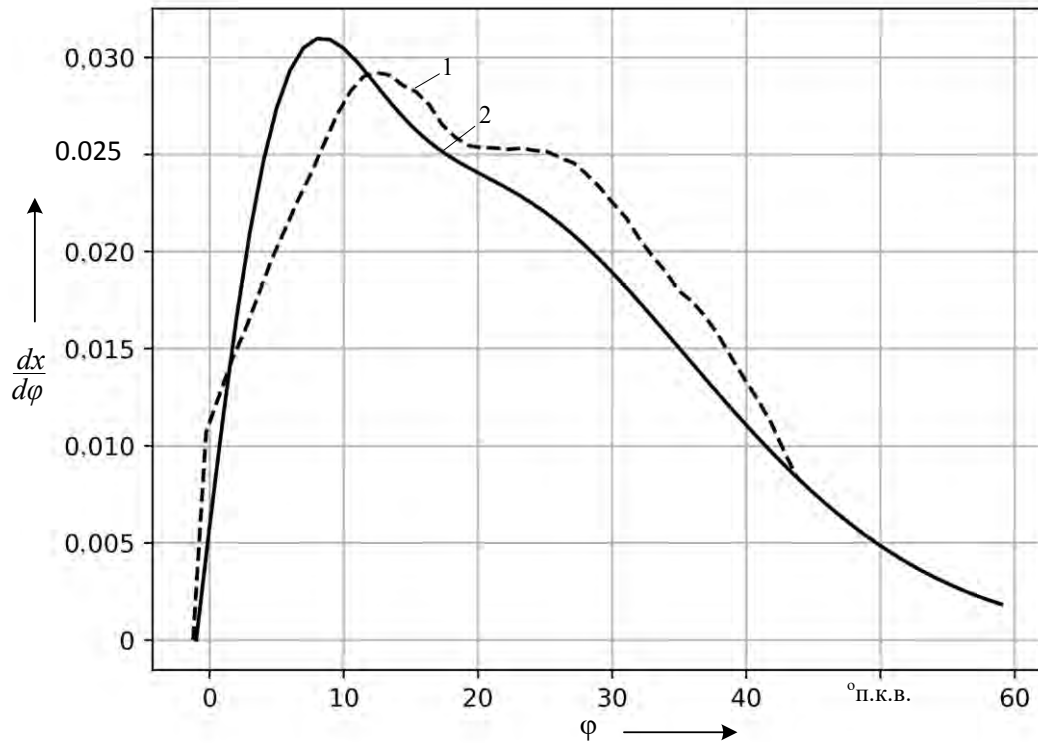


Рисунок 2.15 – Дифференциальная характеристика тепловыделения в цилиндре дизеля при нагрузке 207,7 кВт: 1 – опытные данные; 2 – расчетные данные

В результате проведения лабораторных исследований динамики изменения параметров протекания внутрицилиндровых процессов в дизеле ЯМЗ-7514 при работе по нагрузочной характеристике можно заключить, что:

математическая модель на основе уравнения (1.11) адекватно отражает характер двухфазного тепловыделения на различных режимах работы двигателя и позволяет с достаточной точностью (расхождение с опытными данными не превышает 5 %) определить индикаторные и эффективные показатели работы энергетической установки;

использовать уравнение (2.10), описывающее отношение максимальных скоростей тепловыделения в первой и второй фазах сгорания топлива, следует использовать с определенной долей осторожности, поскольку не всегда удается точно описать форму характеристики тепловыделения. В случае, когда отношение скоростей тепловыделения для данного двигателя известно, модель двухфазного тепловыделения достаточно точно описывает динамику сгорания топлива в цилиндре дизеля.

2.3 Выводы

1. Для описания тепловыделения при сгорании топлива в энергетических установках тепловозов целесообразно использовать математические модели, построенные на законе сгорания одно- и двухфазного тепловыделения, которые с достаточной точностью моделируют различные режимы работы дизельных двигателей тепловозов, когда не требуется отдельно рассматривать влияние подачи топлива на рабочий цикл.

2. Использование моделей одно- и двухфазного тепловыделения позволяет существенно снизить затраты времени и средств на получение расчетной индикаторной диаграммы дизеля тепловоза, а применение результатов моделирования в процессах межремонтной настройки и испытаний тепловозов – добиться повышения эксплуатационных показателей тепловоза и выработать решения по управлению его техническим состоянием и эффективной мощностью за счет сокращения расхода углеводородного топлива и применения более дешевого и энергоемкого его вида – смеси дизельного топлива с природным газом.

3. Экспериментальная проверка адекватности использованных в диссертации алгоритмов расчета рабочего цикла дизелей транспорта позволяет наметить путь повышения топливной экономичности энергетической установки тепловоза посредством изменения состава рабочего тела в цилиндре двигателя за счет применения какой-либо углеводородной добавки к основному дизельному топливу в составе смесевоего топлива без изменения параметров настройки энергетической установки. Определен уровень возможной ошибки формирования линии сгорания расчетной индикаторной диаграммы на основе сравнения с опытными данными, полученными при индицировании дизелей, который не превышает 10 %.

3 ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА ПО КРИТЕРИЮ МАКСИМУМА СРЕДНЕГО ЭФФЕКТИВНОГО ДАВЛЕНИЯ

3.1 Энергетические характеристики углеводородных видов топлива

Истощение известных и удобно расположенных нефтяных месторождений, освоение труднодоступных новых месторождений приводит к удорожанию, как сырой нефти, так и получаемых из нее жидких нефтепродуктов.

Альтернативой жидкому топливу могут стать имеющиеся в достаточно большом запасе высококачественные моторные виды топлива, которые не требуют для использования в ДВС никакой дополнительной переработки. Одним из таких видов топлива является газовое топливо, основными видами которого являются топливо из газовых конденсатов (попутный нефтяной газ) и газообразное углеводородное топливо, к которому относятся пропан-бутановые смеси, природный газы, а также водород [43, 53, 63].

Природный газ в пластовых условиях находится в газообразном состоянии в виде отдельных скоплений (газовые залежи) или в виде газовой шапки нефтегазовых месторождений, либо в растворенном состоянии в нефти или воде. При нормальных условиях (101,325 кПа и 20 °С) природный газ находится только в газообразном состоянии.

Основную часть природного газа составляет метан (CH_4) – до 98 %. В состав природного газа могут также входить более тяжелые углеводороды – гомологи метана: этан (C_2H_6), пропан (C_3H_8), бутан (C_4H_{10}). В составе некоторых природных газов возможно содержание не углеводородных элементов, таких как: водород (H_2), сероводород (H_2S), диоксид углерода (CO_2), азот (N_2) и гелий (He).

Физические характеристики зависят от состава газа и при нормальных условиях составляют: плотность от 0,68 до 0,85 кг/м³ (сухой газообразный) и 400 кг/м³ (жидкий), температура самовозгорания 650 °С, взрывоопасные концентрации смеси газа с воздухом от 5 до 15 % по объему. Удельная теплота сгорания равна 28000 – 46000 кДж/м³.

В экологическом отношении природный газ является самым чистым видом органического топлива. При его сгорании образуется значительно меньшее количество вредных веществ по сравнению с другими видами топлива. Однако малая концентрация энергии в единице объема по сравнению с жидким нефтяным топливом, сложность транспортирования и хранения вызывает его низкую востребованность в качестве моторного топлива для дизелей тепловозов.

Пропан-бутановые смеси доступны по цене, имеют высокие энергетические и экологические показатели, удобны при хранении и транспортировке в сжиженном виде, обладают возможностью дальнейшей переработки, что обеспечивает довольно широкий спектр их применения в качестве моторного топлива. Технические требования к данному виду топлива определены ГОСТ 20448-2018 [140]. Состав пропан-бутановой смеси – 50 % бутана (C_4H_{10}), 50 % пропана (C_3H_8), определяется по ГОСТ 27578-2018 [141]. Элементарный химический состав смеси: $C = 0,822$, $H = 0,178$. Плотность при нормальных условиях – $2,5 \text{ кг/м}^3$, удельная теплота сгорания – 103000 кДж/м^3 , или – 41200 кДж/кг .

Возможность применения пропан-бутановых смесей для сжигания в энергетических установках тепловозов еще недостаточно изучено. Следует отметить, что сжиженные углеводородные газы по концентрации энергии на единицу объема уступают дизельному топливу в 1,3 – 1,5 раза.

Сжижение других видов газообразного топлива связано с поддержанием очень низкой температуры, например, для сжижения водорода необходима температура минус $253 \text{ }^\circ\text{C}$, метана – минус $162 \text{ }^\circ\text{C}$. Кроме этого существенны и потери вследствие испарения сжиженного газа при хранении и транспортировании [142].

Благодаря новым экономически выгодным технологиям производства, экологическим аспектам и правовым нормам заслуживает внимание и направление, предлагающее использование топлива из биоресурсов [42, 44]. Высокая стоимость большинства видов биотоплива объясняется незначительным использованием его по сравнению с масштабами потребления традиционных видов топлива.

Несмотря на то, что биодизельное топливо имеет цетановое число не менее 51, температуру вспышки более $150 \text{ }^\circ\text{C}$ и хорошие смазывающие свойства, оно имеет

ограниченный срок хранения (до трех месяцев). В то же время, ограниченный срок хранения является одним из главных преимуществ – в случае утечки биодизеля он подвергается полному биологическому распаду без ущерба для окружающей среды.

Таким образом, решающими факторами, определяющими дальнейшее использование газового топлива и биодизельного топлива, являются энергоёмкость самого топлива, экологическое воздействие на окружающую среду и истощение запасов нефти.

Газовое топливо и биотопливо, имеющие высокие антидетонационные свойства, благоприятные условия смесеобразования и широкие пределы воспламенения в смеси с воздухом, при использовании в ДВС обеспечивают их высокие технико-экономические показатели. Не случайно в мировой практике применение газовых видов топлива и биотоплива в энергетических установках на транспорте, мотор-генераторах и других энергетических установках дало основание для широкомасштабного внедрения их в различные сферы энергетики [53, 143].

Перевод современных тепловозных двигателей на газовое топливо или на смешанные виды топлива (например, смесь дизельного топлива с каким-либо газом) является процессом достаточно длительным и трудоемким. Замена части жидкого топлива на газообразное требует решения ряда принципиальных задач, а именно:

выполнение анализа изменения параметров рабочего цикла энергетической установки, работающей на смешанном топливе при изменении нагрузочных режимов;

изменение, при необходимости, конструкции цилиндропоршневой группы (ЦПГ) энергетической установки, связанное с особенностями сгорания топливной смеси с учетом динамических и термических напряжений деталей ЦПГ, элементов топливной аппаратуры и системы, управляющей ее работой;

модернизация системы регулирования частоты вращения коленчатого вала и мощности энергетической установки и с учетом специфики применяемого топлива и конструктивных особенностей топливоподающей аппаратуры;

учет требований техники безопасности при применении газообразного топлива и условий, в которых работает дизель на смешанном виде топлива.

В многотопливном двигателе, то есть в двигателе, который может работать на дизельном топливе и смеси его с каким-либо газом, это возможно либо созданием специальных систем для подачи каждого из видов топлива, либо применением топливной аппаратуры, управляющей составом смеси путем изменения количества подаваемого воздуха и топлива.

При конвертировании существующих энергетических установок тепловозов для работы на смеси стандартного дизельного топлива и какой-либо углеводородной добавки воспламенение горючей смеси может осуществляться только за счет самовоспламенения дизельного топлива, так как температура самовоспламенения, например, природного и нефтяного газа составляет 650 – 700 °С, что значительно выше температуры самовоспламенения дизельного топлива (320 – 380 °С). Минимальной запальной дозой дизельного топлива в смеси с углеводородной добавкой можно считать содержание стандартного дизельного топлива в смеси в 15 % от общего расхода [144 – 146]. Это позволяет эксплуатировать дизели тепловозов без изменения степени сжатия и конструкции топливной аппаратуры.

Разработка высокоэффективных способов организации рабочих процессов при сжигании смеси дизельного топлива и природного газа, повышения топливной экономичности и надежности деталей и узлов энергетической установки в перспективных двигателях является, и в настоящее время, актуальной задачей.

При применении запального жидкого топлива для воспламенения газозвдушной смеси используется штатная топливная аппаратура энергетической установки, обеспечивающая возможность работы двигателя на двух видах топлива. В этом случае расход жидкого топлива не может быть ниже расхода топлива, соответствующего малым нагрузкам энергетической установки, на которых работа энергетической установки осуществляется только на дизельном топливе.

Кроме того, при переводе дизелей на газообразное топливо усложняется процесс регулирования нагрузки, так как чисто качественное регулирование, имеющее место в поршневых энергетических установках, в данном случае невозможно и требуется разработка и применение устройств, регулирующих количество подаваемого газа.

При создании двигателей, работающих по газодизельному циклу возникают трудности с организацией подачи двух видов топлива в цилиндр, причем необходимо при уменьшении дозы запального топлива до минимально возможной обеспечить гарантированное воспламенение топливно-воздушной смеси без пропусков. Наиболее отлаженный путь, применяемый в существующих в настоящее время газодизельных двигателях, это подача запальной дозы дизельного топлива (до 15 % общего расхода) в цилиндр двигателя через штатную топливную аппаратуру. В этом случае дальнейшее увеличение мощности двигателя должно достигаться за счет увеличения количества подаваемого в цилиндр газа. Следует отметить, что окончательно величина запальной дозы топлива определяется экспериментальным путем по условиям стабильности воспламенения топлива в цилиндре энергетической установки для различных, переменных, режимов работы.

Производство и потребление альтернативных дизельному видов топлива неразрывно связано с задачей прогнозирования их свойств или изменения свойств смесевых видов топлива – дизельного топлива стандартного состава в смеси с альтернативными добавками, например, с природным газом, пропан-бутановой смесью, биотопливом и др.

Сокращение времени разработки состава и прогнозирования физических и химических свойств смесевых видов топлива, оптимизация рабочего цикла энергетической установки по технико-экономическим и экологическим характеристикам во всем возможном диапазоне нагрузочных режимов энергетических установок локомотивов сегодня возможно только за счет разработки и внедрения передовых методов математического описания воздействия топливных добавок в смесевом топливе на эффективность работы энергетических установок тепловозов.

В диссертационной работе не рассматриваются вопросы технологии образования смесевой топливовоздушной смеси, и предполагается, что углеводородная добавка к стандартному дизельному топливу в заранее отмеренном количестве, или объеме, подается в цилиндр энергетической установки в газообразном состоянии к моменту начала сжатия рабочего тела.

Основной энергетической характеристикой топлива является теплотворная способность или теплота сгорания, которая может быть отнесена к рабочей $Q^{(p)}$, сухой $Q^{(c)}$ и горючей $Q^{(r)}$ массе топлива. Теплота сгорания определяется элементарным химическим составом горючего вещества. Различают также высшую Q_v и низшую Q_n теплоту сгорания.

Низшая теплота сгорания для жидкого топлива на рабочую массу определяется по уравнению, кДж/кг:

$$Q_n^{(p)} = Q_v^{(p)} - 6(9H^{(p)} + W^{(p)}), \quad (3.1)$$

где $H^{(p)}$ и $W^{(p)}$ – соответственно, содержание водорода и водяных паров в рабочей массе топлива, %.

Кроме экспериментальных методов теплоту сгорания при известном элементарно-химическом составе можно определить расчетным способом в соответствии с формулой Д. И. Менделеева.

Величина теплоты сгорания топливной смеси будет определяться долей содержания различного вида добавок в стандартном дизельном топливе в соответствии с формулой Д. И. Менделеева. Предлагаемая ниже методика определения энергетических характеристик топливных смесей может быть применима практически для всех видов добавок к стандартному дизельному топливу [147].

Величина цикловой подачи топлива в энергетической установке тепловоза для расчетного режима работы, кг/цикл:

$$b_{ц}^{(д)} = \frac{N_e b_e \tau}{2 \cdot 60 n_d z}. \quad (3.2)$$

При замещении доли d дизельного топлива какой-либо углеводородной добавкой расход стандартного дизельного топлива может быть уменьшен на эту величину. Количество тепла, полученное в этом случае при сгорании топливной смеси составит, кДж/цикл:

$$Q_{\text{ц}}^{(\text{тс})} = H_u^{(\text{д})} (b_{\text{ц}}^{(\text{д})} - db_{\text{ц}}^{(\text{д})}) + H_u^{(\text{пр})} db_{\text{ц}}^{(\text{д})}, \quad (3.3)$$

где $H_u^{(\text{д})}$, $H_u^{(\text{пр})}$ – соответственно теплота сгорания дизельного топлива и углеводородной добавки, кДж/кг;

$$db_{\text{ц}}^{(\text{д})} = b_{\text{ц}}^{(\text{пр})} - \text{цикловая подача углеводородной добавки, кг/цикл.}$$

Минимальная величина запальной дозы дизельного топлива должна обеспечить надежное воспламенение смесевого топлива в составе топливовоздушной смеси, поскольку самовоспламенение добавки (например, на основе метана) в дизельных двигателях невозможно, и быть достаточной для работы энергетической установки в соответствии с нормативными данными для заданного режима работы тепловоза.

Для дизельного топлива теплоту сгорания, кДж/кг, и теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг, определяем по уравнениям [107, 148]:

$$H_u = 33913C + 102995H - 10885(O - S), \quad (3.4)$$

$$L'_0 = 0,397C + 1,19H + 0,149S - 0,149O. \quad (3.5)$$

Теплоту сгорания газообразного топлива, кДж/кг, и теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг, определяем по выражениям:

$$H_u^{(\text{д})} = \frac{1}{\rho^{(\text{д})}} (12773CO + 10763H_2 + 35680CH_4 + 55991C_2H_2 + 59467C_2H_4 + 63278C_2H_6 + 90875C_3H_8 + 119771C_4H_{10} + 146238C_5H_{12}), \quad (3.6)$$

$$L'_0^{(\text{д})} = \frac{1}{\mu^{(\text{д})}} \frac{1}{0,21} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r, \quad (3.7)$$

где $\rho^{(d)}$ – плотность углеводородной добавки, кг/м³;

$\mu^{(d)}$ – молекулярная масса углеводородной добавки, г/моль.

Элементарный химический состав смесевго топлива рассчитаем с применением следующих выражений:

$$C^{(см)} = (1-d)C^{(ДТ)} + dC^{(d)}, \quad (3.8)$$

$$H^{(см)} = (1-d)H^{(ДТ)} + dH^{(d)}, \quad (3.9)$$

$$O^{(см)} = (1-d)O^{(ДТ)} + dO^{(d)}, \quad (3.10)$$

$$S^{(см)} = (1-d)S^{(ДТ)} + dS^{(d)}, \quad (3.11)$$

где $C^{(ДТ)}$, $H^{(ДТ)}$, $O^{(ДТ)}$, $S^{(ДТ)}$ – элементарный состав дизельного топлива (углерод, водород, кислород, сера);

$C^{(d)}$, $H^{(d)}$, $O^{(d)}$, $S^{(d)}$ – элементарный состав углеводородной добавки.

Элементарный химический состав дизельного топлива и некоторых видов углеводородной добавки приведен в таблице 3.1.

Теплоту сгорания, кДж/кг, и теоретически необходимое количество воздуха, кмоль/кг, для сгорания единицы смеси дизельного топлива с углеводородной добавкой определим по уравнениям,

$$H_u^{(см)} = (1-d)H_u + dH_u^{(d)}, \quad (3.12)$$

$$L_0^{(см)} = (1-d)L_0' + dL_0^{(d)}. \quad (3.13)$$

Количественное изменение параметров топливных смесей при различной процентной величине замещения углеводородной добавкой дизельного топлива представлено в таблице 3.2.

Таблица 3.1 – Элементарный состав дизельного топлива и углеводородной добавки

Вид топлива или добавки	Элементарный состав				H_u , кДж/кг	L'_0 , кмоль/кг
	C	H	O	S		
Дизельное топливо ДТ	0,845	0,136	0,012	0,007	42609	0,497
Природный газ ПГ ($CH_4 \sim 98\%$)	0,750	0,250	–	–	49823	0,595
Биодизель БТ1 ($CH_4 = 87\%$, $CO_2 = 13\%$)	0,688	0,218	0,094	–	43346	0,518
Биодизель БТ2 ($CH_4 = 50\%$, $CO_2 = 50\%$)	0,512	0,125	0,363	–	24912	0,298

Таблица 3.2 – Теплота сгорания и теоретически необходимое количество воздуха для сгорания единицы топливной смеси

Вид топливной смеси	Параметры топливной смеси	
	$H_u^{(см)}$, кДж/кг	$L'_0^{(см)}$, кмоль/кг
ДТ + 10 % ПГ	43467	0,506
ДТ + 20 % ПГ	44324	0,516
ДТ + 30 % ПГ	45181	0,526
ДТ + 40 % ПГ	46039	0,536
ДТ + 10 % БТ1	42825	0,499
ДТ + 20 % БТ1	43040	0,501
ДТ + 30 % БТ1	43255	0,503
ДТ + 40 % БТ1	43470	0,505
ДТ + 10 % БТ2	40977	0,477
ДТ + 20 % БТ2	39345	0,457
ДТ + 30 % БТ2	37713	0,437
ДТ + 40 % БТ2	36080	0,417

3.2 Изменения энергетических характеристик рабочего тела при сжигании смеси углеводородных видов топлива

При выполнении расчетов процесса сгорания топлива отношение средних теплоемкостей рабочего тела k следует определять по температуре, коэффициенту избытка воздуха и доле сгоревшего топлива. Применение для этой цели приближенных формул В. Шюле ограничено линейной зависимостью k от температуры [65]. К тому же формулы В. Шюле не учитывают влияние на отношение средних теплоемкостей коэффициента избытка воздуха и доли сгоревшего топлива. Необходимо предусмотреть и влияние на теплоемкость смеси газообразного топлива с атмосферным воздухом в случае подачи газообразного топлива с воздушным зарядом перед началом сжатия рабочего тела в цилиндре двигателя.

Состав рабочего тела в процессе сгорания меняется от состава воздушного заряда (атмосферного воздуха или смеси атмосферного воздуха с газообразным топливом (для двухтопливных двигателей)) в начале процесса сгорания до соответствующих избытку воздуха продуктов сгорания топлива в конце процесса сгорания. В общем виде формула отношения теплоемкостей для любого промежуточного состояния рабочего тела будет иметь вид [65]

$$k = k_{\text{в}} - (k_{\text{в}} - k_{\text{г}})x, \quad (3.14)$$

где $k_{\text{в}}$, $k_{\text{г}}$ – отношение теплоемкостей для воздуха и продуктов сгорания.

В работе [65] показано, что для продуктов сгорания дизельного топлива и воздуха уравнение (3.14) перепишется в виде

$$k = a + \frac{b}{T} - (a - a_{\alpha})x, \quad (3.15)$$

где a и b – константы уравнения прямой для воздуха;

a_{α} – ордината, отсекаемая прямой, соответствующей данному коэффициенту избытка воздуха, на оси ординат.

Константы a и b получены в результате проверки гиперболической зависимости значения k от температуры, перестроенные в функции $1/T$. Аналогичным образом получено значение a_α в зависимости от обратной величины коэффициента избытка воздуха,

$$a_\alpha = a_1 - \frac{b_1}{\alpha}. \quad (3.16)$$

Окончательно, уравнение (3.15) принимает вид

$$k = a + \frac{b}{T} - \left(a - a_1 + \frac{b_1}{\alpha} \right) x. \quad (3.17)$$

Для продуктов сгорания дизельного топлива состава $C=0,86$, $H=0,13$, $O=0,01$ и воздушного заряда, состоящего из атмосферного воздуха состава $N_2=0,79$, $O_2=0,21$ в работе [65] представлено уравнение

$$k = 1,259 + \frac{76,7}{T} - \left(0,005 - \frac{0,0372}{\alpha} \right) x. \quad (3.18)$$

Для топлива другого элементарного состава и воздушного заряда, отличного от состава атмосферного воздуха, данные по вычислению отношения теплоемкостей отсутствуют.

Представим расчет отношения теплоемкости для дизельного топлива любого элементарного состава. В качестве примера примем средний элементарный состав топлива $C=0,845$, $H=0,136$, $O=0,012$, $S=0,007$ (см. таблицу 3.1) [149]. Воздушный заряд – атмосферный воздух, для которого были вычислены истинные изохорные мольные теплоемкости продуктов полного сгорания топлива μ_s , для шести значений коэффициента избытка воздуха (таблица 3.3).

Далее были вычислены отношения теплоемкостей k продуктов полного сгорания топлива и воздуха для тех же значений α . Результаты вычислений представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.3 – Истинные изохорные теплоемкости продуктов полного сгорания дизельного топлива и воздуха, кДж/(кмоль·К)

Температура T, K	Значения теплоемкости при коэффициенте избытка воздуха α						Воздух
	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	
1	2	3	4	5	6	7	8
273	22,2000	21,9232	21,7346	21,5978	21,4941	21,4128	20,7360
323	22,5426	22,2143	21,9906	21,8284	21,7054	21,6089	20,8090
373	22,9032	22,5312	22,2777	22,0939	21,9545	21,8452	20,9410
423	23,2861	22,8768	22,5980	22,3958	22,2424	22,1221	21,1280
473	23,6927	23,2524	22,9525	22,7350	22,5700	22,4406	21,3630
523	24,1205	23,6506	23,3305	23,0984	22,9223	22,7842	21,6380
573	24,5651	24,0697	23,7322	23,4875	23,3019	23,1563	21,9460
623	25,0216	24,5028	24,1493	23,8930	23,6986	23,5461	22,3060
673	25,4840	24,9431	24,5746	24,3074	24,1048	23,9458	22,6190
723	25,9459	25,3840	25,0012	24,7235	24,5130	24,3479	22,9680
773	26,4021	25,8199	25,4231	25,1354	24,9173	24,7461	23,3160
823	26,8466	26,2445	25,8342	25,5366	25,3110	25,1340	23,6580
873	27,2769	26,6552	26,2315	25,9243	25,6914	25,5086	23,9870
923	27,6895	27,0485	26,6118	26,2951	26,0550	25,8666	24,3010
973	28,0830	27,4231	26,9735	26,6475	26,4002	26,2063	24,5980
1023	28,4559	27,7774	27,3151	26,9799	26,7257	26,5263	24,8760
1073	28,8110	28,1142	27,6393	27,2950	27,0339	26,8290	25,1350
1123	29,1441	28,4297	27,9430	27,5900	27,3223	27,1123	25,3760
1173	29,4601	28,7286	28,2301	27,8687	27,5946	27,3795	25,6000
1223	29,7592	29,0111	28,5013	28,1316	27,8513	27,6313	25,8090
1273	30,0427	29,2785	28,7578	28,3802	28,0939	27,8693	26,0040
1323	30,3114	29,5318	29,0007	28,6155	28,3234	28,0943	26,1870
1373	30,5669	29,7727	29,2315	28,8391	28,5415	28,3080	26,3590
1423	30,8083	30,0001	29,4493	29,0500	28,7471	28,5095	26,5230
1473	31,0358	30,2142	29,6543	29,2484	28,9405	28,6990	26,6790
1523	31,2302	30,3996	29,8337	29,4233	29,1120	28,8679	26,8260
1573	31,4306	30,5880	30,0139	29,5975	29,2818	29,0341	26,9680
1623	31,6177	30,7639	30,1821	29,7602	29,4403	29,1893	27,1010
1673	31,7936	30,9294	30,3405	29,9135	29,5897	29,3357	27,2260
1723	31,9616	31,0879	30,4925	30,0608	29,7334	29,4766	27,3440
1773	32,1288	31,2466	30,6455	30,2096	29,8791	29,6198	27,4540

Таблица 3.4 – Отношение теплоемкостей k продуктов полного сгорания дизельного топлива и воздуха

Температура T, K	Значение отношения теплоемкостей при коэффициенте избытка воздуха α						Воздух
	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	
1	2	3	4	5	6	7	8
273	1,3745	1,3792	1,3825	1,3850	1,3868	1,3883	1,4010
323	1,3688	1,3743	1,3781	1,3809	1,3830	1,3848	1,3995
373	1,3630	1,3690	1,3732	1,3763	1,3787	1,3806	1,3970
423	1,3570	1,3634	1,3679	1,3712	1,3738	1,3758	1,3935
473	1,3509	1,3576	1,3622	1,3657	1,3684	1,3705	1,3892
523	1,3447	1,3515	1,3564	1,3599	1,3627	1,3649	1,3842
573	1,3385	1,3454	1,3503	1,3540	1,3568	1,3590	1,3788
623	1,3323	1,3393	1,3443	1,3480	1,3508	1,3531	1,3727
673	1,3263	1,3333	1,3383	1,3420	1,3449	1,3472	1,3676
723	1,3204	1,3275	1,3326	1,3363	1,3392	1,3415	1,3620
773	1,3149	1,3220	1,3270	1,3308	1,3337	1,3360	1,3566
823	1,3097	1,3168	1,3218	1,3256	1,3285	1,3308	1,3514
873	1,3048	1,3119	1,3170	1,3207	1,3236	1,3259	1,3466
923	1,3003	1,3074	1,3124	1,3162	1,3191	1,3214	1,3421
973	1,2961	1,3032	1,3082	1,3120	1,3149	1,3173	1,3380
1023	1,2922	1,2993	1,3044	1,3082	1,3111	1,3134	1,3342
1073	1,2886	1,2957	1,3008	1,3046	1,3075	1,3099	1,3308
1123	1,2853	1,2924	1,2975	1,3013	1,3043	1,3067	1,3276
1173	1,2822	1,2894	1,2945	1,2983	1,3013	1,3037	1,3248
1223	1,2794	1,2866	1,2917	1,2955	1,2985	1,3009	1,3221
1273	1,2767	1,2840	1,2891	1,2930	1,2959	1,2983	1,3197
1323	1,2743	1,2815	1,2867	1,2905	1,2935	1,2959	1,3175
1373	1,2720	1,2793	1,2844	1,2883	1,2913	1,2937	1,3154
1423	1,2699	1,2771	1,2823	1,2862	1,2892	1,2916	1,3135
1473	1,2679	1,2752	1,2804	1,2843	1,2873	1,2897	1,3116
1523	1,2662	1,2735	1,2787	1,2826	1,2856	1,2880	1,3099
1573	1,2645	1,2718	1,2770	1,2809	1,2839	1,2864	1,3083
1623	1,2630	1,2703	1,2755	1,2794	1,2824	1,2848	1,3068
1673	1,2615	1,2688	1,2740	1,2779	1,2810	1,2834	1,3054
1723	1,2601	1,2674	1,2727	1,2766	1,2796	1,2821	1,3041
1773	1,2588	1,2661	1,2713	1,2752	1,2783	1,2807	1,3028

На рисунке 3.1 представлены зависимости k в функции $1/T$, значения которой в широких пределах температуры хорошо укладываются в параллельные прямые линии. На рисунке 3.2 представлены значения a_α в зависимости от обратной величины коэффициента избытка воздуха $1/\alpha$. Точки этой зависимости хорошо ложатся на прямую линию.

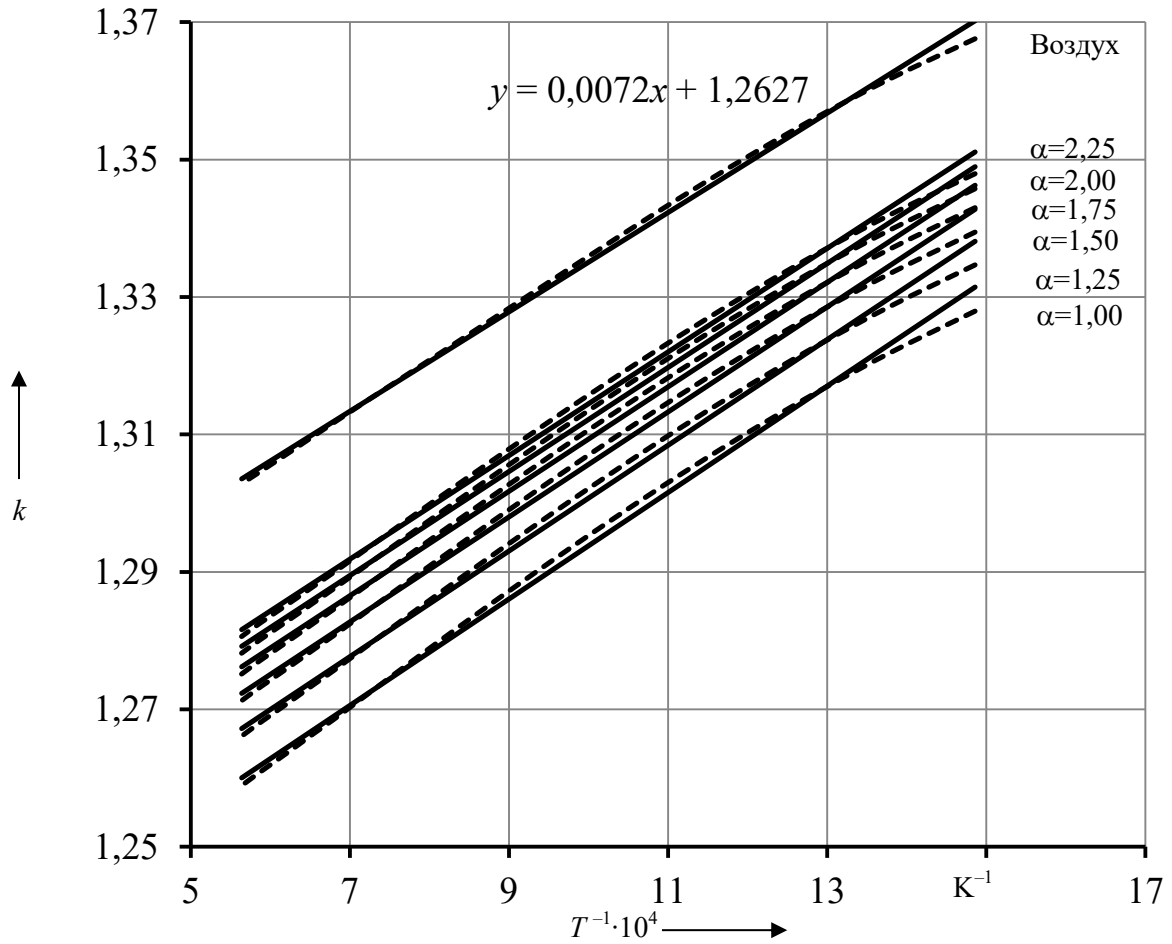


Рисунок 3.1 – Зависимости отношения теплоемкостей k продуктов полного сгорания дизельного топлива и воздуха для разных значений α

Подставляя численные значения коэффициентов уравнений зависимостей, представленных на рисунках 3.1 и 3.2, получаем в окончательном виде эмпирическое уравнение для отношения теплоемкостей продуктов сгорания дизельного топлива

$$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0055 - \frac{0,0405}{\alpha} \right) x. \quad (3.19)$$

Для конечных продуктов сгорания дизельного топлива ($x=1$) уравнение (3.19) принимает вид

$$k = 1,2572 + \frac{72}{T} - \frac{0,0405}{\alpha}. \quad (3.20)$$

Проверка уравнения (3.20) показала, что точность определения k по сравнению с данными таблицы 3.3 в пределах изменения температуры 700 – 1800 К составляет около $\pm 0,3 \%$.

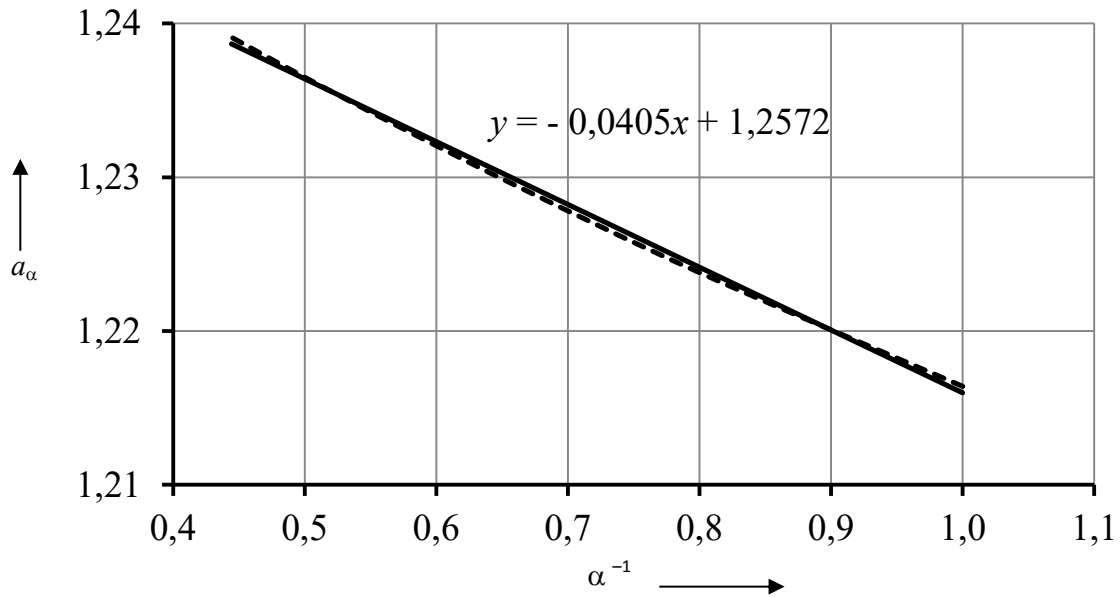


Рисунок 3.2 – График уравнения (3.16) для продуктов полного сгорания дизельного топлива

Для процесса сгорания в случае применения смесового вида топлива расчетное уравнение для отношения теплоемкостей k следует определять с учетом доли добавки к дизельному топливу, которая влияет на элементарный состав смесового топлива.

В таблице 3.5 представлены коэффициенты регрессии и вид уравнения (3.17) для различной доли добавки d [149]. В диапазоне изменения доли добавки от 0 до 40 % в смесовом топливе расхождения коэффициента a_1 составляет не более 0,03 %, b_1 – около 2 %.

С учетом средних значений a_1 и b_1 окончательно принимаем вид уравнения (3.17) [149]:

для продуктов сгорания дизельного топлива и ПГ

$$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0057 - \frac{0,04075}{\alpha} \right) x; \quad (3.21)$$

Таблица 3.5 – Значение коэффициентов регрессии и вид уравнения для различной доли добавки

Доля добавки d , %	Коэффициенты регрессии		Вид уравнения (2.52)
	a_1	b_1	
ДТ + ПГ			
10	1,2572	- 0,0407	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0055 - \frac{0,0407}{\alpha}\right)x$
20	1,2570	- 0,0407	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0057 - \frac{0,0407}{\alpha}\right)x$
30	1,2570	- 0,0408	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0057 - \frac{0,0408}{\alpha}\right)x$
40	1,2568	- 0,0408	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0059 - \frac{0,0408}{\alpha}\right)x$
ДТ + БТ1			
10	1,2571	- 0,0407	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0056 - \frac{0,0407}{\alpha}\right)x$
20	1,2570	- 0,0408	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0057 - \frac{0,0408}{\alpha}\right)x$
30	1,2568	- 0,0408	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0059 - \frac{0,0408}{\alpha}\right)x$
40	1,2568	- 0,0411	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0059 - \frac{0,0411}{\alpha}\right)x$
ДТ + БТ2			
10	1,2570	- 0,0407	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0057 - \frac{0,0407}{\alpha}\right)x$
20	1,2569	- 0,0411	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0058 - \frac{0,0411}{\alpha}\right)x$
30	1,2566	- 0,0412	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0061 - \frac{0,0412}{\alpha}\right)x$
40	1,2565	- 0,0416	$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0062 - \frac{0,0416}{\alpha}\right)x$

для продуктов сгорания дизельного топлива и БТ1

$$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0058 - \frac{0,04085}{\alpha}\right)x; \quad (3.22)$$

для продуктов сгорания дизельного топлива и БТ2

$$k = 1,2627 + \frac{72}{T} - \left(0,0059 - \frac{0,0412}{\alpha} \right) x. \quad (3.23)$$

Подводя итог выше сказанному, можно заключить, что замещение части дизельного топлива углеводородной добавкой приводит к изменению теплоемкости рабочего тела на линии сгорания, характеризуемых интенсивностью теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра, и вызовет изменения значений величины давления и температуры рабочего тела при сжатии воздушного заряда и сгорания топливо-воздушной смеси, что повлияет на динамическую и тепловую напряженность деталей энергетической установки тепловоза, образование качественного и количественного состава продуктов сгорания, выходные параметры отработавших газов, определяющих работу газовой турбины турбокомпрессора энергетической установки тепловоза.

3.3 Периода задержки воспламенения смесевых видов топлива

В известных математических моделях предшествующий процессу сгорания период задержки воспламенения дизельного топлива определяется рядом эмпирических уравнений [58, 90, 150], и для быстроходных дизельных двигателей может быть использовано выражение, предложенное профессором А. И. Толстовым [58], мс:

$$\tau = B \left(\frac{T_{\text{оп}}}{P_{\text{оп}}} \right)^{0,5} e^{\frac{E_i}{\mu RT_{\text{оп}}}}, \quad (3.24)$$

где $B = B_0(1 - kn_d)$;

B_0 , k – постоянные двигателя. Для энергетической установки тепловоза по опытным данным [150] можно принять: $B_0 = 7,41 \cdot 10^{-6}$, $k = 34,8 \cdot 10^{-3}$.

$T_{\text{оп}}$, $P_{\text{оп}}$ – температура (К) и давление (МПа) рабочего тела в момент подачи топлива в цилиндр энергетической установки;

$E_i = 21000 - 25000$ Дж/моль – условная энергия активации предпламенных реакций (постоянная топлива);

μR – универсальная газовая постоянная.

Широко известна формула В. С. Семенова [90], мс

$$\tau = \frac{8225}{(c_m P_{\text{оп}} 10^3)^{0,635} T_{\text{оп}}^{0,294}}. \quad (3.25)$$

После определения периода задержки воспламенения определяем угол начала горения топлива φ_y , то есть угол, соответствующий концу «чистого» сжатия:

$$\varphi_y = \varphi_{\text{оп}} - 6\tau n_d, \quad (3.26)$$

где $\varphi_{\text{оп}}$ – угол опережения подачи топлива в цилиндр энергетической установки.

При расчете периода задержки воспламенения топлива в дизеле, конвертированного в двухтопливный двигатель, расчетные уравнения, полученные по результатам исследования сгорания дизельного топлива в энергетических установках, не учитывают особенностей задержки воспламенения в двигателях, в которых при сгорании часть дизельного топлива замещается альтернативным ему топливом. В работах [61, 63] показано, что для вычисления времени задержки воспламенения в случае замещения части дизельного топлива природным газом может быть использовано выражение, мс:

$$\tau = 1,76 P^{-0,866} \exp\left(\frac{2490}{T}\right), \quad (3.27)$$

где P , T – давление (бар) и температура (К) рабочего тела в момент впрыскивания дизельного топлива в камеру сгорания.

Необходимость учета выражением (3.27) периода задержки воспламенения топлива в дизеле, конвертируемом в двухтопливный двигатель, обоснована тем, что значения, полученные по ряду известных формул, отличаются от экспериментальных и рассчитанных по выражению (3.27) [63, 151].

Задержка воспламенения топлива кроме давления и температуры сильно зависит от коэффициента избытка воздуха, который может быть очень разным при реализации в дизеле газодизельного цикла [94, 152 – 154]. В этом случае период задержки воспламенения предложено определять на основе детальной химической кинетики процесса окисления топлива и интеграла Ливенгуда-Ву вместе с расчетом процесса испарения капель. Равенство интеграла единице является условием вспышки паров топлива

$$\int_0^{\tau_{ij}} \frac{d\tau}{\tau_{ij}} = 1, \quad (3.28)$$

где $\tau_{ij} = C_i C_r \tau_{it}$;

C_i – поправочный множитель, учитывающий рост температуры во время периода задержки воспламенения j -й порции;

C_r – коэффициент, учитывающий концентрацию продуктов сгорания в цилиндре во время периода задержки воспламенения j -й порции;

τ_{it} – период задержки воспламенения j -й порции топлива, полученный по модифицированной эмпирической формуле Толстова,

$$\tau_{it} = 3,8 \cdot 10^{-6} \left(1 - 1,6 \cdot 10^{-4} n_d\right) \sqrt{\frac{T}{P}} e^{\frac{E_i}{RT} - \frac{70}{CN+25}}, \quad (3.29)$$

P, T – текущие давление, МПа, и температура, К, в цилиндре;

CN – цетановое число топлива.

Использование выражения (3.28) для расчета периода задержки воспламенения

возможно лишь в том случае, когда расчет рабочего цикла энергетической установки предполагает использование закона подачи топлива, например, закон сгорания профессора Н. Ф. Разлейцева.

3.4 Расчет параметров энергетической установки тепловоза, работающего на смесевых видах углеводородного топлива

Анализ опубликованных экспериментальных исследований говорит о том, что сгорание в дизеле природного газа с содержанием метана $CH_4 \approx 98\%$ выгорает достаточно быстро и для расчета скорости тепловыделения метано-воздушной смеси можно использовать закон сгорания Вибе с параметрами $m = 0,8 - 1,4$, $\varphi_z = 20 - 32$ [94].

В главе 2 диссертационной работы отмечено, что сгорание дизельного топлива в тепловозном дизеле 2А-5Д49 с достаточной точностью может быть описано законом сгорания Вибе с параметрами $m = 0,4 - 1,0$, $\varphi_z = 60 - 100$.

Расчет скорости тепловыделения $\Delta x_{i,i+1}$, коэффициента эффективности сгорания $\xi_{i,i+1}$ и удельной использованной теплоты сгорания $q_{z,i,i+1}$ для рассматриваемого участка процесса сгорания ведется отдельно для каждого вида углеводородного топлива: дизельного и углеводородной добавки – природного газа.

С учетом доли углеводородной добавки d к дизельному топливу выражение (2.2) для расчета давления рабочего тела на рассматриваемом участке сгорания приобретает вид

$$P_{i+1} = \frac{0,0486 \frac{\varepsilon}{v_a} \left[q_{z,i,i+1}^{(ДТ)} \Delta x_{i,i+1}^{(ДТ)} (1-d) + q_{z,i,i+1}^{(ПГ)} \Delta x_{i,i+1}^{(ПГ)} d \right] + P_i \left[K_{i,i+1} \psi(\alpha_i) - \psi(\alpha_{i+1}) \right]}{K_{i,i+1} \psi(\alpha_{i+1}) - \psi(\alpha_i)}. \quad (3.30)$$

Для расчета газодизельного цикла энергетической установки тепловоза будем использовать математическую модель рабочего цикла дизеля (см. главу 2) для случая сгорания дизельного топлива (ДТ) с добавкой природного газа (ПГ) с долей 10, 20, 30, 40 и 80 %. Результаты расчетов представлены в таблице 3.6 и 3.7 и на рисунке 3.3 [255].

Таблица 3.6 – Расчетные показатели дизельного и газодизельного циклов для тепловозного дизеля 2А-5Д49

Наименование показателя	Значение показателя для состава смесового топлива					
	ДТ	ДТ+ПГ				
1	2	3	4	5	6	7
Доля углеводородной добавки, %	–	10	20	30	40	80
Индикаторная мощность, кВт	3525	3556	3477	3518	3558	3715
Эффективная мощность, кВт	2891	2916	2851	2885	2917	3047
Частота вращения коленвала, мин ⁻¹	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Давление наддува, МПа	0,287	0,287	0,287	0,287	0,287	0,287
Степень повышения давления наддува	2,833	2,833	2,833	2,833	2,833	2,833
Давление в ресивере, МПа	0,287	0,287	0,287	0,287	0,287	0,287
Коэффициент избытка воздуха	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10
Теплота сгорания топлива, кДж/кг	42609	43467	44324	45182	46039	49469
Температура воздуха после ТК, К	419	419	419	419	419	419
Давление в начале сжатия, МПа	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273
Температура в начале сжатия, К	374	374	374	374	374	374
Объем в начале сжатия, м ³ /кг	0,393	0,393	0,393	0,393	0,393	0,393
Давление в момент впрыска, МПа	3,879	3,879	3,879	3,879	3,879	3,879
Температура в момент впрыска, К	745	745	745	745	745	745
Объем в момент впрыска, м ³ /кг	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055	0,055
Давление в момент воспламенения, МПа	6,741	6,741	6,741	6,741	6,741	6,741
Температура в момент воспламенения, К	860	860	860	860	860	860
Объем в момент воспламенения, м ³ /кг	0,037	0,037	0,037	0,037	0,037	0,037
Показатель подитропы сжатия	1,351	1,351	1,351	1,351	1,351	1,351
Угол опережения подачи топлива, град.	26	26	26	26	26	26

Продолжение таблицы 3.6

1	2	3	4	5	6	7
Период задержки воспламенения, град.	14	14	14	14	14	14
Угол начала сгорания, град.	-12	-12	-12	-12	-12	-12
Максимальное давление сгорания, МПа	12,49	12,5	12,51	13,33	14,40	17,40
Максимальная температура сгорания, К	1736	1745	1678	1700	1739	2042
Продолжительность сгорания ДТ, град.	93	88	100	100	100	100
Продолжительность сгорания ПГ, град.	20	22	32	32	32	32
Показатель характера сгорания ДТ	0,75	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Показатель характера сгорания ПГ	0,80	1,40	1,35	1,40	1,40	1,40
Давление конца сгорания, МПа	1,876	2,111	1,667	1,647	1,627	1,552
Температура конца сгорания, К	1338	1388	1316	1301	1285	1225
Объем конца сгорания, м ³ /кг	0,211	0,195	0,234	0,234	0,234	0,234
Показатель расширения	1,303	1,304	1,305	1,306	1,307	1,311
Давление в конце расширения, МПа	0,834	0,845	0,846	0,836	0,825	0,785
Температура в конце расширения, К	1107	1122	1123	1109	1096	1042
Объем в конце расширения, м ³ /кг	0,393	0,393	0,393	0,393	0,393	0,393
Работа чистого сжатия, кДж/кг	383	383	383	383	383	383
Работа сжатия при сгорании, кДж/кг	34	34	33	34	34	36
Работа расширения при сгорании, кДж/кг	866	840	894	904	914	954
Работа чистого расширения, кДж/кг	217	250	180	178	176	168
Индикаторная работа, кДж/кг	667	673	658	666	673	703

Окончание таблицы 3.6

1	2	3	4	5	6	7
Среднее индикаторное давление, МПа	1,915	1,932	1,889	1,911	1,933	2,019
Индикаторный расход топлива, кг/(кВт·ч)	0,176	0,171	0,171	0,166	0,161	0,144
Индикаторный КПД	0,481	0,485	0,474	0,480	0,485	0,506
Механический КПД	0,820	0,820	0,820	0,820	0,820	0,820
Среднее эффективное давление, МПа	1,570	1,584	1,549	1,567	1,585	1,655
Эффективный КПД	0,394	0,398	0,389	0,393	0,398	0,415
Удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч)	0,214	0,208	0,209	0,203	0,197	0,175

Таблица 3.7 – Значения параметров процесса выгорания топлива в цилиндре тепловозного дизеля 2А-5Д49 при работе на номинальном режиме

Состав топлива	Максимальное давление сгорания P_{\max} , МПа	Максимальная температура сгорания T_{\max} , К	Угол относительно ВМТ (° п.к.в.), соответствующий			
			началу сгорания	концу сгорания	максимальному давлению сгорания	максимальной температуре сгорания
ДТ + 0 % ПГ	12,49	1736	- 12	81	9	30
ДТ + 10 % ПГ	12,50	1745	- 12	76	9	32
ДТ + 20 % ПГ	12,51	1678	- 12	88	8	33
ДТ + 30 % ПГ	13,33	1700	- 12	88	8	29
ДТ + 40 % ПГ	14,15	1739	- 12	88	8	22
ДТ + 80 % ПГ	17,39	2042	-12	88	8	12

Анализ данных таблицы 3.6 и 3.7 показывает, что добавка природного газа приводит к незначительному изменению продолжительности и показателя характера сгорания, как дизельного топлива, так и природного газа. Кроме этого, углы, соответствующие значениям максимальных давлений и температуры, практически не зависят от величины доли добавки к дизельному топливу, следовательно, скорость нарастания давления при сгорании изменяется очень мало.

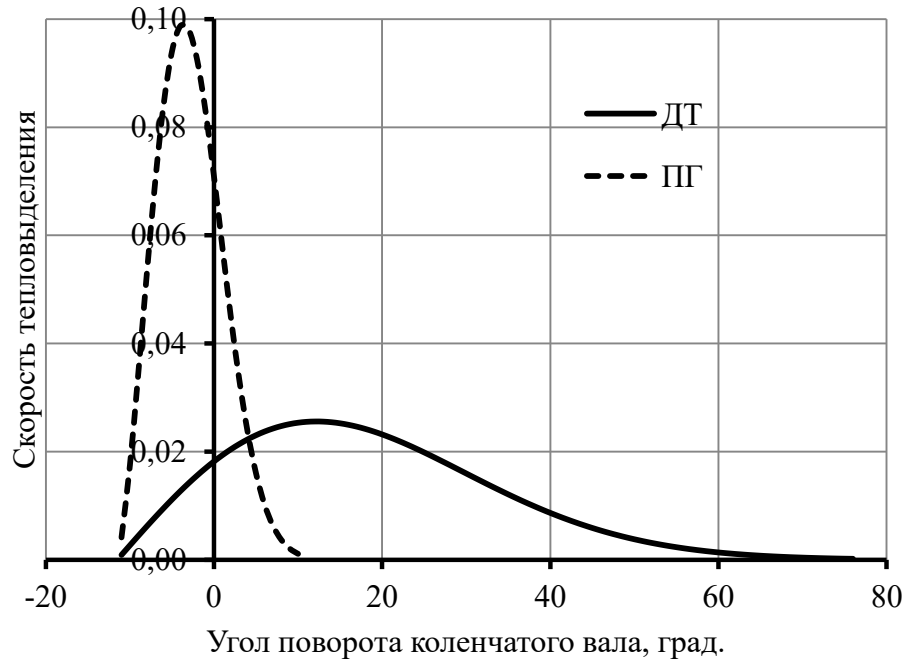


Рисунок 3.3 – Скорость тепловыделения для состава ДТ + 10% ПГ

Зависимости давления $P_j = f(\varphi)$, температуры $T_j = f(\varphi)$ и объема $V_j = f(\varphi)$ рабочего тела необходимы для оценки индикаторных и эффективных показателей рабочего цикла энергетической установки тепловоза. По зависимостям $P_j = f(V)$ или $T_j = f(V)$ определяют среднее эффективное давление как отношение эффективной работы цикла к величине рабочего объема цилиндра. В свою очередь, эффективная работа цикла определяется с использованием численного интегрирования с учетом величины механического КПД энергетической установки. Зависимости изменения давления и температуры в процессе сгорания представлены на рисунках 3.4 и 3.5 [255].

Можно сказать, что величина максимального давления сгорания сохраняется в заданных для данной энергетической установки тепловоза в пределах добавки природного газа до 30 % к дизельному топливу для принятых интервалов изменения продолжительности и показателя характера сгорания закона сгорания Вибе. При дальнейшем росте доли природного газа к дизельному топливу получить заданное максимальное давление сгорания невозможно – уже при 40 % природного газа в смеси с дизельным топливом максимальное давление сгорания составляет 14,15 МПа против нормативного в 12,5 МПа, а замещение природным газом до

80 % дизельного топлива приведет к росту максимального давления сгорания до 17,4 МПа.

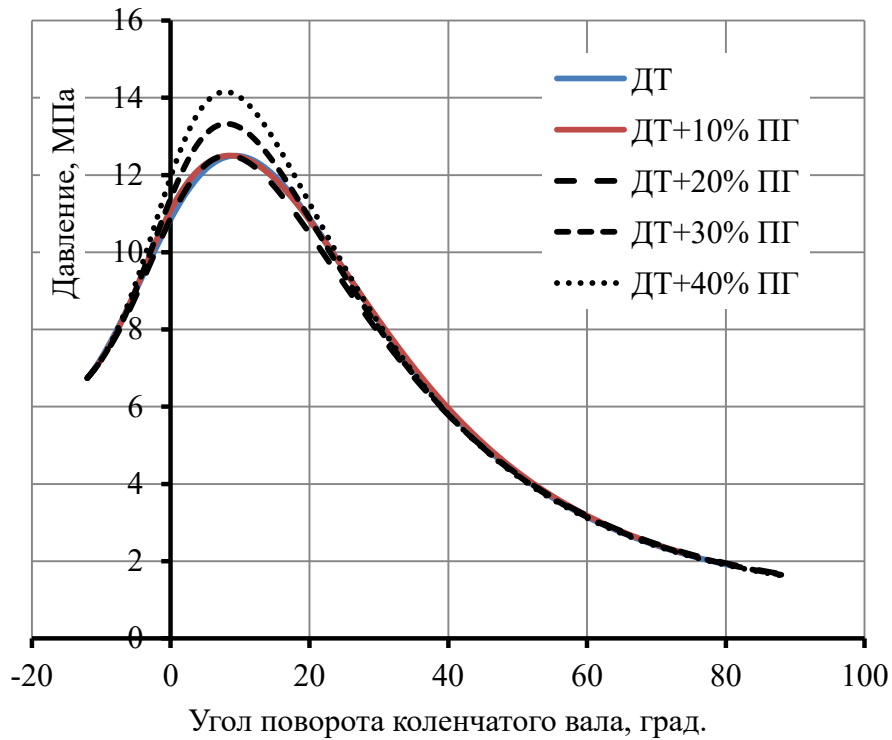


Рисунок 3.4 – Зависимость изменения давления рабочего тела в процессе сгорания

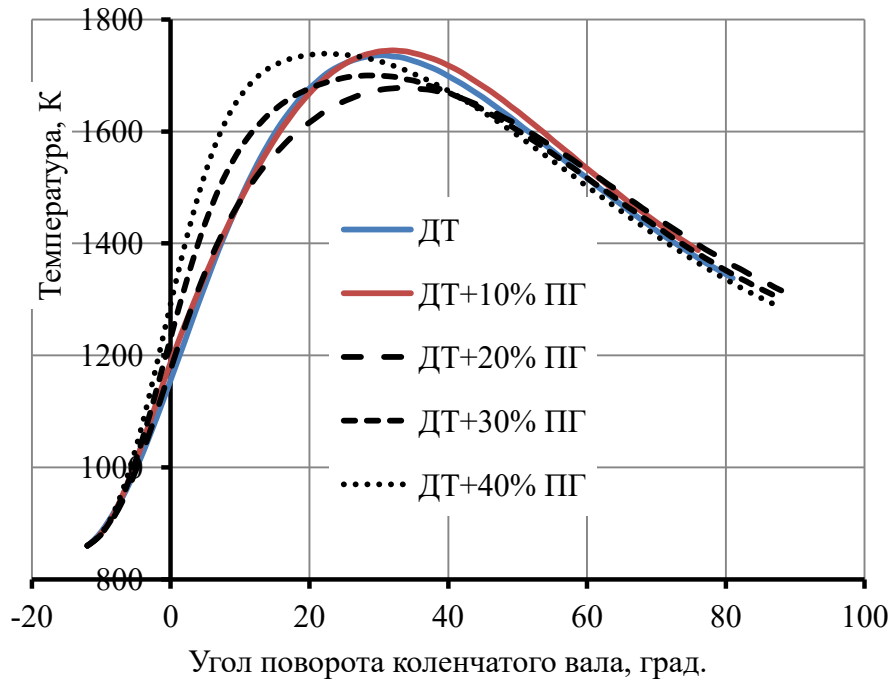


Рисунок 3.5 – Зависимость изменения температуры рабочего тела в процессе сгорания

На рисунке 3.6 представлены индикаторные диаграммы при работе энергетической установки на смесевом топливе с долей добавки природного газа 40 % при различных углах опережения впрыска дизельного топлива. Как видно из рисунка 3.6 достичь нормативного значения максимального давления сгорания в 12,5 МПа возможно лишь изменением угла опережения подачи топлива либо до 40, либо до 15 град. поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки, то есть при существенном отклонении от нормативного значения в 26 град.

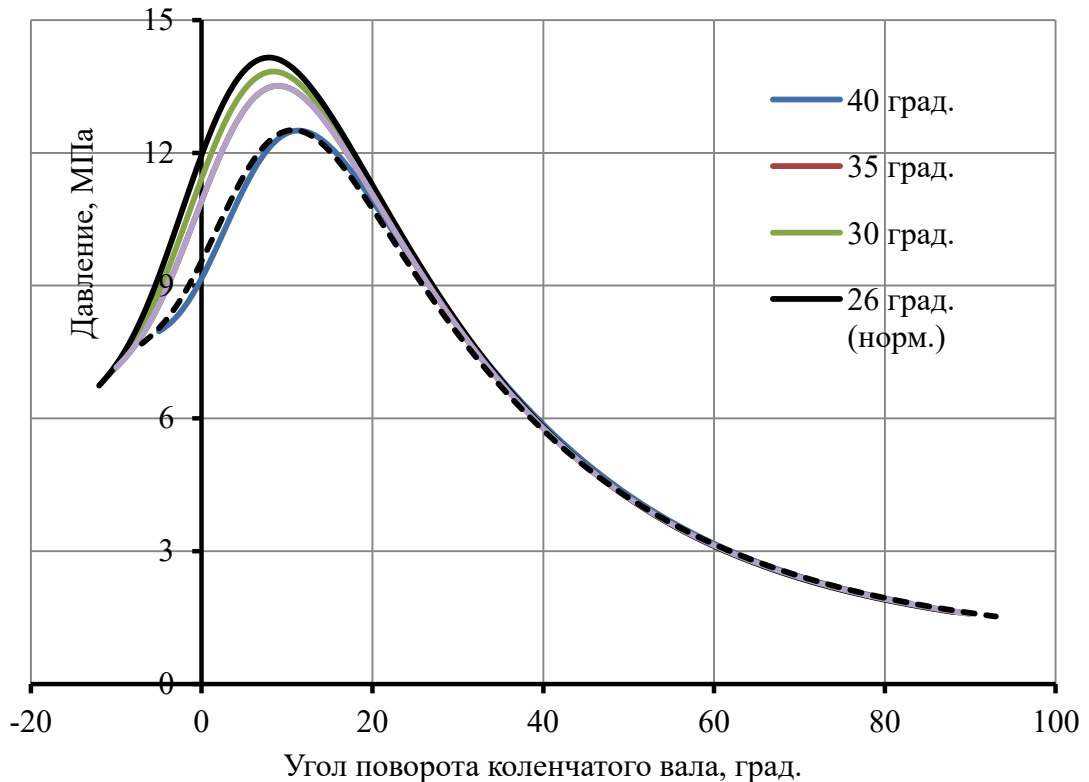


Рисунок 3.6 – Зависимость давления сгорания от угла опережения подачи топлива при составе смеси ДТ + 40 % ПГ

На рисунке 3.7 представлены индикаторные диаграммы при работе энергетической установки на смесевом топливе с долей добавки природного газа 40 % при различных коэффициентах избытка воздуха. Как видно из рисунка 3.7, достичь нормативного значения максимального давления сгорания в 12,5 МПа возможно лишь увеличив величину коэффициента избытка воздуха до трех, то есть изменив характеристики агрегатов наддува.

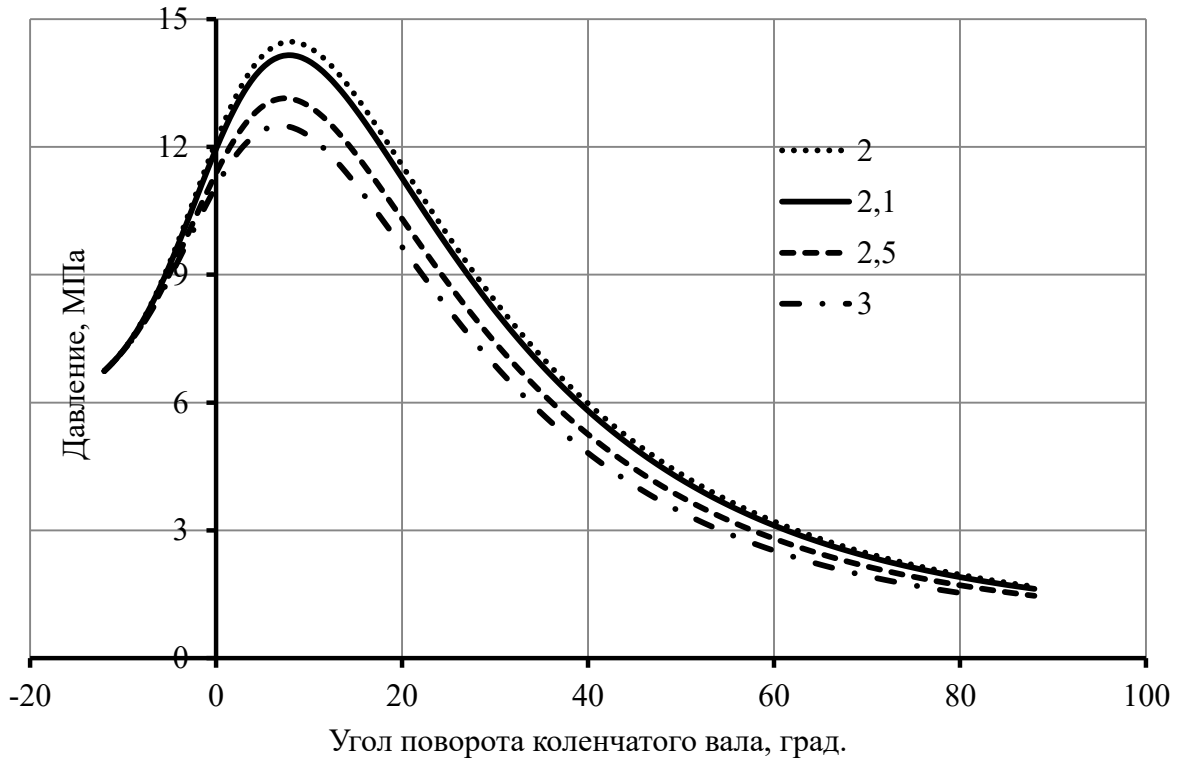


Рисунок 3.7 – Зависимость давления сгорания от коэффициента избытка воздуха при составе смеси ДТ + 40 % ПГ

3.5 Имитационное моделирование рабочих циклов энергетической установки тепловозов при использовании смесевых видов топлива

Точность описания тепловых и динамических процессов, протекающих в цилиндрах энергетических установок тепловозов может быть существенно повышена за счет использования математических моделей высокого порядка. Это приводит к необходимости использования ортогонального композиционного планирования эксперимента [155 – 162]. Получаемая математическая модель более высокого порядка, например второго, позволяет описать более сложные изменения функции отклика.

Исследования эффективности применения смесевых видов топлива в энергетических установках тепловозов должно сопровождаться низкой стоимостью экспериментов, существенным сокращением времени на проведение экспериментов, возможностью осуществления повторяемости экспериментов, высокой точностью полученных экспериментальных результатов, наглядностью проведения эксперимен-

тов и полученных решений. В диссертационной работе использованы принципы имитационного моделирования, которое в сравнении реальными экспериментами:

обладает затратами, состоящими лишь из цены программного обеспечения и стоимости консалтинговых услуг;

имеет существенно меньшее время на выполнение расчетов, позволяет провести неограниченное количество экспериментов с разными входными данными;

использует в описании структуры системы и её процессов в естественном виде строгие математические зависимости;

обладает возможностью визуализации работы исследуемой системы во времени, схематичного задания её структуры и выдачи результатов в графическом виде.

При формировании функции отклика в качестве независимых параметров приняты угол опережения подачи топлива φ и доля добавки d к стандартному дизельному топливу. В качестве функции отклика может быть выбран ряд независимых друг от друга параметров, например:

среднее эффективное давление цикла;

удельный эффективный расход топлива;

параметры процесса выгорания топлива – максимальные давление и температура сгорания.

Для серийных конструкций тепловозных дизелей в качестве оптимизационных параметров при изменении угла опережения подачи топлива и доли добавки выбраны:

максимальная температура сгорания при постоянном, фиксированном для каждого режима работы, максимальном давлении сгорания топлива в цилиндре двигателя;

среднее эффективное давление рабочего цикла, определяющее величины эффективных мощности и удельного расхода топлива.

Для исследования построенной функции отклика на экстремум используем полином второго порядка:

$$y(x_1, x_2) = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2, \quad (3.31)$$

где b_0 – свободный член;

b_1, b_2 – линейные эффекты;

b_{12} – эффекты парного взаимодействия;

b_{11}, b_{22} – квадратичные эффекты.

В данном случае число опытов N должно быть не меньше числа определяемых коэффициентов в уравнении регрессии (3.31). С целью сокращения числа опытов использован композиционный (последовательный) план. Композиционный план состоит из экспериментов, выполненных по схеме полного факторного эксперимента (ПФЭ), к которым добавляются эксперимент в центре плана и эксперименты в звездных точках, расположенных на осях фиктивного пространства, координаты которых: $(\pm a, 0, \dots, 0)$, $(0, \pm a, 0, \dots, 0)$, ..., $(0, \dots, 0, \pm a)$, где a – расстояние от центра плана до звездной точки – «звездного плеча» (рисунок 3.8).

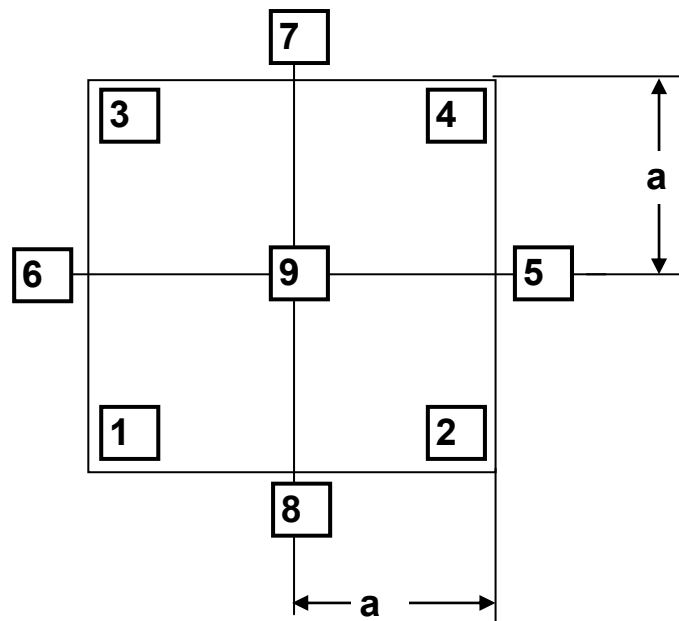


Рисунок 3.8 – Композиционный ортогональный план второго порядка при двух независимых факторах

Общее количество опытов определяется уравнением:

$$N = N_0 + 2k + n_0, \quad (3.32)$$

где n_0 – количество опытов в центре плана;

k – число факторов;

N_0 – число опытов полного факторного эксперимента $2k$.

Длина «звездного плеча» может быть определена по уравнению:

$$a = \sqrt{\frac{\sqrt{NN_0} - N_0}{2}}. \quad (3.33)$$

Композиционный ортогональный план при $k = 2$ представлен на рисунке 3.8. Точки 1, 2, 3, 4 – точки полного факторного эксперимента, точка 9 – центр плана, точки 5, 6, 7, 8 – звездные точки с координатами $(\pm a, 0)$ и $(0, \pm a)$.

Для расчета коэффициентов регрессии уравнения (3.31) формируется ортогональная матрица планирования эксперимента (таблица 3.8).

Таблица 3.8 – Матрица расчетов коэффициентов регрессии уравнений двухфакторной модели

Номер опыта	x_0	x_1	x_2	x_1x_2	$(x_1^{(1)})^2$	$(x_2^{(1)})^2$	y
1	+1	-1	-1	+1	+0,33	+0,33	y_1
2	+1	+1	-1	-1	+0,33	+0,33	y_2
3	+1	-1	+1	-1	+0,33	+0,33	y_3
4	+1	+1	+1	+1	+0,33	+0,33	y_4
5	+1	+1	0	0	+0,33	-0,67	y_5
6	+1	-1	0	0	+0,33	-0,67	y_6
7	+1	0	+1	0	-0,67	+0,33	y_7
8	+1	0	-1	0	-0,67	+0,33	y_8
9	+1	0	0	0	-0,67	-0,67	y_9
Σ	9	6	6	4	2	2	–

Матрица планирования является диагональной и ее коэффициенты регрессии некоррелированы между собой. Значимость для каждого коэффициента проверяется по критерию Стьюдента. В случае исключения из уравнения регрессии незначимого коэффициента это не скажется на величине и значимости остальных.

В соответствии с данными таблицы 3.8 рассчитываются коэффициенты уравнения регрессии b_j :

$$b_1 = \frac{\sum_{i=1}^9 x_{1i} y_i}{6}, \quad (3.34)$$

$$b_2 = \frac{\sum_{i=1}^9 x_{2i} y_i}{6}, \quad (3.35)$$

$$b_{11} = \frac{\sum_{i=1}^9 (x_{1i}^{(1)})^2 y_i}{2}, \quad (3.36)$$

$$b_{22} = \frac{\sum_{i=1}^9 (x_{2i}^{(1)})^2 y_i}{2}, \quad (3.37)$$

$$b_{12} = \frac{\sum_{i=1}^9 x_{1i} x_{2i} y_i}{4}, \quad (3.38)$$

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^9 x_{0i} y_i}{9} - 0,67b_{11} - 0,67b_{22}. \quad (3.39)$$

В таблице 3.9 приведены результаты имитационного моделирования рабочего цикла тепловозного дизеля 2А-5Д49, работающего на номинальном режиме с постоянным коэффициентом избытка воздуха равным 2,1 на смеси дизельного топлива и природного газа [124, 163, 164]. Расчет процесса сгорания выполнен при однофазном тепловыделении.

Таблица 3.9 – Результаты имитационного моделирования рабочего цикла дизеля 2А-5Д49, работающего на смеси дизельного топлива и природного газа

Параметр	Результаты эксперимента по номеру опыта								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_z , МПа	12,52	15,42	12,49	16,64	17,03	12,50	13,53	12,51	13,83
T_z , К	1751	1972	1823	2013	2027	1777	1711	1674	1725
P_e , МПа	1,575	1,638	1,603	1,651	1,654	1,588	1,571	1,545	1,578

Очевидно, что оценивать применение смесевых видов углеводородного топлива в тепловозах целесообразно как по эффективным параметрам, так и по параметрам работы энергетической установки, характеризующим тепловую и динамическую напряженность узлов и деталей энергетической установки.

Представим уравнения, характеризующие взаимосвязь между величинами среднего эффективного давления P_e , максимальных давления P_z и температуры сгорания T_z и углом опережения подачи топлива φ и долей добавки d для номинального (расчетного) режима работы энергетической установки тепловоза. Значения независимых факторов представлены в физических переменных.

Для топливной смеси ДТ + ПГ:

$$P_e = 1,356 - 0,05d + 0,018\varphi - 0,001d\varphi + 0,184d^2 - 0,0003\varphi^2, \quad (3.40)$$

$$T_z = 1432,9 - 491,4d + 26,5\varphi - 1,9d\varphi + 1019d^2 - 0,5\varphi^2, \quad (3.41)$$

$$P_z = 7,737 - 1,802d + 0,414\varphi + 0,078d\varphi + 5,856d^2 - 0,008\varphi^2. \quad (3.42)$$

На рисунках 3.9 – 3.11 представлены поверхности, построенные с использованием уравнений (3.40) – (3.42). Исследование этих зависимостей на определение положения точки экстремума предполагает решение системы уравнений в частных производных функции отклика от независимых факторов – доли природного газа и угла опережения подачи топлива. За результаты решения должны приниматься те,

которые находятся в области допустимых значений изменения независимых факторов и обеспечивают заданные, определенные паспортной (нормативной) документацией, значения технико-экономических характеристик энергетической установки локомотива. В такой постановке предполагается решение многокритериальной оптимизационной задачи, если каждый из исследуемых параметров имеет локальный экстремум по независимым факторам. Дополнительные ограничения на результаты оптимизационных расчетов накладывает возможность работы энергетической установки на смесевых видах топлива и стандартном дизельном топливе. В этом случае ставится задача создания «всеядного» двигателя.

Выполненные расчеты показали, что функции (3.40) – (3.42) в стационарных точках не имеют экстремумов. Обращает на себя внимание и тот факт, что при стремлении увеличить долю природного газа в смеси с дизельным топливом и при этом получить максимальное значение среднего эффективного давления неизбежно приводит к росту максимальных давления и температуры сгорания, причем этот рост существенно превышает установленные нормативные значения давления и температуры для данного типа энергетической установки тепловоза.

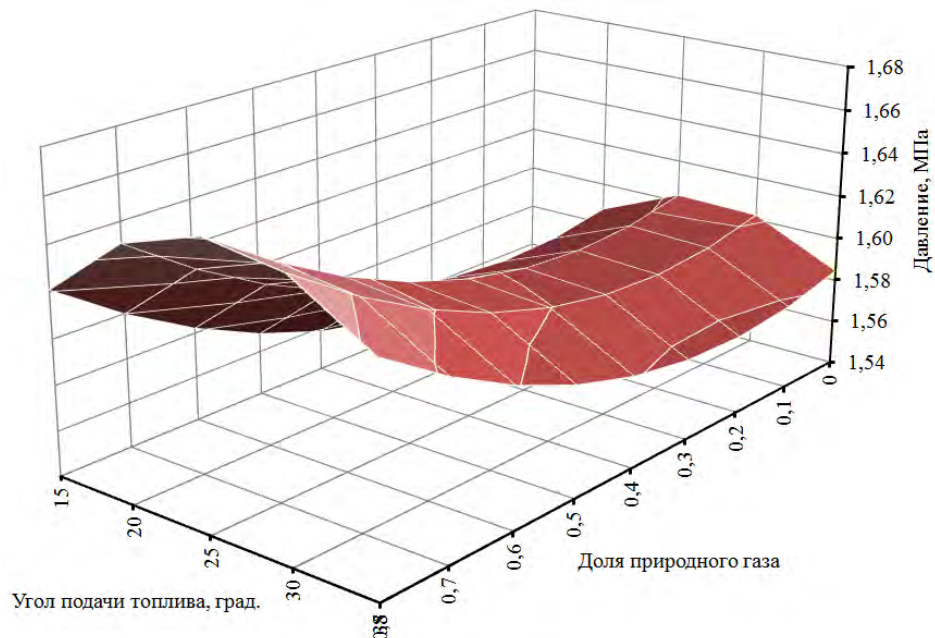


Рисунок 3.9 – Зависимость среднего эффективного давления от доли ПГ в топливной смеси и угла опережения подачи топлива

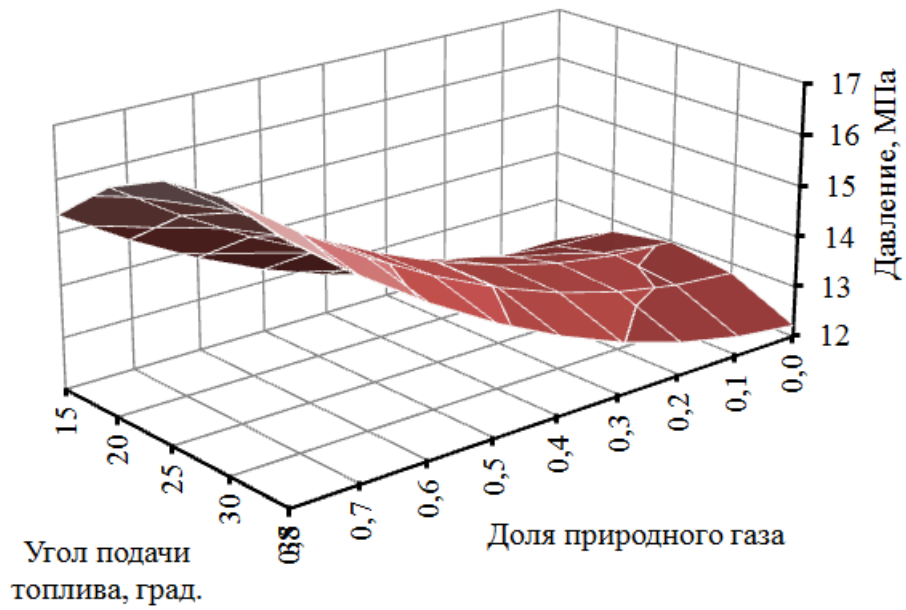


Рисунок 3.10 – Зависимость максимального давления сгорания топлива от доли ПГ в топливной смеси и угла опережения подачи топлива

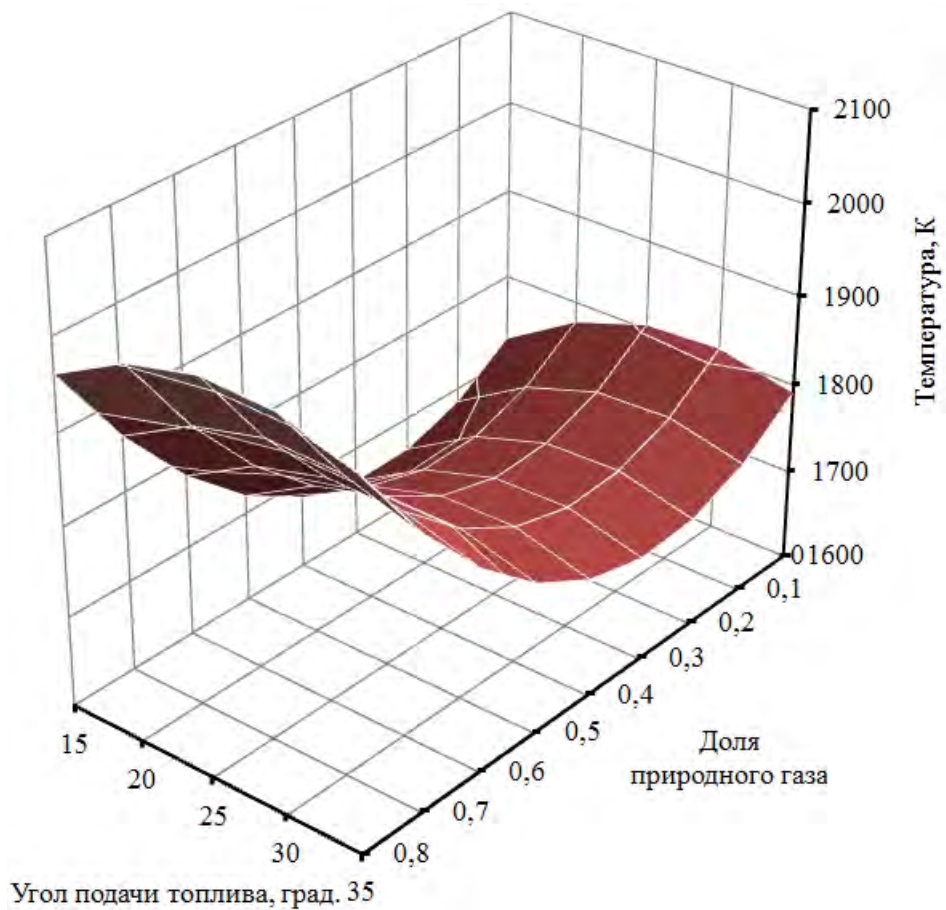


Рисунок 3.11 – Зависимость максимальной температуры сгорания топлива от доли ПГ в топливной смеси и угла опережения подачи топлива

В таблице 3.10 приведены результаты имитационного моделирования рабочего цикла тепловозного дизеля 2А-5Д49, работающего на номинальном режиме с переменным значением коэффициента избытка воздуха на смеси дизельного топлива и природного газа. Угол опережения подачи топлива принят равным 26° до ВМТ. Расчет процесса сгорания выполнен для однофазного тепловыделения.

Таблица 3.10 – Результаты имитационного моделирования рабочего цикла дизеля 2А-5Д49, работающего на смеси дизельного топлива и природного газа

Параметр	Результаты эксперимента по номеру опыта								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_z , МПа	12,50	18,38	12,50	15,33	16,59	12,50	12,75	14,82	13,60
T_z , К	1788	2155	1578	1798	1947	1745	1543	1832	1662
P_e , МПа	1,693	1,815	1,262	1,310	1,521	1,479	1,251	1,741	1,455

Представим уравнения, характеризующие взаимосвязь между величинами среднего эффективного давления P_e , максимальных давления P_z и температуры сгорания T_z и углом опережения подачи топлива φ и коэффициентом избытка воздуха α для номинального (расчетного) режима работы энергетической установки тепловоза. Значения независимых факторов представлены в физических переменных.

Для топливной смеси ДТ + ПГ:

$$P_e = 2,875 + 0,312d - 0,676\alpha - 0,116d\alpha + 0,053d^2 + 0,028\alpha^2, \quad (3.43)$$

$$T_z = 1361,4 + 209,9d + 571,3\alpha - 229,7d\alpha + 808,9d^2 - 181,8\alpha^2, \quad (3.44)$$

$$P_z = 10,715 + 12,809d + 1,756\alpha - 4,760d\alpha + 4,344d^2 - 0,431\alpha^2. \quad (3.45)$$

На рисунках 3.12 – 3.14 представлены поверхности, построенные с использованием уравнений (3.43) – (3.45). Как видно, увеличение коэффициента избытка воздуха при постоянном угле опережения подачи топлива приводит к снижению среднего эффективного давления. Одновременно с этим, наблюдаем и снижение значений максимальных давления и температуры сгорания. Рост доли добавки ПГ

к дизельному топливу приводит к серьезному росту максимального давления сгорания, особенно в области низких значений коэффициента избытка воздуха. При этом увеличение среднего эффективного давления при постоянном значении коэффициента избытка воздуха незначительно.

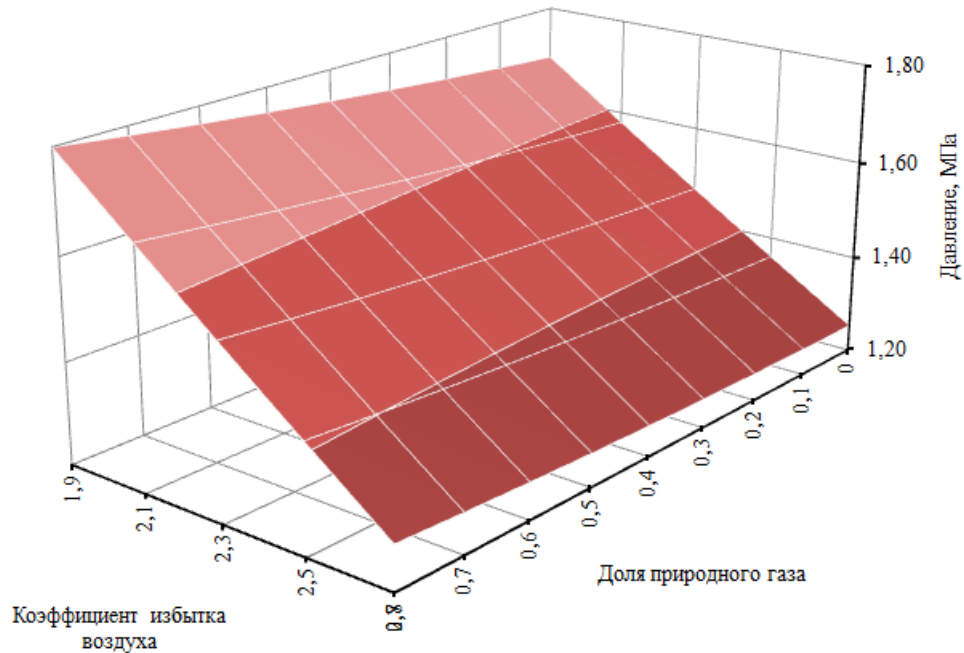


Рисунок 3.12 – Зависимость среднего эффективного давления от доли ПГ в топливной смеси и коэффициента избытка воздуха

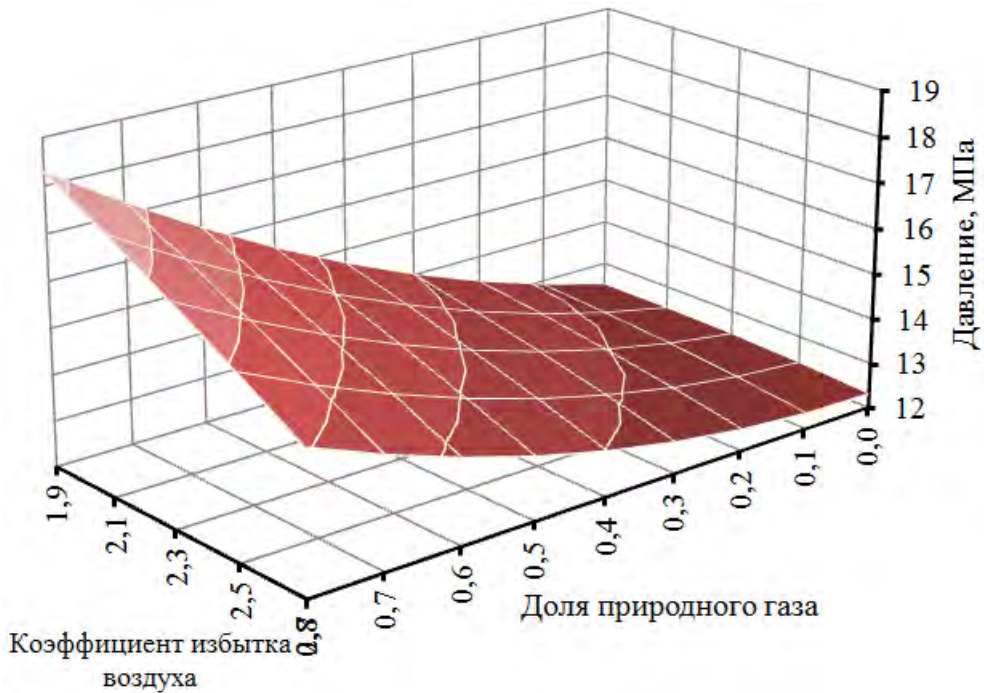


Рисунок 3.13 – Зависимость максимального давления сгорания топлива от доли ПГ в топливной смеси и коэффициента избытка воздуха

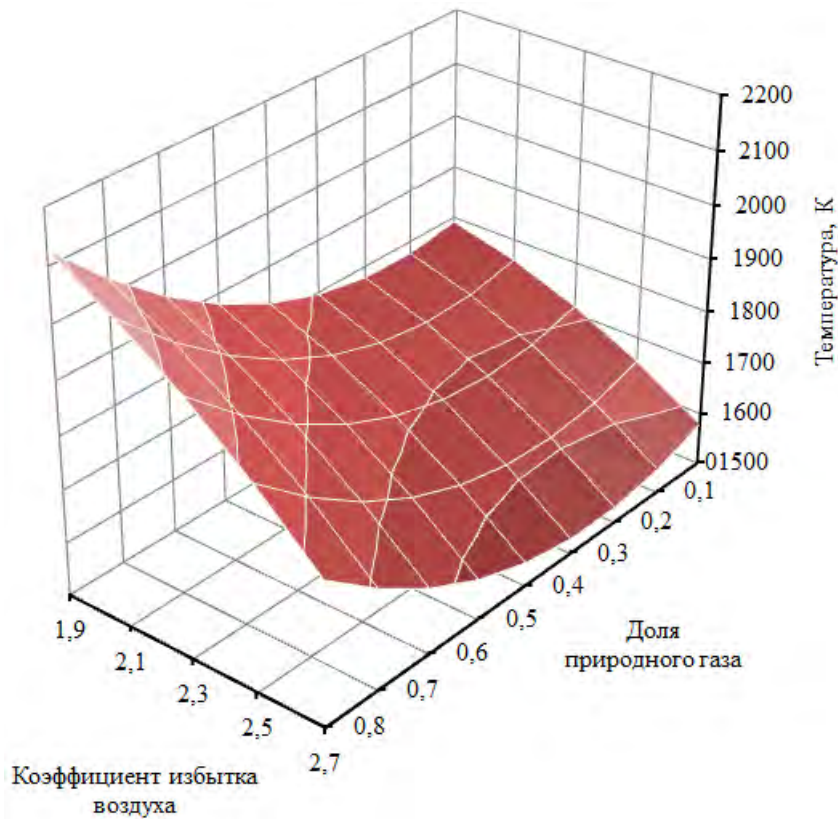


Рисунок 3.14 – Зависимость максимальной температуры сгорания топлива от доли ПГ в топливной смеси и коэффициента избытка воздуха

Серьезный рост максимальной температуры сгорания начинает проявляться с доли добавки ПГ к дизельному топливу в 50 % и выше.

Таким образом, если предполагается добавление к дизельному топливу природного газа в качестве добавки, то для сохранения динамической и температурной напряженностей в заданных пределах, близких расчетным, при сжигании дизельного топлива, ее процентное соотношение не должно превышать в смеси 40/60. При этом не потребуются перенастройка угла опережения подачи топлива и изменение характеристик системы наддува.

Одновременное увеличение коэффициента избытка воздуха и доли природного газа в смеси с дизельным топливом в соотношении вплоть до 80/20 с целью снижения динамических и тепловых параметров не позволяет сохранить величину среднего эффективного давления – происходит его резкое падение, более чем на 20 %.

3.6 Выводы

1. Из разнообразия альтернативных дизельному видов углеводородного топлива для применения в тепловозах следует считать природный газ, основу которого составляет метан. Природный газ обладает высокими энергетическими характеристиками и сравнительно низкой стоимостью. Он также не требует специального производства и является самым чистым видом органического топлива. Использование природного газа предполагает его сгорание в смеси с дизельным топливом, выступающим в качестве запальной порции.

2. Применение любого альтернативного углеводородного топлива в смеси с дизельным вызывает изменение химического состава смесевоего топлива, и как следствие, изменение теплоты сгорания и теоретически необходимого количества воздуха для полного сгорания единицы топлива. Так, добавка к дизельному топливу 20 % природного газа увеличивает теплоту сгорания смеси на 4 % и теоретически необходимого количества воздуха на 1,8 %. Такое изменение характеристик отразится на величине термодинамических параметров и индикаторных и эффективных показателях энергетической установки тепловоза и в целом на эксплуатационных характеристиках локомотива.

3. Для учета влияния теплофизических характеристик продуктов сгорания и параметров режимов нагрузки дизель-генераторной установки тепловоза на отношение теплоемкостей рабочего тела получены уравнения, которые учитывают химического состава топлива, температуру продуктов сгорания, коэффициент избытка воздуха и долю сгоревшего топлива в рассматриваемый момент времени процесса сгорания для дизельного топлива и смеси дизельного топлива с углеводородными добавками – природным газом, различными видами биотоплива. Изменение теплоемкости рабочего тела на линии сгорания влияет на динамическую и тепловую напряженности деталей энергетической установки тепловоза, образование качественного и количественного составов продуктов сгорания, параметры отработавших газов, определяющих работу газовой турбины турбокомпрессора тепловоза.

4. В пределах доли добавки природного газа к дизельному топливу от 10 до 30 % можно ожидать работу энергетической установки тепловоза без каких-либо перенастроек, то есть с установленным углом опережения подачи топлива и заданным коэффициентом избытка воздуха, при этом динамические параметры работы энергетической установки будут находиться в тех же пределах, что и при работе тепловоза на дизельном топливе, а экономичность повысится, например, удельный расход топлива дизелем тепловоза уменьшится на 5 %. Доля добавки природного газа от 40 до 80 % в смеси с дизельным топливом потребует проведения перенастройки угла опережения подачи топлива и изменения характеристик агрегатов наддува с целью увеличения коэффициента избытка воздуха.

5. При решении оптимизационной задачи в качестве основного параметра, характеризующего работу энергетической установки тепловоза, выбрана величина среднего эффективного давления цикла по следующим причинам:

мощность, частота вращения коленчатого вала, конструктивные характеристики энергетической установки тепловоза, а также рассчитанная по параметрам «виртуальной» индикаторной диаграммы индикаторная работа цикла являются определяющими для величины среднего эффективного давления цикла;

по величине среднего эффективного давления однозначно определяются эффективные мощность и удельный расход топлива с учетом вида топливной смеси и доли углеводородной добавки в составе этой смеси;

оценкой эффективности работы тепловоза является тяговая способность локомотива, которая пропорциональна мощности энергетической установки, полезной работе газов за рабочий цикл, а, следовательно, величине среднего эффективного давления;

результаты представленных теоретических исследований должны быть проверены и уточнены при проведении натурных испытаний тепловозов на выбранном полигоне их эксплуатации и оценены экономически с учетом затрат на конвертацию двигателя, затрат на топливо и охрану окружающей среды.

4 ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЗА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

4.1 Расчет состава продуктов сгорания топлива в дизеле тепловоза методом равновесного состава

Образование продуктов сгорания в цилиндре энергетической установке тепловоза происходит в результате реакции окисления составляющих углеводородного топлива кислородом, поступающим с воздухом при наполнении цилиндра свежим зарядом. При этом количество воздуха, требуемого для окисления топлива, определяется величиной коэффициента избытка воздуха и теоретически необходимым количеством воздуха для сгорания топлива массой 1 кг.

Согласно [165], полное окисление горючих элементов топлива возможно при значениях коэффициента избытка воздуха больше 1. При значениях коэффициента избытка воздуха α , близких к 1, осуществить полное сгорание топлива, особенно в двигателях с внутренним смесеобразованием, сложно. В эксплуатации двигатели с внутренним смесеобразованием работают на большинстве эксплуатационных режимов со значением $\alpha > 1$.

Масса продукты полного сгорания дизельного топлива определяется уравнением [118, 120, 165 – 168]:

$$M_{\text{пр. сг}}^{(\text{пол})} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{SO_2} + M_{O_2} + M_{N_2}. \quad (4.1)$$

где CO_2 , H_2O , SO_2 , O_2 , N_2 – соответственно двуокись углерода, водяной пар, двуокись серы, кислород и азот, поступившие с атмосферным воздухом.

Количество продуктов сгорания в этом случае составит, кмоль:

$$M_{CO_2} = 0,083C; \quad (4.2)$$

$$M_{H_2O} = 0,5H; \quad (4.3)$$

$$M_{SO_2} = 0,0312S; \quad (4.4)$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L'_0; \quad (4.5)$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L'_0. \quad (4.6)$$

Учитывая, что содержание серы в углеводородном топливе, применяемого в тепловозных дизелях, близко к нулю, для топлива различного элементарного состава, который учитывается характеристикой топлива

$$\beta = 2,37 \frac{H - 0,125O}{C}, \quad (4.7)$$

можно записать

$$M_{CO_2} = 0,083C; \quad (4.8)$$

$$M_{H_2O} = 0,5H; \quad (4.9)$$

$$M_{O_2} = 0,105C(\alpha - 1)(0,79 + \beta); \quad (4.10)$$

$$M_{N_2} = 0,105\alpha C(0,79 + \beta). \quad (4.11)$$

Суммарное количество продуктов сгорания на выходе из цилиндра двигателя определяется как, кмоль:

$$M_{\Sigma} = 0,5H - 0,502C(\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta). \quad (4.12)$$

Коэффициент избытка воздуха не влияет на абсолютное количество содержащихся в продуктах сгорания CO_2 и H_2O , но увеличение α приводит к росту количества двухатомных газов, а, следовательно, и величины M_Σ .

Состав продуктов сгорания работающей энергетической установки определяется при помощи химического анализа проб отработавших газов, отбираемых из выпускного патрубка газоанализатором. По такому анализу можно судить о полноте сгорания, определить коэффициент избытка воздуха и ряд других параметров, характеризующих работу двигателя.

Объемный состав отработавших газов, определяемый газоанализаторами, выражается в долях от общего количества сухих продуктов сгорания, то есть продуктов сгорания, не содержащих водяного пара.

При полном сгорании дизельного топлива при $\alpha \geq 1$ между составом топлива, составом сухих продуктов сгорания и коэффициентом избытка воздуха устанавливаются зависимости, характерные для этого случая сгорания. Объемные доли отдельных компонентов сухих продуктов сгорания определяются выражениями [166]:

$$r_{CO_2} = \frac{0,166}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta}; \quad (4.13)$$

$$r_{O_2} = \frac{0,21(\alpha - 1)(0,79 + \beta)}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta}; \quad (4.14)$$

$$r_{N_2} = \frac{0,79\alpha(0,79 + \beta)}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta}. \quad (4.15)$$

О полноте сгорания топлива по результатам анализа отработавших газов двигателя судят по контрольному уравнению, устанавливающему связь между содержанием углекислого газа и суммы содержания углекислого газа и кислорода

в сухих продуктах сгорания, которая существует при полном сгорании жидкого топлива заданного состава [166]:

$$r_{CO_2} + r_{O_2} = 0,21 - \beta r_{CO_2}. \quad (4.16)$$

При неполном сгорании углерода топлива правая часть уравнения (4.16) становится больше левой. Обратное неравенство возможно только при неправильном анализе или ошибках измерения состава газов газоанализатором.

Несовершенство смесеобразования или недостаточность времени для сгорания обедненной смеси вызывают местный недостаток кислорода в зоне горения, что является основной причиной неполного сгорания топлива в энергетических установках тепловозов. Неполнота сгорания выявляется в виде несгоревшего углерода (сажи) при отсутствии водорода и ничтожно малом содержании окиси углерода (CO) в продуктах сгорания [166].

Возможность определить неполноту сгорания с образованием сажи по результатам анализа продуктов сгорания, если известна характеристика топлива, дает выражение, определяющее долю несгоревшего углерода

$$\varphi_C = 1 - \frac{\beta r_{CO_2}}{0,21 - (r_{CO_2} + r_{O_2})}. \quad (4.17)$$

Значения φ_C для дизельных двигателей при нагрузках, близких к номинальной, обычно не превышают 0,001. При перегрузке энергетической установки тепловоза и на режимах холостого хода из-за ухудшения смесеобразования доля несгоревшего углерода возрастает.

Подводя итог, можно сказать, что при сгорании углерода дизельного топлива получение в качестве продуктов сгорания только CO_2 возможно лишь при условии полного сгорания топлива при $\alpha > 1$. Смесь CO_2 и несгоревшего углерода (C) наблюдается при местном (локальном) недостатке кислорода в определенном

объеме камеры сгорания при переходных режимах работы энергетической установки. В самом общем случае продукты сгорания углерода топлива состоят из CO_2 , CO и C , что определяется как локальным недостатком кислорода, так и снижением коэффициента избытка воздуха при определенных условиях регулирования рабочего процесса [118, 120].

Следует повторить, что использование уравнения (4.16) для практической реализации возможно только с применением контрольно-измерительной аппаратуры (газоанализаторов). Как правило, качественный состав и количество продуктов сгорания топлива в отработавших газах тепловозных двигателей определяется на испытательном моторном стенде (двигатели большой мощности). В условиях эксплуатации тепловозов использование газоанализаторов для контроля состава и количества токсичных компонентов в продуктах сгорания топлива увеличивает эксплуатационные расходы и время простоя локомотивов в ремонте.

В случае обнаружения превышения концентрации токсических компонентов относительно нормативных значений устранение причин, повлекших данное превышения, может оказаться весьма затруднительным, поскольку не всегда понятно, что регулировать и можно ли вообще что-нибудь отрегулировать в конкретном случае, чтобы добиться приведения концентраций в заданные нормативной документацией пределы. Несомненно, что практический план действий должен быть подкреплён теоретически обоснованными положениями, вскрывающими причины выхода за регламентированные инструкциями пределы концентраций токсических компонентов отработавших газов энергетической установки тепловоза.

Исследованиями, представленными в источниках [65, 111, 169] установлено, что на состав отработавших газов оказывают влияние качество смесеобразования и параметры выгорания топлива в зависимости от степени нагрузки энергетической установки тепловоза. Для выработки технологии настройки параметров энергетической установки тепловоза, обеспечивающих заданные экологические характеристики, необходимо:

а) смоделировать ряд простых, но часто встречающихся дефектов и неисправностей двигателя и систем его управления;

б) выполнить регистрацию состава отработавших газов по каждому виду дефектов и неисправностей и сравнивать его с составом отработавших газов, соответствующим исправной работе тепловоза;

в) выполнить комбинацию дефектов и неисправностей энергетической установки и ее систем управления;

г) выполнить регистрацию состава отработавших газов для каждой комбинации и сравнивать его с составом отработавших газов, соответствующим исправной работе энергетической установки тепловоза;

д) построить диагностическую матрицу, позволяющую оценить перечень дефектов и неисправностей, и определить дальнейшие пути их практического устранения.

В настоящее время в системе эксплуатации и ремонта тепловозов газоанализаторы используют для контроля уровня некоторых токсичных компонентов, содержащихся в отработавших газах тепловоза. Применение газоанализаторов в системе диагностирования тепловозов считается дорогостоящим. Обоснованно это тем, что для оценки взаимосвязи между мощностными, экономическими и экологическими характеристиками дизеля необходим газоанализатор с большей разрешающей способностью и обладающий высокой скоростью выполнения контроля качественного и количественного состава отработавших газов тепловоза. В случае применения газоанализаторов для оценки состава продуктов сгорания отработавших газов энергетических установок тепловозов они должны отвечать требованиям, установленным в ГОСТ 17.2.6.02-85 и ГОСТ Р 50759-95 [170 – 172].

Анализируя средний количественный состав отработавших газов дизельных двигателей различного назначения (таблица 4.1) [173], можно сказать, что:

а) применение экспериментальных методов контроля позволяет определить в составе отработавших газов двигателей 14 устойчивых химических соединений;

б) значительный разброс в результатах контроля количества одноименных продуктов сгорания для дизелей различного конструктивного исполнения труднообъяснимо с позиции основных положений теории двигателей, что не позволяет дать достаточно объективного объяснения такого существенного расхождения;

в) в отработавших газах дизелей преобладают химические соединения (до 80 %), характеризующие процесс полного сгорания топлива: азот, водяные пары и углекислый газ;

г) необходимо либо экспериментально, либо теоретически определить качественный состав и количество токсичных продуктов сгорания и парниковых газов для конкретного типа энергетической установки тепловоза, конкретных параметров его настройки и условий эксплуатации тепловоза. Это позволит в дальнейшем оценить экологическую безопасность эксплуатируемого парка локомотивов на конкретном участке их работы.

Таблица 4.1 – Количественный состав отработавших газов дизельных двигателей

Компонент отработавших газов энергетической установки	Концентрация компонентов в отработавших газах		
	%	г/м ³	г/(кВт·ч)
Азот N_2	74,0 – 78,0	–	–
Кислород O_2	2,0 – 18,0	–	–
Пары воды H_2O	0,5 – 9,0	15,00 – 100,00	–
Диоксид углерода CO_2	1,0 – 12,0	4,00 – 40,00	–
Моноокись углерода CO	0,005 – 0,400	0,25 – 2,50	1,5 – 12,0
Оксиды азота NO_x , в том числе:	0,004 – 0,500	1,00 – 8,00	10,0 – 30,0
монооксид азота NO	0,004 – 0,500	1,00 – 4,50	6,0 – 18,0
диоксид азота NO_2	0,00013 – 0,01300	0,10 – 0,80	0,5 – 2,0
Углеводороды C_nH_m	0,009 – 0,300	0,25 – 2,00	1,5 – 8,0
Альдегиды $RCHO$, в том числе:	0,0001 – 0,0020	1,00 – 10,00	–
формальдегид $HCHO$	0,0001 – 0,0019	–	–
акролеин CH_2CHCHO	0,0001 – 0,00013	–	–
Оксиды серы SO_x , в том числе:	0,002 – 0,020	–	–
диоксид серы SO_2	0,0018 – 0,0200	1,00 – 0,50	0,4 – 2,5
триоксид серы SO_3	0,00004 – 0,00060	–	–
Сажа C	–	0,05 – 0,50	0,25 – 2,00
3,4 – бенз(а)пирен	–	$(0,2 – 0,5) \cdot 10^{-6}$	$(1,0 – 2,0) \cdot 10^{-6}$

Качественный и количественный состав продуктов сгорания топлива дизелей магистральных и маневровых тепловозов есть величины случайные и зависящие:

а) от срока эксплуатации локомотива, характеризуемого наработкой от постройки до момента контроля;

б) параметров настройки энергетической установки, ее основных узлов и агрегатов;

в) системы и технологии технического обслуживания и текущего ремонта, квалификации ремонтного персонала;

г) условий эксплуатации и качества управления дизелем локомотива локомотивной бригадой.

В настоящее время в соответствии с ГОСТ 33754-2016 для контроля в эксплуатации при реостатных испытаниях тепловозов определены следующие параметры для нормирования выбросов вредных веществ (ВВ) в отработавших газах (ОГ) тягового и моторвагонного подвижного состава (далее ТПС и МВПС): концентрация окислов азота (C_{NOx}), концентрация оксида углерода (C_{CO}), концентрация углеводородов (C_{CnHm}) и дымность отработавших газов (N) [174].

Предельно допустимое содержание ВВ в ОГ применяется к ТПС и МВПС в зависимости от года его постройки, года производства локомотива, то есть стадией:

0 – ТПС и МВПС постройки до 2000 г.;

1 – ТПС и МВПС постройки с 2000 г. с дизелями, поставленными на производство до 2000 г.;

2 – ТПС и МВПС постройки с 2000 г. с дизелями, поставленными на производство с 2000 г.;

и режима проведения испытаний дизеля, определенному ГОСТ 30574-98 [175]:

цикл «Тепловозные двигатели» (F):

1 – частота вращения коленчатого вала – номинальная, крутящий момент – 100 %;

2 – частота вращения коленчатого вала – промежуточная, крутящий момент – 50 %. Поскольку энергетические установки тепловозов имеют ступенчатую систему управления, точка промежуточной частоты вращения определяется как наиболее близкая к 35 % номинальной мощности;

3 – частота вращения коленчатого вала – минимальная холостого хода, крутящий момент – 0.

Результаты контроля оформляются в форме таблицы 4.2, а полученная с измерительных комплексов информация проходит обработку с целью исключения случайных ошибок, связанных с технологией измерений и точностью средств измерения [174]. В протокол вносится также позиция контроллера машиниста, значения мощности ДГУ и частоты вращения коленчатого вала энергетической установки тепловоза. Содержание вредных веществ представляется массовой концентрацией (г/м^3), полученной из объемных долей (ppm). Кроме обязательных режимов контроля содержания вредных веществ (позиции контроллера машиниста 0, 2 и 8) в протокол введены две дополнительные точки, соответствующие примерно 50 и 75 % номинальной мощности энергетической установки тепловоза (позиции контроллера машиниста 4 и 6).

В середине 2000 годов группой экологического контроля в локомотивном депо Новокузнецк, эксплуатирующем тепловозы серии ЧМЭЗ, срок эксплуатации которых превышал 20 лет и более, были получены данные о выбросах вредных веществ силовыми установками этих тепловозов. Для контроля состава вредных выбросов использовались газоанализатор типа IMR-1400 и дымомер типа ИДС-1.

Данные экологического контроля были переданы на кафедру «Локомотивы» Омского государственного университета путей сообщения для их последующей обработки и анализа для оценки насколько существующий локомотивный парк отвечает современным требованиям экологической безопасности. Гистограммы распределения массовой концентрации продуктов сгорания и дымности отработавших газов для холостого хода (0-я позиция контроллера машиниста (ПКМ)) и номинального режима работы (8-я ПКМ) ДГУ представлены на рисунке 4.1 [113, 174].

Так, для холостого хода энергетической установки тепловоза количество оксидов азота в отработавших газах изменяется в пределах от 0,417 до 0,581 г/м^3 при среднем значении 0,562 г/м^3 (рисунок 4.1, а) при предельно допустимом значении 5,955 г/м^3 [174]. Для номинального режима работы энергетической установки тепловоза среднее значение оксидов азота в отработавших газах составляет 1,956 г/м^3 (рисунок 4.1, б) при предельно допустимом значении 1,345 г/м^3 .

Таблица 4.2 – Форма протокола испытаний для условий эксплуатации локомотива

Протокол № _____										
Дата испытаний _____					Вид испытаний _____					
Тип ТПС и МВПС _____										
Серия и номер _____					Дата изготовления _____					
Пробег, км _____					Время работы, часы _____					
Тип силовой установки _____										
Модель и номер _____					Дата изготовления _____					
Время работы, часы _____										
Дата изготовления _____										
Атмосферные условия:										
температура t_a , °C _____										
давление p_a , кПа _____										
Коэффициент атмосферных условий $F_a = \left(\frac{t_a + 273}{298}\right)^{0,50} \left(\frac{100}{p_a}\right)^{0,65}$										
Коэффициент приведения дымности к нормальным условиям $A = (-22,94 + 48,97F_a - 25,02F_a^2)$										
Режим испытаний			Результаты испытаний							
позиция КМ	мощность ДГУ, кВт	частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	N, %		C _{NOx} , г/м ³		C _{CO} , г/м ³		C _{CnHm} , г/м ³	
0	P ₀	n ₀	1		1		1		1	
			2		2		2		2	
			3		3		3		3	
			ср.		ср.		ср.		ср.	
2	P ₂	n ₂	1		1		1		1	
			2		2		2		2	
			3		3		3		3	
			ср.		ср.		ср.		ср.	
4	P ₄	n ₃	1		1		1		1	
			2		2		2		2	
			3		3		3		3	
			ср.		ср.		ср.		ср.	
6	P ₆	n ₆	1		1		1		1	
			2		2		2		2	
			3		3		3		3	
			ср.		ср.		ср.		ср.	
8	P ₈	n ₈	1		1		1		1	
			2		2		2		2	
			3		3		3		3	
			ср.		ср.		ср.		ср.	

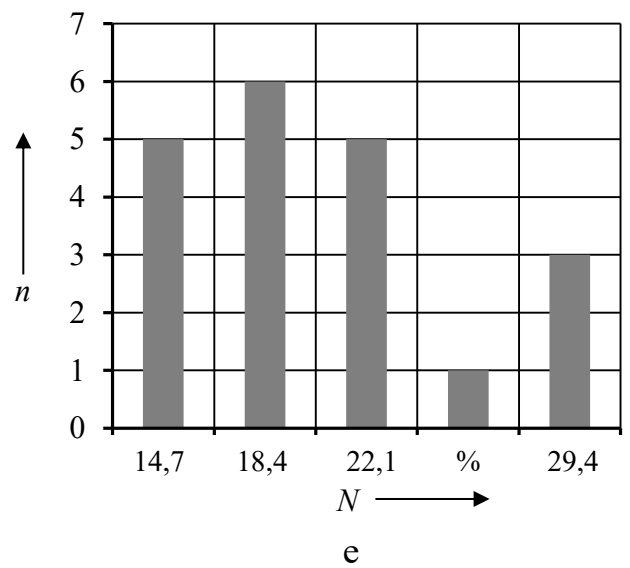
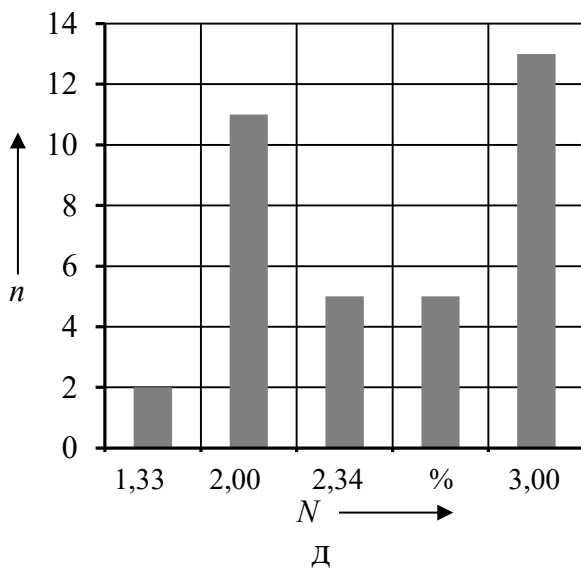
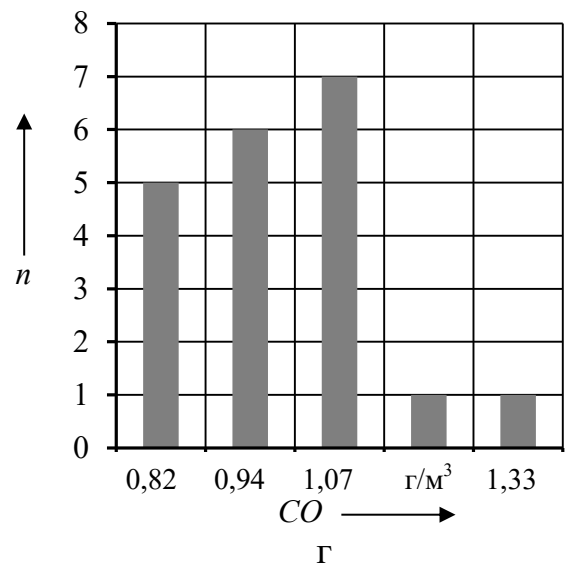
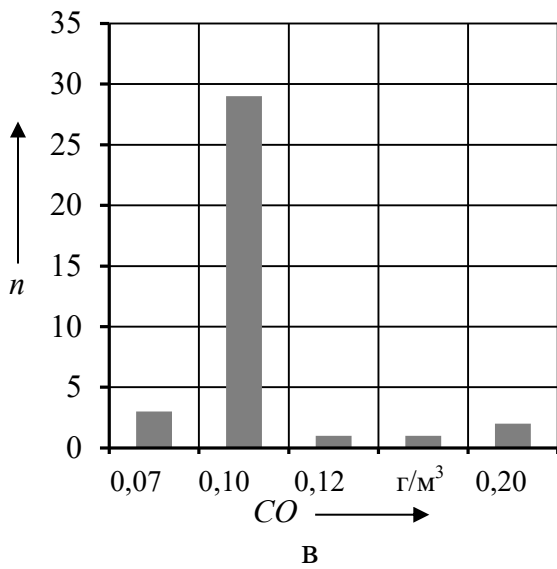
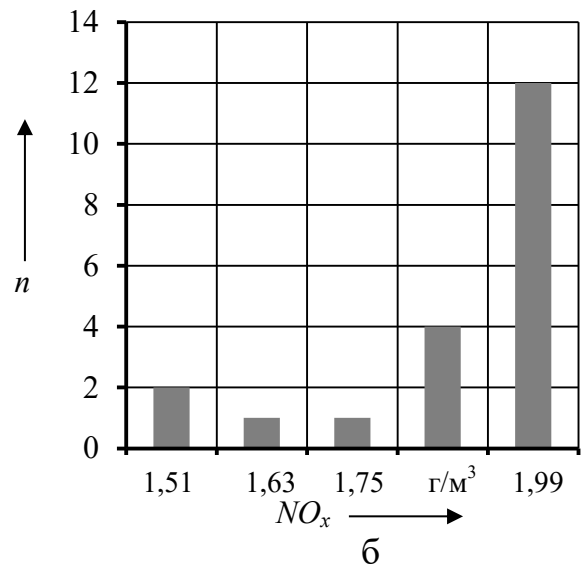
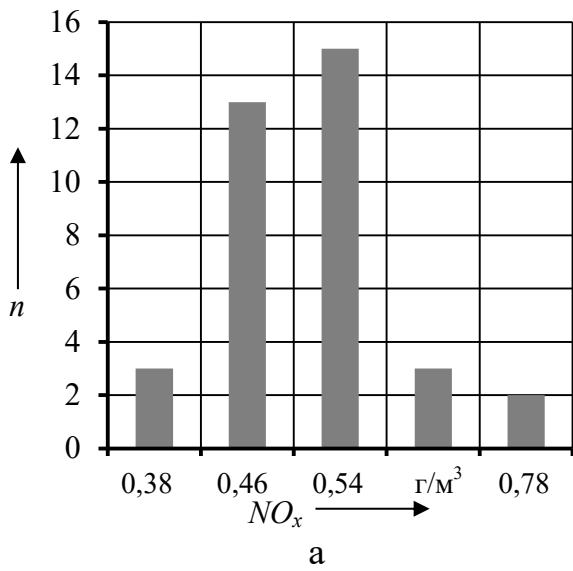


Рисунок 4.1 – Распределение состава продуктов сгорания топлива в ОГ тепловоза

Анализ содержания оксида углерода (CO) в отработавших газах тепловоза для холостого хода (рисунок 4.1, в) показал, что средняя концентрация CO составляет $0,098 \text{ г/м}^3$. Предельно допустимое значение CO для этого режима нагрузки – $2,438 \text{ г/м}^3$. Для всей исследуемой группы тепловозов содержание CO в продуктах сгорания топлива не превышает допустимых значений, максимальное статистическое значение CO – $0,209 \text{ г/м}^3$. Для номинального режима работы энергетической установки тепловоза содержание CO в отработавших газах колеблется в пределах от $0,69$ до $2,025 \text{ г/м}^3$ (рисунок 4.1, г). Среднее содержание CO составляет $0,854 \text{ г/м}^3$ при предельно допустимом значении $0,625 \text{ г/м}^3$.

Средняя дымность выхлопных газов для холостого хода без учета резко выделяющихся наблюдений составляет $2,47 \%$ (рисунок 4.1, д). Учитывая значительный возраст тепловозов (более 20 лет), предельно допустимое значение дымности должно составлять $43,6 \%$. В свою очередь, дымность выхлопных газов для номинального режима составляет от $12,86$ до $31,26 \%$, среднее значение – $16,44 \%$ (рисунок 4.1, е) при предельно допустимом значении $19,5 \%$.

Наличие оксида углерода и дымность отработавших газов являются критериями некачественного сгорания топлива. Известно, что при полном сгорании топлива в цилиндре поршневого двигателя внутреннего сгорания количество оксида углерода CO практически равно нулю, а величина дымности в этом случае не может быть измерена дымомерами существующих конструкций ввиду ее малости.

Следует отметить отсутствие информации об уровне мощности ДГУ по позициям контроллера машиниста (КМ), что не позволяет представить данные о содержании вредных веществ в виде функции мощности ДГУ тепловоза. Здесь нужно обратить внимание, что разброс мощности ДГУ на одной и той же позиции КМ для разных тепловозов может достигать нескольких десятков киловатт [176]. Отсутствие такой функциональной зависимости приводит к невозможности сравнить удельные средневзвешенные выбросы вредных веществ с ОГ с предельно допустимыми значениями, определенными [174], что, на наш взгляд, является более объективной оценкой экологической безопасности локомотивов в условиях эксплуатации.

По результатам обработки информации, представленной в протоколах экологического контроля, можно рекомендовать [177, 178]:

при испытаниях тепловоза указывать наработку локомотива между плановыми и капитальными видами ремонтов, мощность и частоту вращения коленчатого вала энергетической установки тепловоза, давление и температуру надувочного воздуха, давление и температуру газа перед турбиной на контролируемой позиции КМ и параметры окружающей среды;

представлять значения величины удельного расхода топлива дизелем для номинального и промежуточных режимов работы энергетической установки тепловоза.

Основной целью испытаний следует считать установление качества протекания рабочего цикла в цилиндре (в среднем по двигателю) и причин повышенного (если это имеет место) содержания контролируемых химических соединений в продуктах сгорания.

Получить достоверные результаты при испытаниях можно при обязательном соблюдении условия, что известны элементарный состав топлива, величина удельного расхода топлива, коэффициенты избытка воздуха и наполнения цилиндра свежим зарядом по контрольным режимам.

Тогда, используя основные положения теории двигателей внутреннего сгорания по результатам контроля, можно определить [58, 106, 107, 120, 148, 179, 180]: теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива L'_0 и характеристику топлива b ; часовой расход топлива на режиме испытаний B_q и коэффициент K , характеризующий отношение количества водорода и оксида углерода в продуктах неполного сгорания топлива (если оно имеет место); массовое содержание воздуха для сгорания топлива M_B и продуктов полного сгорания топлива для режима испытаний M_{CO_2} , M_{H_2O} , M_{SO_2} , M_{O_2} , M_{N_2} , плотность продуктов сгорания $\rho_{пр. сг}$ и их суммарное массовое содержание $M_{пр. сг}^{(мас)}$.

Полнота сгорания топлива может оцениваться по содержанию оксидов углерода в отработавших газах [61].

Для выбранного режима испытаний локомотивов (мощность ДГУ и частота вращения коленчатого вала дизеля) и по измеренному содержанию оксида углерода $m_{CO}^{(экс)}$, оксидов азота $m_{NO_x}^{(экс)}$, углеводородов $m_{C_nH_m}^{(экс)}$, г/м^3 , и дымности отработавших газов $L^{(экс)}$, необходимо [177, 181, 182]:

определить объемный состав продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{ч}$,

$$V_{\text{пр. сг}} = \frac{M_{\text{пр. сг}}}{\rho_{\text{пр. сг}}}; \quad (4.18)$$

используя коэффициент приведения, рассчитать концентрации оксида и диоксида азота в отработавших газах, г/м^3 :

$$m_{NO}^{(экс)} = \frac{m_{NO_x}^{(экс)}}{2,533}; \quad (4.19)$$

$$m_{NO_2}^{(экс)} = m_{NO_x}^{(экс)} - m_{NO}^{(экс)}; \quad (4.20)$$

определить массовый состав продуктов сгорания в отработавших газах, г/ч :

$$M_{CO}^{(экс)} = V_{\text{пр. сг}} m_{CO}^{(экс)}; \quad (4.21)$$

$$M_{NO_2}^{(экс)} = V_{\text{пр. сг}} m_{NO_2}^{(экс)}; \quad (4.22)$$

$$M_{NO}^{(экс)} = V_{\text{пр. сг}} m_{NO}^{(экс)}; \quad (4.23)$$

рассчитать количество углерода (сажи) в продуктах сгорания, г/м^3 :

$$M_C^{(\text{экс})} = V_{\text{пр. ст}} \frac{0,001N^{(\text{экс})}}{259,367 - 2,1N^{(\text{экс})}}; \quad (4.24)$$

рассчитать количество двуокиси углерода в продуктах сгорания, г/м³:

$$M_{CO_2}^{(\text{экс})} = 0,083 \cdot 44,011 (M_{CO_2} - 0,4288M_{CO}^{(\text{экс})} - M_C^{(\text{экс})}), \quad (4.25)$$

где M_{CO_2} – количество двуокиси углерода в отработавших газах при условии полного сгорания топлива;

оценить полноту сгорания топлива в цилиндрах двигателя вычисляют по выражению:

$$f_C = 1 - \frac{M_{CO_2}^{(\text{экс})}}{M_{CO_2}}. \quad (4.26)$$

По доле несгоревшего топлива на каждой позиции контроллера машиниста корректируется количество теплоты, использованной в рабочем цикле двигателя, и количество несгоревшего углерода топлива.

Представим пример расчета по приведенной выше методике (таблица 4.3).

На основании анализа и обработки результатов испытаний тепловозов (см. таблицу 4.3) используем следующий алгоритм принятия решений [181 – 183]:

величина эффективной мощности N_e , частота вращения коленчатого вала n_d и величина удельного расхода топлива b_e энергетической установки тепловоза для номинального и промежуточных режимов работы должны соответствовать условиям испытаний (температуре и давлению наружного воздуха), представленным в протоколе;

используя условия полного сгорания топлива, определить по данным эксперимента массовый и объемный состав продуктов сгорания отработавших газов;

используя условия неполного сгорания топлива, определить по данным эксперимента массовый и объемный состав продуктов сгорания отработавших газов;

обработать информацию по приведенному выше алгоритму по каждому локомотиву.

Таблица 4.3 – Результаты расчета количества продуктов сгорания топлива энергетической установки тепловоза ТЭМ2/ТЭМ18ДМ

Наименование параметра	Значение параметра для позиции контроллера машиниста		
	0	4	8
1	2	3	4
Мощность на позиции N_{ei} , кВт	18	260	880
Удельный расход топлива b_e , кг/(кВт·ч)	0,336	0,270	0,213
Доля эффективной мощности ΔN_{ei}	0,020	0,295	1,000
<i>Результаты измерений при проведении испытаний</i>			
Концентрация m_{CO} , г/м ³	0,094	0,205	0,885
Концентрация m_{NOx} , г/м ³	0,414	3,588	1,871
Дымность продуктов сгорания N , %	3	6	18
<i>Параметры теоретического цикла</i>			
Часовой расход топлива $B_{\text{ч}}$, кг/ч	6,1	70,3	187,6
Часовой расход воздуха $M_{\text{в}}$, кг/ч	4846	4998	7875
В том числе:			
азота $M_{\text{в}}^{(N_2)}$, кг/ч	3828	3948	6222
кислорода $M_{\text{в}}^{(O_2)}$, кг/ч	1017	1049	1653
Расход рабочего тела $M_{\text{р.т}}$, кг/ч	4852	5068	8063
Коэффициент избытка воздуха α	5,917	4,963	2,931
<i>Количество продуктов полного сгорания</i>			
Всего продуктов сгорания $M_{\text{пр. сг}}$, кг/ч	5047	5231	8274
Плотность продуктов сгорания $\rho_{\text{пр. сг}}$, кг/м ³	1,298	1,307	1,314
Всего продуктов сгорания $M_{\text{пр. сг}}^c$, кг/ч	5040	5145	8044
Объем продуктов сгорания $V_{\text{пр. сг}}$, м ³ /ч	3888	4001	6295
диоксида углерода M_{CO_2} , кг/ч	18,682	217,070	579,112
водяных паров M_{H_2O} , кг/ч	7,415	86,153	229,844

Окончание таблицы 4.3

1	2	3	4
кислорода M_{O_2} , кг/ч	1303	1093	1421
азота M_{N_2} , кг/ч	3718	3834	6042
<i>Количество продуктов неполного сгорания</i>			
оксида углерода M_{CO} , кг/ч	0,365	0,820	5,571
оксида азота M_{NO} , кг/ч	0,635	5,668	4,650
диоксида азота M_{NO_2} кг/ч	0,974	8,689	7,128
водяных паров M_{H_2O} , кг/ч	6,050	83,090	209,020
водорода M_{H_2} , кг/ч	0,151	0,340	2,311
азота M_{N_2} , кг/ч	3256	3468	5864
несгоревшего углерода (сажи) M_C , кг/ч	0,046	0,097	0,511
Дымность N , %	3	6	18
Дымность N , г/м ³	0,012	0,024	0,081
Дымность N , кг/ч	0,046	0,097	0,511
Доля несгоревшего топлива f_C , %	3,965	0,755	1,829

Подводя итог, можно заключить следующее.

1. Выполнение первичной обработки исходной информации и анализа мощностных и экономических характеристик эксплуатируемого парка тепловозов депо должны являться обязательными. В случае отсутствия данных о фактическом расходе топлива для рассматриваемого режима работы ДГУ тепловоза величину расхода топлива можно принимать по паспортной экономической характеристике энергетической установки локомотива. При этом необходимо помнить, что такое допущение вызовет определенное увеличение ошибки контроля при его проведении с помощью как экспериментальных, так и теоретических методов.

2. Оценка динамики изменения мощностных, экономических и экологических характеристик может характеризоваться величиной мощности и расхода топлива, количеством токсических компонентов и дымностью ДГУ тепловоза. Построение теоретических зависимостей, вид которых необходимо подобрать при выполнении исследований, целесообразно выполнять с использованием метода наимень-

ших квадратов с обязательным расчетом коэффициента или индекса корреляции. Дополнительный контроль необходимо проводить по статистическим зависимостям, характеризующим изменение количества вредных выбросов от наработки локомотива между определенными видами ремонта. Оценка доли несгоревшего топлива, а, следовательно, и доли топлива, используемого полезно в рабочем цикле, позволит, используя, например, закон сгорания Вибе, существенно повысить точность расчета экологических характеристик во всем диапазоне нагрузочных режимов энергетической установки тепловоза;

3. Для восстановления мощностных и экономических параметров ДГУ тепловоза до нормативных значений необходимо определить причины отклонения результатов контроля и перечень работ по устранению этих причин.

4. Формирование взаимосвязи между экспериментальными и теоретическими значениями параметров работы энергетической установки позволит без снижения качества принятия технических решений сократить количество контролируемых параметров. Так, для группы тепловозов зависимости окислов азота, дымности и доли несгоревшего топлива от количества CO будут иметь вид (см. таблицу 4.3):

$$N = \frac{m_{CO}}{a_1 m_{CO} + b_1}, \quad (4.27)$$

$$m_{NO_x} = \frac{m_{CO}}{a_2 m_{CO} + b_2}, \quad (4.28)$$

$$f_C^{(p)} = a_3 m_{CO} + b_3. \quad (4.29)$$

Коэффициенты a_1 , a_2 , a_3 , b_1 , b_2 , b_3 (таблица 4.4) в уравнениях (4.27) – (4.29) позволяют установить взаимосвязь доли несгоревшего топлива и замеренного (экспериментального) значения дымности отработавших газов:

$$f_c = \frac{aN}{1 - bN} + c. \quad (4.30)$$

Таблица 4.4 – Коэффициенты регрессии уравнений

Позиция КМ	Значения коэффициентов регрессии и индекса корреляции уравнений								
	$N = \frac{m_{CO}}{a_1 m_{CO} + b_1}$			$m_{NO_x} = \frac{m_{CO}}{a_2 m_{CO} + b_2}$			$f_c = a_3 m_{CO} + b_3$		
	a_1	b_1	η	a_2	b_2	η	a_3	b_3	η
0	0,305	0,013	0,660	0,729	0,130	0,707	8,864	0,612	0,576
2	0,172	0,012	0,828	–	–	–	1,503	0,115	0,969
4	0,106	0,014	0,691	0,310	0,012	0,934	0,598	0,103	0,986
6	0,023	0,044	0,309	–	–	–	0,430	0,058	0,986
8	0,021	0,034	0,198	0,669	0,104	0,853	0,326	0,062	0,923

Графические зависимости, построенные по выражениям (4.27) – (4.29), позволяют сказать следующее:

увеличение оксидов углерода в отработавших газах энергетической установки приводит к повышению дымности отработавших газов, а, следовательно, и к увеличению доли несгоревшего топлива (рисунок 4.2). Наиболее существенно при изменении CO , увеличивается дымность отработавших газов на номинальном режиме работы энергетической установки, и, наоборот, доля несгоревшего топлива при этих условиях увеличивается на холостом ходу. Так, при увеличении содержания CO в отработавших газах от 0 до $0,4 \text{ г/м}^3$ дымность продуктов сгорания на номинальном режиме увеличивается примерно в пять раз, в то время как для холостого хода – не более чем в два раза. В сравнении с работой энергетической установки тепловоза на промежуточных позициях и режиме холостого хода при номинальной нагрузке возрастание доли несгоревшего топлива при увеличении окиси углерода в отработавших газах незначительно (рисунок 4.3);

при изменении количества окиси углерода в отработавших газах в пределах от $0,1$ до $0,4 \text{ г/м}^3$ скорость изменения количества окислов азота в продуктах сгорания примерно одинаковая и составляет для холостого хода $0,46 \text{ г/м}^3$, для номинального режима – $0,5 \text{ г/м}^3$ (рисунок 4.4).

Несмотря на наличие экспериментальных методов контроля над выбросами вредных веществ тепловозами в окружающую среду, любой из них требует значительных капитальных и текущих затрат (покупка приборов, их обслуживание, ремонт, проведение поверки и тому подобное).

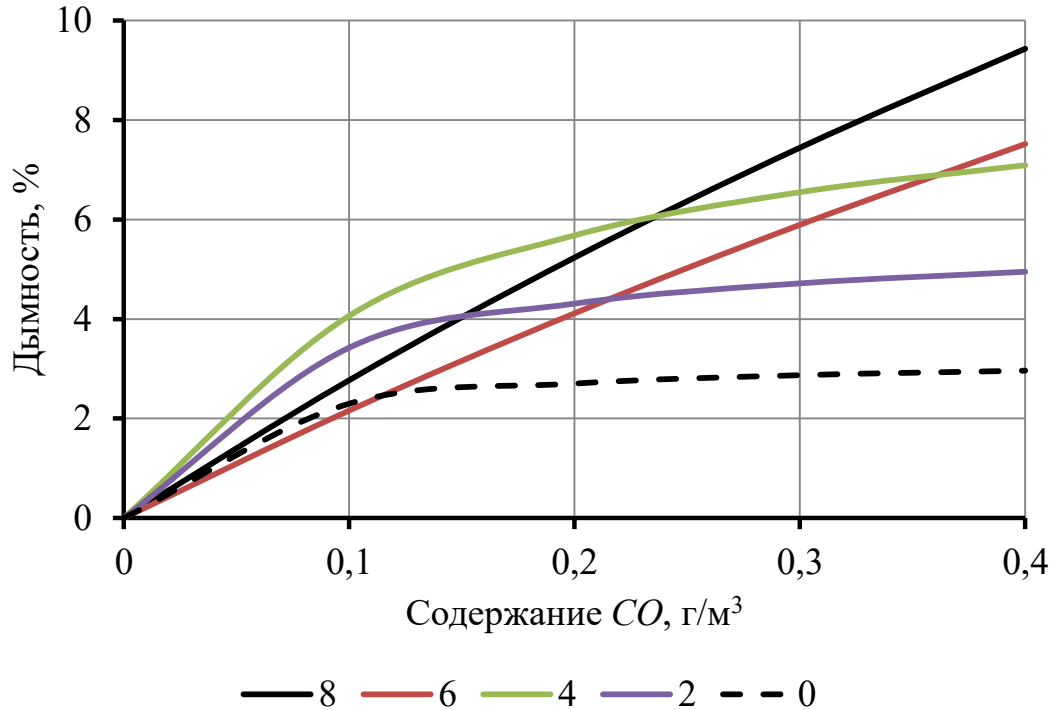


Рисунок 4.2 – Изменение дымности отработавших газов от содержания окиси углерода по позициям КМ

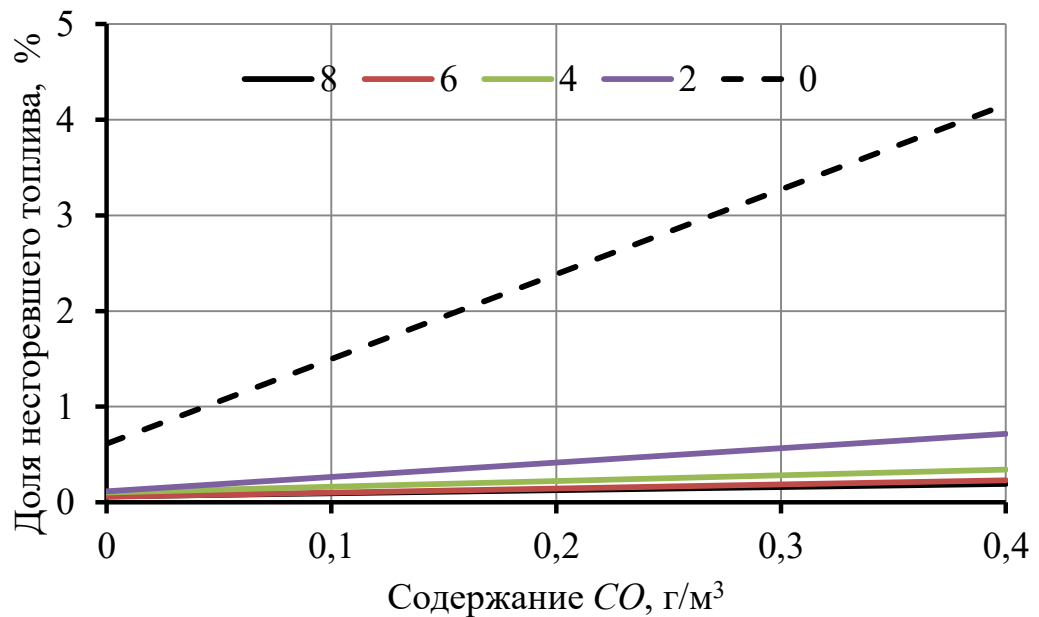


Рисунок 4.3 – Изменение доли негоревшего топлива от содержания окиси углерода по позициям КМ

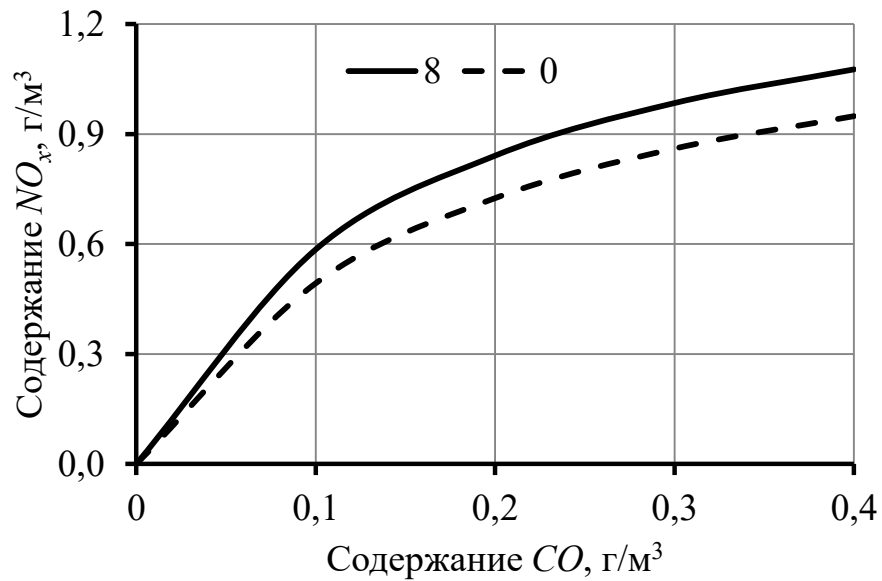


Рисунок 4.4 – Изменение содержания окислов азота в ОГ от содержания окиси углерода по позициям КМ

Ввиду ограничения контролируемых газоанализаторами компонентов экспериментальные методы не фиксируют выброс парниковых газов с продуктами сгорания дизельного топлива. Необходимость такого контроля обуславливает стремление к декарбонизации транспорта.

Наиболее надежными и точными и наименее затратными являются методы расчетного определения качественного и количественного состава продуктов сгорания топлива, которые базируются на реакциях окисления составляющих топлива кислородом при высоких значениях давления и температуры [184 – 189].

Нужно сказать, что вопросами аналитического расчета состава продуктов сгорания дизельного топлива в камере сгорания энергетической установки тепловоза продолжительное время занималась кафедра «Локомотивы» Омского государственного университета путей сообщения во главе с профессором кафедры, докт. техн. наук Сковородниковым Е. И. [113, 118 – 120]. Профессор Сковородников Е. И. обосновал целесообразность применения аналитической оценки качественного и количественного состава продуктов сгорания отработавших газов тепловозных дизелей, указав на то, что экспериментальные методы контроля в условиях локомотивных депо являются достаточно трудоемкими, увеличиваю-

щими величину основных и эксплуатационных расходов, связанных с приобретением, обслуживанием и ремонтом газоанализаторов [118]. Определив номенклатуру конечных продуктов окисления углеводородного топлива, в основу своих исследований профессор Сковородников Е. И. положил метод расчета равновесного состава [184 – 189].

Впоследствии его учениками была разработана методика комплексной оценки экологических характеристик дизелей [190] и усовершенствована методика экологического контроля дизелей при проведении реостатных испытаний тепловозов [167, 191 – 195].

Преимущество аналитического метода расчета равновесного состава очевидно еще и по следующим причинам:

при расчете продуктов сгорания учитывается элементарный состав топлива; возможен расчет продуктов сгорания для дизельного, газового и других видов углеводородного топлива;

состав и количество продуктов сгорания топлива рассчитываются с учетом изменения термодинамических параметров рабочего тела в процессе выгорания топлива в цилиндре двигателя;

по результатам математического моделирования рабочего цикла энергетической установки тепловоза, в основу которого положены результаты контрольных или реостатных испытаний, и образования конечных продуктов сгорания определяется полнота сгорания топлива в цилиндре двигателя.

Состав и количество продуктов сгорания топлива зависит от времени реакции окисления компонентов топлива кислородом воздуха при переменных во времени объеме, давлении и температуре рабочего тела в зоне горения. Скорость химических реакций определяется по концентрации исходных веществ с использованием термодинамических методов, позволяющих определить равновесный состав продуктов сгорания с учетом энергии диссоциации, которая также влияет на вероятность наличия того или иного химического вещества в продуктах сгорания топлива.

В общем случае в составе отработавших газов при сгорании углеводородного топлива состава по данным работ [185, 186, 189] могут содержаться следующие

химические вещества: O , O_2 , O_3 , C , CO , CO_2 , CH_4 , NO , NO_2 , N , N_2 , NH_3 , HCN , H , H_2 , OH , H_2O , S , S_2 , SO , SO_2 , S_2O , S_3O , HS , H_2S , NS , CS , CS_2 , COS , CN , CH , CH_2 , CH_3 , HCO , H_2CO , C_2H , C_2H_2 .

Для определения указанных химических соединений в продуктах сгорания дизельного топлива используем уравнения материального баланса и Дальтона:

$$\alpha_P = \frac{S_O}{\alpha S_C}, \quad (4.31)$$

$$\beta_P = \frac{S_O}{S_N}, \quad (4.32)$$

$$\gamma_P = \frac{S_C}{S_H}, \quad (4.33)$$

$$S_P = \frac{S_S}{S_C}, \quad (4.34)$$

$$P = \sum_{i=1} P_i, \quad (4.35)$$

где S_O , S_N , S_C , S_H , S_S – число атомов соответственно кислорода, азота, углерода, водорода и серы в продуктах сгорания;

α_P , β_P , γ_P , S_P – коэффициенты равновесия, зависящие от элементарного состава топлива;

α – суммарный коэффициент избытка воздуха;

P – суммарное давление газовой смеси;

P_i – парциальное давление i -го элемента продуктов сгорания.

Для углеводородного дизельного топлива значения коэффициентов равновесия определяются по выражениям:

$$S_p = 0,3746 \frac{S}{C}, \quad (4.36)$$

$$\gamma_p = 0,0839 \frac{C}{H}, \quad (4.37)$$

$$\alpha_p = 0,1678 \frac{C}{0,3356C + H}, \quad (4.38)$$

$$\beta_p = 1,1082(0,21 + O). \quad (4.39)$$

Тогда уравнения равновесия (4.36) – (4.39) будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \alpha_p (2P_{O_2} + P_O + 3P_{O_3} + P_{OH} + P_{H_2O} + 2P_{CO_2} + P_{CO} + P_{NO} + 2P_{NO_2} + P_{COS} + \\ + P_{HCO} + P_{H_2CO} + P_{SO} + 2P_{SO_2} + 3P_{SO_3} + P_{S_2O}) = \alpha (P_{CO_2} + P_{CO} + P_C + \\ + 2P_{C_2} + P_{CH_4} + P_{COS} + P_{CN} + P_{CH} + P_{CH_2} + P_{CH_3} + P_{HCO} + P_{H_2CO} + \\ + 2P_{C_2H} + 2P_{C_2H_2} + P_{HCN} + P_{CS_2}); \end{aligned} \quad (4.40)$$

$$\begin{aligned} \beta_p (P_N + 2P_{N_2} + P_{NO} + P_{NO_2} + P_{CN} + P_{NH_3} + P_{HCN} + P_{NS}) = 2P_{O_2} + P_O + 3P_{O_3} + \\ + P_{OH} + P_{H_2O} + 2P_{CO_2} + P_{CO} + P_{NO} + 2P_{NO_2} + P_{COS} + P_{HCO} + P_{H_2CO} + P_{SO} + \\ + 2P_{SO_2} + 3P_{SO_3} + P_{S_2O}; \end{aligned} \quad (4.41)$$

$$\begin{aligned} \gamma_p (P_H + 2P_{H_2} + P_{OH} + 2P_{H_2O} + 4P_{CH_4} + P_{CH_3} + 2P_{CH_2} + 3P_{CH_3} + \\ + P_{HCO} + 2P_{H_2CO} + P_{C_2H} + 2P_{C_2H_2} + 3P_{NH_3} + P_{HCN} + P_{HS} + 2P_{H_2S}) = \\ = P_C + 2P_{C_2} + P_{CO} + P_{CO_2} + P_{CH_4} + P_{COS} + P_{CN} + P_{CH} + P_{CH_2} + \\ + P_{CH_3} + P_{HCO} + P_{H_2CO} + 2P_{C_2H} + 2P_{C_2H_2} + P_{HCN} + P_{CS_2}; \end{aligned} \quad (4.42)$$

$$\begin{aligned} S_p (P_C + 2P_{C_2} + P_{CO} + P_{CO_2} + P_{CH_4} + P_{COS_3} + P_{CN} + P_{CH} + P_{CH_2} + \\ + P_{CH_3} + P_{HCO} + P_{H_2CO} + 2P_{C_2H} + 2P_{C_2H_2} + P_{HCN} + P_{CS_2}) = P_{COS} + \\ + P_S + 2P_{S_2} + P_{SO} + P_{SO_2} + P_{SO_3} + 2P_{S_2O} + P_{HS} + P_{H_2S} + P_{NS} + 2P_{CS_2}. \end{aligned} \quad (4.43)$$

Давление рабочего тела в цилиндре двигателя и парциальные давления отдельных компонентов смеси связаны уравнением Дальтона:

$$\begin{aligned}
 P = & P_O + P_H + P_C + P_N + P_S + P_{O_2} + P_{O_3} + P_{H_2} + P_{OH} + P_{H_2O} + \\
 & + P_{CO} + P_{CO_2} + P_{C_2} + P_{CH_4} + P_{N_2} + P_{NO} + P_{NO_2} + P_{COS} + P_{CN} + \\
 & + P_{CH} + P_{CH_2} + P_{CH_3} + P_{HCO} + P_{H_2CO} + P_{C_2H} + P_{C_2H_2} + P_{NH_3} + \\
 & + P_{HCN} + P_{S_2} + P_{SO} + P_{SO_2} + P_{SO_3} + P_{S_2O} + P_{HS} + P_{H_2S} + P_{NS} + P_{CS_2}.
 \end{aligned} \tag{4.44}$$

Уравнения равновесия представим в виде таблицы 4.5.

Значения парциального давления отдельных продуктов сгорания определяем по температуре рабочего тела с использованием констант равновесия K_i реакций диссоциации сложных многокомпонентных смесей (см. таблицу 4.5). Константы равновесия реакций диссоциаций i -го элемента определяем по выражению [196]:

$$\begin{aligned}
 \log K_{ij} = & K_0 + K' \ln X + K_{-2} X^{-2} + K_{-1} X^{-1} + K_1 X + K_2 X^2 + \\
 & + K_3 X^3 + K_4 X^4 + K_5 X^5 + K_6 X^6 + K_7 X^7,
 \end{aligned} \tag{4.45}$$

где $X = T_j \cdot 10^{-4}$;

T – температура рабочего тела, К.

Коэффициенты $K_0, K', K_{-2}, \dots, K_7$ уравнения (4.45) для анализируемых продуктов сгорания приведены в работе [196].

Величина парциального давления каждого продукта сгорания определяется в результате совместного решения уравнений (4.40) – (4.44) и уравнений равновесия, представленных в таблице 4.5.

Масса продукта сгорания определится по уравнению состояния газов:

$$P_i V = m_i \frac{8314}{\mu_i} T, \tag{4.46}$$

где P_i, V, T – давление продукта сгорания (Па), объем цилиндра (м^3) и температура

рабочего тела (К);

m_i – масса продукта сгорания, кг;

μ_i – молярная масса продукта сгорания, кг/кмоль.

Таблица 4.5 – Уравнения химического равновесия

Наименование продукта сгорания	Константа равновесия K_i	Наименование продукта сгорания	Константа равновесия K_i
Кислород O_2	$K_{O_2} = P_O^2 P_{O_2}^{-1}$	Диоксид углерода CO_2	$K_{CO_2} = P_C P_O^2 P_{CO_2}^{-1}$
Озон O_3	$K_{O_3} = P_O^3 P_{O_3}^{-1}$	Оксид углерода CO	$K_{CO} = P_C P_O P_{CO}^{-1}$
Водород H_2	$K_{H_2} = P_H^2 P_{H_2}^{-1}$	Оксид азота NO	$K_{NO} = P_N P_O P_{NO}^{-1}$
Вода H_2O	$K_{H_2O} = P_H^2 P_O P_{H_2O}^{-1}$	Диоксид азота NO_2	$K_{NO_2} = P_N P_O^2 P_{NO_2}^{-1}$
Формальдегид H_2CO	$K_{H_2CO} = P_H^2 P_C P_O P_{H_2CO}^{-1}$	Двуокись серы SO_2	$K_{SO_2} = P_S P_O^2 P_{SO_2}^{-1}$
Гидроксил OH	$K_{OH} = P_O P_H P_{OH}^{-1}$	Ацетилен C_2H_2	$K_{C_2H_2} = P_C^2 P_H^2 P_{C_2H_2}^{-1}$
Метан CH_4	$K_{CH_4} = P_C P_H^4 P_{CH_4}^{-1}$	Аммиак NH_3	$K_{NH_3} = P_N P_H^3 P_{NH_3}^{-1}$
Двухатомный азот N_2	$K_{N_2} = P_N^2 P_{N_2}^{-1}$	Синильная кислота HCN	$K_{HCN} = P_H P_C P_N P_{HCN}^{-1}$
Сероокись углерода COS	$K_{COS} = P_C P_O P_S P_{COS}^{-1}$	Двухатомная сера S_2	$K_{S_2} = P_S^2 P_{S_2}^{-1}$
Циан CN	$K_{CN} = P_C P_N P_{CN}^{-1}$	Оксид серы SO	$K_{SO} = P_S P_O P_{SO}^{-1}$
Метин CH	$K_{CH} = P_C P_H P_{CH}^{-1}$	Сероуглерод CS_2	$K_{CS_2} = P_C P_S^2 P_{CS_2}^{-1}$
Метилен CH_2	$K_{CH_2} = P_C P_H^2 P_{CH_2}^{-1}$	Трехоксид серы SO_3	$K_{SO_3} = P_S P_O^3 P_{SO_3}^{-1}$
Метил CH_3	$K_{CH_3} = P_C P_H^3 P_{CH_3}^{-1}$	Полуокись серы S_2O	$K_{S_2O} = P_S^2 P_O P_{S_2O}^{-1}$
Формил HCO	$K_{HCO} = P_H P_C P_O P_{HCO}^{-1}$	Гидросульфил HS	$K_{HS} = P_H P_S P_{HS}^{-1}$
Этинил C_2H	$K_{C_2H} = P_C^2 P_H P_{C_2H}^{-1}$	Сероводород H_2S	$K_{H_2S} = P_H^2 P_S P_{H_2S}^{-1}$
Мононитрид серы NS	$K_{NS} = P_N P_S P_{NS}^{-1}$	Моносульфид углерода CS	$K_{CS} = P_C P_S P_{CS}^{-1}$

Образование продуктов сгорания происходит в процессе сгорания топлива, то есть за каждый угол поворота коленчатого вала энергетической установки тепловоза, количество продуктов сгорания будет зависеть от величины доли сгоревшего на данном интервале топлива.

Просуммировав количество продуктов сгорания по углам поворота коленчатого вала от начала сгорания топлива ($j = 0$) до его окончания ($j = \varphi_z$), определяем количество i -го продукта сгорания и общее количество отработавших газов за рабочий цикл

$$m_i = \sum_{j=0}^{j=\varphi_i} m_{ij}; \quad (4.47)$$

$$M_1 = \sum_{i=1}^n m_i. \quad (4.48)$$

Изменение параметров рабочего тела (объема, давления, температуры, доли сгоревшего топлива и коэффициента избытка воздуха) в цилиндре двигателя для расчетного интервала времени $j_{i-1} - j_i$ происходит вследствие выделения тепла при сгорании топлива, теплообмена рабочего тела со стенками цилиндра, газового обмена между объемом цилиндра впускными и выпускными системами, изменения состава рабочего тела и т. д.

Реализация метода равновесного состава возможна при известных эмпирических или теоретических зависимостях $\alpha = f(\varphi)$, $T = f(\varphi)$, $p = f(\varphi)$, $V = f(\varphi)$, построенных для всего процесса выгорания топлива. Данные зависимости определяются в результате моделирования рабочего цикла энергетической установки, реализация которого представлена в разделах 2 и 3 диссертации.

В работе [118] установлено, что наиболее точную оценку количества продуктов сгорания можно получить, если в основу расчета методом равновесного состава положить максимальные значения термодинамических параметров (давления и температуры) рабочего цикла. Автор диссертации для оценки экологического воздействия дизелей тепловозов серий ТЭМ2, ТЭМ18, ЧМЭ3 на окружающую среду для дальнейшего развития и использования применил такой подход [113, 119, 167, 192, 195]. Методика расчета методом равновесного состава применялась и при выполнении научно-исследовательской работы по теме «Определение выбросов вредных веществ с отработавшими газами магистральных тепловозов в транспортных зонах однопутных железнодорожных тоннелей проектируемой железнодорожной линии «Элегест–Кызыл–Курагино», по результатам которой получен акт внедрения научно-технической продукции [197, 198] (Приложение Б).

Учитывая сложность реализации математической модели (решение системы нелинейных уравнений с применением методов итерации и половинного деления), была разработана программа для ЭВМ, на которую получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ [199] (Приложение А).

Приведем некоторые результаты математического моделирования, полученные с помощью описанного выше программного продукта.

Результаты расчета рабочего цикла тепловозного дизеля К6S310DR тепловоза ЧМЭЗ по позициям контроллера машиниста представлены в таблице 4.6, расчета количества продуктов сгорания – в таблице 4.7 [113].

Таблица 4.6 – Параметры процесса сгорания топлива по позициям контроллера машиниста

Наименование параметра	Значение параметра для позиции КМ				
	0	2	4	6	8
Максимальное давление сгорания P_z , МПа	4,46	4,80	6,39	7,43	9,19
Максимальная температура сгорания T_z , К	811	901	1277	1385	1344
Коэффициент избытка воздуха при сгорании α	15,71	7,19	3,01	2,40	2,79

Таблица 4.7 – Количество продуктов сгорания топлива в дизеле К6S310DR

Продукт сгорания	Удельное количество продуктов сгорания для позиции КМ, кг/ч				
	0	2	4	6	8
<i>O</i>	$7,751 \cdot 10^{-8}$	$5,460 \cdot 10^{-5}$	$1,055 \cdot 10^{-3}$	$3,683 \cdot 10^{-3}$	$3,488 \cdot 10^{-3}$
O_2	248,362	654,344	561,747	572,832	1016,949
O_3	$2,861 \cdot 10^{-8}$	$6,330 \cdot 10^{-7}$	$1,988 \cdot 10^{-5}$	$4,934 \cdot 10^{-5}$	$7,311 \cdot 10^{-5}$
<i>H</i>	$2,293 \cdot 10^{-10}$	$1,116 \cdot 10^{-6}$	$1,295 \cdot 10^{-5}$	$5,251 \cdot 10^{-5}$	$4,069 \cdot 10^{-5}$
H_2	$2,098 \cdot 10^{-13}$	$1,160 \cdot 10^{-8}$	$1,413 \cdot 10^{-7}$	$7,187 \cdot 10^{-7}$	$4,872 \cdot 10^{-7}$
<i>OH</i>	$4,299 \cdot 10^{-5}$	$3,865 \cdot 10^{-3}$	$68,138 \cdot 10^{-3}$	$232,1 \cdot 10^{-3}$	$195,21 \cdot 10^{-3}$
H_2O	6,191	40,702	103,556	151,034	208,726
<i>C</i>	0,015	0,098	0,229	0,336	0,463
<i>CO</i>	$3,267 \cdot 10^{-9}$	$4,881 \cdot 10^{-5}$	$55,618 \cdot 10^{-5}$	$150,48 \cdot 10^{-5}$	$184,43 \cdot 10^{-5}$
CO_2	15,714	103,699	263,913	385,020	532,013
CH_4	$5,800 \cdot 10^{-41}$	$3,944 \cdot 10^{-27}$	$6,522 \cdot 10^{-26}$	$6,930 \cdot 10^{-25}$	$1,644 \cdot 10^{-25}$
<i>N</i>	$2,590 \cdot 10^{-18}$	$5,365 \cdot 10^{-12}$	$7,189 \cdot 10^{-11}$	$5,040 \cdot 10^{-10}$	$3,205 \cdot 10^{-10}$
N_2	1036,818	2213,080	2691,835	2900,360	5021,15
<i>NO</i>	0,101	0,729	6,502	11,622	16,469
NO_2	0,030	0,107	0,406	0,594	1,057
NH_3	$4,556 \cdot 10^{-17}$	$8,238 \cdot 10^{-12}$	$8,410 \cdot 10^{-11}$	$5,115 \cdot 10^{-10}$	$3,779 \cdot 10^{-10}$
<i>HCN</i>	$4,003 \cdot 10^{-28}$	$6,265 \cdot 10^{-18}$	$6,732 \cdot 10^{-17}$	$6,805 \cdot 10^{-16}$	$2,601 \cdot 10^{-16}$
Всего	1307,215	3012,665	3628,028	4021,701	6796,566

Результаты модельных расчетов параметров работы тепловозов для стандартных (нормальным) атмосферных условий ($P_0 = 101325$ Па, $T_0 = 293$ К) для 1, 6, 10 и 15 позиций контроллера машиниста тепловоза серии ТЭ70 представлены в таблице 4.8, а содержание химических соединений в отработавших газах тепловоза – в таблице 4.9 и на рисунке 4.5.

Таблица 4.8 – Параметры работы тепловоза 2ТЭ70

Наименование параметра	Значение параметра по позициям контроллера машиниста			
	1	6	10	15
1	2	3	4	5
Эффективная мощность, кВт	111	861	1689	3037
Частота вращения вала, мин ⁻¹	350	687	841	981
Давления воздуха после ТК, МПа	0,103	0,125	0,171	0,280
Коэффициент избытка воздуха	8,867	2,301	2,121	1,914
Давление начала сжатия, МПа	0,098	0,119	0,162	0,266
Температура начала сжатия, К	358	361	367	378
Давление воздуха в момент подачи топлива, МПа	1,454	1,764	2,413	3,952
Температура воздуха в момент подачи топлива, К	722	729	741	762
Давление конца чистого сжатия, МПа	2,342	3,027	3,888	5,723
Температура конца чистого сжатия, К	817	838	838	839
Средний показатель политропы сжатия	1,351	1,351	1,351	1,351
Угол конца чистого сжатия (начало сгорания), ° п.к.в.	-13	-11	-13	-16
Период задержки воспламенения, ° п.к.в.	12	14	12	9
Продолжительность сгорания, ° п.к.в.	41	100	100	100
Показатель характера сгорания	0,46	1,00	0,99	0,86
Максимальное давление сгорания, МПа	4,000	4,481	6,839	12,50
Максимальная температура сгорания, К	1187	1520	1723	1778

Окончание таблицы 4.8

1	2	3	4	5
Давление конца сгорания, МПа	1,854	0,704	1,114	1,835
Температура конца сгорания, К	1006	1254	1426	1415
Угол конца сгорания, ° п.к.в.	28	89	87	84
Средний показатель политропы расширения	1,370	1,311	1,296	1,297
Давление конца чистого расширения, МПа	0,141	0,362	0,558	0,869
Температура конца чистого расширения, К	511	1071	1218	1192
Удельная индикаторная работа, кДж/кг	164	568	696	708
Средне индикаторное давление, МПа	0,177	0,735	1,211	1,961
Индикаторный расход топлива, кг/(кВт·ч)	0,564	0,335	0,232	0,170
Среднее эффективное давление, МПа	0,173	0,685	1,088	1,689
Индикаторный КПД	0,150	0,252	0,363	0,497
Механический КПД	0,982	0,932	0,898	0,861
Эффективный КПД	0,147	0,235	0,326	0,429
Удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч)	0,578	0,362	0,258	0,198
Часовой расход топлива, кг/ч	64,2	311,4	435,8	601,0

Таблица 4.9 – Удельное количество продуктов сгорания топлива в дизеле 2А-5Д49 тепловоза 2ТЭ70

Продукты сгорания топлива	Удельное количество продуктов сгорания топлива для мощности дизеля (кВт) тепловоза, г/(кВт·ч)			
	111	861	1689	3037
1	2	3	4	5
<i>O</i>	$5,845 \cdot 10^{-5}$	$2,380 \cdot 10^{-3}$	$1,232 \cdot 10^{-2}$	$1,287 \cdot 10^{-2}$
<i>O₂</i>	$1,468 \cdot 10^4$	$1,643 \cdot 10^3$	$8,032 \cdot 10^2$	$6,366 \cdot 10^2$
<i>O₃</i>	$9,185 \cdot 10^{-6}$	$3,305 \cdot 10^{-5}$	$9,894 \cdot 10^{-5}$	$1,624 \cdot 10^{-4}$
<i>H₂</i>	$2,382 \cdot 10^{-7}$	$4,179 \cdot 10^{-5}$	$2,506 \cdot 10^{-4}$	$2,339 \cdot 10^{-4}$
<i>H</i>	$4,297 \cdot 10^{-10}$	$3,161 \cdot 10^{-7}$	$3,916 \cdot 10^{-6}$	$4,029 \cdot 10^{-6}$
<i>ОН</i>	$1,737 \cdot 10^{-2}$	$2,012 \cdot 10^{-1}$	$5,434 \cdot 10^{-1}$	$5,240 \cdot 10^{-1}$
<i>H₂O</i>	$6,65 \cdot 10^2$	$4,524 \cdot 10^2$	$3,306 \cdot 10^2$	$2,530 \cdot 10^2$
<i>C</i>	$1,010 \cdot 10^{-39}$	$3,754 \cdot 10^{-29}$	$5,515 \cdot 10^{-25}$	$2,346 \cdot 10^{-24}$
<i>CO</i>	$4,777 \cdot 10^{-6}$	$1,693 \cdot 10^{-3}$	$1,335 \cdot 10^{-2}$	$1,325 \cdot 10^{-2}$

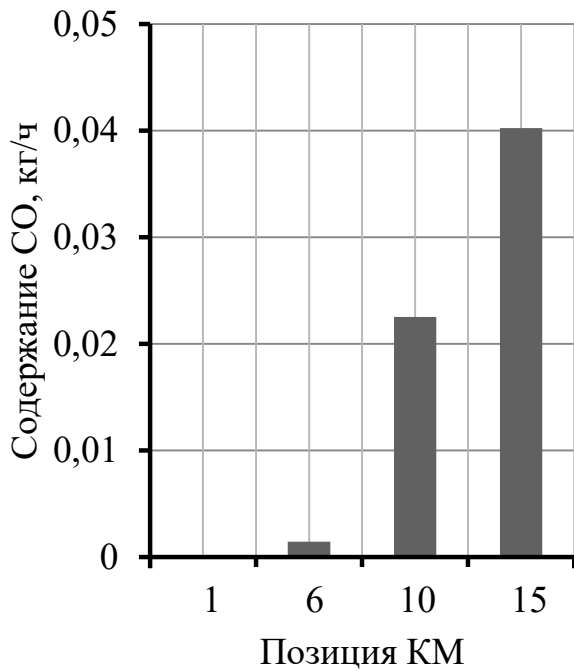
Окончание таблицы 4.9

1	2	3	4	5
CO_2	$1,756 \cdot 10^3$	$1,195 \cdot 10^3$	$8,738 \cdot 10^2$	$6,688 \cdot 10^2$
CH_4	$1,559 \cdot 10^{-35}$	$1,291 \cdot 10^{-26}$	$2,459 \cdot 10^{-23}$	$8,698 \cdot 10^{-23}$
N	$1,251 \cdot 10^{-14}$	$7,735 \cdot 10^{-11}$	$3,154 \cdot 10^{-9}$	$5,133 \cdot 10^{-9}$
N_2	$5,657 \cdot 10^4$	$8,924 \cdot 10^3$	$5,132 \cdot 10^3$	$4,014 \cdot 10^3$
NO	15,33	17,23	23,71	23,49
NO_2	2,853	$9,026 \cdot 10^{-1}$	$9,318 \cdot 10^{-1}$	1,155
NH_3	$1,011 \cdot 10^{-13}$	$1,810 \cdot 10^{-10}$	$3,113 \cdot 10^{-9}$	$5,147 \cdot 10^{-9}$
HCN	$1,475 \cdot 10^{-23}$	$3,809 \cdot 10^{-17}$	$1,086 \cdot 10^{-14}$	$2,574 \cdot 10^{-14}$
S	$6,313 \cdot 10^{-29}$	$1,121 \cdot 10^{-20}$	$5,374 \cdot 10^{-17}$	$1,680 \cdot 10^{-16}$
S_2	$9,917 \cdot 10^{-48}$	$1,670 \cdot 10^{-34}$	$1,874 \cdot 10^{-28}$	$1,703 \cdot 10^{-27}$
SO	$5,31 \cdot 10^{-19}$	$2,004 \cdot 10^{-13}$	$9,132 \cdot 10^{-11}$	$2,21 \cdot 10^{-10}$
SO_2	$2,259 \cdot 10^{-9}$	$1,139 \cdot 10^{-6}$	$4,097 \cdot 10^{-5}$	$7,359 \cdot 10^{-5}$
SO_3	$2,521 \cdot 10^{-9}$	$1,524 \cdot 10^{-7}$	$2,882 \cdot 10^{-6}$	$5,966 \cdot 10^{-6}$
S_2O	$4,829 \cdot 10^{-40}$	$4,163 \cdot 10^{-29}$	$6,461 \cdot 10^{-24}$	$4,959 \cdot 10^{-23}$
HS	$7,225 \cdot 10^{-30}$	$2,407 \cdot 10^{-21}$	$1,335 \cdot 10^{-17}$	$4,634 \cdot 10^{-17}$
H_2S	$4,869 \cdot 10^{-30}$	$1,238 \cdot 10^{-21}$	$5,491 \cdot 10^{-18}$	$1,946 \cdot 10^{-17}$
NS	$8,257 \cdot 10^{-30}$	$1,089 \cdot 10^{-21}$	$5,543 \cdot 10^{-18}$	$2,266 \cdot 10^{-17}$
CS	$1,624 \cdot 10^{-44}$	$4,385 \cdot 10^{-32}$	$7,384 \cdot 10^{-27}$	$4,538 \cdot 10^{-26}$
CS_2	$2,570 \cdot 10^{-65}$	$9,880 \cdot 10^{-48}$	$4,702 \cdot 10^{-40}$	$8,792 \cdot 10^{-39}$
COS	$5,613 \cdot 10^{-31}$	$2,736 \cdot 10^{-22}$	$1,581 \cdot 10^{-18}$	$5,952 \cdot 10^{-18}$
CN	$2,222 \cdot 10^{-26}$	$3,759 \cdot 10^{-19}$	$2,616 \cdot 10^{-16}$	$7,084 \cdot 10^{-16}$
CH	$4,881 \cdot 10^{-41}$	$3,842 \cdot 10^{-30}$	$6,871 \cdot 10^{-26}$	$3,286 \cdot 10^{-25}$
CH_2	$1,474 \cdot 10^{-34}$	$2,432 \cdot 10^{-25}$	$7,711 \cdot 10^{-22}$	$2,656 \cdot 10^{-21}$
CH_3	$3,208 \cdot 10^{-36}$	$9,549 \cdot 10^{-27}$	$3,451 \cdot 10^{-23}$	$1,317 \cdot 10^{-22}$
HCO	$1,510 \cdot 10^{-16}$	$1,184 \cdot 10^{-11}$	$8,062 \cdot 10^{-10}$	$1,417 \cdot 10^{-9}$
H_2CO	$9,987 \cdot 10^{-21}$	$3,170 \cdot 10^{-15}$	$3,504 \cdot 10^{-13}$	$7,412 \cdot 10^{-13}$
C_2H	$9,992 \cdot 10^{-54}$	$2,200 \cdot 10^{-39}$	$6,882 \cdot 10^{-34}$	$5,514 \cdot 10^{-33}$
C_2H_2	$2,021 \cdot 10^{-50}$	$4,837 \cdot 10^{-37}$	$5,460 \cdot 10^{-32}$	$3,724 \cdot 10^{-31}$
NO_x	26,35	27,32	37,28	37,17
C_nH_m	$1,880 \cdot 10^{-34}$	$3,000 \cdot 10^{-25}$	$9,410 \cdot 10^{-22}$	$3,260 \cdot 10^{-21}$

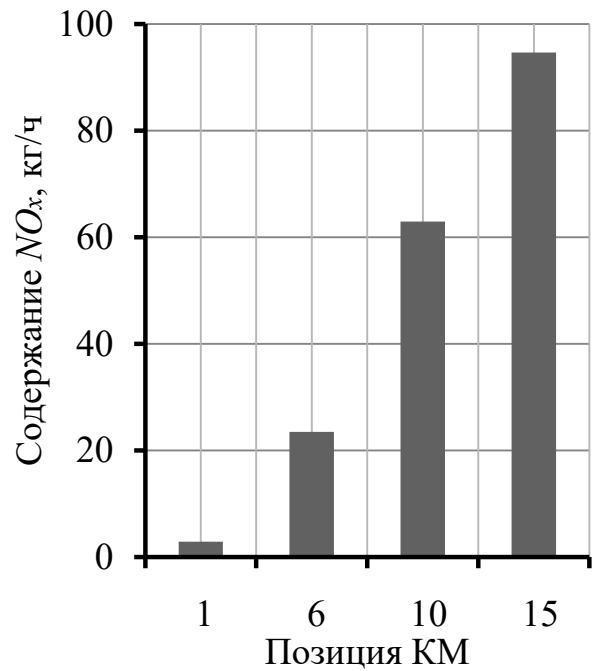
Анализируя полученные результаты, следует отметить, что на состав продуктов сгорания топлива существенно влияет уровень настройки мощности ДГУ тепловозов, то есть термодинамические параметры рабочего цикла энергетической установки локомотива.

Ряд химических соединений в отработавших газа имеют настолько незначительную величину, что достоверность полученных результатов по ним определить

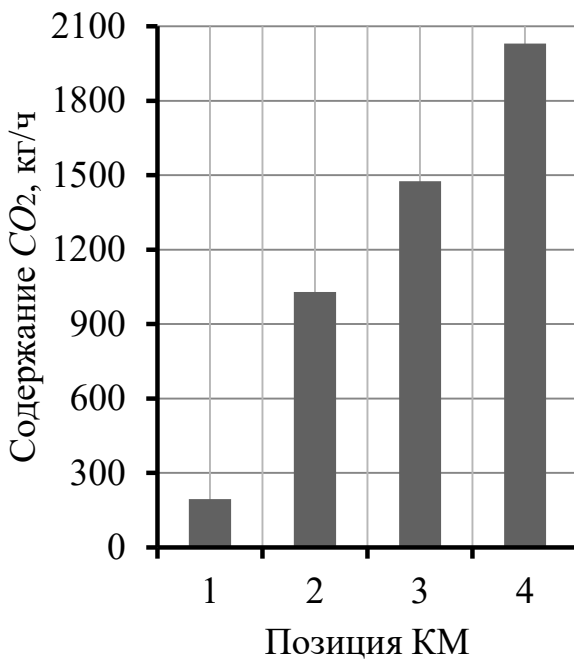
даже с использованием современных газоанализаторов не представляется возможным, и в настоящее время из рассмотрения их можно исключить.



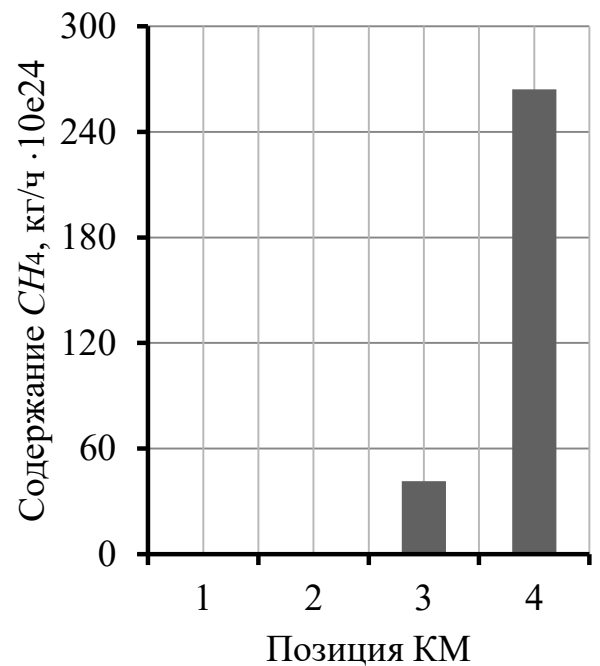
а



б



в



г

Рисунок 4.5 – Зависимости количества продуктов сгорания по позициям КМ тепловоза

В работе [118] реализация метода расчета равновесного состава имеет более значительное отклонение в результатах расчета. В первую очередь, это может быть вызвано неточностью оценки объема продуктов сгорания на начальной фазе процесса сгорания, когда в цилиндре двигателя может находиться смесь газов (остаточные газы, свежий воздух) и паров топлива, теоретически разделить которые на доли не представлялось возможным. Но по мере совершенствования расчета процесса сгорания эта неточность будет уменьшаться, и такой путь даст приемлемые результаты, вполне сравнимые с вариантом подробно рассмотренным выше.

Существует сложность, связанная с большим объемом вычислений и плохой сходимостью решаемой системы уравнений, которая еще более усложняется при решении ее для каждого угла поворота коленчатого вала. В связи с этим актуальной задачей является поиск новых способов решения данной системы уравнений материального баланса, Дальтона и равновесия, позволяющих упростить и сократить время расчетов.

Традиционный подход к решению системы уравнений состоит в решении ее относительно пяти парциальных давлений P_{O_2} , P_{H_2} , P_C , P_N , P_S , при этом остальные неизвестные парциальные давления выражаются через них [184, 185].

После соответствующих преобразований система примет вид:

$$S_P \left(\begin{array}{l} \frac{P_C}{K_{C_2}} + \frac{P_C \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{CO}} + \frac{K_{O_2} P_{O_2} P_C}{K_{CO_2}} + \frac{(K_{H_2} P_{H_2})^2 P_C}{K_{CH_4}} + \\ \frac{P_N P_C \sqrt{K_{H_2} P_{H_2}}}{K_{HCN}} \end{array} \right) = \frac{P_S^2}{K_{S_2}} + \frac{P_S \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{SO}}, \quad (4.49)$$

$$\alpha_P \left(\begin{array}{l} P_{O_2} + K_{O_3} K_{O_2}^{1.5} P_{O_2}^{1.5} + \frac{\sqrt{K_{O_2} K_{H_2} P_{O_2} P_{H_2}}}{K_{OH}} + \\ \frac{K_{H_2} P_{H_2} \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{H_2O}} + \frac{P_N \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{NO}} + \\ \frac{K_{O_2} P_{O_2} P_N}{K_{NO_2}} + \frac{P_C \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{CO}} + \frac{K_{O_2} P_{O_2} P_C}{K_{CO_2}} + \\ \frac{P_S \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{SO}} \end{array} \right) = \alpha \left(\begin{array}{l} \frac{P_C}{K_{C_2}} + \frac{P_C \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{CO}} + \frac{K_{O_2} P_{O_2} P_C}{K_{CO_2}} + \\ \frac{(K_{H_2} P_{H_2})^2 P_C}{K_{CH_4}} + \frac{P_N P_C \sqrt{K_{H_2} P_{H_2}}}{K_{HCN}} \end{array} \right), \quad (4.50)$$

$$\beta_P \left(\begin{array}{l} \frac{P_N^2}{K_{N_2}} + \frac{P_N \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{NO}} + \frac{K_{O_2} P_{O_2} P_N}{K_{NO_2}} + \\ \frac{P_N K_{H_2}^{1.5} P_{H_2}^{1.5}}{K_{NH_3}} + \frac{P_N P_C \sqrt{K_{H_2} P_{H_2}}}{K_{HCN}} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} P_{O_2} + K_{O_3} K_{O_2}^{1.5} P_{O_2}^{1.5} + \frac{\sqrt{K_{O_2} K_{H_2} P_{O_2} P_{H_2}}}{K_{OH}} + \\ \frac{K_{H_2} P_{H_2} \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{H_2O}} + \frac{P_N \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{NO}} + \\ \frac{K_{O_2} P_{O_2} P_N}{K_{NO_2}} + \frac{P_C \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{CO}} + \frac{K_{O_2} P_{O_2} P_C}{K_{CO_2}} + \\ \frac{P_S \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{SO}} \end{array} \right), \quad (4.51)$$

$$\gamma_P \left(\begin{array}{l} P_{H_2} + \frac{\sqrt{K_{O_2} K_{H_2} P_{O_2} P_{H_2}}}{K_{OH}} + \frac{K_{H_2} P_{H_2} \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{H_2O}} + \\ \frac{P_N K_{H_2}^{1.5} P_{H_2}^{1.5}}{K_{NH_3}} + \frac{P_N P_C \sqrt{K_{H_2} P_{H_2}}}{K_{HCN}} + \\ \frac{(K_{H_2} P_{H_2})^2 P_C}{K_{CH_4}} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \frac{P_C}{K_{C_2}} + \frac{P_C \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{CO}} + \frac{K_{O_2} P_{O_2} P_C}{K_{CO_2}} + \\ \frac{(K_{H_2} P_{H_2})^2 P_C}{K_{CH_4}} + \frac{P_N P_C \sqrt{K_{H_2} P_{H_2}}}{K_{HCN}} \end{array} \right), \quad (4.52)$$

$$\begin{aligned}
P = & P_{O_2} + K_{O_3} K_{O_2}^{1,5} P_{O_2}^{1,5} + \frac{\sqrt{K_{O_2} K_{H_2} P_{O_2} P_{H_2}}}{K_{OH}} + \frac{K_{H_2} P_{H_2} \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{H_2O}} + \frac{P_N^2}{K_{N_2}} + \\
& \frac{P_N \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{NO}} + \frac{K_{O_2} P_{O_2} P_N}{K_{NO_2}} + \frac{P_N K_{H_2}^{1,5} P_{H_2}^{1,5}}{K_{NH_3}} + \frac{P_C}{K_{C_2}} + \frac{P_C \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{CO}} + \frac{K_{O_2} P_{O_2} P_C}{K_{CO_2}} + \\
& \frac{(K_{H_2} P_{H_2})^2 P_C}{K_{CH_4}} + \frac{P_N P_C \sqrt{K_{H_2} P_{H_2}}}{K_{HCN}} + P_{H_2} + \frac{P_S^2}{K_{S_2}} + \frac{P_S \sqrt{K_{O_2} P_{O_2}}}{K_{SO}}.
\end{aligned} \quad (4.53)$$

Основной сложностью решения системы уравнений (4.49) – (4.53) является ее объемность и крайне плохая сходимость, поэтому большое значение имеет выбор способа ее решения. В связи с этим были предприняты попытки решения системы уравнений несколькими различными способами.

Во-первых, использовать уже существующие алгоритмы для решения систем нелинейных уравнений. Так были использованы разработанные на языке *Python 3* библиотеки *Numpy*, *Simpy* и *SciPy*, в которых заложены возможности для решения систем нелинейных уравнений [200, 201]. Для решения данных уравнений использовались известные из математики методы решения систем нелинейных уравнений такие, как: метод простых итерации, метод Зейделя, метод Ньютона и метод секущих [202, 203].

Использование данных методов для решения системы (4.49) – (4.53) показало следующее:

решение системы уравнений занимает большое количество машинного времени, что осложняет использование метода при многократном моделировании режимов работы дизелей тепловозов;

система уравнений обладает плохой сходимостью, поэтому получить решение удавалось далеко не всегда, что, вероятно, связано с громоздкостью приведенных уравнений и их значительной зависимостью от условий расчета.

В работе [189] приведен принципиально другой подход к определению состава продуктов сгорания топлива. Полагается, что в состав продуктов сгорания входит 11 элементов, выраженных парциальными давлениями: P_O , P_{O_2} , P_H , P_{H_2} ,

P_{H_2O} , P_{N_2} , P_{NO} , P_{CO} , P_{CO_2} , P_N , P_{OH} . Для этого подхода на первом шаге задаются элементарным составом топлива и окислителя, после чего производится расчет состава горючей смеси.

Далее задаются значениями давления P и температуры T смеси, для которых ведется расчет. По величине температуры определяют значения констант равновесия K_1 , K_2 , K_{2a} , K_3 , K_4 , K_5 , K_6 , K_7 , а исходя из известного элементарного состава горючей смеси, определяют необходимые для расчета вспомогательные коэффициенты.

Расчет первого приближения начинается с принятия начальных значений парциальных давлений компонентов. В первом приближении можно принять:

$$P_{O_2} = P_O = P_H = P_{OH} = P_N = P_{NO} = 0. \quad (4.54)$$

При заданном значении константы равновесия K_{2a} , рассчитанных парциальном давлении P_{N_2} , вспомогательных коэффициентах a , b и c парциальное давление углекислого газа P_{CO_2} определяется решением квадратного уравнения:

$$(K_{2a} - 1)P_{CO_2}^2 + (K_{2a}c + a + b)P_{CO_2} - ab = 0. \quad (4.55)$$

По величине P_{CO_2} и коэффициентов a , b и c определяются значения парциальных давлений P_{CO} , P_{H_2O} и P_{H_2} .

Проверка отсутствия ошибок в результатах решения проводится путем расчета константы равновесия по уравнению

$$K_{2a} = \frac{P_{CO}P_{H_2O}}{P_{CO_2}P_{H_2}}, \quad (4.56)$$

и полного давления по выражению

$$P = P_{O_2} + P_O + P_H + P_{OH} + P_N + P_{NO} + P_{CO_2} + P_{N_2} + P_{CO} + P_{H_2O} + P_{H_2}. \quad (4.57)$$

Результаты первого приближения K_{2a} и P не должны существенно отличаться от ранее принятых. Далее выполняется расчет второго и третьего приближений. В случае если разница в значениях этих приближений не выходит за пределы нужной точности, то расчет состава продуктов сгорания топлива считается завершенным.

Программная реализация данного метода расчета для случая сгорания топлива в цилиндрах энергетической установки тепловоза показала нецелесообразность его применения, так как в большинстве случаев не удавалось получить положительный действительный корень уравнения (4.55). По-видимому, это связано с тем, что в основе расчета лежат начальные условия, не подходящие для случая сгорания топлива в дизеле. Например, допущение о нулевом значении парциального давления кислорода в начале сгорания.

Следовательно, целесообразность использования рассмотренных способов определения равновесного состава продуктов сгорания тепловоза в рамках рассматриваемой в данной работе задачи весьма сомнительна.

4.2 Усовершенствованный метод расчета состава отработавших газов, учитывающих характер протекания процесса сгорания

С целью определения влияния различных параметров процесса сгорания топлива в дизеле тепловоза на состав отработавших газов была разработана математическая модель, учитывающая переменные значения давления и температуры рабочего тела в процессе работы энергетической установки. Модель построена на системе уравнений материального баланса и учитывает одиннадцать химических соединений в составе отработавших газов [125, 204, 205]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_P (P_O + 2P_{O_2} + P_{OH} + P_{H_2O} + P_{NO} + P_{CO} + 2P_{CO_2}) = \alpha (P_{CO} + P_{CO_2}) \\ \beta_P (P_N + 2P_{N_2} + P_{NO}) = P_O + P_{O_2} + P_{OH} + P_{H_2O} + P_{NO} + P_{CO} + P_{CO_2} \\ \gamma_P (P_H + 2P_{H_2} + P_{OH} + 2P_{H_2O}) = P_{CO} + P_{CO_2} \\ P = P_O + P_{O_2} + P_H + P_{H_2} + P_{OH} + P_{H_2O} + P_N + P_{N_2} + P_{NO} + P_{CO} + P_{CO_2}, \end{array} \right. \quad (4.58)$$

где α_P , β_P , γ_P – коэффициенты, зависящие от элементарного состава топлива;

α – суммарный коэффициент избытка воздуха;

P – суммарное давление газовой смеси;

P_i – парциальное давление i -го элемента продуктов сгорания.

Для решения системы уравнений (4.58) используем метод, сущность которого состоит в сведении представленных нелинейных уравнений к линейным – метод линеаризации [206]. Для этого обе части каждого уравнения логарифмируются и раскладываются в ряд Тейлора [207], полагая неизвестными логарифмы парциальных давлений смеси. При этом члены разложения второго и большего порядков не учитываются.

В результате получим систему из четырех линейных алгебраических уравнений относительно четырех логарифмов неизвестных парциальных давлений [255]:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 \Delta \ln(P_{H_2O}) + B_1 \Delta \ln(P_{H_2}) + C_1 \Delta \ln(P_{CO}) + D_1 \Delta \ln(P_{N_2}) = E_1 \\ A_2 \Delta \ln(P_{H_2O}) + B_2 \Delta \ln(P_{H_2}) + C_2 \Delta \ln(P_{CO}) + D_2 \Delta \ln(P_{N_2}) = E_2 \\ A_3 \Delta \ln(P_{H_2O}) + B_3 \Delta \ln(P_{H_2}) + C_3 \Delta \ln(P_{CO}) + D_3 \Delta \ln(P_{N_2}) = E_3 \\ A_4 \Delta \ln(P_{H_2O}) + B_4 \Delta \ln(P_{H_2}) + C_4 \Delta \ln(P_{CO}) + D_4 \Delta \ln(P_{N_2}) = E_4 \end{array} \right. , \quad (4.59)$$

Коэффициенты $A_1 \dots E_4$, вычисляются по начальным приближениям парциальных давлений и констант равновесия компонентов смеси по зависимостям:

$$A_1 = a_{11} + a_{13} + a_{15}, \quad (4.60)$$

$$B_1 = a_{12} - 0,5a_{13} + 0,5a_{14} - a_{15}, \quad (4.61)$$

$$C_1 = a_{15} + a_{16}, \quad (4.62)$$

$$D_1 = 0, \quad (4.63)$$

$$E_1 = -(a_{13}b_7 + a_{14}b_8 + a_{15}b_5 + b_1), \quad (4.64)$$

$$A_2 = a_{21} + a_{23} + a_{25} + 2a_{27} + a_{28} + a_{29}, \quad (4.65)$$

$$B_2 = -(0,5a_{23} + a_{25} + 2a_{27} + a_{28} + a_{29}), \quad (4.66)$$

$$C_2 = a_{25} + a_{26}, \quad (4.67)$$

$$D_2 = 0,5a_{29}, \quad (4.68)$$

$$E_2 = -(a_{23}b_7 + a_{25}b_5 + a_{27}b_6 + a_{28}b_9 + a_{29}b_{11} + b_2), \quad (4.69)$$

$$A_3 = a_{35} + a_{39}, \quad (4.70)$$

$$B_3 = -(a_{35} + a_{39}), \quad (4.71)$$

$$C_3 = a_{35} + a_{36}, \quad (4.72)$$

$$D_3 = 0,5a_{39} + a_{3,10} + 0,5a_{3,11}, \quad (4.73)$$

$$E_3 = -(a_{35}b_5 + a_{39}b_{11} + a_{3,11}b_{10} + b_3), \quad (4.74)$$

$$A_4 = a_{41} + a_{43} + a_{45} + 2a_{47} + a_{48} + a_{49}, \quad (4.75)$$

$$B_4 = a_{42} - 0,5a_{43} + 0,5a_{44} - a_{45} - 2a_{47} - a_{48} - a_{49}, \quad (4.76)$$

$$C_4 = a_{45} + a_{46}, \quad (4.77)$$

$$D_4 = 0,5a_{49} + a_{4,10} + 0,5a_{4,11}, \quad (4.78)$$

$$E_4 = -(a_{43}b_7 + a_{44}b_8 + a_{45}b_5 + a_{47}b_6 + a_{48}b_9 + a_{49}b_{11} + a_{4,11}b_{10} + b_4). \quad (4.79)$$

При этом коэффициенты a_{ij} и b_{ij} определяются в соответствии с зависимостями:

$$a_{11} = 2P_{H_2O} / (2P_{H_2O} + 2P_{H_2} + P_{OH} + P_H), \quad (4.80)$$

$$a_{12} = 2P_{H_2} / (2P_{H_2O} + 2P_{H_2} + P_{OH} + P_H), \quad (4.81)$$

$$a_{13} = P_{OH} / (2P_{H_2O} + 2P_{H_2} + P_{OH} + P_H), \quad (4.82)$$

$$a_{14} = P_H / (2P_{H_2O} + 2P_{H_2} + P_{OH} + P_H), \quad (4.83)$$

$$a_{15} = -P_{CO_2} / (P_{CO_2} + P_{CO}), \quad (4.84)$$

$$a_{16} = -P_{CO} / (P_{CO_2} + P_{CO}), \quad (4.85)$$

$$b_1 = \ln(2P_{H_2O} + 2P_{H_2} + P_{OH} + P_H) - \ln\left(\frac{P_{CO_2} + P_{CO}}{\gamma_P}\right), \quad (4.86)$$

$$a_{21} = P_{H_2O} / (P_{H_2O} + 2P_{O_2} + P_{OH} + P_O + P_{NO}), \quad (4.87)$$

$$a_{23} = P_{OH} / (P_{H_2O} + 2P_{O_2} + P_{OH} + P_O + P_{NO}), \quad (4.88)$$

$$a_{25} = -\frac{(\alpha / \alpha_P - 2)P_{CO_2}}{(\alpha / \alpha_P - 1)P_{CO} + (\alpha / \alpha_P - 2)P_{CO_2}}, \quad (4.89)$$

$$a_{26} = -\frac{(\alpha / \alpha_P - 1)P_{CO}}{(\alpha / \alpha_P - 1)P_{CO} + (\alpha / \alpha_P - 2)P_{CO_2}}, \quad (4.90)$$

$$a_{27} = 2P_{O_2} / (P_{H_2O} + 2P_{O_2} + P_{OH} + P_O + P_{NO}), \quad (4.91)$$

$$a_{28} = P_O / (P_{H_2O} + 2P_{O_2} + P_{OH} + P_O + P_{NO}), \quad (4.92)$$

$$a_{29} = P_{NO} / (P_{H_2O} + 2P_{O_2} + P_{OH} + P_O + P_{NO}), \quad (4.93)$$

$$b_2 = \ln(P_{H_2O} + 2P_{O_2} + P_{OH} + P_O + P_{NO}) - \ln((\alpha / \alpha_P - 1)P_{CO} + (\alpha / \alpha_P - 2)P_{CO_2}), \quad (4.94)$$

$$a_{35} = -P_{CO_2} / (P_{CO_2} + P_{CO}), \quad (4.95)$$

$$a_{36} = -P_{CO} / (P_{CO_2} + P_{CO}), \quad (4.96)$$

$$a_{39} = P_{NO} / (P_N + 2P_{N_2} + P_{NO}), \quad (4.97)$$

$$a_{3,10} = 2P_{N_2} / (P_N + 2P_{N_2} + P_{NO}), \quad (4.98)$$

$$a_{3,11} = P_N / (P_N + 2P_{N_2} + P_{NO}), \quad (4.99)$$

$$b_3 = \ln(P_N + 2P_{N_2} + P_{NO}) - \ln\left(\frac{\alpha(P_{CO_2} + P_{CO})}{\alpha_P \beta_P}\right), \quad (4.100)$$

$$P_k = P_O + P_{O_2} + P_H + P_{H_2} + P_{OH} + P_{H_2O} + P_N + P_{N_2} + P_{NO} + P_{CO} + P_{CO_2}, \quad (4.101)$$

где P_k – сумма парциальных давлений компонентов газа на данной итерации;

$$a_{41} = \frac{P_{H_2O}}{P_k}, \quad (4.102)$$

$$a_{42} = \frac{P_{H_2}}{P_k}, \quad (4.103)$$

$$a_{43} = \frac{P_{OH}}{P_k}, \quad (4.104)$$

$$a_{44} = \frac{P_H}{P_k}, \quad (4.105)$$

$$a_{45} = \frac{P_{CO_2}}{P_k}, \quad (4.106)$$

$$a_{46} = \frac{P_{CO}}{P_k}, \quad (4.107)$$

$$a_{47} = \frac{P_{O_2}}{P_k}, \quad (4.108)$$

$$a_{48} = \frac{P_O}{P_k}, \quad (4.109)$$

$$a_{49} = \frac{P_{NO}}{P_k}, \quad (4.110)$$

$$a_{4,10} = \frac{P_{N_2}}{P_k}, \quad (4.111)$$

$$a_{4,11} = \frac{P_N}{P_k}, \quad (4.112)$$

$$b_4 = \ln(P_k) - \ln(P), \quad (4.113)$$

$$b_5 = \ln(k_6) + \ln(P_{H_2O}) + \ln(P_{CO}) - \ln(P_{H_2}) - \ln(P_{CO_2}), \quad (4.114)$$

$$b_6 = \ln(k_7) + 2 \ln(P_{H_2O}) - 2 \ln(P_{H_2}) - \ln(P_{O_2}), \quad (4.115)$$

$$b_7 = 2 \ln(k_3) + 2 \ln(P_{H_2O}) - 2 \ln(P_{OH}) - \ln(P_{H_2}), \quad (4.116)$$

$$b_8 = 2 \ln(k_8) + \ln(P_{H_2}) - 2 \ln(P_H), \quad (4.117)$$

$$b_9 = \ln(k_9) + \ln(P_{H_2O}) - \ln(P_{H_2}) - \ln(P_O), \quad (4.118)$$

$$b_{10} = 2 \ln(k_{14}) + \ln(P_{N_2}) - 2 \ln(P_N), \quad (4.119)$$

$$b_{11} = 2 \ln(k_{15}) + 2 \ln(P_{H_2O}) + \ln(P_{N_2}) - 2 \ln(P_{H_2}) - 2 \ln(P_{NO}). \quad (4.120)$$

Решив систему линейных алгебраических уравнений (4.59) относительно прибавок к логарифмам парциальных давлений $\ln(P_{H_2O})$, $\ln(P_{H_2})$, $\ln(P_{CO})$ и $\ln(P_{N_2})$, определяем потенцированием значения давлений для текущей итерации:

$$P_{H_2O} = e^{\ln(P_{H_2O}^{(нач)}) + \Delta \ln(P_{H_2O})}, \quad (4.121)$$

$$P_{H_2} = e^{\ln(P_{H_2}^{(нач)}) + \Delta \ln(P_{H_2})}, \quad (4.122)$$

$$P_{CO} = e^{\ln(P_{CO}^{(нач)}) + \Delta \ln(P_{CO})}, \quad (4.123)$$

$$P_{N_2} = e^{\ln(P_{N_2}^{(нач)}) + \Delta \ln(P_{N_2})}, \quad (4.124)$$

где P_i – величина парциального давления i -го компонента для текущей итерации;

$P_i^{(нач)}$ – начальное приближение парциального давления i -го компонента для текущей итерации;

$\Delta \ln(P_i)$ – величина прибавки, полученная в результате решения системы уравнений (4.59).

Содержание остальных компонентов определяется по первым четырем рассчитанным парциальным давлениям с учетом констант равновесия:

$$P_{CO_2} = \frac{k_6 P_{H_2O} P_{CO}}{P_{H_2}}, \quad (4.125)$$

$$P_{OH} = \frac{k_3 P_{H_2O}}{\sqrt{P_{H_2}}}, \quad (4.126)$$

$$P_{NO} = \frac{k_{15} P_{H_2O} \sqrt{P_{N_2}}}{P_{H_2}}, \quad (4.127)$$

$$P_{O_2} = k_7 \left(\frac{P_{H_2O}}{P_{H_2}} \right)^2, \quad (4.128)$$

$$P_H = k_8 \sqrt{P_{H_2}}, \quad (4.129)$$

$$P_N = k_{14} \sqrt{P_{N_2}}, \quad (4.130)$$

$$P_O = \frac{k_9 P_{H_2O}}{P_{H_2}}. \quad (4.131)$$

Константы равновесия в различных источниках могут быть представлены в отличающейся друг от друга форме. Для вычисления значений констант равновесия, используемых в уравнениях (4.125) – (4.311), по величинам констант, представленных в работе [189], использовались зависимости:

$$k_3 = K_3, \quad (4.132)$$

$$k_6 = \frac{1}{K_{2a}}, \quad (4.133)$$

$$k_7 = K_2^2, \quad (4.134)$$

$$k_8 = \sqrt{K_5}, \quad (4.135)$$

$$k_9 = K_2 \sqrt{K_6}, \quad (4.136)$$

$$k_{14} = K_7^{0,73}, \quad (4.137)$$

$$k_{15} = K_2 \sqrt{K_4}. \quad (4.138)$$

При этом результаты решения системы уравнений (4.58) используются как начальные значения для последующих итераций до получения требуемой точности по условию:

$$\frac{|P_k - P|}{P} \leq \varepsilon, \quad (4.139)$$

где ε – требуемая точность вычислений.

По полученным значениям парциальных давлений компонентов смеси определяем массовые доли компонентов на основе уравнения состояния идеального газа.

В математической модели расчет массы продуктов сгорания дизельного топлива заданного состава ведется при постоянно меняющихся значениях давления и температуры с учетом характеристики тепловыделения на всем продолжении процесса сгорания топлива в цилиндрах энергетической установки:

$$m_i(\varphi) = \sum_{j=\varphi_0}^{\varphi_z} m_{ij}(P_j, T_j) dx_j, \quad (4.140)$$

где m_i – масса i -го элемента продуктов сгорания за весь процесс сгорания топлива;

m_{ij} – масса i -го элемента продуктов сгорания в момент сгорания, соответствующая j -му углу поворота коленчатого вала;

P_j – давление газов в цилиндре энергетической установки в j -й момент процесса сгорания;

T_j – температура газов в цилиндре энергетической установки в j -й момент процесса сгорания;

dx_j – доля сгоревшего топлива в цилиндре энергетической установки в j -й момент процесса сгорания.

Обобщенный алгоритм определения состава продуктов сгорания в дизеле тепловоза, реализованный в модели, представлен на рисунке 4.6. На основе данного алгоритма была разработана программа для ЭВМ, на которую получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ [208] (Приложение А).

Таким образом, математическая модель, использующая уравнения материального баланса, равновесия и закон Дальтона, позволяет получить решение для случая содержания одиннадцати компонентов в составе отработавших газов энергетической установки в виде объемных (массовых) концентраций рассматриваемых компонентов продуктов сгорания по каждому углу поворота коленчатого вала дизеля, либо суммарно за один рабочий цикл, либо суммарно за любой промежуток времени работы энергетической установки.

В рамках данной модели состав отработавших газов определялся на основе рассчитанной характеристики тепловыделения. В качестве примера таких данных на рисунках 4.7 и 4.8 приведены зависимости скорости образования оксидов углерода и азота по углу поворота коленчатого вала тепловозного дизеля 1А-5Д49 за один рабочий цикл для номинального режима его работы.

Полученные зависимости иллюстрируют различие в динамике образования химических соединений в процессе сгорания топлива.

Достоверность результатов математического моделирования подтверждается сравнением их со значениями, полученными в результате испытаний на лабораторном дизель-генераторе ЯМЗ-7514 кафедры «Локомотивы» ОмГУПСа для различных режимов его нагружения на реостат [139].

В ходе испытаний состав отработавших газов энергетической установки контролировался с помощью газоанализатора ГИАМ-29М-4, который позволяет определять объемную долю пяти химических соединений в составе газовой смеси: окиси углерода, углекислого газа, двухатомного кислорода, углеводородов и окислов азота.

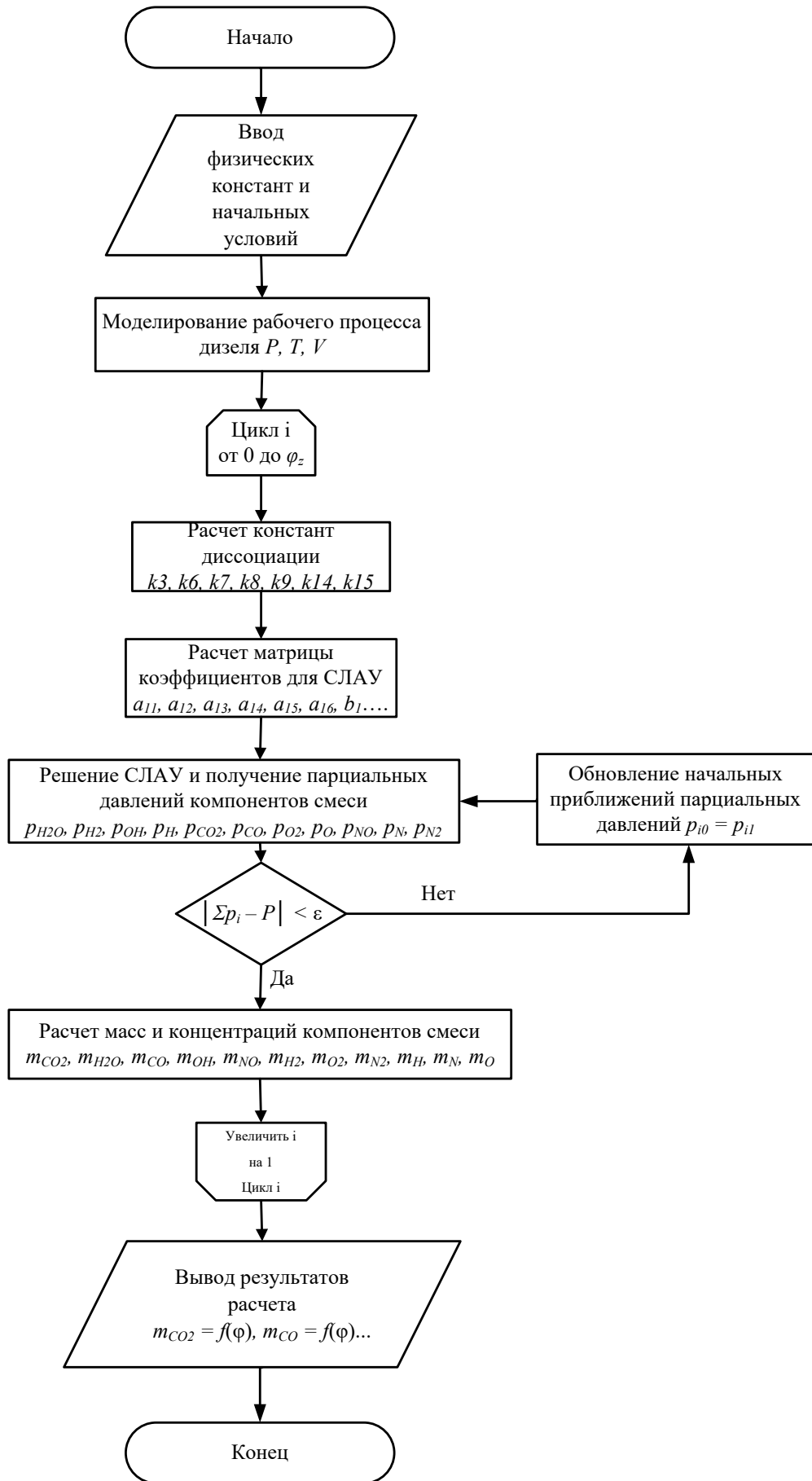
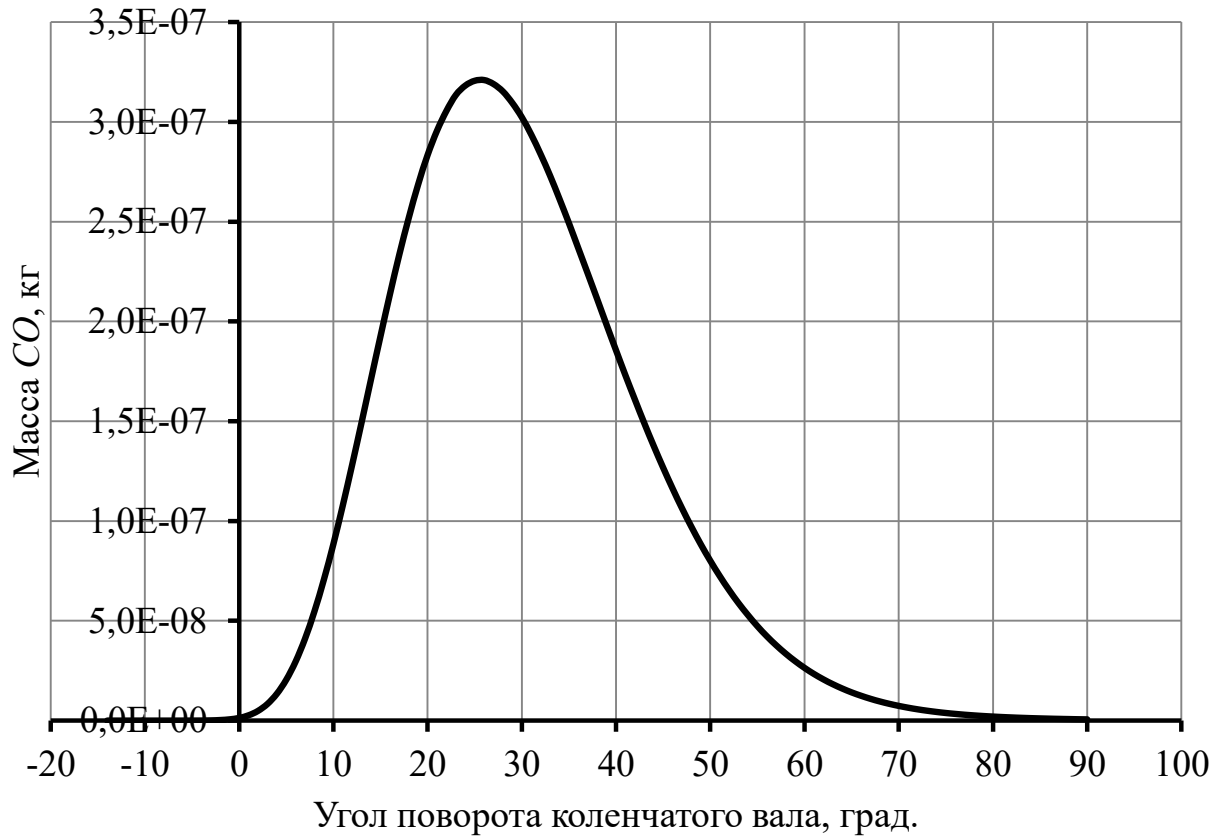
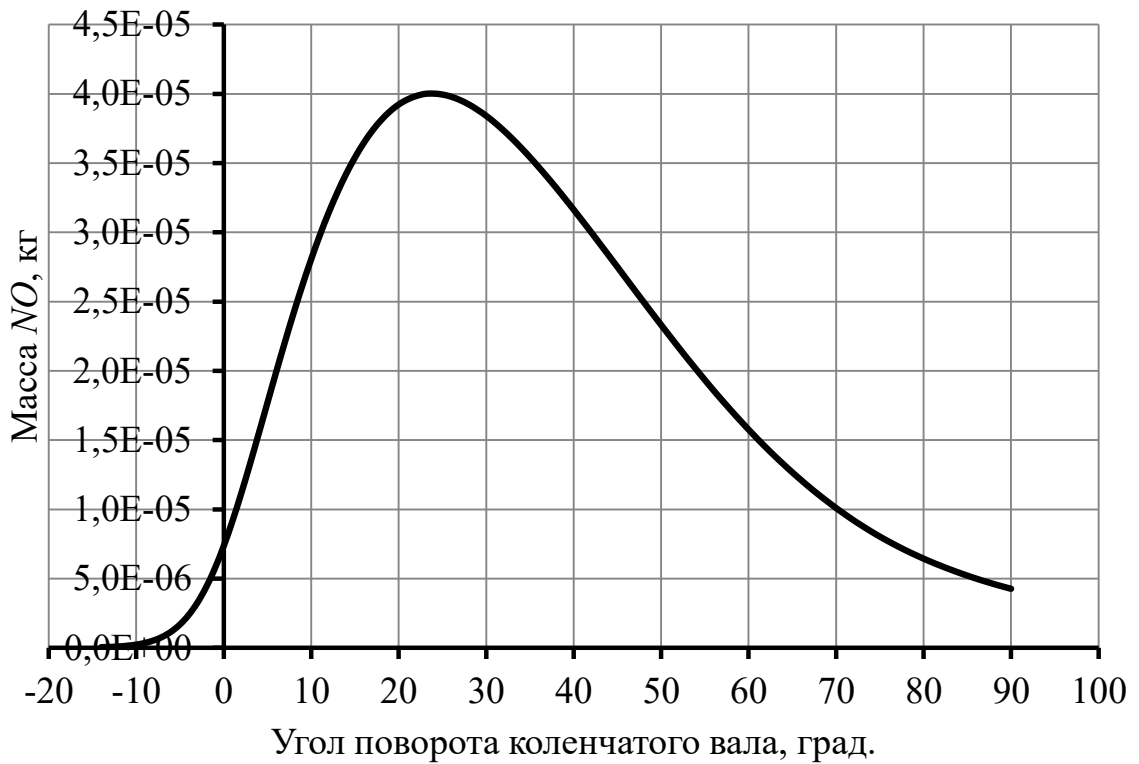


Рисунок 4.6 – Алгоритм расчета состава отработавших газов тепловоза

Рисунок 4.7 – Скорость образования CO в процессе сгорания топливаРисунок 4.8 – Скорость образования NO в процессе сгорания топлива

Сравнение опытных и расчетных значений показало удовлетворительную сходимость результатов, полученных при математическом моделировании (таблица 4.10), характеризующих содержание большинства элементов в составе отработавших газов. Расхождение опытных и расчетных значений концентрации оксида углерода (CO), по-видимому, связано с крайне малым содержанием этого компонента в отработавших газах дизельных двигателей и, как следствие, с высокими требованиями к точности математической модели (порядка тысячных долей процента), которые на данный момент не достигнуты.

Таблица 4.10 – Сравнение объемных концентраций химических соединений в составе отработавших газов дизеля-генератора АД-200

Продукт сгорания	Режим испытания дизель-генератора					
	1		2		3	
	опыт	расчет	опыт	расчет	опыт	расчет
CO , %	0,0076	0,0000034	0,015	0,00003	0,021	0,0009
CO_2 , %	4,492	4,58	6,704	6,56	7,89	7,27
O_2 , %	12,982	11,89	9,614	9,605	8,246	8,34
NO_x , %	0,0684	0,078	0,0872	0,085	0,0913	0,13

В целом же опытные исследования показывают, что представленные математическая модель и способ ее реализации качественно и количественно верно описывают закономерности протекания процессов образования продуктов сгорания, и могут быть использованы для описания аналогичных процессов в силовых энергетических установках тепловозов.

С помощью представленной модели возможно исследование закономерностей образования продуктов сгорания при работе энергетических установок тепловозов в зависимости от настройки их рабочего цикла, и, наоборот – судить о качестве его протекания по данным анализа состава продуктов сгорания.

4.3 Оценка влияния вида смесового топлива на состав отработавших газов тепловозов

Согласно проведенным исследованиям эксплуатации опытных газотепловозов, работающих на природном газе серий 2ТЭ10Г, 2ТЭ116Г, ТЭМ18Г, ЧМЭЗ и др. надежное воспламенение газа обеспечивается запальной дозой дизельного топлива в 12 – 15 % от общего расхода топлива энергетической установкой локомотива [33, 143, 145, 146].

При работе энергетической установки тепловоза по газодизельному циклу будем полагать, что величина запальной дозы дизельного топлива составляет 20 % от номинального расхода и остается практически неизменной для всех режимов работы (позиций контроллера машиниста) энергетической установки тепловоза. Увеличение мощности энергетической установки на третьей и последующих позициях контроллера машиниста ($i = 3 - 15$) достигается за счет увеличения количества подаваемого природного газа, согласно зависимостям, представленным на рисунке 4.9. Как видно, неоднозначность отношения количества дизельного топлива к количеству газа приведет к изменению элементарного состава горючей смеси при переходе с одного режима работы на другой.

Тогда для каждой i -й позиции контроллера машиниста элементарный состав горючей смеси определится по соответствующим выражениям:

$$C_{\text{гдц}}^{(i)} = \frac{B_{\text{чд}}^{(i)}C + B_{\text{чг}}^{(i)}CC}{B_{\text{чд}}^{(i)} + B_{\text{чг}}^{(i)}}, \quad (4.141)$$

$$H_{\text{гдц}}^{(i)} = \frac{B_{\text{чд}}^{(i)}H + B_{\text{чг}}^{(i)}HH}{B_{\text{чд}}^{(i)} + B_{\text{чг}}^{(i)}}, \quad (4.142)$$

$$O_{\text{гдц}}^{(i)} = \frac{B_{\text{чд}}^{(i)}O + B_{\text{чг}}^{(i)}OO}{B_{\text{чд}}^{(i)} + B_{\text{чг}}^{(i)}}, \quad (4.143)$$

$$S_{\text{гдц}}^{(i)} = \frac{B_{\text{чд}}^{(i)}S + B_{\text{чг}}^{(i)}SS}{B_{\text{чд}}^{(i)} + B_{\text{чг}}^{(i)}}, \quad (4.144)$$

где C, H, O, S – элементарный состав дизельного топлива;

CC, HH, OO, SS – элементарный состав газового топлива;

$B_{\text{чд}}^{(i)}, B_{\text{чг}}^{(i)}$ – соответственно, часовой расход дизельного топлива и газа на i -й позиции контроллера машиниста тепловоза, кг/ч.

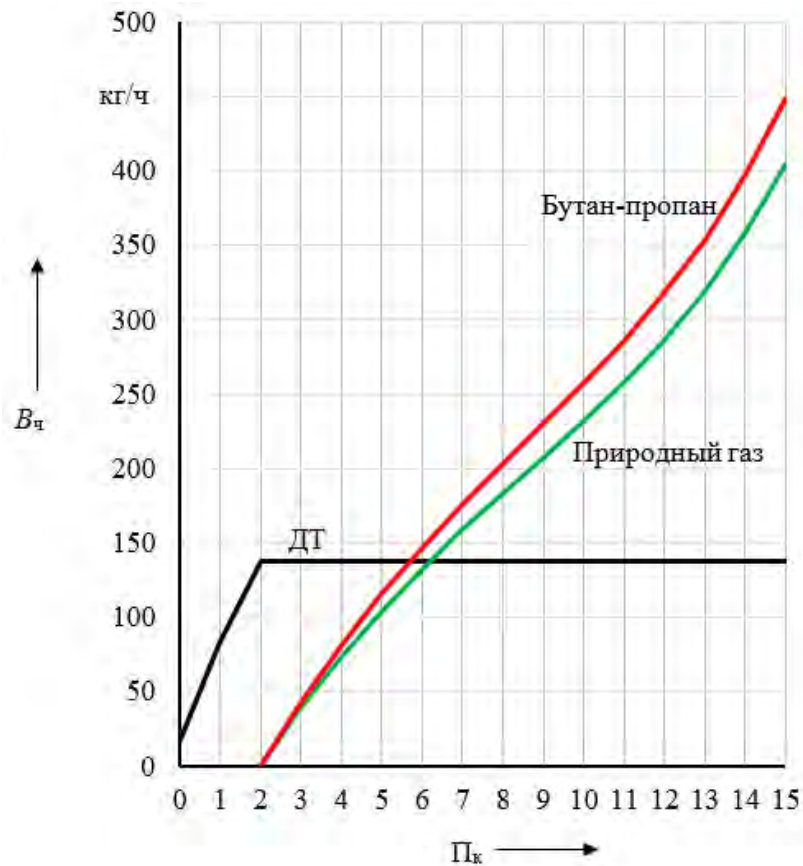


Рисунок 4.9 – Закон подачи топлива при реализации газодизельного рабочего цикла в дизеле 2А-5Д49: 1 – дизельное топливо; 2 – природный газ; 3 – бутан-пропановая смесь

Расчет часового расхода дизельного и газового топлива по позициям контроллера машиниста выполнен при соблюдении следующих условий:

1) расход дизельного топлива за один час работы тепловоза на 0, 1 и 2 позициях контроллера машиниста определяется по выражению

$$B_{\text{ч д}}^{(i)} = N_{ei} b_{ei}; \quad (4.145)$$

2) начиная с третьей позиции КМ часовой расход дизельного топлива определится по выражению

$$B_{\text{ч д}}^{(i)} = N_{e2} b_{\text{д}}^{(\text{зап})}, \quad (4.146)$$

где N_{e2} – мощность дизеля на второй позиции контроллера машиниста;

$b_{\text{д}}^{(\text{зап})}$ – запальная доза дизельного топлива;

3) часовой расход газового топлива для каждой i -й позиции контроллера машиниста ($i > 3$) определится из соотношения:

$$B_{\text{ч г}}^{(i)} = \frac{N_{ei} b_{ei} H_u^{(\text{д})} - N_{e2} b_{\text{д}}^{(\text{зап})} H_u^{(\text{д})}}{H_u^{(\text{г})}}, \quad (4.147)$$

где $H_u^{(\text{г})}$ – теплота сгорания газового топлива.

Изменение долевого состава топливной смеси, определенное согласно выражениям (4.141) – (4.144) по позициям контроллера машиниста представлено на рисунке 4.10. Как видно, добавка к дизельному топливу ($C=0,845$, $H=0,136$, $O=0,012$, $S=0,007$) природного газа, в состав которого входит в основном метан (CH_4), или смеси 50 % бутана (C_4H_{10}) и 50 % пропана (C_3H_8), приводит к уменьшению доли углерода и к увеличению доли водорода в составе топливной смеси.

Заметно уменьшается в топливной смеси относительное количество кислорода и серы, что, с одной стороны, может вызывать снижение качества сгорания топлива, с другой стороны – снижение соединений серы в продуктах сгорания, что будет способствовать повышению надежности узлов и деталей энергетической установки. Снижение количества серы потребует применения в моторном масле присадок, способствующих повышению его смазывающих свойств.

Очевидно, что изменение элементарного состава топливной смеси приведет к изменению удельной теплоты сгорания топлива и к изменению параметров выго-

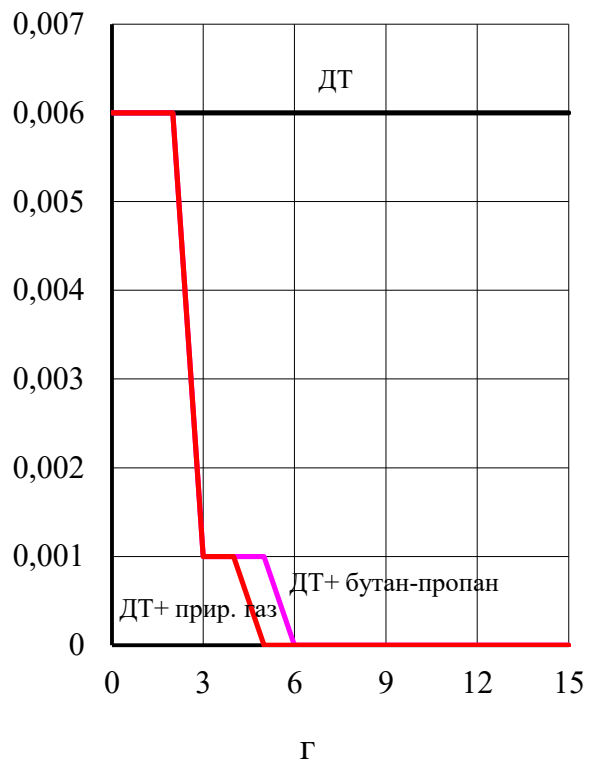
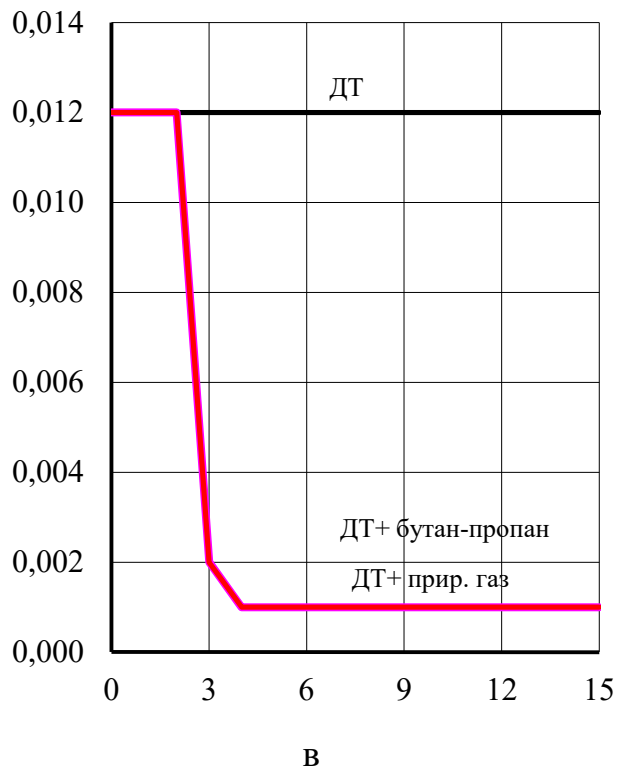
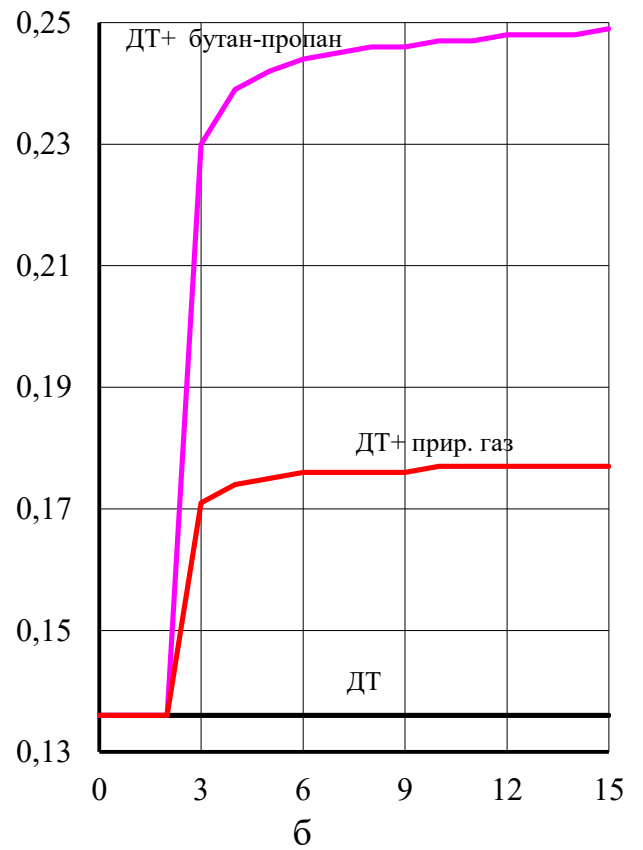
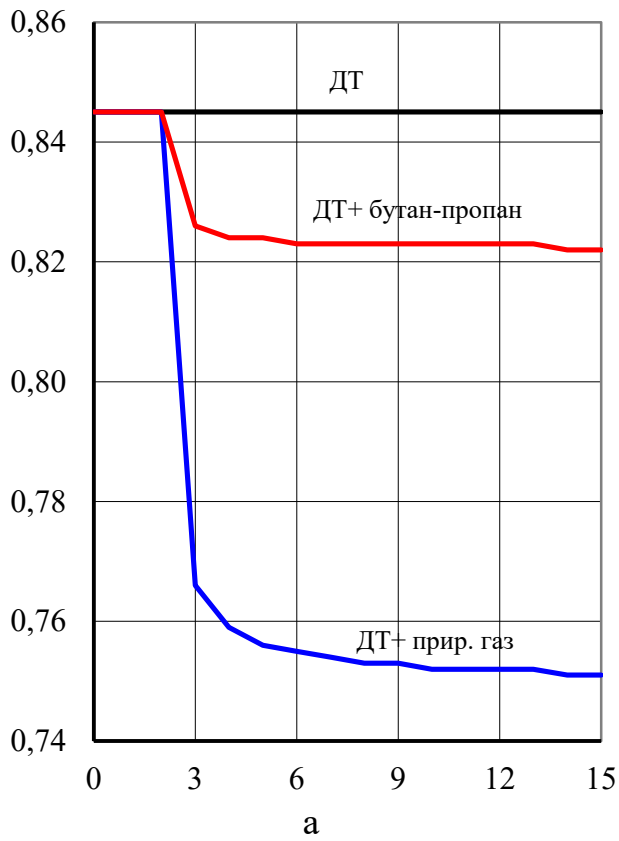


Рисунок 4.10 – Изменение элементарного состава топливной смеси (в долях) по позициям контроллера машиниста: а – углерод; б – водород; в – кислород; г – сера

рания топлива в цилиндре энергетической установки, что повлечет за собой изменение технико-экономических характеристик работы ДГУ тепловоза.

Рассмотрим работу тепловоза с поездом расчетной массы на выбранном участке эксплуатации в условиях одной поездки. Время работы тепловоза по позициям контроллера машиниста распределилось в соответствии с диаграммой, представленной на рисунке 4.11.

Величина эффективной мощности энергетической установки (N_{ei} , кВт), удельного расхода топлива (b_{ei} , кг/(кВт·ч)) и частоты вращения коленчатого вала ($n_{д}$, мин⁻¹) для каждой нагрузочного режима работы энергетической установки тепловоза (позиции контроллера машиниста тепловоза) на дизельном топливе определяются по выражениям [209, 210]:

$$N_{ei} = N_e dN_{ei} = N_e (0,0015\Pi_k^2 + 0,043\Pi_k + 0,019), \quad (4.147)$$

$$b_{ei} = b_e db_{ei} = b_e (0,0092\Pi_k^2 - 0,2615\Pi_k + 2,8978), \quad (4.148)$$

$$n_{ди} = n_{д} dn_{ди} = n_{д} (-0,0017\Pi_k^2 + 0,0636\Pi_k + 0,388), \quad (4.149)$$

где dN_{ei} , db_{ei} и $dn_{ди}$ – соответственно доля мощности, удельного расхода топлива и частоты вращения коленчатого вала на заданной позиции контроллера машиниста.

Для номинального режима работы дизеля тепловоза, согласно паспортным значениям, принимаем: $N_e = 2940$ кВт, $b_e = 0,210$ кг/(кВт·ч), $n_{д} = 1000$ мин⁻¹. Результаты расчета по выражениям (4.147) – (4.149) представлены в таблице 4.11.

По рассчитанным параметрам работы тепловоза определяется величина среднего эффективного давления рабочего цикла дизеля 2А-5Д49 для каждой позиции контроллера машиниста тепловоза с использованием выражения, МПа,

$$P_{ei} = 0,565 \frac{N_{ei}}{n_{дi}}, \quad (4.150)$$

на основании которого корректируется величина удельного расхода дизельного топлива по позициям контроллера машиниста, кг/(кВт·ч)

$$b_{ei} = 0,151P_{ei}^2 - 0,521P_{ei} + 0,646. \quad (4.151)$$

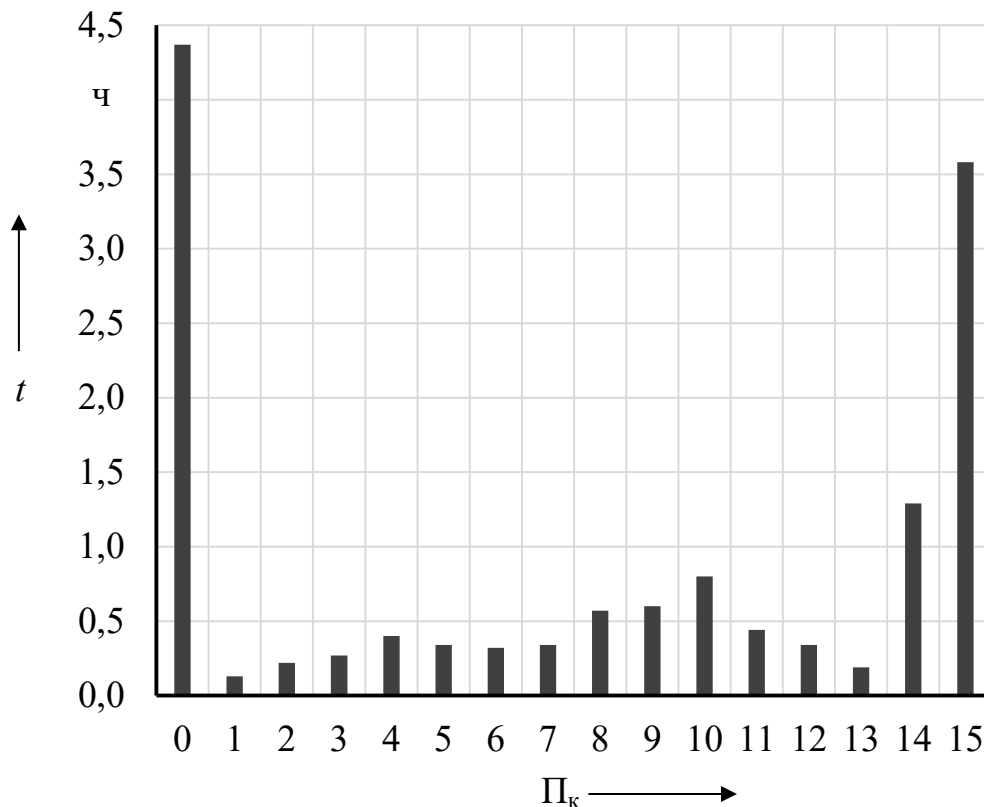


Рисунок 4.11 – Режим работы грузового тепловоза по позициям контроллера машиниста на заданном полигоне эксплуатации

Выражения (4.150), (4.151) целесообразно использовать при выполнении расчетов, когда мощность и частота вращения коленчатого вала энергетической установки на каждой i -й позиции контроллера машиниста не соответствуют нормативным значениям (см. таблицу 4.11).

Значения парциального давления i -го продукта сгорания смесового углеводородного топлива для каждого j -го момента сгорания P_{zij} определяются в резуль-

тате решения системы уравнений материального баланса и Дальтона (4.58) совместно с уравнениями химического равновесия (см. таблицу 4.5) по известным значениям констант равновесия реакций диссоциации газов при сгорании смешанного углеводородного топлива.

Таблица 4.11 – Параметры работы тепловоза ТЭ70

Позиция КМ	Параметры работы энергетической установки тепловоза			
	N_e , кВт	n_d , мин ⁻¹	b_e , кг/(кВт·ч)	t_i , ч
0	30	349	0,598	4,37
1	162	407	0,515	0,13
2	302	463	0,454	0,22
3	452	517	0,407	0,27
4	610	568	0,369	0,40
5	777	618	0,337	0,34
6	953	665	0,311	0,32
7	1138	711	0,288	0,34
8	1332	754	0,268	0,57
9	1535	796	0,252	0,60
10	1747	835	0,238	0,80
11	1968	872	0,228	0,44
12	2197	907	0,219	0,34
13	2436	940	0,214	0,19
14	2683	971	0,212	1,29
15	2940	1000	0,210	3,58

При расчете продуктов сгорания смешанных видов топлива в цилиндре дизеля 2А-5Д49 полагаем, что:

запальная порция дизельного топлива составляет 20 % от номинального расхода и составляет 0,129 г/цикл;

на 0, 1 и 2 позициях контроллера машиниста тепловоза его энергетическая установка работает только на дизельном топливе.

Закон подачи дизельного топлива и газа по позициям контроллера машиниста представлен на рисунке 4.9.

Изменение состава топливной смеси в цилиндре энергетической установки по закону, представленному на рисунке 4.9, приведет к изменению элементарного химического состава горючей смеси, который может быть рассчитан по выражениям (4.141) – (4.144).

Результаты расчета элементарного состава топливных смесей, состоящих из дизельного топлива ($C=0,86$, $H=0,13$, $O=0,01$) и газов, по позициям контроллера машиниста (см. рисунок 4.9) представлены в таблице 4.12.

Таблица 4.12 – Изменение элементарного химического состава топливных смесей по позициям контроллера машиниста тепловоза

Позиция КМ	Элементарный состав топливной смеси					
	дизельное топливо + природный газ			дизельное топливо + бутан-пропан		
	<i>C</i>	<i>H</i>	<i>O</i>	<i>C</i>	<i>H</i>	<i>O</i>
0	0,870	0,126	0,004	0,870	0,126	0,004
1	0,870	0,126	0,004	0,870	0,126	0,004
2	0,870	0,126	0,004	0,870	0,126	0,004
3	0,837	0,160	0,003	0,858	0,140	0,003
4	0,823	0,174	0,002	0,851	0,147	0,002
5	0,814	0,183	0,002	0,847	0,151	0,002
6	0,808	0,190	0,002	0,844	0,154	0,002
7	0,803	0,195	0,002	0,842	0,157	0,002
8	0,799	0,199	0,002	0,840	0,158	0,002
9	0,795	0,203	0,002	0,839	0,160	0,001
10	0,793	0,206	0,001	0,838	0,161	0,001
11	0,790	0,209	0,001	0,836	0,162	0,001
12	0,787	0,212	0,001	0,835	0,163	0,001
13	0,785	0,214	0,001	0,834	0,165	0,001
14	0,782	0,217	0,001	0,833	0,166	0,001
15	0,779	0,220	0,001	0,832	0,167	0,001

Примечание. Принятый элементарный химический состав дизельного топлива:
 $C = 0,87$, $H = 0,126$, $O = 0,004$

В свою очередь, изменение элементарного состава топлива приведет к изменению уравнений материального баланса (4.58) и к изменению термодинамических параметров процесса выгорания топливной смеси, необходимых для расчета продуктов сгорания различных видов топлива.

Горючим телом в цилиндре энергетической установки является смесь какого-либо вида топлива и избыточного кислорода воздуха, оцениваемого величиной коэффициента избытка воздуха в цилиндре энергетической установки.

Значения коэффициента избытка воздуха при работе энергетической установки на стандартном дизельном и смесевом видах топлива будут различны по при-

чине отличия газовой постоянной и теоретически необходимого количества воздуха для сгорания единицы топлива.

Используя математические модели и методики, приведенные в главах 2 и 3, а также имеющийся комплекс программных средств [127, 199], выполнен расчет термодинамических параметров рабочего цикла энергетической установки для различных позиций контроллера машиниста тепловоза и видов смесового углеводородного топлива. Результаты расчета для некоторых позиций контроллера машиниста приведены в таблице 4.13.

Таблица 4.13 – Результаты расчета параметров циклов при сгорании углеводородных видов топлива в цилиндре дизеля 2А-5Д49

Позиция КМ	Параметры выгорания для вида топлива								
	дизельное топливо (ДТ)			ДТ + природный газ			ДТ + бутан-пропан		
	α	P_z , МПа	T_z , К	α	P_z , МПа	T_z , К	α	P_z , МПа	T_z , К
0	13,36	4,36	934	13,36	4,36	934	13,36	4,36	934
1	7,72	4,70	1060	7,72	4,70	1060	7,72	4,70	1060
2	4,43	4,80	1292	4,43	4,80	1292	4,43	4,80	1292
3	3,27	4,95	1449	3,27	4,91	1427	3,28	4,92	1438
6	2,13	5,94	1841	2,04	5,70	1854	2,12	5,81	1835
10	1,89	8,52	2005	1,70	7,98	2072	1,80	8,28	2037
15	2,04	12,89	1999	1,80	12,50	2062	1,94	12,22	2025

Для устранения ошибок, которые могут иметь место при использовании численных методов при оценке термодинамических параметров рабочего цикла энергетической установки, данные таблицы 4.13 аппроксимированы методом наименьших квадратов и получены зависимости максимального давления сгорания (P_z , МПа), максимальной температуры сгорания (T_z , К) и коэффициента избытка воздуха (α) от величины среднего эффективного давления рабочего цикла энергетической установки (P_e , МПа) [211].

Для работы на дизельном топливе:

$$P_z = 2,83P_e^2 - 0,032P_e + 4,44, \quad (4.152)$$

$$T_z = -754,69P_e^2 + 2095,61P_e + 627, \quad (4.153)$$

$$\alpha = 5,37P_e^2 - 13,37P_e + 9,34. \quad (4.154)$$

Для работы на смеси дизельного топлива и природного газа:

$$P_z = 2,28P_e^2 + 0,133P_e + 4,44, \quad (4.155)$$

$$T_z = -767,43P_e^2 + 2176,52P_e + 595, \quad (4.156)$$

$$\alpha = 5,41P_e^2 - 13,63P_e + 9,42. \quad (4.157)$$

Для работы на смеси дизельного топлива и бутан-пропана:

$$P_z = 2,56P_e^2 + 0,062P_e + 4,43, \quad (4.158)$$

$$T_z = -753,18P_e^2 + 2117,21P_e + 615, \quad (4.159)$$

$$\alpha = 5,37P_e^2 - 13,45P_e + 9,37. \quad (4.160)$$

Уравнения (4.152) – (4.160) показывают, что существенного изменения в величине параметров выгорания различных видов топлива в цилиндре энергетической установки практически не наблюдается. Так, максимальное отклонение коэффициента избытка воздуха не превышает 0,9 %, отклонение максимального давления сгорания не превышает 10,7 %, а отклонение максимальной температуры сгорания – не более 2,15 %. Поэтому полученные результаты теплового расчета, уравнения (4.152) – (4.160) и элементарный состав топлива (см. таблицу 4.12) позволили применить метод равновесного состава для расчета продуктов сгорания в цилиндре энергетической установки для различных смесевых углеводородных видов топлива.

Необходимо отметить, что при расчете параметров выгорания топлива в ци-

линдре энергетической установки тепловоза при однофазном тепловыделении доля топлива, сгоревшего за элементарный i -й промежуток времени определяется по выражению

$$\Delta x_i = \exp \left[\ln(1 - x_z) \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (4.161)$$

где x_z – доля сгоревшего топлива за время φ_z ;

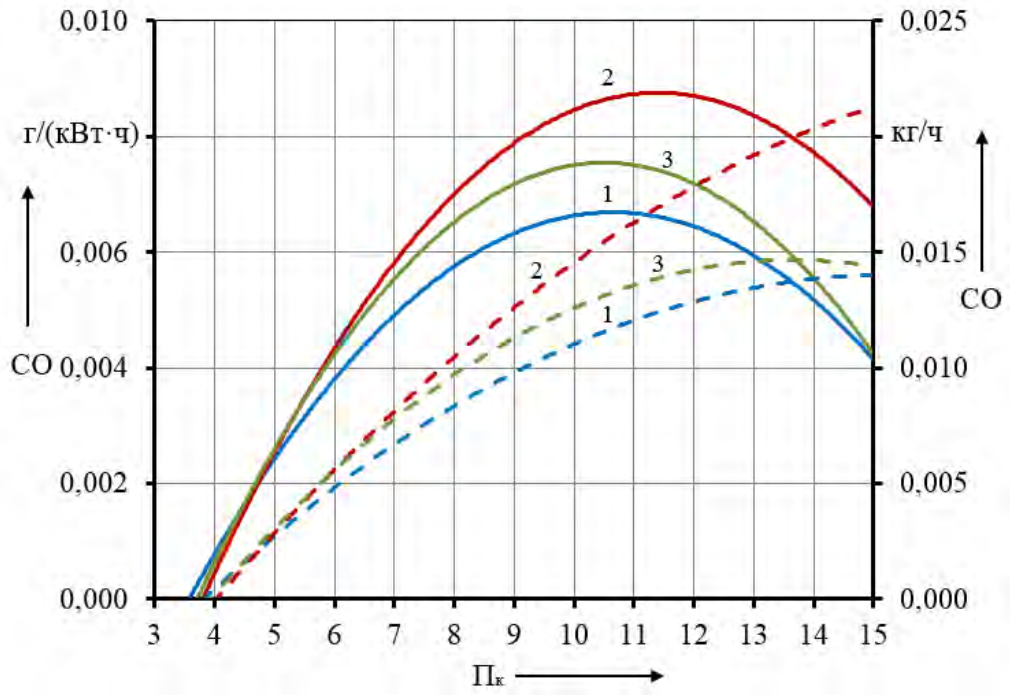
φ_z – продолжительность сгорания топлива за цикл, измеренная в углах поворота коленчатого вала энергетической установки.

Очевидно, что доля сгоревшего топлива для каждого режима работы энергетической установки может быть различна, но в рамках поставленной задачи этим различием можно пренебречь и допустить, что на каждой позиции контроллера машиниста и для каждого вида выгорает 99,9 процентов топлива. Тогда 0,1 % несгоревшего топлива будет определять количество углерода (сажи) в продуктах сгорания и в настоящей работе это количество скорректировано с учетом часового расхода топлива дизелем на позиции контроллера машиниста и его элементарного состава, либо по выражениям (4.141) – (4.144).

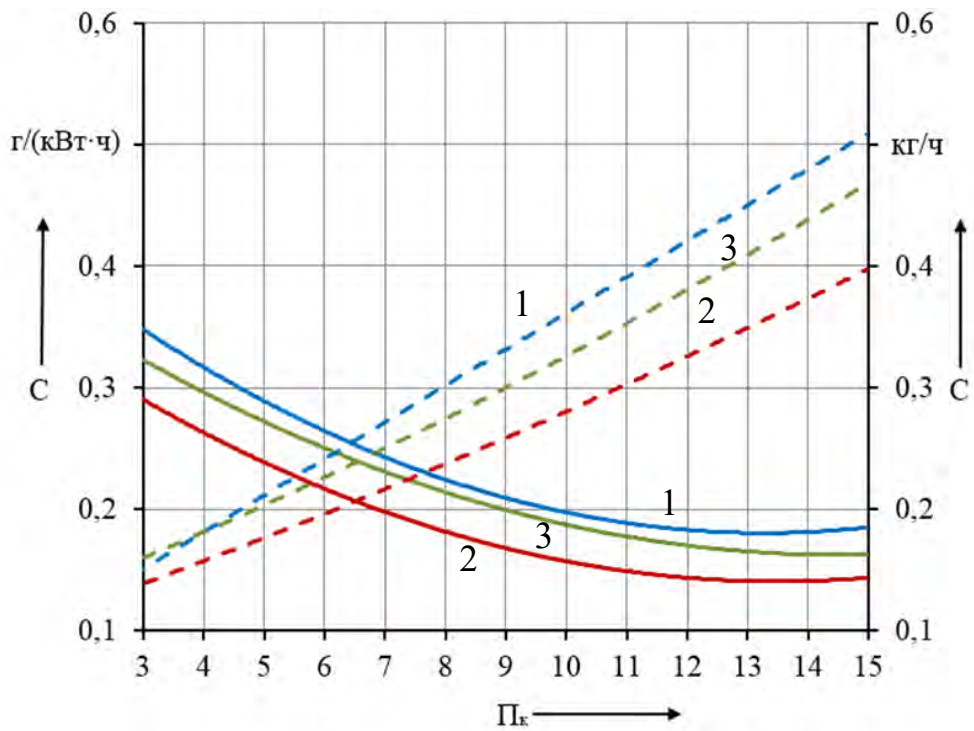
Зависимости количества выбросов оксида углерода (CO) и сажи (C) в отработавших газах по позициям контроллера машиниста тепловоза представлены на рисунке 4.12.

На основании приведенных зависимостей (см. рисунок 4.12) можно заключить, что применение смеси жидкого дизельного и газового топлива, будь то природный газ или бутан-пропан, позволит снизить удельное количество сажи в отработавших газах практически во всем диапазоне нагрузок, что, несомненно, будет соответствовать большей полноте выгорания углерода топлива.

Распределение количества продуктов полного сгорания различных углеводородных видов топлива дизеля 2А-5Д49 по позициям контроллера машиниста тепловоза представлено на рисунке 4.13. Здесь можно утверждать, что применение природного газа или бутан-пропана при реализации газодизельного цикла в дизельных двигателях приведет к снижению удельного количества диоксида угле-

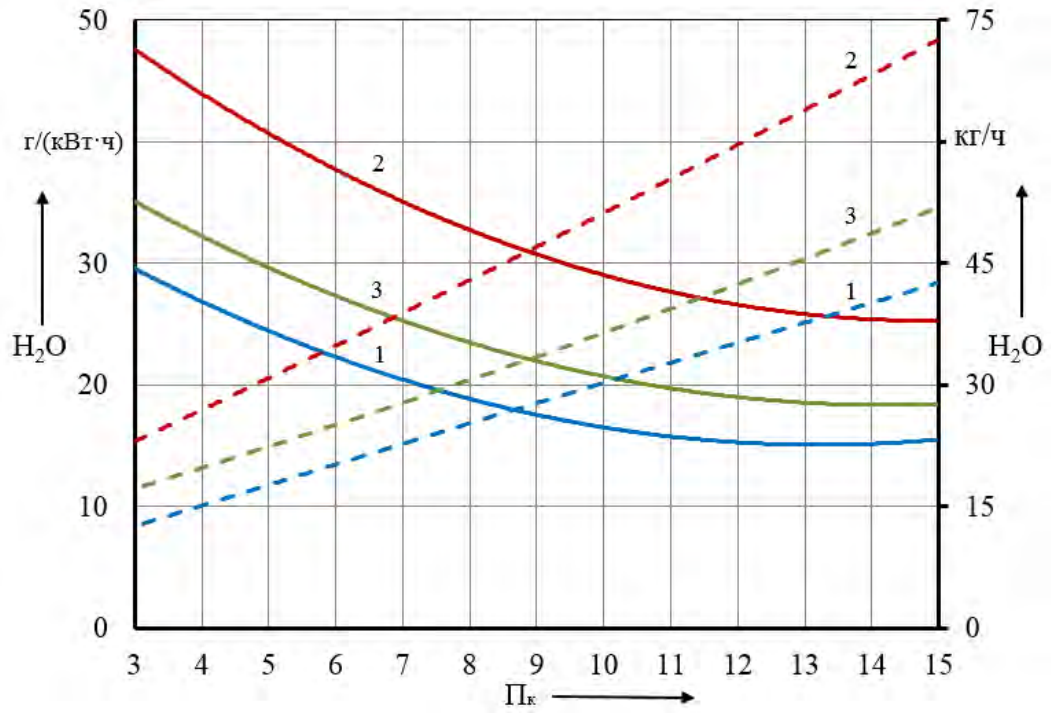


а

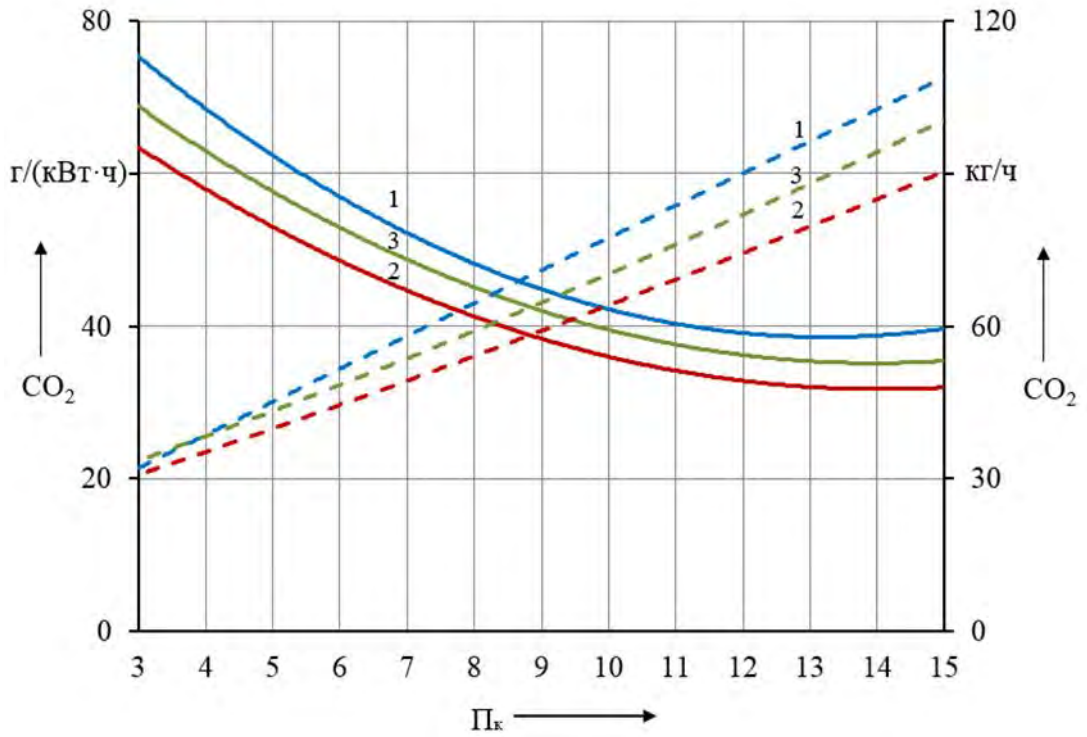


б

Рисунок 4.12 – Зависимость удельного (сплошная линия) и часового (пунктирная линия) количества CO (а) и C (б) в ОГ энергетической установки: 1 – дизельное топливо; 2 – смесь дизельного топлива и природного газа; 3 – смесь дизельного топлива и бутан-пропана



а



б

Рисунок 4.13 – Зависимость удельного (сплошная линия) и часового (пунктирная линия) количества H_2O (а) CO_2 (б) в ОГ тепловоза: 1 – дизельное топливо; 2 – смесь дизельного топлива и природного газа; 3 – смесь дизельного топлива и бутан-пропана

рода (CO_2), но, в то же время, несколько увеличит удельное количество водяных паров (H_2O) в ОГ.

Изменение выбросов окислов азота (NO_x) в отработавших газах характеризуется зависимостями, представленными на рисунке 4.14, что также подтверждает их снижение при работе на смесевых видах углеводородного топлива во всем диапазоне режима работы тепловоза.

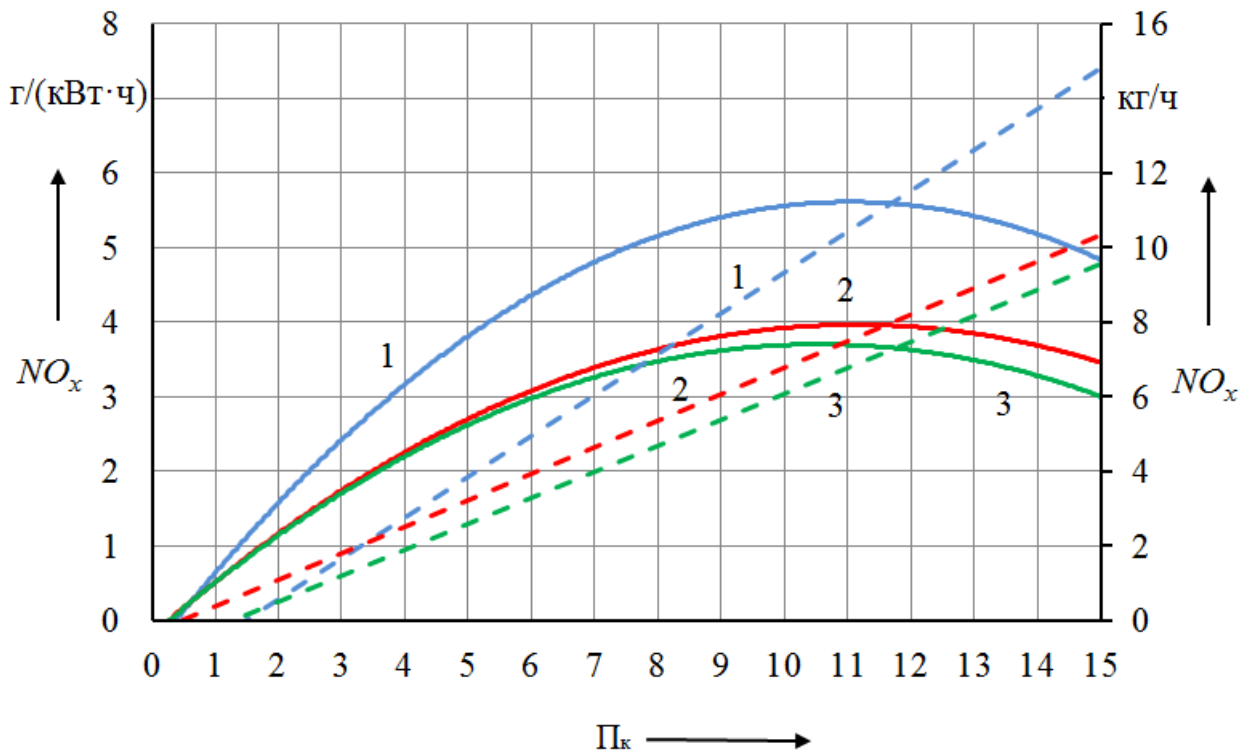


Рисунок 4.14 – Зависимость удельного (сплошная линия) и часового (пунктирная линия) количества NO_x в ОГ тепловоза: 1 – дизельное топливо; 2 – смесь дизельного топлива и природного газа; 3 – смесь дизельного топлива и бутан-пропана

Оценивая эффективность конвертирования тепловозных дизелей при работе по газодизельному циклу на базе выполненных теоретических расчетов, опираясь на опыт (пусть и не большой) создания и эксплуатации газодизельных двигателей для железнодорожного транспорта, необходимо отметить, что использование природного или бытового (нефтяного) газа в качестве топлива приведет к снижению количества продуктов неполного сгорания топлива, и тем самым, улучшит экономические характеристики энергетической установки тепловозов. Это особо важно, если на территориях локомотивных депо имеются пути отстоя тепловозов, на которых в зимнее время осуществляется прогрев локомотивов, а также, при реализации газодизельного цикла необходимо теоретически обосновать и прове-

ритель, при проведении испытаний, закон подачи дизельного и газового топлива по позициям контроллера машиниста.

Оценивая в целом эффективность применения газового топлива в энергетических установках тепловозов, необходимо использовать экономические критерии, позволяющие оценить затраты как на топливо, так и на охрану окружающей среды с учетом эксплуатационных режимов работы как маневровых, так и магистральных (грузовых и пассажирских) тепловозов.

4.4 Оценка эффективности использования смесевых видов топлива в энергетических установках тепловозов

Использование дизельного топлива в смеси с различными углеводородными добавками в различных пропорциях можно обеспечить заданный характер протекания рабочего цикла и наилучшие экономические и экологические показатели энергетических установок. Очевидно, что при варьировании составом смесевых видов топлива возможно достижение его приемлемых физико-химических и теплофизических свойств, а именно: необходимой плотности, вязкости, коксуемости, температуры вспышки, температуры замерзания, теплоты сгорания, показателей молярной и массовой теплоемкости и др. Для смесевых видов топлива, применение которых позволяет максимально приблизить их свойства к свойствам дизельного топлива, для оценки эффективности их использования целесообразно применить метод свертки критериев [212].

Метод свертки критериев – это один из методов оценки эффективности физических процессов, при котором обобщенный критерий эффективности, или критерий оптимальности, формируется в виде суммы или произведения частных критериев.

Интегральный показатель рассчитывается или как взвешенная сумма частных показателей – аддитивная форма –

$$R_0 = \sum_{i=1}^N a_i R_i , \quad (4.162)$$

или как их произведение – мультипликативная форма –

$$R_0 = \prod_{i=1}^N R_i^{a_i}, \quad (4.163)$$

где a_i – вес критерия;

R_i – частный критерий;

N – количество критериев;

i – номер критерия.

При использовании данного метода частные критерии измеряются в абсолютной шкале, а сами критерии должны быть независимыми друг от друга. Вес критериев определяется экспертным методом, основанным на комплексе логических и математико-статистических методах и процедурах, связанных с деятельностью экспертов по переработке необходимой для анализа и принятия решений информации.

Для оценки эффективности использования смесевых видов топлива в тепловоза целесообразно сформировать для каждого j -го вида топливной смеси обобщенный критерий оптимальности (эффективности) $R_0^{(j)}$ в виде суммы безразмерных частных критериев эффективности.

Примем в качестве частных критериев оптимальности расход топлива $R_{b_e}^{(j)}$, массовое количество продуктов неполного сгорания в отработавших газах тепловоза оксида углерода CO , углеводородов CH_x и твердых частиц (сажи) $R_{CO}^{(j)} + R_C^{(j)}$ и массовое количество окислов азота $NO_x - R_{NO_x}^{(j)}$.

Учитывая переменный режим работы тепловозной энергетической установки в условиях эксплуатации, критерий $R_{b_e}^{(j)}$ представим как отношение часового расхода топлива дизелем тепловоза, работающим на смесевом топливе, к расходу топлива дизелем, работающим на стандартном дизельном топливе, а критерии $R_{CO}^{(j)} + R_C^{(j)}$ и $R_{NO_x}^{(j)}$ соответственно как отношение количества нормируемых компонентов неполного сгорания топлива и окислов азота в продуктах сгорания смесевых видов топлива за выбранный промежуток времени к аналогичным характеристикам тепловоза, работающего на дизельном топливе [124, 163]:

$$R_0^{(j)} = \frac{1}{4} \left(a_{b_e} R_{b_e}^{(j)} + a_C R_C^{(j)} + a_{CO} R_{CO}^{(j)} + a_{NO_x} R_{NO_x}^{(j)} \right) \rightarrow \min, \quad (4.164)$$

где $a_{b_e}, a_C, a_{CO}, a_{NO_x}$ – весовые коэффициенты частных критериев эффективности.

При решении оптимизационной задачи с использованием выражения (4.164) обобщенный критерий оптимальности R_0 минимизируется, то есть минимизируются удельные массовые выбросы продуктов неполного сгорания, окислов азота, а также величина расхода топлива энергетической установкой, работающей на смешанных видах топлива.

В предлагаемой методике значимость частных критериев продуктов неполного сгорания и окислов азота определяется по степени соответствия параметров исследуемого двигателя действующим нормам на токсичность отработавших газов.

С целью реализации такого принципа выбора весовых коэффициентов предлагается весовой коэффициент a_{b_e} принять равным единице ($a_{b_e} = 1$), а весовые коэффициенты a_C, a_{CO}, a_{NO_x} определять в виде отношений действительной эмиссии компонентов отработавших газов тепловоза, работающего на дизельном топливе $e_C^{(дт)}, e_{CO}^{(дт)}, e_{NO_x}^{(дт)}$ к предельным величинам эмиссии, определяемым нормами на токсичность отработавших газов энергетических установок определенного назначения $e_C^{(нр)}, e_{CO}^{(нр)}, e_{NO_x}^{(нр)}$. При точном соответствии выбросов компонентов отработавших газов тепловоза нормам на токсичность, то есть при условии $e_C = e_C^{(нр)}, e_{CO} = e_{CO}^{(нр)}$ и $e_{NO_x} = e_{NO_x}^{(нр)}$ частные критерии $R_{b_e}^{(j)}, R_C^{(j)}, R_{CO}^{(j)}, R_{NO_x}^{(j)}$ становятся равнозначными. В диссертационной работе значения весовых коэффициентов a_C, a_{CO}, a_{NO_x} приняты равными единице, поскольку измерение действительных эмиссий компонентов отработавших газов не выполнялось.

На первом этапе оценки эффективности использования смешанных видов топлива в тепловозах целесообразно предположить, что если критерий оптимальности $R_0^{(j)} = 1$, то применение смешанных видов топлива целесообразно при условии,

что каждый из используемых частных критериев не превышает значения единицы: $R_{b_e}^{(j)} = 1$, $R_C^{(j)} = 1$, $R_{CO}^{(j)} = 1$, $R_{NO_x}^{(j)} = 1$. При этом необходимо дополнительно использовать экономический критерий, который позволит оценить эксплуатационные затраты на топливо с учетом изменения цены смесового топлива.

Частные критерии эффективности, входящие в выражение (4.164), необходимо определять для каждого j -го вида топлива с учетом i -х эксплуатационных режимов работы тепловозов из соотношений:

$$R_{b_e}^{(j)} = \frac{\sum_{i=0}^{\Pi_k} b_{e_i}^{(j)} N_{e_i}^{(j)}}{\sum_{i=0}^{\Pi_k} b_{e_i}^{(\pi)} N_{e_i}^{(\pi)}}, \quad (4.165)$$

$$R_C^{(j)} = \frac{\sum_{i=0}^{\Pi_k} m_{C_i}^{(j)} b_{e_i}^{(j)} N_{e_i}^{(j)}}{\sum_{i=0}^{\Pi_k} m_{C_i}^{(\pi)} b_{e_i}^{(\pi)} N_{e_i}^{(\pi)}}, \quad (4.166)$$

$$R_{CO}^{(j)} = \frac{\sum_{i=0}^{\Pi_k} m_{CO_i}^{(j)} b_{e_i}^{(j)} N_{e_i}^{(j)}}{\sum_{i=0}^{\Pi_k} m_{CO_i}^{(\pi)} b_{e_i}^{(\pi)} N_{e_i}^{(\pi)}}, \quad (4.167)$$

$$R_{NO_x}^{(j)} = \frac{\sum_{i=0}^{\Pi_k} m_{NO_x i}^{(j)} b_{e_i}^{(j)} N_{e_i}^{(j)}}{\sum_{i=0}^{\Pi_k} m_{NO_x i}^{(\pi)} b_{e_i}^{(\pi)} N_{e_i}^{(\pi)}}, \quad (4.168)$$

где $b_{e_i}^{(\pi)}$, $b_{e_i}^{(j)}$ – удельный расход топлива дизелем на i -й позиции контроллера машиниста тепловоза, работающего соответственно на дизельном и на j -м смесовом виде топлива, кг/(кВт·ч);

$N_{e_i}^{(д)}$, $N_{e_i}^{(j)}$ – эффективная мощность энергетической установки на i -й позиции контроллера машиниста тепловоза, работающего, соответственно, на дизельном и на j -м смесевом виде топлива, кВт;

$m_{C_i}^{(д)}$, $m_{C_i}^{(j)}$, $m_{CO_i}^{(д)}$, $m_{CO_i}^{(j)}$, $m_{NO_{x_i}}^{(д)}$, $m_{NO_{x_i}}^{(j)}$ – соответственно, удельное массовое количество сажи, оксида углерода и окислов азота на i -й позиции контроллера машиниста тепловоза, работающего на дизельном и на j -м смесевом виде топлива, г/(кВт·ч).

Величины эффективной мощности и удельного расхода топлива при работе на дизельном топливе определяются по уравнениям (4.147) и (4.148).

Значения мощности N_{e_i} и удельного расхода топлива b_{e_i} энергетической установки тепловоза на промежуточных позициях контроллера машиниста для любого вида смесового топлива определяем из соотношений (4.147) и (4.148).

При определении P_e и b_e предполагаем, что величина угла опережения подачи топлива для всех топливных смесей φ составляет 26 °п.к.в. (фактор x_2) и соответствует настройке параметров топливоподачи для работы энергетической установки тепловоза на стандартном дизельном топливе, а доля газовой добавки к топливу d (фактор x_1) соответствует параметрам энергетической установки тепловоза максимально близкими при заданном угле опережения подачи топлива к параметрам при работе энергетической установки тепловоза на дизельном топливе.

Количество продуктов неполного сгорания топлива и окислов азота в отработавших газах энергетических установок тепловозов, работающих на различных смесевых углеводородных видах топлива, определены по условию равновесного состава.

Так, для дизеля 2А-5Д49 с учетом вида смесового топлива и позиции контроллера машиниста продукты сгорания топлива определены по выражениям:

для дизельного топлива:

удельное количество твердых частиц (сажи), кг/ч,

$$m_C = 0,002\Pi_k^2 - 0,058\Pi_k + 0,572, \quad (4.169)$$

удельное количество оксида углерода, г/(кВт·ч),

$$m_{CO} = 0,416 \cdot 10^{-7} e^{0,297\Pi_k}; \quad (4.170)$$

удельное количество окислов азота, г/(кВт·ч),

$$m_{NO_x} = -0,012\Pi_k^2 + 0,349\Pi_k + 0,37; \quad (4.171)$$

для смеси дизельного топлива и природного газа:

удельное количество твердых частиц (сажи), кг/ч,

$$m_C = 0,00194\Pi_k^2 - 0,0545\Pi_k + 0,525, \quad (4.172)$$

удельное количество оксида углерода, г/(кВт·ч),

$$m_{CO} = 1,744 \cdot 10^{-7} e^{0,293\Pi_k}, \quad (4.173)$$

удельное количество окислов азота, г/(кВт·ч),

$$m_{NO_x} = 0,00289\Pi_k^2 - 0,067\Pi_k + 1,204. \quad (4.174)$$

Результаты расчета параметров работы тепловоза, частных и обобщенного критериев эффективности при использовании смесового топлива, состоящего из смеси дизельного топлива и газа, представлены в таблице 4.14.

По результатам выполненных расчетов можно заключить, что применение в тепловозах смесовых видов топлива, начиная с работы локомотива на третьей позиции контроллера машиниста, приводит к снижению суммарного количества продуктов неполного сгорания топлива и окислов азота (рисунки 4.15 – 4.17) [255].

Общий расход топлива дизелем при работе на смесовом виде топлива уменьшается во всем диапазоне нагрузочных режимов.

Значение критерия оптимальности R_0 для вида смесового топлива находится ниже единицы (рисунок 4.18), т. е. работа энергетической установки тепловоза

Таблица 4.14 – Результаты расчета частных и обобщенного критериев эффективности при использовании смешанного топлива ДТ + ИТ

Пк	n _к , мин ⁻¹	Дизельное топливо						Дизельное топливо + природный газ						R _б ^(г)	R _с ^(г)	R _{сco} ^(г)	R _{no_x} ^(г)	R ₀ ^(г)
		P _б , МПа	N _б , кВт	b _б , кг/(кВт·ч)	C, кг/ч	CO, г/(кВт·ч)	NO _x , г/(кВт·ч)	P _б , МПа	N _б , кВт	b _б , кг/(кВт·ч)	C, кг/ч	CO, г/(кВт·ч)	NO _x , г/(кВт·ч)					
0	349	0,089	55	0,620	0,572	0,000042	0,370	0,088	54	0,606	0,572	0,000042	0,370	—	—	—	—	
1	407	0,255	184	0,566	0,516	0,000056	0,707	0,251	181	0,553	0,516	0,000056	0,707	—	—	—	—	
2	463	0,392	321	0,516	0,464	0,000075	1,020	0,386	316	0,504	0,464	0,000075	1,020	—	—	—	—	
3	517	0,510	467	0,470	0,416	0,000101	1,309	0,503	460	0,459	0,379	4,29E-07	1,029	0,963	0,965	0,0044	0,833	
4	568	0,618	622	0,428	0,372	0,000136	1,574	0,610	613	0,418	0,338	5,61E-07	0,982	0,963	0,961	0,0044	0,660	
5	618	0,718	785	0,390	0,332	0,000183	1,815	0,708	774	0,380	0,301	7,51E-07	0,941	0,963	0,950	0,0043	0,543	
6	665	0,813	957	0,355	0,296	0,000246	2,032	0,802	944	0,347	0,268	1,01E-06	0,906	0,963	0,936	0,0042	0,461	
7	711	0,904	1138	0,325	0,264	0,000331	2,225	0,891	1122	0,317	0,239	1,35E-06	0,877	0,963	0,922	0,0042	0,402	
8	754	0,994	1327	0,298	0,236	0,000444	2,394	0,981	1309	0,291	0,213	1,81E-06	0,853	0,963	0,910	0,0041	0,359	
9	796	1,082	1525	0,276	0,212	0,000598	2,539	1,067	1504	0,270	0,192	2,42E-06	0,835	0,963	0,901	0,0040	0,328	
10	835	1,172	1732	0,257	0,192	0,000804	2,660	1,156	1708	0,251	0,174	3,24E-06	0,823	0,963	0,898	0,0040	0,307	
11	872	1,262	1947	0,243	0,176	0,001080	2,757	1,244	1920	0,237	0,160	4,34E-06	0,817	0,963	0,903	0,0040	0,294	
12	907	1,352	2171	0,232	0,164	0,001453	2,830	1,334	2141	0,227	0,150	5,81E-06	0,816	0,963	0,917	0,0040	0,288	
13	940	1,445	2404	0,225	0,156	0,001953	2,879	1,425	2371	0,220	0,144	7,78E-06	0,821	0,963	0,941	0,0040	0,290	
14	971	1,539	2645	0,223	0,152	0,002627	2,904	1,518	2609	0,217	0,142	1,04E-05	0,832	0,963	0,975	0,0041	0,299	
15	1000	1,604	2891	0,214	0,152	0,003532	2,905	1,597	2851	0,209	0,144	1,40E-05	0,849	0,963	0,974	0,0041	0,301	

на смесевом топливе более эффективна по заданным частным критериям эффективности, чем при работе на стандартном дизельном топливе.

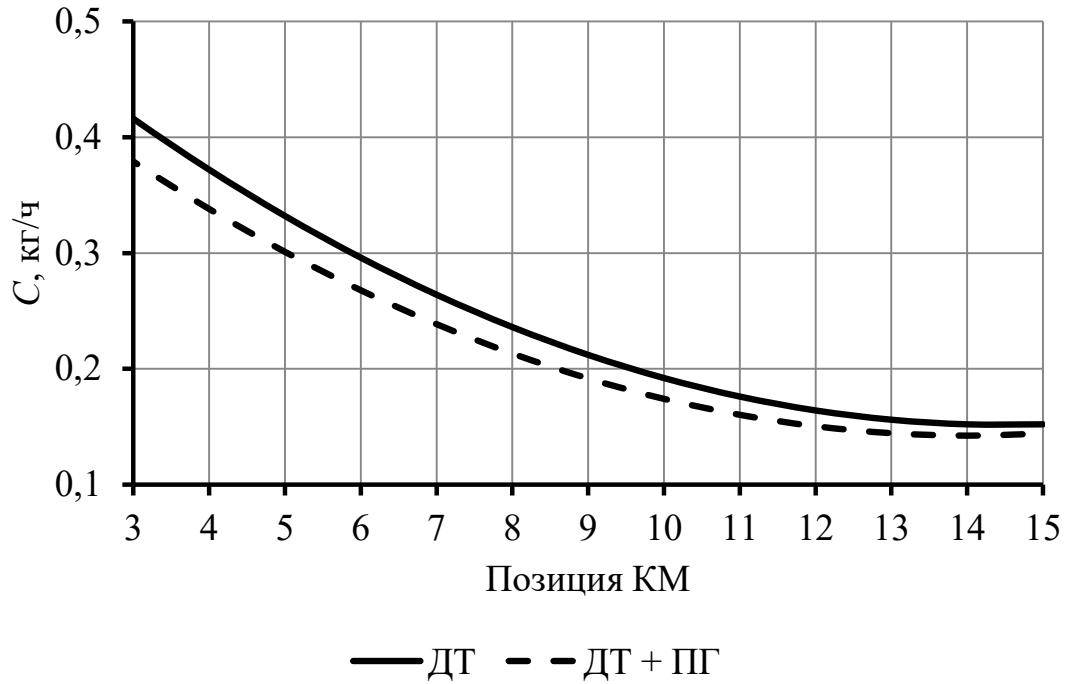


Рисунок 4.15 – Содержание сажи в ОГ энергетической установки тепловоза

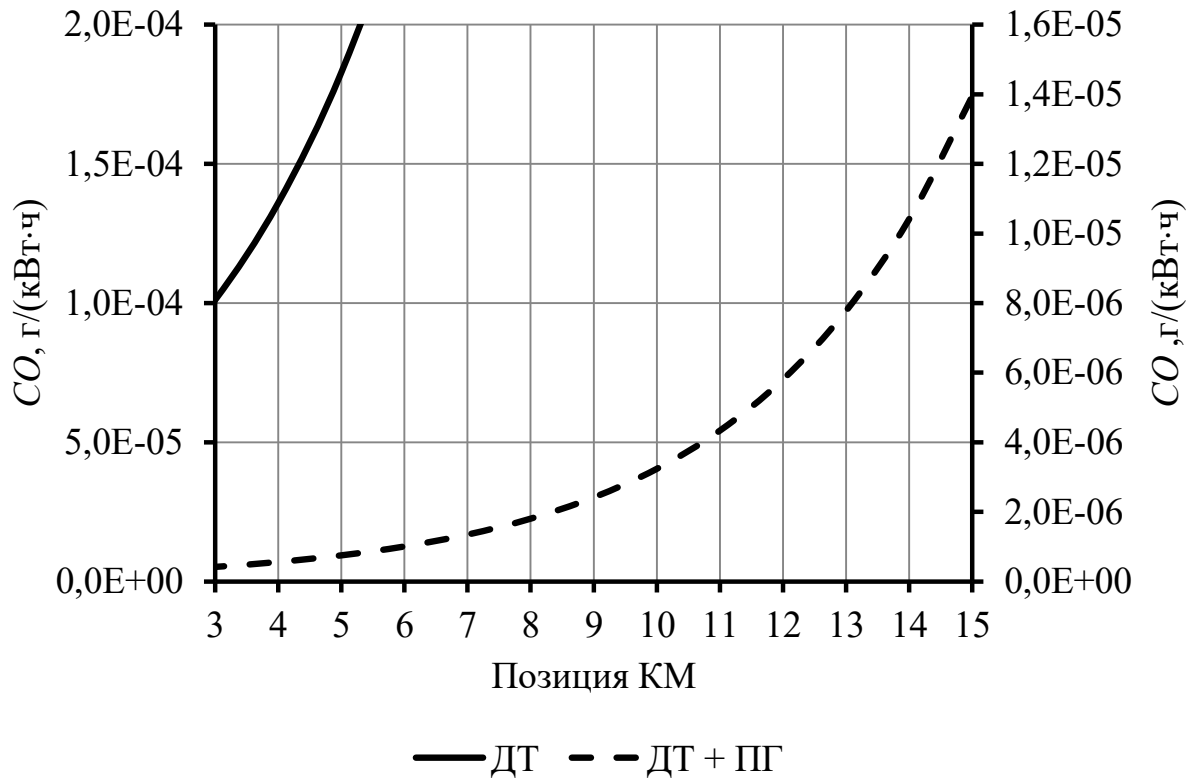


Рисунок 4.16 – Содержание монооксида углерода в ОГ энергетической установки

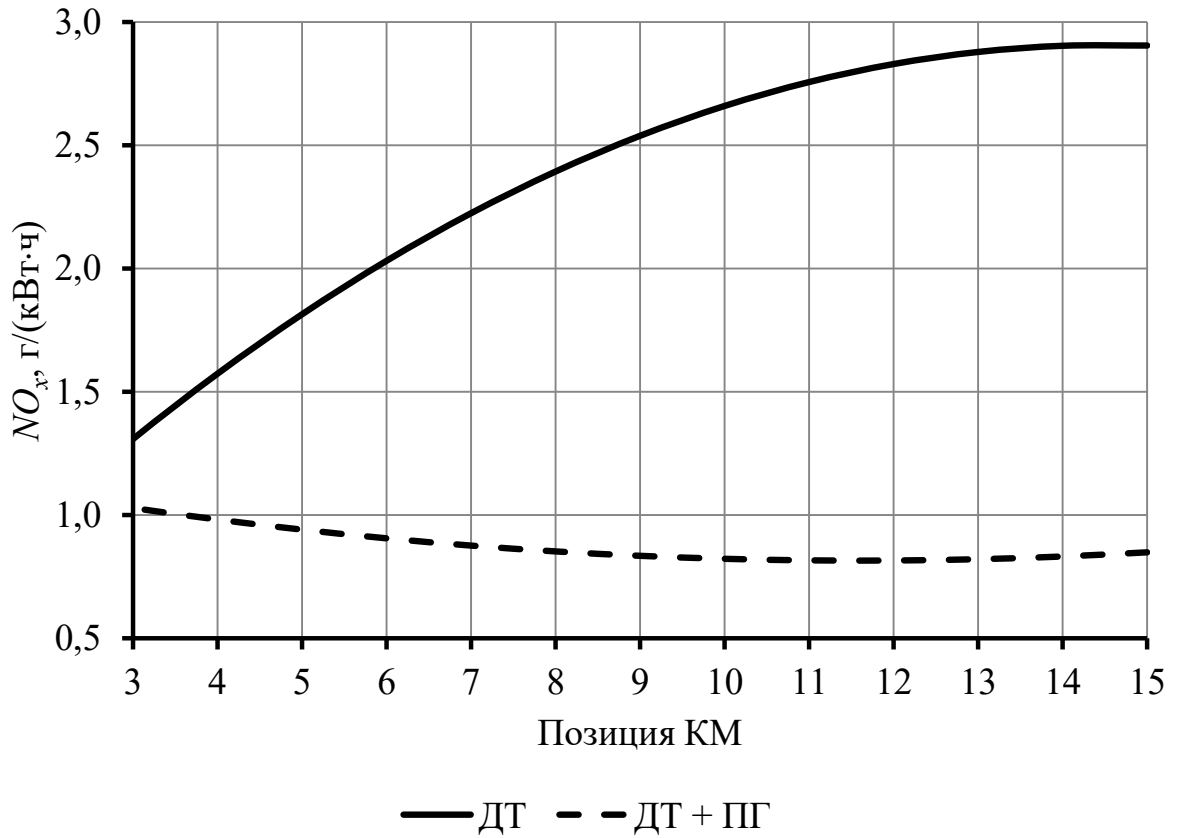


Рисунок 4.17 – Содержание окислов азота в ОГ энергетической установки

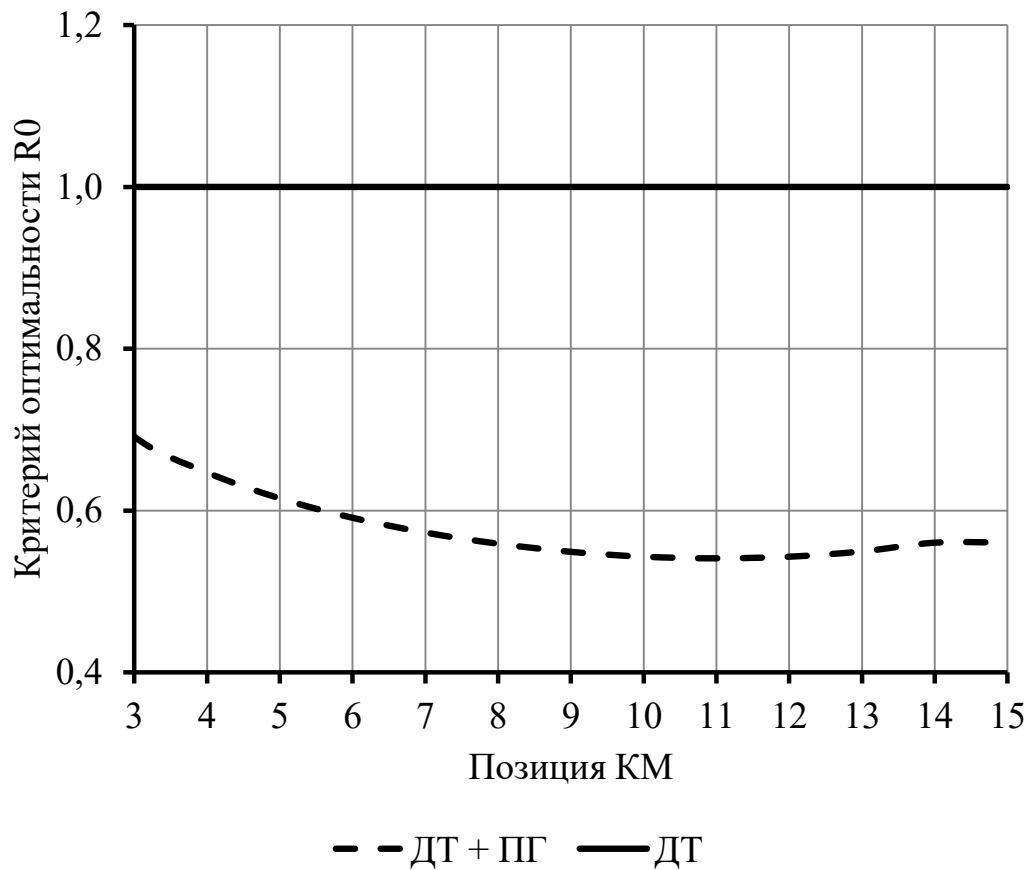


Рисунок 4.18 – Значение критерия оптимальности по позициям КМ тепловоза

Представленная методика может быть использована для практики, если имеется возможность оценить эксплуатационные показатели тепловозов. Этот вопрос особо важен при конвертации серийных двигателей для работы на дизельном и смесевых видах углеводородного топлива. Чаще всего эти вопросы решались и решаются путем создания экспериментальных стендов и проведения опытных испытаний, в течение которых решаются многие практические задачи. Понятно, что это направление, несомненно, необходимо, но оно должно быть заключительным при решении теоретических и практических задач по переводу рабочих циклов дизелей на газодизельные.

4.5. Выводы

1. В условиях эксплуатации в основу оценки полноты сгорания топлива в энергетических установках тепловозов необходимо положить их технические характеристики, а также использовать аналитические методы расчета и прогнозирования, основанные на информации, получаемой от измерительных комплексов, будь то бортовых, либо стационарных, например, при проведении реостатных испытаний тепловозов.

2. Разработан алгоритм расчета количества продуктов сгорания в отработавших газах дизеля тепловоза методом равновесного состава, в основе которого лежит решение системы нелинейных уравнений материального баланса и химического равновесия. Объединение математических моделей рабочего цикла энергетической установки тепловоза и равновесного состава продуктов сгорания позволяет определять наличие основных компонентов продуктов сгорания, в том числе окислов азота и углекислого газа, для различных режимов нагрузки дизель-генераторной установки в реальном масштабе времени. Точность расчета компонентов отработавших газов в сравнении с опытными данными составляет: по окислам азота – 15 %, по содержанию углекислого газа – 4 %.

3. Установлено, что при работе на газодизельном топливе во всем возможном диапазоне нагрузок энергетической установки тепловоза с минимально необходимой запальной дозой дизельного топлива в 20 % применение дизельного топли-

ва в смеси с природным газом в сравнении с дизельным топливом в смеси с бутан-пропаном и с чистым дизельным топливом приводит к снижению удельного количества углекислого газа от 8,8 до 15,6 %, сажи – от 13,8 до 19,5 %, окислов азота в сравнении с дизельным топливом – до 30 %.

Математическая модель позволяет определять содержание химических соединений в составе продуктов сгорания топлива при различных значениях максимального давления сгорания и эффективной мощности энергетической установки тепловоза. Следовательно, с ее помощью, возможно реализовать идентификацию данных величин в обратном порядке, то есть определить величины мощности и давления по рассчитанному равновесному составу. Это позволит восполнить недостаток параметров, контролируемых бортовыми и стационарными системами контроля и диагностирования, для определения эффективности тепловоза, при условии получения данных о составе продуктов сгорания в процессе эксплуатации тепловозов.

4. Предложенный оригинальный обобщенный критерий эффективности использования тепловоза, позволяет решать ряд задач, связанных с выбором параметров настройки многотопливных дизелей тепловозов, оценкой динамической нагруженности и тепловой напряженности агрегатов и узлов тепловоза, методами повышения экономичности и снижения степени токсического воздействия двигателей на окружающую среду.

5 ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА

5.1 Моделирование системы воздухообеспечения энергетической установки тепловоза с использованием метода малых отклонений

Надежность и экономичность работы энергетической установки тепловоза с газотурбинным наддувом во многом будут определяться согласованностью и эффективностью характеристик компрессора, газовой турбины (собственно турбокомпрессора) и самой энергетической установки.

Загрязнение масляными продуктами воздухоочистителей и проточной части компрессора является одной из наиболее распространенных неисправностей для турбокомпрессора в процессе их эксплуатации [56]. Труднорастворимые и практически не смываемые отложения приводят к эрозии поверхности лопаток, снижению КПД компрессора, давления наддува, расхода воздуха и повышению температуры отработавших газов.

Сопловой аппарат газовой турбины турбокомпрессора также подвергается газовой эрозии, воздействию высокой температуры отработавших газов, что приводит к его короблению, и дальнейшему возникновению трещин, изменению площади проходных сечений, как между лопатками соплового аппарата, так и между турбинным колесом и ободами соплового аппарата. Это способствует снижению частоты вращения ротора ТК, производительности компрессора, перегреву и изгибу ротора, вследствие чего, лопатки турбинного колеса начинают задевать за кожух соплового аппарата и повреждаются.

В процессе эксплуатации на сопловом аппарате, турбинном колесе и диске турбинного колеса оседают золы отложения [55, 56]. Закоксовыванию подвергаются лабиринтовые уплотнения, происходящее вследствие протечки газа из проточной части турбины и его взаимодействия с парами масла.

Недостаточная вибрационная прочность турбинного колеса вызывает появление трещин и изломов рабочих лопаток газовой турбины ТК [213].

Режим работы компрессора ТК определяется условиями на входе – давлением и температурой воздуха, частотой вращения компрессорного колеса и производительностью ТК. При этом степень повышения давления воздуха при наддуве и потребляемая мощность компрессора будут зависеть от того, каким будет сочетание этих параметров.

Как показано в [56], отклонение этих параметров от их оптимальных, расчетных значений сопровождается снижением КПД турбокомпрессора. Теоретически максимальный КПД компрессора на данной частоте вращения достигается при «безударном» входе воздуха в компрессор, когда угол атаки, определяемый разностью эффективного и конструктивного углов входа потоков, равен нулю. Как показывают опытные исследования [214 – 216], условный «безударный» вход потока, возможен при небольших отрицательных углах атаки, когда $i_{\text{опт}} = - (1 - 3^\circ)$. При углах атаки менее оптимального, что наблюдается при уменьшении расхода воздуха ниже определенной величины, устойчивость работы компрессора нарушается, появляются резкие периодические колебания давления и скоростей в потоке воздуха, протекающем через компрессор. КПД компрессора и среднее давление воздуха на выходе из него резко уменьшаются. Это все приводит к возникновению помпажа. Помпаж компрессора ТК может быть вызван различными причинами [56]: срывом потока воздуха в диффузоре, во вращающемся направляющем аппарате компрессорного колеса (ВНА), в рабочем колесе; неустойчивостью течения в безлопаточном пространстве; автоколебаниями воздуха в системе компрессор – продувочно-наддувочный ресивер; загрязнением воздушного фильтра и выходной улитки; закоксовыванием впускных и выпускных органов энергетической установки; загрязнением или повреждением сопловых лопаток турбины; отключением цилиндров энергетической установки из работы и прочие.

Эксплуатация ТК в помпажной зоне может привести к задеванию ротора о статор, поломке рабочих лопаток турбины и компрессора, выходу из строя подшипников.

Все эти факторы сказываются на течении воздуха в проточной части компрессора и на положении его рабочей точки на характеристике компрессора.

Для оценки работы турбокомпрессора используются универсальные характеристики [56, 214 – 216], которые позволяют при необходимости легко учитывать влияние внешних условий. При постоянной частоте вращения ротора ТК расход воздуха через компрессор $\bar{G}_в$ может быть представлен функцией степени повышения давления воздуха π_k и КПД компрессора η_k , а при переменной частоте вращения ротора ТК – степени повышения давления воздуха π_k , КПД компрессора η_k и частоты вращения ротора \bar{n} .

Характеристики газовой турбины представляют собой зависимости расхода газа через турбину G_r и КПД турбины η_r в функции степени расширения газа в турбине π_r и частоты вращения ротора ТК n . Качественная зависимость между расходом газа, степенью расширения и температурой газа перед газовой турбиной T_r представляется в виде расходной характеристики турбины, на которую дополнительно наносят линии постоянной частоты вращения. Таким образом, расходная характеристика турбины связана с расходом воздуха через двигатель в функции трех параметров

$$G_r = G_b(1 + v) = f(\pi_r, T_r, n), \quad (5.1)$$

где v – отношение расхода топлива к расходу воздуха дизелем.

Связь между расходом газа через турбину и параметрами газа выражается уравнением

$$G_r = m \frac{P_r}{\sqrt{T_r}} F_c q(\lambda_1), \quad (5.2)$$

$$\text{где } m = \sqrt{k_r \left(\frac{2}{k_r + 1} \right)^{\frac{k_r + 1}{k_r - 1}} \sqrt{\frac{9,81}{R_r}};$$

k_r – коэффициент адиабаты при расширении газа в турбине ТК;

R_r – газовая постоянная;

F_c – площадь минимального проходного сечения соплового аппарата турбины, м²;

λ_1 – приведенная скорость газа в сечении F_c ;

$q(\lambda_1)$ – газодинамическая функция расхода газа.

Для оценки КПД газовой турбины используется характеристика, которая связывает КПД турбины η_t с коэффициентом напора \bar{H}_T и пропускной способностью турбины μF_T .

Расход воздуха через двигатель зависит от объема цилиндров, давления наддува, частоты вращения вала энергетической установки и сопротивления газозадушного тракта, и может быть представлен выражением [56, 217]

$$G_B \frac{\sqrt{T_0}}{P_0} = \bar{G}_B = 0,153 \mu \bar{F}_{\text{ЭКВ}} n_d V_h z \psi_1 \pi_k \sqrt{\frac{1}{E_x \left(1 + \frac{\pi_k^{m_b} - 1}{\eta_k}\right)}}, \quad (5.3)$$

где \bar{G}_B – расход воздуха, приведенный к стандартным атмосферным условиям;

$0,153 \cdot 10^4 \mu \bar{F}_{\text{ЭКВ}}$ – постоянная величина для конкретной энергетической установки;

E_x – степень охлаждения воздуха в воздухоохладителе;

$$m_b = 1 - k_b^{-1};$$

k_b – коэффициент адиабаты при сжатии воздуха в компрессоре ТК;

$$m_T = 1 - k_T^{-1};$$

ψ_1 – функция, определяемая по выражению:

$$\psi_1 = \sqrt{\left\{ \pi_k \left[1 - \frac{0,89 T_0 (\pi_k^{m_b} - 1)}{T_T \eta_{\text{ТК}} \Phi (1 + \nu)} \right]^{\frac{1}{m_T}} \right\}^{-\frac{2}{k_b}} - \left\{ \pi_k \left[1 - \frac{0,89 \tau_{\text{ТК}} (\pi_k^{m_b} - 1)}{1 + \nu} \right]^{\frac{1}{m_T}} \right\}^{\frac{1 - k_b}{k_b}}}; \quad (5.4)$$

Φ – коэффициент импульсности.

При известных размерах деталей цилиндропоршневой группы основное влияние на расходную характеристику энергетической установки оказывают π_k , η_k и T_t . КПД турбины в широком диапазоне нагрузки меняется незначительно, а температура воздуха T_0 , в первом приближении может быть принята постоянной.

Таким образом, уравнение (5.3) показывает взаимосвязь расходной характеристики энергетической установки с параметрами турбокомпрессора.

Для обеспечения высокой экономичности и эксплуатационной надежности энергетической установки его расходная характеристика должна быть согласована с характеристиками компрессора и турбины ТК. На первом этапе согласовываются характеристики компрессора и турбины, в результате чего предварительно строится линия рабочих режимов ТК [56, 217, 218]. На втором этапе согласовывают расходную характеристику энергетической установки и линию рабочих режимов ТК. В схеме с одним турбокомпрессором (дизели типа Д49, ПД4Д) расход воздуха через компрессор равен расходу воздуха через двигатель, а давление за компрессором практически равно давлению в продувочном ресивере. Линия рабочих режимов ТК совпадает с расходной характеристикой двигателя.

При анализе работы турбокомпрессора необходимо помнить о том, что любые изменения расходной характеристики приведут к соответствующим изменениям линии рабочих режимов. Так, например, если в процессе эксплуатации произойдет уменьшение площади проходного сечения впускных органов двигателя либо уменьшение площади проходного сечения соплового аппарата турбокомпрессора вследствие их закоксовывания, то расход воздуха через двигатель уменьшится. Соответственно уменьшится расход воздуха через компрессор, линия рабочих режимов ТК сместится влево ближе к зоне помпажа.

Подробный анализ влияния различных эксплуатационных факторов на работу турбокомпрессора и параметры двигателей морских и речных судов рассмотрен с качественной стороны для номинального режима работы двигателя в работах [56, 217, 218]. Для номинального режима работы двигателя величина коэффициента избытка воздуха невелика, а изменение индикаторного КПД двигателя будет

зависеть от расхода воздуха через двигатель. Также изменится и КПД турбокомпрессора, что скажется на экономичности работы энергетической установки.

Так установлено, что отложения на лопатках соплового аппарата турбины ТК приводит к увеличению давления газа в выхлопном трубопроводе, температуры выхлопных газов перед турбиной и ухудшению экономичности энергетической установки. Повышение давления газа перед турбиной приводит к увеличению располагаемого теплоперепада, мощности и частоты вращения ротора турбины ТК. Степень расширения газа увеличивается, при этом КПД турбины несколько уменьшается. Точка совместной работы двигателя и турбокомпрессора при одноступенчатой схеме наддува переместится в положение *B* (линия 3, рисунок 5.1), отличающееся от исходной точки *A* (линия 1, см. рисунок 5.1). Расходная характеристика двигателя и линия рабочих режимов турбокомпрессора сместится ближе к границе помпажа. Отношение давления наддува и давления газа перед турбиной уменьшится, что приведет к снижению расхода воздуха в период продувки и повышению температуры отработавших газов.

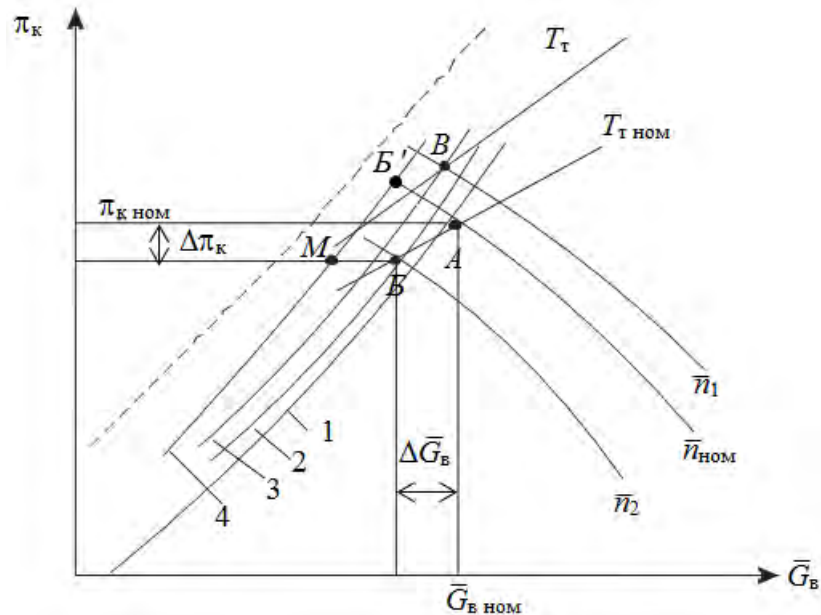


Рисунок 5.1 – Влияние эксплуатационных факторов на совместную работу двигателя и ТК при одноступенчатой схеме наддува [56]

Одновременное повышение давления наддува, частоты вращения ротора турбокомпрессора и температуры отработавших газов является характерным признаком загрязнения проточной части турбины [56, 217, 218].

Масляные отложения в проточных частях компрессора ТК приводят к снижению его КПД, что приводит к снижению давления наддува, и при постоянной цикловой подаче топлива компенсировать это снижение за счет увеличения мощности турбины ТК невозможно. Снижение КПД компрессора приводит к снижению расхода воздуха, росту температуры выхлопных газов на 20 – 25 % и увеличению удельного расхода топлива на 7 – 10 % [56, 217, 218].

В процессе эксплуатации повышается сопротивление воздушного фильтра на входе воздуха. При загрязнении воздушных фильтров увеличивается дросселирование воздуха, и давление воздуха на входе в компрессор снижается. В итоге при сохранении степени повышения давления воздуха в воздушном компрессоре давление воздуха на выходе из компрессора уменьшится. Понижение давления на входе в компрессор приводит к уменьшению плотности поступающего в двигатель воздуха, из-за чего уменьшится коэффициент избытка воздуха и возрастет температура выхлопных газов, что приведет к некоторому повышению мощности турбины ТК. Точка режима совместной работы энергетической установки и турбокомпрессора переместится из *A* в *B* (см. рисунок 5.1) с меньшим расходом воздуха через двигатель и меньшим давлением наддува. Давление газа перед турбиной и частота вращения ротора уменьшаются, и КПД турбины падает [56, 217, 218].

Если двигатель снабжен объединенным регулятором частоты вращения вала и мощности энергетической установки то, увеличение сопротивления на входе в компрессор вызовет увеличение цикловой подачи топлива для сохранения постоянства частоты вращения вала и мощности энергетической установки. При уменьшении расхода воздуха через двигатель увеличение цикловой подачи топлива приведет к росту температуры выхлопных газов. Поэтому совместная работа двигателя и турбокомпрессора будет характеризоваться точкой *B'*, отличающейся от исходной точки *A* большей степенью повышения давления и меньшим расходом воздуха [56, 218].

У четырехтактных двигателей увеличение противодавления за турбиной приводит к увеличению работы насосных ходов, ухудшает условия продувки камеры

сгорания в период перекрытия клапанов, что влечет за собой снижение экономичности двигателя и рост температуры выхлопных газов [56].

При постоянной цикловой подаче топлива с ростом давления на выхлопе степень расширения газа в турбине снижается. Поэтому, несмотря на рост температуры, располагаемый теплоперепад, мощность турбины и частота ее вращения уменьшаются.

В результате при увеличении противодействия баланс мощностей в ТК поршневых двигателей, имеющих одноступенчатую схему наддува, наступит в точке *Б*, отличающейся от исходной точки *А* меньшим расходом и меньшей степенью повышения давления воздуха (см. рисунок 5.1).

В процессе эксплуатации четырехтактных двигателей постепенно, хоть и не очень значительно, загрязняются выхлопные тракты, что приводит к снижению расхода воздуха через двигатель и повышению температуры выхлопных газов. В этом случае расходная характеристика двигателя смещается в зону меньших расходов [56]. Увеличение температуры газа не может компенсировать уменьшения расхода газа, поэтому частота вращения ротора ТК уменьшается. В результате, как давление наддува, так и расход воздуха уменьшаются (точка *М*, см. рисунок 5.1) [56]. Следовательно, характерным признаком загрязнения выпускных органов двигателя является уменьшение частоты вращения ротора ТК, снижение давления наддува при одновременном увеличении температуры выхлопных газов.

Энергетические установки тепловозов имеют свою специфику эксплуатации, что, несомненно, накладывает отпечаток на представленную выше информацию. В научной литературе освещению данного вопроса уделено не так много внимания [57, 58]. В этом случае информация о надежности работы турбокомпрессоров тепловозов, видах неисправностей, причинах их возникновения может быть взята из отчетных данных, представляемых ОАО «РЖД», производителями железнодорожной техники, либо представлены в результатах специальных научных исследований по работе агрегатов наддува на тепловозах [219 – 222].

Так, по данным Проектно-конструкторское бюро локомотивного хозяйства – филиала ОАО «РЖД», «Мониторинг работы нового ТПС. Отчет за 12 месяцев

2018 года» за период с 2016 по 2018 годы к оборудованию, лимитирующему надежность тепловозов серии ТЭП70БС, 2ТЭ116У, 2ТЭ25К^М и 2ТЭ25А, отнесены турбокомпрессоры. Так для дизель-генератора 21-26ДГ-01 удельное количество отказов турбокомпрессоров на 1 млн км пробега составляет от 12,1 до 14,9. К основным неисправностям отнесены изломы лопаток газовой турбины. Кроме этого, в источниках [219 – 222] отмечается высокий процент заноса золовыми отложениями проточной части турбины ТК в процессе эксплуатации тепловозов.

Представленный анализ влияния различных эксплуатационных факторов на работу агрегатов наддува и параметры энергетических установок совмещением их характеристик демонстрирует только качественную картину происходящего, количественное влияние многочисленных эксплуатационных факторов на параметры работы конкретного двигателя может оказаться иным и должно быть оценено для каждого случая отдельно.

Методика расчета с использованием метода малых отклонений (ММО), приведенная ниже, позволяет достаточно просто находить взаимосвязь между изменениями параметров энергетической установки и агрегатов газоздушного тракта тепловоза, то есть определять малые отклонения параметров от их исходных (первоначальных, например, полученных при проведении режимно-наладочных испытаний локомотивов, или установленных нормативной документацией) значений на заданном режиме работы тепловоза.

Эффективность использования ММО уже давно подтверждена специальными исследованиями при доводке авиационных газотурбинных и эксплуатации судовых дизельных двигателей, а также при исследовании работы быстроходных турбопоршневых двигателей, в том числе и тепловозных энергетических установок [56, 224 – 227].

Расчет по ММО не исключает и не заменяет обычных методов газодинамического расчета тепловых двигателей, поскольку для исходного режима работы двигателя предполагается проведение детального газодинамического расчета и определение всех параметров рабочего цикла двигателя.

Целесообразность практического использования ММО обоснована рядом неоспоримых преимуществ [223].

Во-первых, решение сложной, нелинейной системы уравнений рабочего цикла сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений, связывающих между собой величины малых отклонений параметров от их исходного значения.

Во-вторых, все решение проводится аналитически, не требует вспомогательных графических построений или специальных численных методов.

В-третьих, независимо от сложности задачи, числа переменных величин и характера связей между ними решение может быть получено в виде явных аналитических зависимостей, допускающих их дальнейшее исследование в общем виде.

В-четвертых, пользуясь полученными общими решениями или исходными уравнениями, записанными в малых отклонениях, можно составить таблицу численных значений коэффициентов взаимного влияния, с помощью которой можно решать разнообразные задачи о взаимодействии систем двигателя тепловоза с минимальной затратой времени.

Следует учесть и то, что при малых изменениях параметров (порядка 2 – 3 %) погрешность обычных расчетов [228, 229] может иногда даже качественно исказить конечный вывод, более значительное изменение параметров процесса (10 – 20 %) на точность результатов расчета начинает сказываться погрешность, связанная с самим существом метода малых отклонений.

Методом малых отклонений обычно решаются такие задачи, в которых изменение исследуемого параметра $\Delta\alpha$ значительно меньше его исходного значения α . Поэтому если допускаемая погрешность результата от величины параметра α равна z %, то при вычислении изменения $\delta\alpha$ можно допустить существенно большую погрешность, %:

$$z \frac{\alpha}{\Delta\alpha} = \frac{z}{\delta\alpha}. \quad (5.5)$$

Рассмотрим методику оценки величины коэффициентов взаимного влияния на примере простой схемы газотурбинного наддува, характерной для большинства

тепловозных дизелей, которая состоит из турбокомпрессора и охладителя наддувочного воздуха.

Входные и выходные параметры газоздушного тракта взаимосвязаны между собой и оказывают определенное влияние на работу энергетической установки, на величину его мощности и расход топлива. В свою очередь, параметры работы энергетической установки определяют параметры работы турбокомпрессора, а, следовательно, параметры системы наддува.

Так, например, при снижении КПД турбины для сохранения неизменным давления наддува потребуется увеличить подачу топлива, что приведет к увеличению температуры газа перед турбиной. Увеличение температуры при постоянной площади проходного сечения соплового аппарата турбины приведет к уменьшению расхода воздуха через двигатель. Линия рабочих режимов турбокомпрессора на характеристике компрессора сместится в зону меньших расходов, что вызовет изменение КПД компрессора.

Таким образом, при изменении КПД турбины изменяются все параметры происходящих процессов, а изменение температуры выхлопных газов, вызванное увеличением расхода топлива – следствие совокупного изменения всех параметров.

Общий подход к получению системы линейных однородных алгебраических уравнений, связывающих между собой небольшие изменения параметров – малые отклонения их от исходных значений, из сложных нелинейных функций подробным образом рассмотрен в источнике [223].

Система уравнений взаимовлияния энергетической установки и агрегата наддува, которая позволяет выразить относительные изменения контролируемых величин ($\delta\pi_k, \delta\pi_t, \delta T_k, \delta T_s, \delta G_k, \delta T_t, \delta B_t$) в функции приращений независимых переменных: КПД турбины $\delta\eta_t$ и компрессора $\delta\eta_k$, площадей проходного сечения диффузора компрессора δF_d и соплового аппарата турбины δF_c , степени эффективности охлаждения воздуха δE_x при постоянных внешних условиях $T_0 = \text{const}$, $P_0 = \text{const}$, в малых отклонениях имеет вид [56, 113, 230, 231]:

$$\delta T_{\kappa} = k_1 k_2 \delta \pi_{\kappa} - k_2 \delta \eta_{\kappa}; \quad (5.6)$$

$$\delta G_{\kappa} = (1 - k_1 k_2) \delta \pi_{\kappa} + k_2 \delta \eta_{\kappa} + \delta F_{\text{д}}; \quad (5.7)$$

$$\delta G_{\text{Б}} = k_{\phi} k_{\psi} \delta P_{\text{КТ}} + k_6 \delta \pi_{\kappa} + k_7 \delta \eta_{\kappa}; \quad (5.8)$$

$$\delta \pi_{\tau} = \frac{1}{k_8} (k_1 \delta \pi_{\kappa} - \delta T_{\tau} - \delta \eta_{\kappa} - \delta \eta_{\tau}); \quad (5.9)$$

$$\delta G_{\tau} = \delta \pi_{\tau} - 0,5 \delta T_{\tau} + \delta F_{\text{с}}; \quad (5.10)$$

$$\delta G_{\text{Б}} = 0,5 k_8 \delta \pi_{\tau} + k_y \delta \eta_{\kappa} + \delta F_{\text{с}} + 0,5 \delta \eta_{\tau}; \quad (5.11)$$

$$\delta T_{\text{с}} = k_1 k_2 \delta \pi_{\kappa} - k_2 \delta \eta_{\kappa} + \delta E_{\text{x}}; \quad (5.12)$$

$$\delta B_{\tau} = \delta G_{\text{Б}} + k_9 \delta T_{\tau} - (k_9 - 1) \delta T_{\text{с}}, \quad (5.13)$$

где $\delta \pi_{\kappa}$, $\delta \pi_{\tau}$, δT_{κ} , $\delta T_{\text{с}}$, δG_{κ} , δT_{τ} , δB_{τ} – относительные изменения степени повышения давления воздуха в компрессоре ТК, степени расширения газа в газовой турбине ТК, температуры воздуха после компрессора ТК, температуры воздуха в воздушном ресивере энергетической установки, расхода воздуха через компрессор ТК, температуры отработавших газов перед газовой турбиной ТК, расхода топлива на изменение температуры рабочего тела от момента начала сжатия до температуры рабочего тела перед газовой турбиной ТК соответственно;

$$k_1 = \frac{m_{\text{Б}} \pi_{\kappa}^{m_{\text{Б}}}}{\pi_{\kappa}^{m_{\text{Б}}} - 1};$$

$$k_2 = \frac{1}{1 + \frac{\eta_{\kappa}}{\pi_{\kappa}^{m_{\text{Б}}} - 1}};$$

$$k_{\varphi} = \frac{\varphi_a - 1}{\varphi_a};$$

$$k_{\psi} = \frac{2P_{\text{КТ}}^{\frac{2}{k_B}} - (k_B + 1)P_{\text{КТ}}^{\frac{k_B+1}{k_B}}}{2k_B \left(P_{\text{КТ}}^{\frac{2}{k_B}} - P_{\text{КТ}}^{\frac{k_B+1}{k_B}} \right)};$$

$$k_6 = 1 + 0,5k_1k_2k_{\varphi} - k_4;$$

$$k_7 = 1 - 0,5k_2k_{\varphi} - k_5;$$

$$k_4 = \frac{m_B \pi_K^{m_B}}{\eta_K + (\pi_K^{m_B} - 1)};$$

$$k_5 = \frac{1}{1 + \frac{\pi_K^{m_B} - 1}{\eta_K}};$$

$$k_8 = \frac{m_T}{\pi_T^{m_T} - 1};$$

$$k_9 = \frac{T_T}{(T_T - T_S - \Delta T)};$$

$$k_y = \frac{1 - 0,5k_1}{\frac{\eta_{\text{К1}} - \eta_{\text{К0}}}{\eta_{\text{К0}}} \cdot \frac{\pi_{\text{К0}}}{\pi_{\text{К1}} - \pi_{\text{К0}}}} + 0,5;$$

$$m_B = \frac{k_B}{k_B - 1};$$

k_B – показатель адиабаты сжатия воздуха в компрессоре ТК;

π_K – степень повышения давления воздуха в компрессоре ТК;

η_K – адиабатный КПД компрессора;

φ_a – коэффициент продувки;

$$P_{\text{КТ}} = P_T / P_S;$$

P_T – среднее давление газа перед газовой турбиной ТК;

P_S – давление наддувочного воздуха в воздушном ресивере;

$$m_r = \frac{k_r}{k_r - 1};$$

k_r – показатель адиабаты расширения газов в газовой турбине ТК;

π_r – степень расширения газа в газовой турбине ТК;

T_r – температура отработавших газов перед газовой турбиной ТК;

T_s – температура наддувочного воздуха в воздушном ресивере;

ΔT – степень подогрева свежего заряда от стенок цилиндра;

$\eta_{к1}, \pi_{к1}$ – значения КПД компрессора и степени повышения давления воздуха в некоторой точке на линии рабочих режимов, близкой к точке исходного режима ($\eta_{к0}, \pi_{к0}$).

Решение системы уравнений (5.6) – (5.13) с учетом незначительного влияния изменения степени охлаждения и выходного сечения диффузора компрессора ТК ($E_x = \text{const}, F_d = \text{const}$) проведено следующим образом.

С учетом (5.9) уравнения (5.10), (5.11) и (5.8) запишем в виде:

$$\delta G_r = \frac{k_1}{k_8} \delta \pi_k - \frac{1}{k_8} \delta \eta_k - \frac{1}{k_8} \delta \eta_r + \delta F_c - \left(\frac{1}{k_8} + 0,5 \right) \delta T_r; \quad (5.14)$$

$$\delta G_b = 0,5 k_1 \delta \pi_k - (0,5 - k_y) \delta \eta_k - 0,5 \delta T_r + \delta F_c; \quad (5.15)$$

$$\delta G_b = \left(k_6 - k_\varphi k_\psi + \frac{k_1 k_\varphi k_\psi}{k_8} \right) \delta \pi_k + \left(k_7 - \frac{k_\varphi k_\psi}{k_8} \right) \delta \eta_k - \frac{k_\varphi k_\psi}{k_8} \delta \eta_r - \frac{k_\varphi k_\psi}{k_8} \delta T_r. \quad (5.16)$$

Приравняв уравнения (5.7) и (5.14), найдем:

$$\delta T_r = \frac{\frac{k_1}{k_8} - 1 + k_1 k_2}{k_x} \delta \pi_k - \frac{\frac{1}{k_8} + k_2}{k_x} \delta \eta_k - \frac{1}{k_8 k_x} \delta \eta_r + \frac{1}{k_x} \delta F_c, \quad (5.17)$$

где $k_x = 0,5 + \frac{1}{k_8}$.

Из равенства (5.15) и (5.16) определим

$$\delta T_T = \frac{k_a}{k_t} \delta \pi_k - \frac{k_b}{k_t} \delta \eta_k + \frac{k_\varphi k_\psi}{k_8 k_t} \delta \eta_T + \frac{1}{k_t} \delta F_c, \quad (5.18)$$

где $k_a = 0,5k_1 - k_6 + k_\varphi k_\psi - \frac{k_1 k_\varphi k_\psi}{k_8}$;

$$k_b = 0,5 - k_y + k_7 - \frac{k_\varphi k_\psi}{k_8};$$

$$k_t = 0,5 - \frac{k_\varphi k_\psi}{k_8}.$$

Приравняв (5.17) и (5.18), получим:

$$\delta \pi_k = x_1 \delta \eta_k + x_2 \delta \eta_T + x_3 \delta F_c, \quad (5.19)$$

где $x_1 = \frac{1}{k_H} \left(\frac{k_b}{k_t} - \frac{1 + k_2 k_8}{k_x k_8} \right)$;

$$x_2 = \frac{1}{k_H} \left(-\frac{1}{k_x k_8} - \frac{k_\varphi k_\psi}{k_8 k_b} \right);$$

$$x_3 = \frac{1}{k_H} \left(\frac{k_x - k_t}{k_x k_t} \right);$$

$$k_H = \frac{k_a}{k_t} - \frac{\frac{k_1}{k_8} - 1 + k_1 k_2}{k_x}.$$

Подставив (5.19) в (5.18), будем иметь

$$\delta T_T = x_4 \delta \eta_k + x_5 \delta \eta_T + x_6 \delta F_c, \quad (5.20)$$

где $x_4 = \frac{k_a}{k_t} x_1 - \frac{k_b}{k_t}$;

$$x_5 = \frac{k_a}{k_t} x_2 + \frac{k_\varphi k_\psi}{k_8 k_t};$$

$$x_6 = \frac{k_a}{k_t} x_3 + \frac{1}{k_t}.$$

С использованием уравнений (5.19) и (5.20) получаем выражения для определения величин $\delta\pi_T$, δG_K , δB_T и δT_K .

Приращение степени расширения газа в турбине определится по выражению:

$$\delta\pi_T = x_7\delta\eta_K + x_8\delta\eta_T + x_9\delta F_c, \quad (5.21)$$

$$\text{где } x_7 = \frac{k_1}{k_8} x_1 - \frac{1}{k_8} - \frac{1}{k_8} x_4;$$

$$x_8 = \frac{k_1}{k_8} x_2 - \frac{1}{k_8} - \frac{1}{k_8} x_5;$$

$$x_9 = \frac{k_1}{k_8} x_3 - \frac{1}{k_8} x_6.$$

Приращение температуры воздуха после компрессора ТК вычисляем по уравнению:

$$\delta T_K = x_{10}\delta\eta_K + x_{11}\delta\eta_T + x_{12}\delta F_c, \quad (5.22)$$

$$\text{где } x_{10} = k_1 k_2 x_1 - k_2;$$

$$x_{11} = k_1 k_2 x_2;$$

$$x_{12} = k_1 k_2 x_3.$$

Приращение расхода воздуха через двигатель рассчитываем по выражению:

$$\delta G_K = x_{13}\delta\eta_K + x_{14}\delta\eta_T + x_{15}\delta F_c, \quad (5.23)$$

$$\text{где } x_{13} = (1 - k_1 k_2) x_1 + k_2;$$

$$x_{14} = (1 - k_1 k_2) x_2;$$

$$x_{15} = (1 - k_1 k_2) x_3.$$

Поскольку $\delta G_B = \delta G_K$ и $\delta T_S = \delta T_K$, то приращение расхода топлива

$$\delta B_T = x_{16}\delta\eta_k + x_{17}\delta\eta_T + x_{18}\delta F_c, \quad (5.24)$$

где $x_{16} = x_{13} + k_9 x_4 + (k_9 - 1)x_{10}$;

$x_{17} = x_{14} + k_9 x_5 + (k_9 - 1)x_{11}$;

$x_{18} = x_{15} + k_9 x_6 + (k_9 - 1)x_{12}$.

Результаты решения уравнений (5.19) – (5.24) в общем виде представлены в таблице 5.1 [113, 117, 232, 233].

Таблица 5.1 – Результаты решения уравнений взаимовлияния в общем виде

Контролируемый параметр	Коэффициенты регрессии независимых параметров		
	$\delta\eta_k$	$\delta\eta_T$	δF_c
$\delta\pi_k$	x_1	x_2	x_3
δT_T	x_4	x_5	x_6
$\delta\pi_T$	x_7	x_8	x_9
δT_k	x_{10}	x_{11}	x_{12}
δG_k	x_{13}	x_{14}	x_{15}
δB_T	x_{16}	x_{17}	x_{18}

Взяв, например, коэффициент, находящийся на пересечении третьего вертикального (δF_c) и четвертого горизонтального (δT_k) рядов таблицы,

$$\delta T_k = x_{12}\delta F_c, \quad (5.25)$$

получим зависимость, по которой можно определить долю влияние площади соплового аппарата газовой турбины на температуру воздуха после компрессора ТК с любыми параметрами компрессора, турбины и энергетической установки. Поэтому при одном и том же изменении площади сечения соплового аппарата ТК температура воздуха после компрессора будет по-разному изменяться для различных режимов работы тепловоза.

Проанализируем влияние любой из независимых переменных на ряде примеров [113, 117, 232 – 234]. Для этого определим количественные зависимости между параметрами серийных дизелей, используя расчетные параметры двигателей ПД1М, 1А-5Д49 и 2А-5Д49. Двигатели имеют простую схему наддува – один тур-

бокомпрессор и охладитель наддувочного воздуха. Требуемые для расчета параметры работы приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Параметры рабочего процесса энергетической установки тепловоза

Наименование параметра	Значение параметра для дизеля		
	ПД1М	1А-5Д49	2А-5Д49
Давление атмосферного воздуха, МПа	0,1013		
Температура окружающего воздуха, К	293		
Эффективная мощность, кВт	882	2200	2940
Частота вращения вала, мин ⁻¹	750	1000	
Удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч)	0,231	0,208	0,210
Коэффициент избытка воздуха в цилиндре	2,10	2,23	2,12
Расход воздуха, кг/с	1,6	4,1	5,2
Коэффициент продувки	1,12	1,15	
Коэффициент остаточных газов	0,02	0,03	
Температура остаточных газов, К	850		
Повышение температуры воздуха вследствие теплоотдачи от стенок, К	10		
Давление воздуха после ТК, МПа	0,162	0,235	0,280
Температура воздуха после ТК, К	355	395	463
Давление воздуха после ОХНВ, МПа	0,154	0,227	0,272
Температура воздуха после ОХНВ, К	328	348	351
Коэффициент эффективности охлаждения	0,73	0,83	
Давление газа перед турбиной, МПа	0,13	0,182	0,204
Температура газов перед турбиной, К	803	813	863
КПД компрессора	0,79	0,80	0,80
КПД турбины	0,77	0,79	0,79

Численные значения коэффициентов влияния k_1, k_2, \dots, k_9 приведены в таблице 5.3, коэффициентов влияния независимых параметров на контролируемые рассматриваемых двигателей – в таблицах 5.4 – 5.6.

Таблица 5.3 – Значения коэффициентов влияния для энергетической установки тепловозов

Коэффициент влияния	Значение коэффициента влияния для дизеля		
	ПД1М	1А-5Д49	2А-5Д49
k_1	2,189	1,310	1,115
k_2	0,175	0,258	0,367
k_3	0,944	0,929	0,930
k_4	0,354	0,339	0,336
k_5	0,838	0,741	0,699
k_φ	0,107	0,130	0,130
k_ψ	-2,166	-1,478	-0,953
k_6	0,667	0,683	0,691
k_7	0,152	0,242	0,277
k_8	3,883	1,726	1,404
k_9	1,727	1,788	1,719

Таблица 5.4 – Значения коэффициентов влияния независимых параметров на контролируемые параметры дизеля ПД1М

Контролируемый параметр	Значение коэффициентов регрессии независимых параметров		
	$\delta\eta_k$	$\delta\eta_T$	δF_c
$\delta\pi_k$	-0,035	-0,356	0,712
δT_T	-0,568	-0,101	-1,371
$\delta\pi_T$	-0,131	-0,432	0,755
δT_k	-0,188	-0,136	0,272
δG_k	0,153	-0,220	0,440
δB_T	-0,964	-0,494	-0,029

Таблица 5.5 – Значения коэффициентов влияния независимых параметров на контролируемые параметры дизеля 1А-5Д49

Контролируемый параметр	Значение коэффициентов регрессии		
	$\delta\eta_k$	$\delta\eta_T$	δF_c
$\delta\pi_k$	3,594	1,67	-3,340
δT_T	-0,453	-0,021	-1,227
$\delta\pi_T$	2,410	0,700	-1,824
δT_k	0,957	0,565	-1,130
δG_k	2,636	1,105	-2,211
δB_T	2,581	1,512	-0,262

Таблица 5.6 – Значения коэффициентов влияния независимых параметров на контролируемые параметры дизеля 2А-5Д49

Контролируемый параметр	Значение коэффициентов регрессии		
	$\delta\eta_k$	$\delta\eta_T$	δF_c
$\delta\pi_k$	2,331	0,998	-1,997
δT_T	-0,500	-0,119	-1,160
$\delta\pi_T$	1,494	0,165	-0,759
δT_k	0,587	0,409	-0,817
δG_k	1,744	0,590	-1,179
δB_T	1,308	0,679	-0,008

Анализ данных, представленных в таблицах 5.4 – 5.6, позволяет сделать следующие выводы.

1. Уменьшение площади соплового аппарата турбины турбокомпрессора дизеля 2А-5Д49 на 1 % увеличит степень расширения газа в турбине на 0,759 %, такое же уменьшение площади соплового аппарата турбины турбокомпрессора дизеля 1А-5Д49 приведет к увеличению степени расширения на 1,824 %, а для дизеля ПД1М эта величина уменьшится на 0,755 %.

2. Уменьшение площади соплового аппарата вызывает увеличение всех контролируемых параметров для дизелей типа Д49. Для дизеля ПД1М уменьшение

площади соплового аппарата влечет за собой повышение температуры газа перед турбиной и расхода топлива.

3. Уменьшение КПД компрессора и турбины для дизеля ПД1М приводит к увеличению почти всех контролируемых параметров, а для дизелей типа Д49 – к их уменьшению. Такое различное воздействие на параметры энергетических установок можно объяснить различным уровнем коэффициентов влияния, представленных в таблице 5.3, поскольку коэффициенты влияния определяются давлением и температурой наддува и отработавшего газа перед турбиной ТК. Они у дизелей ПД1М и Д49 значительно отличаются друг от друга. Влияние КПД компрессора и турбины уменьшается с повышением параметров работы энергетической установки.

Кроме того, изменение параметров работы тепловоза может быть вызвано только частичным влиянием каждого из независимых параметров. Следует помнить и о том, что параметры $\delta\eta_k$ и $\delta\eta_t$ зависят от величины изменения площади δF_c .

Проанализируем влияние изменения площади проходного сечения соплового аппарата турбины турбокомпрессора, то есть влияние уменьшения площади сечения соплового аппарата турбокомпрессора за счет золовых отложений на лопатках соплового аппарата, на параметры работы двигателя [113, 232]. При уменьшении площади проходного сечения соплового аппарата турбокомпрессора ТК-30 на 5 % степень повышения давления воздуха уменьшится на

$$\delta F_c(\delta\pi_k/\delta F_c) = 0,712 \cdot 5 = 3,56 \%,$$

а расход воздуха на

$$\delta F_c(\delta G_k/\delta F_c) = 0,44 \cdot 5 = 2,2 \%$$

(таблица 5.4). Эти две новые координаты позволяют определить на характеристике компрессора новую точку Б работы турбокомпрессора (рисунок 5.2). КПД компрессора в точке Б будет меньше, чем в начальной точке А, примерно на 1 %, а относительное уменьшение КПД составит 1,27 %.

Уменьшение степени расширения газа в турбине при золовых отложениях на лопатках $\delta F_c (\delta \pi_T / \delta F_c)$ составит 3,775 %, то есть вместо $\pi_T = 1,28$ при работе на новом режиме будет $\pi'_T = 1,23$. Уменьшение площади проходного сечения соплового аппарата, с одной стороны, снижает КПД турбины на 1 %, а относительное уменьшение КПД турбины $\delta \eta_T$ составит 1,3 %.

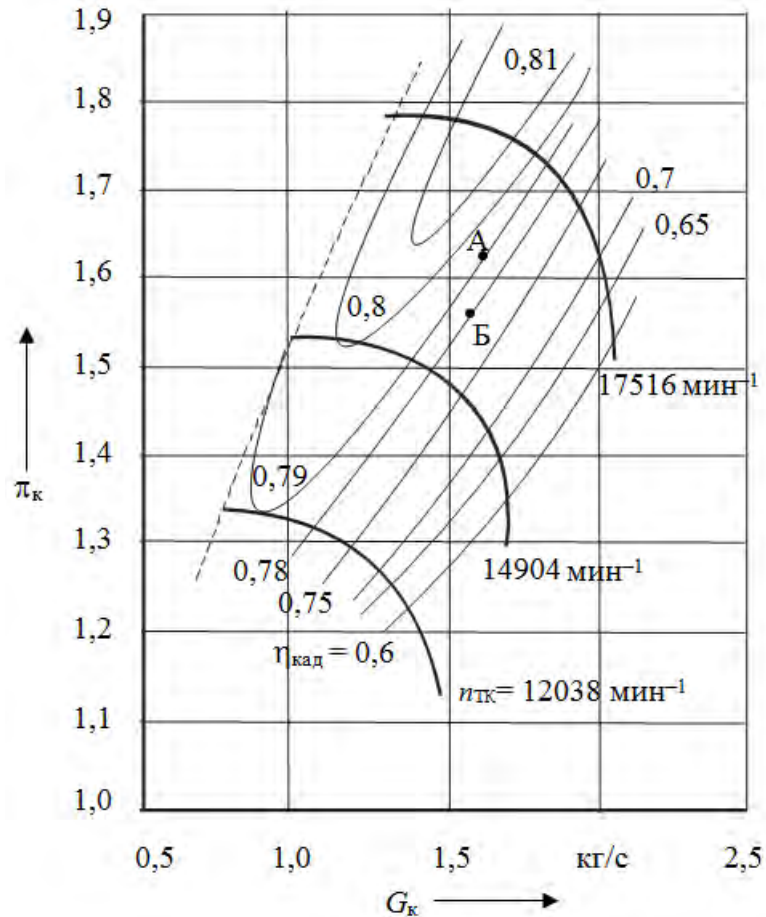


Рисунок 5.2 – Характеристика компрессора турбокомпрессора ТК-30

Изменения температуры газа δT_T и часового расхода топлива δB_T определим следующим образом:

$$\delta T_T = \left(\frac{\delta T_T}{\delta \eta_k} \right) \delta \eta_k + \left(\frac{\delta T_T}{\delta \eta_T} \right) \delta \eta_T + \left(\frac{\delta T_T}{\delta F_c} \right) \delta F_c, \quad (5.26)$$

или

$$\delta T_T = (-1,27) (-0,568) + (-1,3) (-0,101) + (-5) (-1,371) = 7,71 \%,$$

$$\delta B_T = \left(\frac{\delta B_T}{\delta \eta_K} \right) \delta \eta_K + \left(\frac{\delta B_T}{\delta \eta_T} \right) \delta \eta_T + \left(\frac{\delta B_T}{\delta F_c} \right) \delta F_c, \quad (5.27)$$

или

$$\delta B_T = (-1,27) (-0,964) + (-1,3) (-0,494) + (-5) (-0,029) = 2,01 \%$$

При уменьшении площади проходного сечения соплового аппарата турбины турбокомпрессора ТК-38 (дизель 1А-5Д49) на 5 % степень повышения давления увеличится на

$$\delta F_c (\delta \pi_K / \delta F_c) = 3,34 \cdot 5 = 16,7 \%,$$

а расход воздуха на

$$\delta F_c (\delta G_K / \delta F_c) = 2,211 \cdot 5 = 11,06 \%$$

(таблица 5.5). Найдем на характеристике компрессора будем иметь новую точку Б работы (рисунок 5.3).

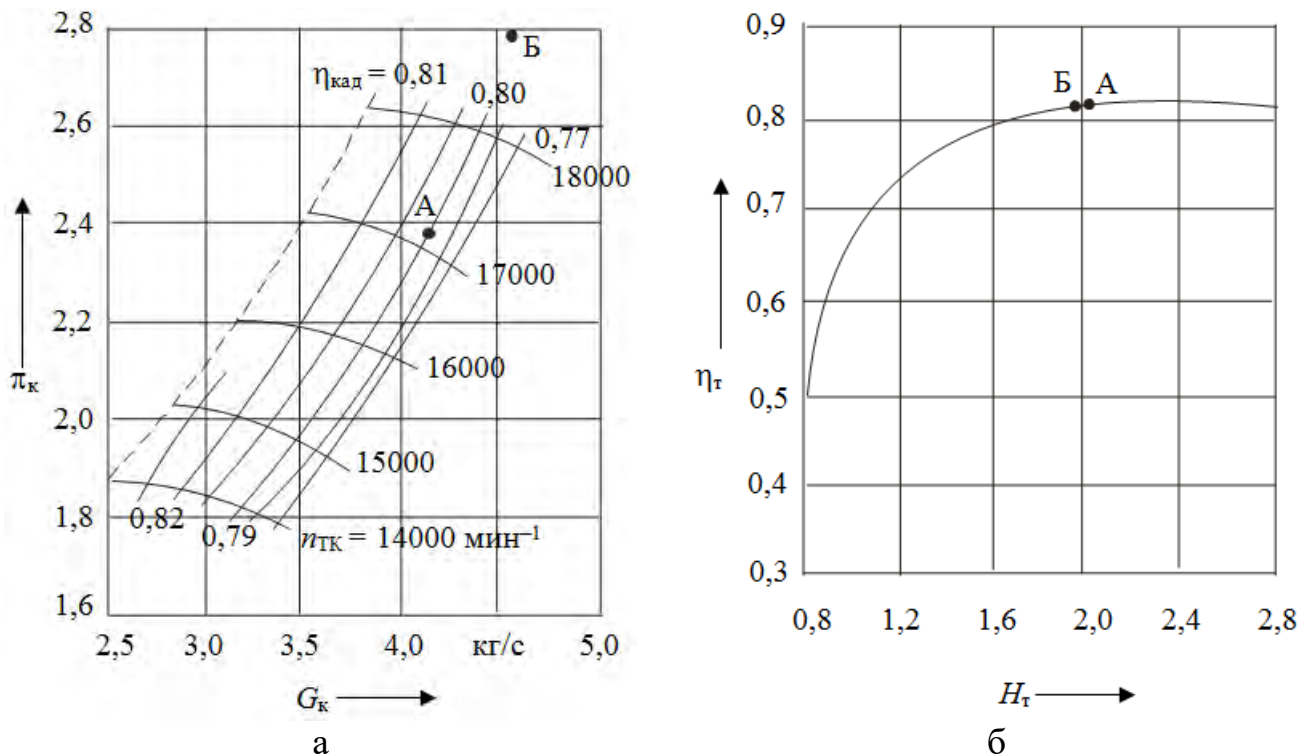


Рисунок 5.3 – Характеристика турбокомпрессора ТК-38:
а – компрессора; б – турбины

КПД компрессора в точке Б останется примерно равным КПД компрессора в точке А, то есть $\delta \eta_K = 0$. Увеличение степени расширения газа в турбине при зо-

ловых отложениях на лопатках соплового аппарата турбины $\delta F_c(\delta \pi_t / \delta F_c)$ составит 9,12 %, то есть вместо $\pi_t = 1,72$ при работе на новом режиме будем иметь $\pi'_t = 1,88$. Как и для турбокомпрессора ТК-30, КПД турбины при уменьшении площади проходного сечения соплового аппарата практически не изменяется – $\delta \eta_t = 0$.

С учетом сделанных выводов изменения температуры газа δT_t и часового расхода топлива δB_t определим следующим образом:

$$\delta T_t = \left(\frac{\delta T_t}{\delta \eta_k} \right) \delta \eta_k + \left(\frac{\delta T_t}{\delta \eta_t} \right) \delta \eta_t + \left(\frac{\delta T_t}{\delta F_c} \right) \delta F_c; \quad (5.28)$$

$$\delta T_t = (-5)(-1,227) = 6,14 \%,$$

$$\delta B_t = \left(\frac{\delta B_t}{\delta \eta_k} \right) \delta \eta_k + \left(\frac{\delta B_t}{\delta \eta_t} \right) \delta \eta_t + \left(\frac{\delta B_t}{\delta F_c} \right) \delta F_c; \quad (5.29)$$

$$\delta B_t = (-5)(-0,262) = 1,31 \%.$$

Для рассмотренных случаев уменьшение площади проходного сечения соплового аппарата на 5 % приводит к увеличению как температуры газов перед турбиной, так и расхода топлива.

Расчет коэффициентов влияния и регрессии, представленных в таблицах 4.6 – 4.9, выполнялся с использованием специально созданной программы для ЭВМ, на которую получено свидетельство о государственной регистрации [235] (Приложение А).

Адекватность математической модели подтверждается результатами исследований, представленными в работе [56].

Для оценки погрешности, связанной с использованием метода малых отклонений, воспользуемся методикой, представленной в [223]. Нужно также понимать,

что в каждом отдельном случае оценки взаимовлияния параметров накопление или компенсация погрешностей происходит по-разному.

При разложении функции в ряд Тейлора погрешность результата расчета по методу малых отклонений при заданной величине $\delta\alpha$ зависит от абсолютной величины коэффициента влияния N_1 и от его производной $\delta N_1/\delta\alpha$, то есть от изменения этого коэффициента в зависимости от изменения исходного значения α :

$$\Delta = N_2\delta\alpha^2 = 0,5N_1\left(\frac{\delta N_1}{\delta\alpha} + N_1 - 1\right)\delta\alpha^2. \quad (5.30)$$

Пусть требуется определить последовательное влияние какого-либо параметра процесса, например, КПД турбины η_T на температуру T_s . Пользуясь системой основных уравнений или таблицей коэффициентов влияния, определяем численную величину коэффициента:

$$\delta T_s/\delta\eta_T = N_1, \quad (5.31)$$

и при известном значении независимого параметра $\delta\eta_T$

$$\delta T_s = N_1\delta\eta_T. \quad (5.32)$$

Температура T_s с измененным значением КПД турбины равна

$$T_s = T_{s0}(1 + \delta T_s), \quad (5.33)$$

где T_{s0} – значение температуры на исходном режиме работы.

При расчете по методу малых отклонений одновременно находим изменения других параметров и таким же способом определяем новые значения π_k , π_T , T_T и др. Затем по этим величинам с помощью уравнений или графиков определяем новые значения коэффициентов k_1 , k_2 , k_3 и так далее. Подставив их в общие выражения для оценки коэффициентов влияния

$$N_1 = \delta T_s / \delta \eta_T = f_1(k_1, k_2, k_3, \dots), \quad (5.34)$$

или в расчетные уравнения, определяем численное значение коэффициента N_1 для измененного режима работы. Это значение (обозначим его N'_1) в общем случае не равно значению коэффициента влияния на исходном режиме N_1 . По величине коэффициента влияния на исходном и конечном режимах и заданному изменению КПД турбины $\delta \eta_T$ определяем

$$\frac{\delta N_1}{\delta \eta_T} = \frac{N'_1 - N_1}{N_1} \cdot \frac{1}{\delta \eta_T}. \quad (5.35)$$

Тогда, согласно (5.30), относительная погрешность величины T_s будет равна:

$$\Delta T_s = N_2 \delta \eta_T^2 = 0,5 N_1 (\delta N_1 / \delta \eta_T + N_1 - 1) \delta \eta_T^2. \quad (5.36)$$

Из уравнения (5.36) определяется и максимальное значение отклонения независимого параметра (в данном случае $\delta \eta_T$), при котором ошибка не превышает заданной величины.

Перейдем к конкретному примеру. Найдем зависимость контролируемых параметров работы дизеля 1А-5Д49 от независимых (таблица 5.5), то есть функцию вида:

$$\pi_k = \pi_k(\eta_k). \quad (5.37)$$

В соответствии с методом малых отклонений

$$\delta \pi_k = x_1 \delta \eta_k, \quad (5.38)$$

где x_1 – коэффициент влияния.

Относительную погрешность величины $\delta \pi_k$ определим по уравнению (5.30):

$$\Delta \pi_k = x'_1 \delta \eta_k^2 = 0,5 x_1 \left(\frac{\delta x_1}{\delta \eta_k} + x_1 - 1 \right) \delta \eta_k^2. \quad (5.39)$$

При заданных значениях $\delta x_1 = 0,1$ и $\delta \eta_k = 0,05$ относительная погрешность $\Delta \pi_k$ не превысит значения

$$\Delta \pi_k = x_1' \delta \eta_k^2 = 0,5 \cdot 3,594 \left(\frac{0,1}{0,05} + 3,594 - 1 \right) 0,05^2 \cdot 100 = 2,06 \%$$

Таблица 5.7 – Расчет погрешности при использовании метода малых отклонений (дизель 1А-5Д49)

Относительная погрешность контролируемого параметра, %	Относительное отклонение: коэффициента влияния δx_{ij}					
	0,1	0,2	0,1	0,2	0,1	0,2
	и независимого параметра					
	$\delta \eta_k = 0,05$		$\delta \eta_k = 0,10$		$\delta \eta_k = 0,20$	
$\Delta \pi_k$	2,06	2,96	6,46	8,26	22,24	25,83
ΔT_T	-0,03	-0,14	0,10	-0,12	0,86	0,41
$\Delta \pi_T$	1,03	1,63	2,90	4,11	9,21	11,62
ΔT_k	0,23	0,47	0,46	0,94	0,87	1,83
ΔG_k	1,20	1,86	3,47	4,79	11,26	13,90
ΔB_T	1,16	1,80	3,33	4,62	10,74	13,32
	$\delta \eta_T = 0,05$		$\delta \eta_T = 0,10$		$\delta \eta_T = 0,20$	
$\Delta \pi_k$	0,56	0,97	1,39	2,23	3,91	5,58
ΔT_T	0,00	-0,01	0,00	-0,01	0,02	0,00
$\Delta \pi_T$	0,15	0,32	0,25	0,60	0,28	0,98
ΔT_k	0,11	0,25	0,16	0,44	0,07	0,64
ΔG_k	0,29	0,57	0,61	1,16	1,34	2,44
ΔB_T	0,47	0,85	1,14	1,90	3,06	4,57
	$\delta F_c = 0,05$		$\delta F_c = 0,10$		$\delta F_c = 0,20$	
$\Delta \pi_k$	0,98	0,14	5,58	3,91	25,65	22,31
ΔT_T	0,03	-0,27	0,75	0,14	4,24	3,01
$\Delta \pi_T$	0,19	-0,27	1,66	0,75	8,48	6,65
ΔT_k	0,02	-0,26	0,64	0,07	3,68	2,55
ΔG_k	0,33	-0,22	2,44	1,34	11,99	9,78
ΔB_T	-0,02	-0,09	0,03	-0,10	0,40	0,14

Результаты расчетов оценки влияния КПД компрессора, турбины и площади проходного сечения соплового аппарата турбины на контролируемые параметры приведены в таблице 5.7 [113, 232].

Анализ данных, представленных в таблице 5.7, позволяет сказать, что изменение КПД турбины даже на 20 % дает хороший результат при определении изменения всех контролируемых параметров. Изменение КПД компрессора и площади

сечения соплового аппарата дает приемлемый результат только до 10 % (погрешность расчета – менее 5 %).

Полагая допустимой погрешность в 5 %, установим следующие границы применения метода малых отклонений: $\delta\eta_k \leq 10\%$, $\delta\eta_t \leq 10\%$, $\delta F_c \leq 10\%$.

5.2 Разработка эталонной диагностической модели газоздушного тракта на основе выходных параметров работы энергетической установки тепловоза

В процессе эксплуатации тепловозов техническое состояние и характеристики элементов ТК изменяются, что сказывается на эффективности его работы и приводит к рассогласованию рабочих характеристик энергетической установки и турбокомпрессора. Все это подводит к тому, чтобы оценить эти изменения, а далее, осуществлять контроль параметров работы системы наддува по результатам выходных параметров работы тепловоза. Другими словами, решить обратную задачу той, что была представлена в подраз. 5.2 диссертации, т. е. определить изменения параметров работы турбокомпрессора тепловоза на основе изменения входных и выходных параметров работы тепловоза, которые можно получить опытным путем (реостатные испытания, бортовые системы контроля) в совокупности с моделированием рабочего цикла энергетической установки, используя результаты главы 2 диссертации. Представим методику реализации такого решения [236, 237].

Определение изменения КПД компрессора $\delta\eta_k$ и турбины $\delta\eta_t$, площадей проходного сечения соплового аппарата турбины δF_c и диффузора компрессора δF_d ТК, в условиях эксплуатации не представляется возможным. Вызывает затруднение оценка величины изменения расхода топлива δB_t . Определенный интерес представляет изменение степени эффективности охлаждения воздуха в воздухоохладителе δE_x , которая оказывает определенное влияние на рабочий цикл двигателя [58].

Выразим из уравнения (5.13) изменение температуры газов перед турбиной

$$\delta T_{\Gamma} = \frac{1}{k_9} \delta B_{\Gamma} - \frac{1}{k_9} \delta G_B + \frac{k_9 - 1}{k_9} \delta T_s. \quad (5.40)$$

Подставляя уравнения (5.7) и (5.12) в (5.40), после преобразований получим

$$\delta T_{\Gamma} = \frac{1}{k_9} \delta B_{\Gamma} + k_{b1} \delta \pi_{\kappa} + k_{b2} \delta \eta_{\kappa} - \frac{1}{k_9} \delta F_{\Gamma} + \frac{k_9 - 1}{k_9} \delta E_x, \quad (5.41)$$

где $k_{b1} = \frac{k_9 - 1}{k_9} k_1 k_2 - \frac{1}{k_9} (1 - k_1 k_2);$

$$k_{b2} = -\frac{k_2}{k_9} - \frac{k_9 - 1}{k_9} k_2.$$

Температуру потока газа перед турбиной определим из баланса мощностей газовой турбины и компрессора ТК [56]. В малых отклонениях

$$\delta T_{\Gamma} = 2[\delta \eta_{\Gamma} - (1 + k_8 + k_{\varphi} k_{\psi}) \delta \pi_{\Gamma} - (k_1 + k_6 - k_{\varphi} k_{\psi}) \delta \pi_{\kappa} - \delta F_c - (1 - k_7) \delta \eta_{\kappa}]. \quad (5.42)$$

С учетом уравнения (5.9) выражение (5.42) преобразуем к виду

$$\delta T_{\Gamma} = \frac{k_{a1}}{k_{a4}} \delta \pi_{\kappa} + \frac{k_{a2}}{k_{a4}} \delta \eta_{\kappa} + \frac{k_{a3}}{k_{a4}} \delta \eta_{\Gamma} - \frac{2}{k_{a4}} \delta F_c - \frac{2 - k_{\varphi}}{k_{a4}} \delta E_x, \quad (5.43)$$

где $k_{a1} = 2(k_1 + k_6 - k_{\varphi} k_{\psi}) + \frac{2(k_{\varphi} k_{\psi} - 1 - k_8)}{k_8};$

$$k_{a2} = -2(1 - k_7) - \frac{2(k_{\varphi} k_{\psi} - 1 - k_8)}{k_8};$$

$$k_{a3} = 2 - \frac{2(k_{\varphi} k_{\psi} - 1 - k_8)}{k_8};$$

$$k_{a4} = 1 + \frac{2(k_{\varphi} k_{\psi} - 1 - k_8)}{k_8}.$$

Приравняв уравнения (5.41) и (5.43), определим

$$\delta\pi_k = x_1\delta\eta_k + x_2\delta\eta_T + x_3\delta F_c + x_4\delta F_d + x_5\delta E_x + x_6\delta B_T, \quad (5.44)$$

$$\text{где } x_1 = \frac{\frac{k_{a2} - k_{b2}}{k_{a4}}}{k_c};$$

$$x_2 = \frac{k_{a3}}{k_{a4}k_c};$$

$$x_3 = -\frac{2}{k_{a4}k_c};$$

$$x_4 = \frac{1}{k_9k_c};$$

$$x_5 = \frac{k_\varphi - 2}{k_{a4}k_c} - \frac{k_9 - 1}{k_9k_c};$$

$$x_6 = -\frac{1}{k_9k_c};$$

$$k_c = k_{b1} - \frac{k_{a1}}{k_{a4}}.$$

Подставим выражение (5.44) в (5.43)

$$\delta T_T = x_7\delta\eta_k + x_8\delta\eta_T + x_9\delta F_c + x_{10}\delta F_d + x_{11}\delta E_x + x_{12}\delta B_T, \quad (5.45)$$

$$\text{где } x_7 = k_{b1}x_1 + k_{b2};$$

$$x_8 = k_{b1}x_2;$$

$$x_9 = k_{b1}x_3;$$

$$x_{10} = k_{b1}x_4 - \frac{1}{k_9};$$

$$x_{11} = k_{b1}x_5 + \frac{k_9 - 1}{k_9};$$

$$x_{12} = k_{b1}x_6 + \frac{1}{k_9}.$$

Подставляя уравнения (5.44) и (5.45) в (5.9), получим

$$\delta\pi_{\tau} = x_{13}\delta\eta_{\kappa} + x_{14}\delta\eta_{\tau} + x_{15}\delta F_c + x_{16}\delta F_d + x_{17}\delta E_x + x_{18}\delta B_{\tau}, \quad (4.46)$$

$$\text{где } x_{13} = \frac{k_1}{k_8}x_1 - \frac{1}{k_8}x_7 - \frac{1}{k_8};$$

$$x_{14} = \frac{k_1}{k_8}x_2 - \frac{1}{k_8}x_8 - \frac{1}{k_8};$$

$$x_{15} = \frac{k_1}{k_8}x_3 - \frac{1}{k_8}x_9;$$

$$x_{16} = \frac{k_1}{k_8}x_4 - \frac{1}{k_8}x_{10};$$

$$x_{17} = \frac{k_1}{k_8}x_5 - \frac{1}{k_8}x_{11};$$

$$x_{18} = \frac{k_1}{k_8}x_6 - \frac{1}{k_8}x_{12}.$$

С учетом уравнения (5.44) выражение (5.12) примет вид

$$\delta T_s = x_{19}\delta\eta_{\kappa} + x_{20}\delta\eta_{\tau} + x_{21}\delta F_c + x_{22}\delta F_d + x_{23}\delta E_x + x_{24}\delta B_{\tau}, \quad (5.47)$$

$$\text{где } x_{19} = k_1k_2x_1 - k_2;$$

$$x_{20} = k_1k_2x_2;$$

$$x_{21} = k_1k_2x_3;$$

$$x_{22} = k_1k_2x_4;$$

$$x_{23} = k_1k_2x_5 + 1;$$

$$x_{24} = k_1k_2x_6.$$

Подставим уравнение (5.46) в (5.11) и получим

$$\delta G_B = x_{25}\delta\eta_{\kappa} + x_{26}\delta\eta_{\tau} + x_{27}\delta F_c + x_{28}\delta F_d + x_{29}\delta E_x + x_{30}\delta B_{\tau}, \quad (5.48)$$

$$\text{где } x_{25} = 0,5k_8x_{13} + k_y;$$

$$x_{26} = 0,5k_8x_{14} + 0,5;$$

$$x_{27} = 0,5k_8x_{15} + 1;$$

$$x_{28} = 0,5k_8x_{16};$$

$$x_{29} = 0,5k_8x_{17};$$

$$x_{30} = 0,5k_8x_{18}.$$

Подставим уравнение (5.44) в (5.6)

$$\delta T_{\kappa} = x_{31}\delta\eta_{\kappa} + x_{32}\delta\eta_{\tau} + x_{33}\delta F_c + x_{34}\delta F_d + x_{35}\delta E_x + x_{36}\delta B_{\tau}, \quad (5.49)$$

где $x_{31} = k_1k_2x_1 - k_2$;

$$x_{32} = k_1k_2x_2;$$

$$x_{33} = k_1k_2x_3;$$

$$x_{34} = k_1k_2x_4;$$

$$x_{35} = k_1k_2x_5;$$

$$x_{36} = k_1k_2x_6.$$

В итоге получаем систему линейных уравнений

$$\left. \begin{aligned} \delta\pi_{\kappa} &= x_1\delta\eta_{\kappa} + x_2\delta\eta_{\tau} + x_3\delta F_c + x_4\delta F_d + x_5\delta E_x + x_6\delta B_{\tau} \\ \delta T_{\tau} &= x_7\delta\eta_{\kappa} + x_8\delta\eta_{\tau} + x_9\delta F_c + x_{10}\delta F_d + x_{11}\delta E_x + x_{12}\delta B_{\tau} \\ \delta\pi_{\tau} &= x_{13}\delta\eta_{\kappa} + x_{14}\delta\eta_{\tau} + x_{15}\delta F_c + x_{16}\delta F_d + x_{17}\delta E_x + x_{18}\delta B_{\tau} \\ \delta T_s &= x_{19}\delta\eta_{\kappa} + x_{20}\delta\eta_{\tau} + x_{21}\delta F_c + x_{22}\delta F_d + x_{23}\delta E_x + x_{24}\delta B_{\tau} \\ \delta G_B &= x_{25}\delta\eta_{\kappa} + x_{26}\delta\eta_{\tau} + x_{27}\delta F_c + x_{28}\delta F_d + x_{29}\delta E_x + x_{30}\delta B_{\tau} \\ \delta T_{\kappa} &= x_{31}\delta\eta_{\kappa} + x_{32}\delta\eta_{\tau} + x_{33}\delta F_c + x_{34}\delta F_d + x_{35}\delta E_x + x_{36}\delta B_{\tau} \end{aligned} \right\}, \quad (5.50)$$

которая позволяет по известным отклонениям контролируемых параметров работы энергетической установки тепловоза (давление и температура наддувочного воздуха, давление и температура газа перед турбиной, расход воздуха) определить отклонения параметров системы наддува (КПД компрессора и турбины, площади

проходного сечения диффузора компрессора и соплового аппарата турбины ТК, степени охлаждения наддувочного воздуха, а также удельного расхода топлива) от их расчетных значений.

Для тепловозного дизеля 1А-5Д49 были определены коэффициенты влияния, численные значения которых представлены в таблице 5.8.

Таблица 5.8 – Численные значения коэффициентов влияния для номинального режима работы дизеля 1А-5Д49

Коэффициент влияния	Расчетное уравнение	Значение коэффициента влияния
k_1	$\frac{0,286\pi_k^{0,286}}{\pi_k^{0,286} - 1}$	1,282
k_2	$\frac{1}{1 + \frac{T_0}{\Delta T_k}}$	0,264
k_φ	$\frac{\varphi_a - 1}{\varphi_a}$	0,107
k_ψ	$\frac{2P_{кт}^{1,429} - 2,4P_{кт}^{1,714}}{2,8(P_{кт}^{1,429} - P_{кт}^{1,714})}$	-2,584
k_6	$1 + \frac{k_1 k_2 k_\varphi}{2} - \frac{0,286\pi_k^{0,286}}{\eta_k + (\pi_k^{0,286} - 1)}$	0,680
k_7	$1 - \frac{k_2 k_\varphi}{2} - \frac{1}{1 + \frac{\pi_k^{0,286} - 1}{\eta_k}}$	0,250
k_8	$\frac{0,254}{\pi_t^{0,254} - 1}$	1,485
k_9	$\frac{T_T}{T_T - T_s - \Delta T}$	1,827
k_y	$(1 - 0,5k_1) \frac{\eta_{к0} (\pi_{к1} - \pi_{к0})}{\pi_{к0} (\eta_{к1} - \eta_{к0})} + 0,5$	0,859

Значения параметров могут быть определены по результатам испытаний, а недостающие параметры – из теплового расчета двигателя тепловоза (таблица 5.9). Численные значения коэффициентов регрессии независимых переменных представлены в таблице 5.10.

Таблица 5.9 – Результаты испытаний и теплового расчета тепловозного дизеля 1А-5Д49 (исходные значения параметров)

Наименование параметра	Значение параметра
Температура окружающей среды, К	293
Степень повышения давления воздуха в компрессоре ТК	2,417
Коэффициент продувки	1,12
Отношение давления газов перед турбиной к давлению продувочно-наддувочного воздуха	0,862
КПД компрессора ТК	0,8
Степень расширения газа в турбине ТК	1,862
Температура газа перед турбиной ТК, К	773
Температура воздуха после компрессора ТК, К	398
Температура продувочно-наддувочного воздуха, К	340
Степень подогрева свежего заряда от стенок цилиндра, К	10
Расход воздуха через двигатель, кг/с	3,88

Таблица 5.10 – Численные значения коэффициентов регрессии уравнений взаимовлияния

Контролируемый параметр	Значения коэффициентов регрессии независимых параметров					
	$\delta\eta_k$	$\delta\eta_T$	δF_c	δF_d	δE_x	δB_T
$\delta\pi_k$	-7,953	-30,282	10,589	7,879	3,502	-7,879
δT_T	1,398	6,328	-2,213	-2,194	-0,279	2,194
$\delta\pi_T$	-8,481	-31,080	10,632	8,280	3,211	-8,280
δT_s	-2,954	-10,243	3,582	2,665	2,185	-2,665
δG_B	-5,438	-22,576	8,894	6,148	2,384	6,148
δT_k	-2,954	-10,243	3,582	2,665	1,185	-2,665

Численные значения параметров, представленные в таблице 5.9, относятся к исходным значениям. В случае отклонения данных параметров от их исходных значений получаем измененные значения параметров, и по выражению

$$\delta X_i = \frac{X_{li} - X_{oi}}{X_{oi}}, \quad (5.51)$$

определяем относительные отклонения контролируемых параметров.

Далее, используя численные значения коэффициентов регрессии из таблицы 5.10, решаем систему уравнений с целью определения величины изменения независимых параметров от их исходных значений.

Продemonстрируем реализацию данной методики оценки технического состояния путем контроля параметров работы системы воздухообеспечения энергетической установки на примере тепловоза 2ТЭ116.

Предположим, что в результате длительной эксплуатации тепловоза значение температуры газа перед турбиной составило $T_{т1} = 780$ К, давление наддува $P_{к1}$ увеличилось до 0,242 МПа, давление газа перед турбиной $P_{т1}$ – до 0,201 МПа. Температура продувочно-наддувочного воздуха T_{s1} уменьшилась до 338 К, расход воздуха $G_{в1}$ уменьшился до 3,8 кг/с. Температура воздуха после компрессора ТК $T_{к1}$ возросла до 400 К.

Отклонения контролируемых параметров работы газоздушного тракта энергетической установки от их исходных значений по результатам математического моделирования представлены в таблице 5.11.

Таблица 5.11 – Значения контролируемых параметров и их отклонения

Наименование параметра	Исходные значения параметра	Измененные значения параметра	Отклонение параметра
Степень повышения давления воздуха в компрессоре ТК	2,417	2,420	$\delta\pi_k = 0,0012$
Температура воздуха после компрессора ТК, К	398	400	$\delta T_k = 0,005$
Температура продувочно-наддувочного воздуха, К	340	338	$\delta T_s = - 0,0059$
Температура газа перед турбиной ТК, К	773	780	$\delta T_t = 0,0091$
Степень расширения газа в турбине ТК	1,862	1,896	$\delta\pi_t = 0,0184$
Расход воздуха через двигатель, кг/с	3,88	3,80	$\delta G_b = - 0,0206$

Определив отклонения контролируемых параметров работы энергетической установки (таблица 5.11), значения коэффициентов влияния (таблица 5.8), коэф-

коэффициентов регрессии уравнений взаимовлияния (таблица 5.10), определяем отклонения КПД компрессора и турбины ТК, площади проходного сечения соплового аппарата газовой турбины, степени охлаждения воздуха и расхода топлива, а также погрешность выполненных расчетов, т. е. выполняем оценку заноса проточной части лопаточных машин турбокомпрессора загрязнениями, который приводит к снижению КПД агрегата наддува, степени охлаждения наддувочного воздуха и увеличению расхода топлива дизелем тепловоза.

Поскольку в процессе эксплуатации изменение площади проходного сечения диффузора компрессора ТК случается очень редко, можно считать, что $F_d = \text{const}$ ($\delta F_d = 0$).

Решение системы линейных уравнений (5.50) определило корни уравнений. Так, изменения независимых параметров составили: КПД компрессора $\delta\eta_k = -0,0389$, КПД турбины $\delta\eta_t = 0,0041$, площади проходного сечения соплового аппарата турбины $\delta F_c = -0,0029$, степени охлаждения наддувочного воздуха $\delta E_x = -0,0166$, расхода топлива $\delta B_T = 0,012$.

Уменьшение площади проходного сечения на 0,29 % может быть вызвано закоксовыванием соплового аппарата турбины ТК. Снижение эффективности охлаждения на 1,66 % определяется загрязнением поверхностей теплообмена воздухоохладителя. Эти негативные факторы приводят к увеличению расхода топлива на 1,2 %.

Для определения погрешности вычислений рассчитаны коэффициенты влияния и регрессии уравнений для измененных контролируемых параметров (таблицы 5.12 и 5.13).

В соответствии с порядком определения погрешности вычислений в малых отклонениях погрешность расчетов не превысила 10 % (таблица 5.14).

Таким образом, представленная математическая эталонная диагностическая модель оценки и контроля параметров работы агрегатов наддува тепловозных дизелей, может в дальнейшем быть использована при разработке диагностических устройств оценки технического состояния элементов газоздушного тракта

и изменения экономических и экологических характеристик тепловозных дизелей в процессе их эксплуатации.

Таблица 5.12 – Значения коэффициентов влияния для режимов работы тепловоза

Коэффициент влияния	Расчетная формула	Исходное значение коэффициента влияния	Измененное значение коэффициента влияния
k_1	$\frac{0,286\pi_k^{0,286}}{\pi_k^{0,286} - 1}$	1,282	1,281
k_2	$\frac{1}{1 + \frac{T_0}{\Delta T_k}}$	0,264	0,264
k_φ	$\frac{\varphi_a - 1}{\varphi_a}$	0,107	0,107
k_ψ	$\frac{2P_{кт}^{1,429} - 2,4P_{кт}^{1,714}}{2,8(P_{кт}^{1,429} - P_{кт}^{1,714})}$	-2,584	-2,504
k_6	$1 + \frac{k_1 k_2 k_\varphi}{2} - \frac{0,286\pi_k^{0,286}}{\eta_k + (\pi_k^{0,286} - 1)}$	0,680	0,680
k_7	$1 - \frac{k_2 k_\varphi}{2} - \frac{1}{1 + \frac{\pi_k^{0,286} - 1}{\eta_k}}$	0,250	0,250
k_8	$\frac{0,254}{\pi_T^{0,254} - 1}$	1,485	1,439
k_9	$\frac{T_T}{T_T - T_S - \Delta T}$	1,827	1,805
k_y	$(1 - 0,5k_1) \frac{\eta_{k0}(\pi_{k1} - \pi_{k0})}{\pi_{k0}(\eta_{k1} - \eta_{k0})} + 0,5$	0,859	0,860

Таблица 5.13 – Значения коэффициентов регрессии уравнений

Контролируемый параметр	Значения коэффициентов регрессии независимых параметров					
	$\delta\eta_k$	$\delta\eta_T$	δF_c	δF_d	δE_x	δB_T
$\delta\pi_k$	-15,732	-59,089	20,509	15,688	6,772	-15,688
δT_T	3,135	12,764	-4,43	-3,943	-1,017	3,943
$\delta\pi_T$	-16,87	-62,136	21,325	16,698	6,732	-16,698
δT_S	-5,579	-19,962	6,928	5,300	3,288	-5,300
δG_B	-11,28	-44,215	16,346	12,016	4,844	-12,016
δT_K	-5,579	-19,962	6,928	5,300	2,288	-5,300

Таблица 5.14 – Значения погрешности расчетов в малых отклонениях

Контролируемый параметр	Численные значения погрешности расчетов, %				
	$\delta\eta_k = -0,0389$	$\delta\eta_T = 0,0041$	$\delta F_c = -0,0029$	$\delta E_x = -0,0166$	$\delta B_T = 0,012$
$\delta\pi_k = 0,0012$	0,48	9,16	10,84	0,95	9,54
$\delta T_T = 0,0091$	0,36	7,62	8,03	0,72	6,98
$\delta\pi_T = 0,0184$	0,11	3,05	1,92	0,22	1,75
$\delta T_s = -0,0059$	0,16	3,93	3,23	0,32	2,92
$\delta G_B = -0,0206$	0,36	7,62	8,03	0,72	6,98

Результаты приведенных выше исследований целесообразно использовать в системе диагностирования, контроля и настройки дизелей тепловозов.

5.3 Выводы

1. Тепловозный турбокомпрессор остается одним из низконадежных узлов тепловоза, от которого во многом зависит обеспечение заданной подачи воздуха к энергетической установке локомотива. Несоответствие характеристик работы агрегатов наддува характеристикам энергетической установки тепловоза вследствие воздействия на техническое состояние ТК ряда эксплуатационных факторов, приводит к появлению помпажа компрессора ТК, к увеличению расхода топлива тепловозом, росту токсических компонентов продуктов сгорания топлива, изменению режимных параметров энергетической установки локомотива – снижению коэффициента избытка воздуха и повышению температуры ОГ.

2. Установлено, что использование существующих экспериментальных, а также общеизвестных методов расчета агрегатов наддува с определением скоростных и динамических качеств тепловозных турбокомпрессоров не позволяют в полной мере оценить взаимовлияние на совместную работу агрегатов наддува и энергетической установки. Для оценки влияния параметров агрегатов системы наддува на мощность и экономичность энергетической установки наиболее перспективным следует считать способ теоретического расчета влияния методом малых отклонений.

3. Для реализации метода малых отклонений разработаны эталонная диагностическая модель на основе выходных параметров энергетической установки тепловоза, позволяющая оценить степень влияния параметров агрегатов наддува на термодинамические, экономические и экологические параметры работы энергетической установки.

4. Установлено, что наибольшее влияние на работу энергетической установки оказывает изменение площадей проходных сечений проточных частей газовой турбины и воздушного компрессора турбокомпрессора энергетической установки тепловоза, а эти изменения вызваны нагарообразованием и масляным загрязнением их проточных частей. Так, уменьшение площади проходного сечения проточной части газовой турбины турбокомпрессора на 1 % приводит к росту расхода топлива от 0,008 до 0,262 %, температуры отработавших газов от 1,16 до 1,371 %, уменьшения степени повышения давления наддува от 1,997 до 3,34 % в зависимости от типа применяемой на тепловозе энергетической установки.

5. Математическая эталонная модель диагностирования дизель-генераторной установки тепловоза с использованием метода малых отклонений, позволяет в условиях эксплуатации осуществлять оперативный контроль и оценку технического состояния элементов газоздушного тракта по выходным значениям параметров, получаемых при реостатных испытаниях или от бортовой системы регистрации параметров работы локомотива, в совокупности с моделированием рабочего цикла энергетической установки тепловоза. Установлена граница минимальных отклонений контролируемых параметров равная 10 % при допустимой погрешности расчета 5 %.

6 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЗА

6.1 Применение данных локомотивных бортовых систем для оценки эксплуатационных показателей тепловозов

Оценка эксплуатационных показателей тепловозов с каждым годом становится все более актуальной задачей. Новые возможности в решении подобных задач вносит широкое распространение локомотивных бортовых систем, таких как АПК «Борт», АСК-ВИС, РПРТ, РПДА, МСУ-Т и других. Эти системы, помимо контроля количества топлива в баке локомотива, записывают информацию о некоторых параметрах работы энергетической установки и тяговой передачи, которые могут дать дополнительную информацию для определения эффективности использования локомотивов. В результате существуют различные подходы к определению эффективности подвижного состава с использованием бортовых систем [238 – 241].

Так, сервисное обслуживание тепловозов, пришедшее на смену традиционной системе планово-предупредительного ремонта, основное отличие получило в применении достаточно большого количества диагностического оборудования, как непосредственно устанавливаемого на локомотив, так и переносного, используемого специализированной ремонтной бригадой во время проведения плановых видов ремонта и технического обслуживания. Новые локомотивы, поступающие на железную дорогу, оснащены бортовыми микропроцессорными системами (МСУ), которые кроме управленческой функции способны выполнять сбор и обработку данных о режимах работы единицы тягового подвижного состава. Для грузовых магистральных тепловозов 2ТЭ116У, 2ТЭ25К^М применяется система МСУ-ТП, для магистральных пассажирских тепловозов ТЭП70БС – МСУ-ТЭ.

Группы диагностики, созданные в сервисных локомотивных депо, для обработки данных МСУ используют разработанное в ООО «ТМХ-Сервис» совместно с ОАО «ВНИКТИ» стационарное автоматизированное рабочее место (АРМ) «Осцилограф-2».

Учеными ПГУПС в 2011 году и МИИТа в 2015 году с использованием АРМ «Осцилограф-2» были представлены данные о работе тепловозов 2ТЭ116У, эксплуатирующихся на трех железных дорогах: Свердловской, Приволжской и Октябрьской [31, 242, 243]. Работа тепловозов на этих дорогах отличается разной степенью загрузки дизель-генераторной установки (ДГУ) локомотивов. Преобладающее значение времени работы для тепловозов всех железных дорог является работы локомотивов на нулевой позиции (46 % от всех данных) контроллера машиниста.

Для нагрузочных режимов работы ДГУ наибольшее время работы наблюдается на 1, 4 и 13-й позициях контроллера машиниста. Для этих позиций характерно нормальное распределение времени работы. Тепловозы Свердловской и Приволжской железных дорог работают с более нагруженными ДГУ на позициях контроллера машиниста близких к номинальной (15-й) – 11-й и 13-й. Для тепловозов Октябрьской железной дороги режим работы менее нагруженный – работа осуществляется на 5-й и 11-й позициях контроллера машиниста. Доли времени работы на 11 и 13-й позициях контроллера машиниста занимают соответственно 17 и 21 % от всего времени работы тепловоза. Авторы исследований также указывают на отсутствие типовых поездок на основе анализа разброса данных. Так, 13-я позиция контроллера машиниста не использовалась в 65 % поездок. Лишь в 5 % поездок доля загрузки ДГУ тепловоза на 13-й позиции контроллера машиниста составила от 21 до 30 %.

Своевременное определение уровня эффективности использования тепловоза позволит использовать эту информацию для принятия рациональных решений по повышению эффективности эксплуатации локомотивного парка. Реализация таких методик открывает возможности анализа данных об изменении экономичности и экологичности тепловозов в эксплуатации с течением времени, а также позволяет получить информацию о разбросе уровня эффективности тепловозов различных серий.

В данной работе предлагается применять коэффициент полезного действия тепловоза для определения эффективности использования локомотива на примере

ТЭМ18ДМ. Значение коэффициента полезного действия для этих тепловозов с электрической передачей постоянного тока определяется произведением пяти множителей [244 – 246]:

$$\eta_{\text{т}} = \eta_{\text{е}} \eta_{\text{всп}} \eta_{\text{тг}} \eta_{\text{тэд}} \eta_{\text{р}}, \quad (6.1)$$

где $\eta_{\text{т}}$ – коэффициент полезного действия тепловоза;

$\eta_{\text{е}}$ – эффективный коэффициент полезного действия энергетической установки тепловоза;

$\eta_{\text{всп}}$ – коэффициент полезного действия вспомогательного оборудования;

$\eta_{\text{тг}}$ – коэффициент полезного действия тягового генератора;

$\eta_{\text{тэд}}$ – коэффициент полезного действия тягового электродвигателя;

$\eta_{\text{р}}$ – коэффициент полезного действия тягового редуктора.

Значения компонентов уравнения (6.1) в предлагаемой методике определяются, с использованием данных фиксируемых локомотивными бортовыми системами и их обработкой с помощью разработанных математических моделей. В случае определения значений КПД узлов, параметры которых не могут быть зафиксированы на данном этапе развития бортовых систем, в методике используются их паспортные значения.

Поскольку коэффициент полезного действия локомотива зависит от режима его работы, необходимо выбрать КПД того режима, для которого будет произведена оценка эффективности. С целью поиска режима работы тепловоза, на котором контроль эффективности на основе данных бортовой системы представляется наиболее целесообразным, был проведен анализ работы тепловозов серии ТЭМ18ДМ, приписанных к эксплуатационному локомотивному депо ТЧЭ-2 Омск.

Используемые данные о работе тепловозов фиксировались аппаратно-программным комплексом «Борт». При этом было проанализировано распределение общего времени работы тепловозов по позициям контроллера машиниста для каждого локомотива в отдельности и суммарно по всей выборке (таблица 6.1). Кроме того, выполнена статистическая обработка данных о длительности интерва-

лов работы локомотивов при постоянном положении контроллера машиниста (таблица 6.2), а также данных о максимальном за рабочую смену временном интервале работы на постоянной позиции контроллера машиниста (таблица 6.3) [247].

Таблица 6.1 – Среднее время работы тепловозов ТЭМ18ДМ по позициям контроллера машиниста

Условный номер тепловоза	Время работы по позиции контроллера машиниста тепловоза, ч								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1304	286,5	203,5	224,5	60,6	18,4	6,2	1,0	1,2
2	5449	767,7	511,7	303,3	150,2	68,0	20,8	8,5	13,6
3	1218	280,8	193,5	227,9	44,0	19,3	5,3	0,4	1,4
4	5358	480,9	422,0	397,1	245,3	68,3	23,8	9,6	0,9
5	4918	504,4	430,8	355,9	191,5	67,7	24,8	10,9	2,4
6	2185	260,0	124,3	68,0	28,6	15,4	2,0	0,2	1,5
7	4796	670,5	310,3	120,9	54,0	30,7	6,2	1,2	1,4
8	5243	614,4	368,8	183,2	69,4	31,0	6,0	3,2	1,7
9	2299	325,0	186,8	151,4	85,7	86,5	19,3	2,6	3,3
10	2798	366,8	146,4	76,9	32,8	18,8	4,5	1,0	19,0
11	727	99,4	76,5	41,8	24,0	7,4	1,6	0,2	0,4
12	2811	386,1	177,5	70,8	34,4	34,1	6,3	1,2	9,9
13	2195	286,3	225,9	188,8	96,2	73,0	13,2	2,7	4,5
14	2534	288,4	213,5	224,0	133,5	84,8	12,0	2,3	3,0
15	3816	547,3	308,7	185,0	95,3	42,6	10,8	2,0	3,7
16	3641	509,0	281,5	177,2	86,0	31,0	9,0	8,0	4,5
17	1572	285,5	150,4	69,0	46,5	39,4	15,3	2,4	2,9
18	2059	282,5	210,7	134,8	64,5	33,5	6,8	4,2	3,6
19	4299	613,0	264,0	209,0	90,5	95,2	36,1	25,2	5,8
Всего, ч	59220	7854	4807	3410	1633	865	230	87	85
Всего, %	75,74	10,05	6,15	4,36	2,09	1,11	0,29	0,11	0,11

Таблица 6.2 – Результаты статистической обработки данных о продолжительности интервалов работы тепловозов ТЭМ18ДМ на постоянной позиции контроллера машиниста

ПК	$M(X), c$	Mo, c	Me, c	σ, c	S, c^2
0	190,0	3	30	1158,5	1342076
1	16,2	3	9	23,9	572
2	15,3	3	9	22,5	506
3	18,0	3	9	29,8	890
4	20,2	3	9	34,6	1199
5	24,7	3	12	49,7	2471
6	25,7	3	12	42,4	1799
7	34,6	3	18	45,8	2095
8	54,4	3	24	100,4	10080

Таблица 6.3 – Результаты статистической обработки данных о максимальной за смену продолжительности интервала работы тепловозов ТЭМ18ДМ на постоянной позиции контроллера машиниста

ПК	$M(X), c$	Mo, c	Me, c	σ, c	S, c^2
0	5292	–	3519	3212,0	10316944
1	177	93	147	124,5	15498
2	141	69	111	106,2	11285
3	159	117	117	141,0	19870
4	147	60	114	123,5	15245
5	138	60	99	166,4	27699
6	96	–	60	95,3	9080
7	93	30	72	71,6	5121
8	105	30	54	156,6	24514

Наибольший интерес вызывает работа маневровых тепловозов на восьмой позиции контроллера машиниста, поскольку этот режим является определяющим основные параметры тепловоза, как на этапе проектирования, так и при настройке на реостатных испытаниях перед эксплуатацией [248]. Кроме того, величины КПД всех основных агрегатов приводятся также для номинального режима, что облегчает определение КПД тепловоза [111, 249].

Для того чтобы использовать восьмую позицию в качестве контрольного режима для определения эффективности, необходимо установить достаточность количества возникающих в эксплуатации периодов, в течение которых энергетическая установка тепловоза работает на установившемся режиме. Чтобы бортовой системой были зафиксированы показатели работы энергетической установки на установившемся режиме, время работы на одной позиции контроллера без переключений должно превышать среднее время переходного процесса, по крайней мере, в несколько раз.

Согласно исследованиям, представленным в работе [109], скорость протекания переходных процессов зависит от приемистости энергетической установки, которая для тепловозных двигателей внутреннего сгорания принимает значения порядка 50 – 100 кВт/с. Считая, что переход на 8-ю позицию КМ происходит с 7-й или 6-й позиций, нагрузка на энергетическую установку возрастает на 150 – 300 кВт, продолжительность переходного процесса составит 2 – 6 с. Учитывая, что АПК «Борт» фиксирует показания с датчиков каждые 3 с, а для определения средних значений параметров требуется несколько измерений, то можно считать интервалы времени, превышающие 20 с, пригодными для контроля состояния тепловоза.

По итогам статистического анализа режимов работы тепловозов в эксплуатации можно сделать следующие выводы:

средние значения продолжительности работы $M(X)$ без смены позиции не дают представления о работе каждого конкретного локомотива, так как в большинстве случаев оказываются меньше стандартных отклонений σ ;

наиболее часто встречающиеся интервалы M_0 в три секунды на всех режимах обусловлены постоянными изменениями положения контроллера машиниста на две и более позиции. Однако, мода выборки максимальных за рабочую смену интервалов без переключений для все позиций превышает 30 секунд, что также говорит о возможности использовать эти данные для определения эффективности использования локомотивов;

значения медианы Me рассматриваемых выборок говорят о том, что примерно половину случаев работы на восьмой позиции контроллера машиниста можно использовать в намеченных целях.

Таким образом, статистический анализ режима работы маневровых тепловозов ТЭМ18ДМ показал возможность использования параметров дизель-генераторной установки на восьмой позиции контроллера машиниста для оценки эффективности локомотивов.

6.2 Разработка метода оценки эффективности работы тепловоза

В рамках рассматриваемого метода представляется возможным использовать модели термодинамических процессов, протекающих в дизеле тепловоза, для получения дополнительной информации о состоянии локомотива. В качестве таких моделей предлагается использовать модель рабочего цикла и модель равновесного состава продуктов сгорания тепловозов [64, 125].

При этом алгоритм определения эффективности использования тепловозов должен учитывать следующие особенности:

при работе тепловоза, в особенности маневрового, происходит большое количество переключений котроллера машиниста за короткий промежуток времени;

поскольку при эксплуатации локомотива происходит большое количество изменений режима работы, то имеют место частые переходные процессы в элементах энергетической цепи тепловоза, при которых расход топлива отличается от установившихся режимов;

различное значение вырабатываемой тепловозом мощности на определенной позиции контроллера машиниста, обусловленное наличием вспомогательных потребителей энергии, режимы работы которых не регистрируются бортовыми системами.

Для определения эффективной мощности энергетической установки тепловоза на контрольном режиме предлагается использовать данные о концентрации оксидов азота NO_x в отработавших газах. Основываясь на полученном значении эф-

эффективной мощности, производить моделирование рабочего цикла энергетической установки, в результате которого определяется его эффективный КПД [125].

Таким образом, контролируя значение φ_{NO_x} с помощью непрерывного автоматизированного анализа отработавших газов тепловоза, возможно, получать значения эффективного КПД в любой момент жизненного цикла локомотива. Количество факторов, учитываемых при формировании эффективности энергетической установки, аналитически можно описать так [125]:

$$\eta_e = f(\text{ПК}, n_d, N_e, P_k, P_z, P_0, T_0, \varphi_{NO_x}), \quad (6.2)$$

где ПК – позиция контроллера машиниста;

n_d – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;

N_e – эффективная мощность, кВт;

P_k – давление наддувочного воздуха, МПа;

P_z – максимальное давление сгорания, МПа;

P_0 – атмосферное давление, МПа;

T_0 – температура окружающей среды, К;

φ_{NO_x} – объемная доля окислов азота в продуктах сгорания, %.

Определить эффективный КПД энергетической установки тепловоза возможно с помощью математической модели его рабочего процесса. Перечень входных и выходных параметров используемых данной моделью представлен на рисунке 6.1.

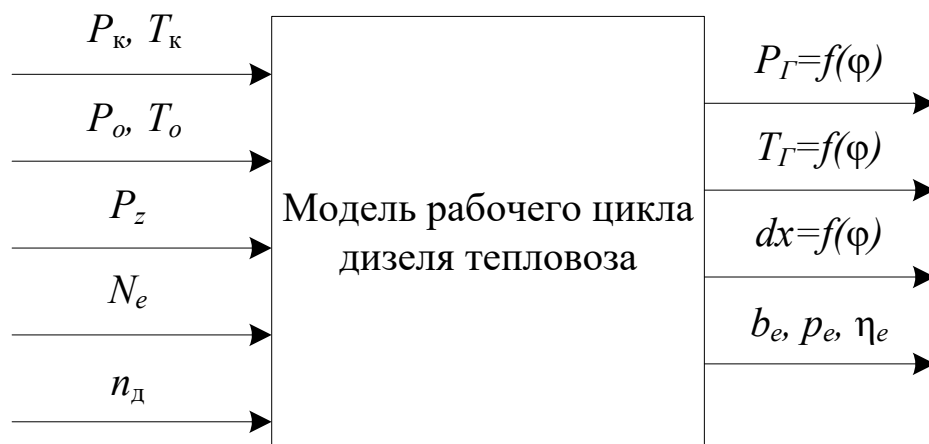


Рисунок 6.1 – Схема работы математической модели рабочего цикла энергетической установки тепловоза

Большую часть входных параметров, необходимых для работы модели, есть возможность получить с помощью локомотивной бортовой системы тепловоза. Исключение здесь составляют только эффективная мощность (N_e) и максимальное давление сгорания (P_z). Определение этих двух параметров работы энергетической установки предлагается производить с помощью другой математической модели на основе данных о составе ОГ тепловоза.

Математическая модель для определения состава ОГ позволяет определить объемные доли одиннадцати элементов на основе данных о процессе сгорания топлива. Схематично работу модели можно представить рисунком 6.2.

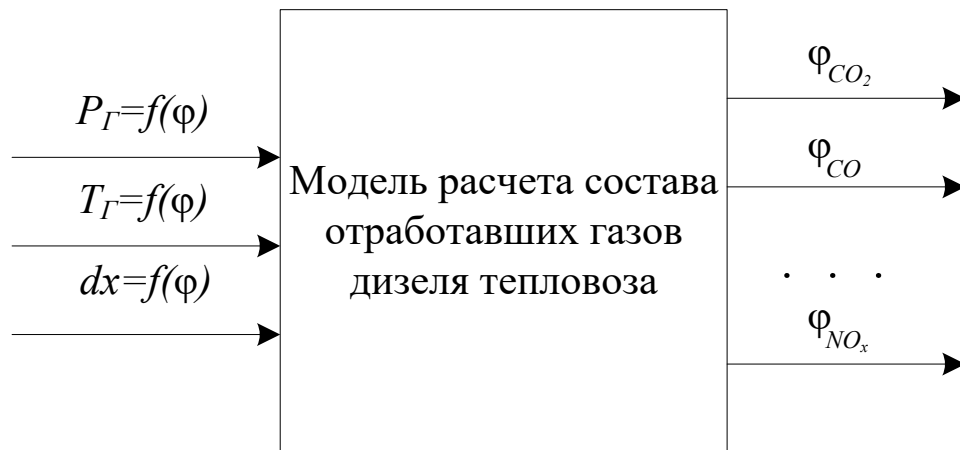


Рисунок 6.2 – Схема работы математической модели для определения состава ОГ тепловоза

Очевидно, что получить данные о динамике тепловыделения и параметрах рабочего тела в цилиндре в процессе сгорания сложно. Следовательно, необходим алгоритм использования данной модели, позволяющий определить эффективную мощность энергетической установки и максимальное давление сгорания на основе данных о составе отработавших газов.

Данный алгоритм можно реализовать как последовательное сравнение полученных данных о содержании продуктов сгорания в составе газов тепловоза со значениями, полученными при моделировании некоторых наиболее вероятных в эксплуатации режимов. Тогда массив данных, характеризующих состав газов, будет являться функцией зависящей от режима работы тепловоза (при постоянной позиции контроллера машиниста):

$$\varphi = f(N_{ei}, P_{zj}), \quad (6.3)$$

где i, j – порядковый номер параметра в массиве типичных значений для данной позиции контроллера машиниста:

$$\begin{pmatrix} [N_{e\min}, P_{z\min}] & [N_{e\text{cp}}, P_{z\min}] & [N_{e\max}, P_{z\min}] \\ [N_{e\min}, P_{z\text{cp}}] & [N_{e\text{cp}}, P_{z\text{cp}}] & [N_{e\max}, P_{z\text{cp}}] \\ [N_{e\min}, P_{z\max}] & [N_{e\text{cp}}, P_{z\max}] & [N_{e\max}, P_{z\max}] \end{pmatrix}, \quad (6.4)$$

где N_{ei} – минимальное, среднее и максимальное значение эффективной мощности энергетической установки, встречающееся в эксплуатации на определенной позиции контроллера машиниста;

P_{zj} – минимальное, среднее и максимальное значение максимального давления сгорания, встречающееся в эксплуатации на определенной позиции контроллера машиниста.

В роли данных о составе отработавших газов предлагается рассматривать объемную долю оксидов азота (NO_x). Возможность использования доли NO_x обуславливается значительной зависимостью ее от режима работы тепловоза и внешних условий. Это можно объяснить тем, что количество оксидов азота в отработавших газах тепловоза хотя и зависит от множества факторов, но в большей степени определяется температурой рабочего тела в процессе сгорания топлива, которое тесно связано с максимальным давлением сгорания (P_z).

Таким образом, задача сводится к определению N_e и P_z по известным значениям доли NO_x в составе продуктов сгорания. Для решения такой задачи предлагается следующий алгоритм: для каждой пары значений N_e и P_z представленных в матрице (6.4) производим тепловой расчет рабочего цикла (рисунок 6.1), получая соответствующие данные о сгорании для всего диапазона возможных изменений мощности и давления вспышки:

$$\left(\begin{array}{ccc} [P_{11}(\varphi), T_{11}(\varphi), dx_{11}(\varphi)] & [P_{12}(\varphi), T_{12}(\varphi), dx_{12}(\varphi)] & [P_{13}(\varphi), T_{13}(\varphi), dx_{13}(\varphi)] \\ [P_{21}(\varphi), T_{21}(\varphi), dx_{21}(\varphi)] & [P_{22}(\varphi), T_{22}(\varphi), dx_{22}(\varphi)] & [P_{23}(\varphi), T_{23}(\varphi), dx_{23}(\varphi)] \\ [P_{31}(\varphi), T_{31}(\varphi), dx_{31}(\varphi)] & [P_{32}(\varphi), T_{32}(\varphi), dx_{32}(\varphi)] & [P_{33}(\varphi), T_{33}(\varphi), dx_{33}(\varphi)] \end{array} \right), \quad (6.5)$$

где P_{ij} – массив значений давления в цилиндре в процессе сгорания на соответствующем режиме работы;

T_{ij} – массив значений температуры в цилиндре в процессе сгорания на соответствующем режиме работы;

dx_{ij} – массив значений скорости сгорания топлива в цилиндре на соответствующем режиме работы.

Используя математическую модель расчета состава отработавших газов (рисунок 6.2), для каждого массива данных из матрицы (6.5) получим значение объемной доли NO_x :

$$\left(\begin{array}{ccc} [\varphi_{NO_x}]_{11} & [\varphi_{NO_x}]_{12} & [\varphi_{NO_x}]_{13} \\ [\varphi_{NO_x}]_{21} & [\varphi_{NO_x}]_{22} & [\varphi_{NO_x}]_{23} \\ [\varphi_{NO_x}]_{31} & [\varphi_{NO_x}]_{32} & [\varphi_{NO_x}]_{33} \end{array} \right), \quad (6.6)$$

где $[\varphi_{NO_x}]_{ij}$ – значение объемной доли NO_x в составе продуктов сгорания соответствующее i -ой эффективной мощности энергетической установки и j -му давлению сгорания.

Сравнивая полученные из опыта величины φ_{NO_x} с соответствующими значениями, содержащимися в матрице (6.6), можно подобрать N_e и P_z наиболее близкие к действительному режиму работы локомотива по условию:

$$\left| [\varphi_{NO_x}]_{ij} - [\varphi_{NO_x}]_{\text{эксп}} \right| \rightarrow \min. \quad (6.7)$$

Для реализации данного алгоритма необходимо решить ряд задач по получению недостающих данных. Одной из таких задач является определение диапазона

значений эффективной мощности энергетической установки для каждой позиции контроллера машиниста, в рамках которого производится поиск ее текущего значения. Эта задача в большей степени актуальна для тепловозов с отдельной системой регулирования ДГУ (таких как ТЭМ18ДМ, ТЭМ2), в которых отбор мощности на тягу не зависит от режима работы вспомогательного оборудования.

При решении задачи рассматривались тепловозы с электрической передачей мощности постоянного тока. Для таких тепловозов эффективная мощность складывается из затрат энергии на привод вспомогательного оборудования и потерь в тяговом генераторе:

$$N_e = \frac{N_{\text{тг}}}{\eta_{\text{тг}}} + N_{\text{всп}}, \quad (6.8)$$

где $N_{\text{тг}}$ – мощность тягового генератора, кВт;

$\eta_{\text{тг}}$ – коэффициент полезного действия тягового генератора;

$N_{\text{всп}}$ – мощность, затрачиваемая на привод вспомогательного оборудования, кВт.

Для определения средней эффективной мощности энергетической установки в соответствии с выражением (6.8) необходимы значения мощности, затрачиваемой на привод вспомогательного оборудования [250], и коэффициента полезного действия тягового генератора.

Мощность тягового генератора на рассматриваемых тепловозах регистрируется с помощью аппаратно-программного комплекса «БОРТ». Для определения средних значений мощности, а также ее разброса, рассматривались данные о работе пятнадцати тепловозов серии ТЭМ18ДМ. Полученные в результате средние значения электрической мощности тягового генератора, а также диапазоны изменения мощности в эксплуатации представлены в таблице 6.4.

Для тепловоза ТЭМ18ДМ затраты энергии на вспомогательное оборудование складываются из четырех основных составляющих:

$$N_{\text{всп}} = N_{\text{в. хол}} + N_{\text{ТК}} + N_{\text{в. дв}} + N_{\text{ВСТ}}, \quad (6.9)$$

где $N_{в. хол}$ – мощность, затрачиваемая на привод вентилятора холодильника, кВт;
 $N_{ТК}$ – мощность, затрачиваемая на привод тормозного компрессора, кВт;
 $N_{в. дв}$ – мощность, затрачиваемая на привод вентиляторов охлаждения тяговых электродвигателей, кВт;
 $N_{ВСТ}$ – мощность, затрачиваемая на привод синхронного возбуждителя, кВт.

Таблица 6.4 – Средние значения мощности тягового генератора тепловозов ТЭМ18ДМ по позициям контроллера машиниста

Условный номер тепловоза	Мощность тягового генератора по позициям контроллера машиниста, кВт							
	1	2	3	4	5	6	7	8
1	26	74	128	211	320	460	603	735
2	25	74	128	–	–	435	578	747
3	25	65	121	–	313	455	596	721
4	25	62	122	206	313	456	596	728
5	27	72	117	213	328	468	609	749
6	26	67	121	201	305	456	580	723
7	27	66	122	210	298	–	595	735
8	26	63	120	207	323	459	598	728
9	26	64	118	196	318	446	589	716
10	25	65	129	205	323	453	602	721
11	–	68	113	207	316	456	595	719
12	27	73	131	213	320	458	599	759
13	27	64	123	210	299	450	605	749
14	28	64	120	197	305	437	–	761
15	27	69	121	199	313	460	593	732
$M(P)$	26	67	122	206	314	454	596	735
S	0,975	4,135	4,891	5,862	9,181	8,985	8,706	13,43

В уравнении (6.9) слагаемые $N_{в. хол}$ и $N_{ТК}$ зависят от режима работы соответствующего оборудования, а слагаемые $N_{в. дв}$ и $N_{ВСТ}$ постоянны на заданной позиции контроллера машиниста [251].

Для расчета мощности вспомогательного оборудования по уравнению (6.9) были использованы данные исследования [251], в котором был определен пере-

чень учитываемых потребителей энергии и приведены значения $N_{в. хол}$ и $N_{ТК}$ для всех позиций контроллера машиниста. Величины слагаемых $N_{в.дв}$ и $N_{вст}$ были определены исходя из их паспортных значений мощности и КПД.

С целью определения диапазона эффективной мощности энергетической установки были рассчитаны ее максимальные и минимальные значения. При этом максимальное значение (N_{e1}) соответствовало работающему вентилятору холодильника и работе тормозного компрессора под нагрузкой, в то время как минимальная мощность (N_{e2}) получалась при условии неработающего вентилятора и работе тормозного компрессора в режиме холостого хода. Полученные данные, а также значения КПД вспомогательного оборудования тепловоза ТЭМ18ДМ представлены в таблице 6.5. При расчете использовались средние значения мощности генератора.

Таблица 6.5 – Результаты расчета эффективной мощности энергетической установки и КПД вспомогательного оборудования тепловоза ТЭМ18ДМ, определенные для максимального и минимального уровня потребления энергии на собственные нужды

Параметр	Значения эффективной мощности и КПД вспомогательного оборудования для позиции контроллера машиниста							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$N_{всп1}$, кВт	31,28	34,08	38,98	48,52	60,45	76,61	94,14	117,76
$N_{всп2}$, кВт	20,8	23,6	26,94	32,14	37,89	45,18	52,83	61,04
N_{e1} , кВт	90	130	175	272	398	564	728	882
$\eta_{всп1}$	0,651	0,738	0,777	0,822	0,848	0,864	0,871	0,867
N_{e2} , кВт	79	120	163	256	375	533	686	826
$\eta_{всп2}$	0,791	0,839	0,864	0,897	0,917	0,931	0,937	0,939

Максимальное давление сгорания на номинальном режиме контролируется в процессе реостатных испытаний и незначительно изменяется в эксплуатации. Поэтому диапазон изменения целесообразно принимать по паспортной неравномерности давлений сгорания, которая для дизеля ПД4Д равняется $\pm 0,2$ МПа [244].

Немаловажной проблемой в процессе определения эффективности использования тепловоза по описываемой методике является получение данных о составе

отработавших газов тепловоза в эксплуатации. Для оперативного получения таких данных и их совместного анализа с другими параметрами работы локомотива необходимо включение в состав локомотивной бортовой системы газоанализатора для определения концентрации NO_x . При этом модель газоанализатора должна удовлетворять следующим требованиям: небольшие габариты для размещения в выпускном коллекторе, возможность регистрации содержания NO_x в смеси газов, возможность работы при высокой температуре (порядка 800 К), возможность сохранять показания в памяти бортовой системы.

Таким образом, определение КПД энергетической установки, тягового генератора и вспомогательного оборудования тепловоза на определенной позиции контроллера машиниста по данным бортовой системы и математического моделирования возможно по алгоритму, который можно представить в виде схемы (рисунок 6.3). Данная схема совместного использования математических моделей позволяет определить эффективный коэффициент полезного действия энергетической установки, долю энергии, затрачиваемой на привод вспомогательного оборудования и коэффициент полезного действия тягового генератора.

При эксплуатации на тепловозе тяговые электрические машины (ТГ и ТЭД) работают при различной частоте вращения вала и мощности и других переменных факторах, влияющих на эффективность.

Коэффициент полезного действия тяговых электродвигателей для восьмой позиции контроллера машиниста можно принять равным паспортному значению [244], поскольку в существующих бортовых системах не фиксируется достаточное количество данных для учета его изменения в результате воздействия различных эксплуатационных факторов. Аналогичным образом, задаемся значением КПД тягового редуктора, представленным в правилах [245].

На основе изложенных особенностей разработан алгоритм (рисунок 6.4) определения и контроля уровня энергетической эффективности тепловозов в эксплуатации [252 – 254, 256].

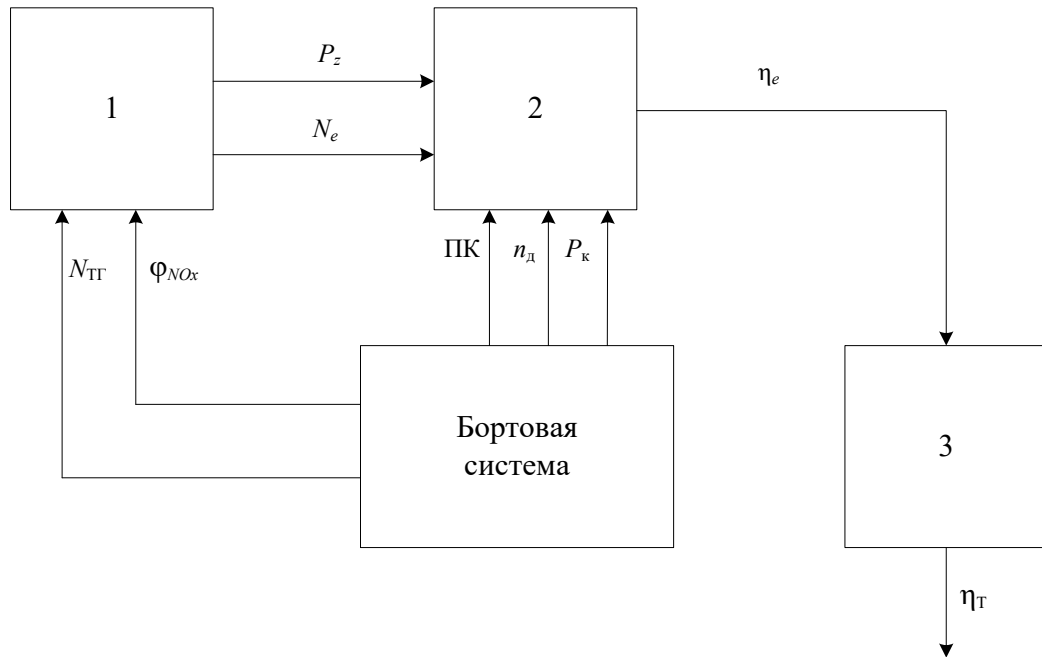


Рисунок 6.3 – Схема взаимодействия моделей на основе данных бортовых систем: 1 – определение текущего режима работы энергетической установки на основе данных о содержании оксидов азота в ОГ; 2 – определение эффективного КПД энергетической установки на рассматриваемом режиме работы; 3 – определение КПД тепловоза на основе полученных данных

Сущность алгоритма состоит в последовательной обработке данных, регистрируемых бортовой системой, в получении дополнительной информации путем математического моделирования и последующем сравнении показателей эффективности использования локомотива с нормативными значениями.

Данный алгоритм может быть реализован программно и позволит контролировать эффективность использования локомотивного парка без вывода локомотивов из эксплуатации.

6.3 Управление эффективной мощностью энергетической установки тепловоза при работе как на смесевом, так и на дизельном топливе

Для опытной проверки работоспособности данного алгоритма определения эксплуатационного КПД тепловоза была произведена его реализация в ходе производственного эксперимента для пяти тепловозов ТЭМ18ДМ. В качестве исходных данных были использованы результаты измерения состава отработавших газов на пункте экологического контроля в депо ТЧЭ Омск и данные АПК «Борт», фиксировавшиеся в ходе испытаний (таблица 6.6). Испытания проводились при

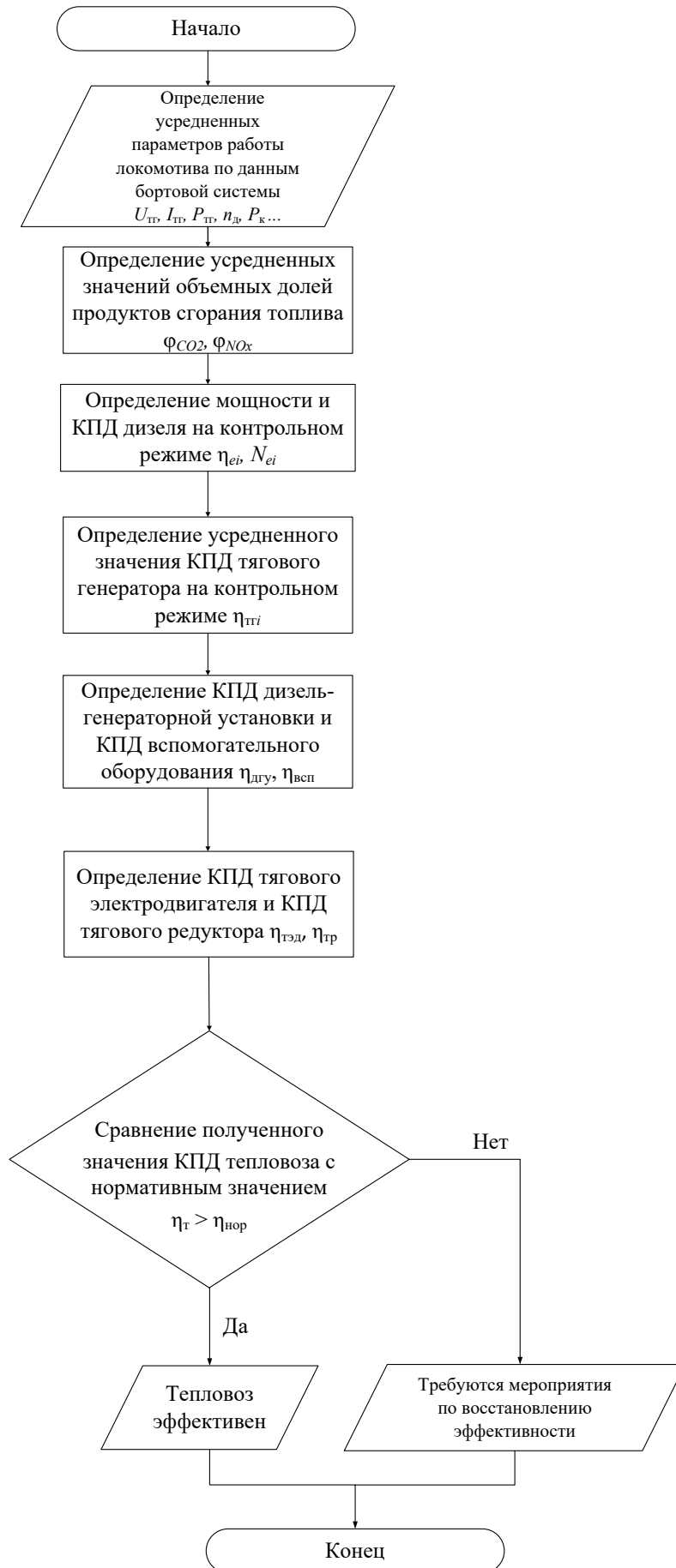


Рисунок 6.4 – Алгоритм контроля эффективности использования тепловоза

различных погодных условиях на восьмой позиции контроллера машиниста при проведении сдаточных реостатных испытаний. Мощность энергетической установки при этом определялась из условия работы тормозного компрессора на холостом ходу и работающего вентилятора холодильника.

Таблица 6.6 – Результаты измерений параметров тепловозов при испытаниях на пункте экологического контроля

Условный номер тепловоза	P_0 , кПа	T_0 , К	n_d , мин ⁻¹	$N_{тг}$, кВт	P_z , МПа	φ_{NO_x} , ppm
1	100	298	745	718	0,146	1125
2	100	286	746	735	0,151	1000
3	101	265	748	761	0,162	970
4	102	258	751	749	0,152	822
5	99	262	749	747	0,158	1063

Основываясь на этих данных, по изложенной методике вычислялись коэффициенты полезного действия тепловозов. Пример численной реализации методики для одного тепловоза №5 (таблица 6.6) представлен в таблице 6.7.

Таблица 6.7 – Интервалы изменения давления сгорания, эффективной мощности энергетической установки и значения концентрации оксидов азота соответствующие им для тепловоза №5

Режимы для моделирования $[P_z, \text{МПа}; N_d, \text{кВт}]$			Рассчитанные значения NO_x , ppm				
	$N_{d \text{ min}}$	$N_{d \text{ ср}}$	$N_{d \text{ max}}$		$N_{d \text{ min}}$	$N_{d \text{ ср}}$	$N_{d \text{ max}}$
$P_z \text{ min}$	[7,8; 855]	[7,8; 874]	[7,8; 892]	$P_z \text{ min}$	999	1003	1006
$P_z \text{ ср}$	[8,0; 855]	[8,0; 874]	[8,0; 892]	$P_z \text{ ср}$	1046	1051	1054
$P_z \text{ max}$	[8,2; 855]	[8,2; 874]	[8,2; 892]	$P_z \text{ max}$	1113	1118	1120

Как видно, измеренное значение доли NO_x в ОГ 1063 ppm ближе всего к значению 1054 ppm соответствующего $N_e = 892$ кВт и $P_z = 8,0$ МПа, следовательно, этот режим можно использовать для определения КПД. По аналогичной схеме был произведен расчет коэффициента полезного действия всех пяти тепловозов (таблица 6.8).

Расхождение результатов математического моделирования с опытными данными составляет не более 5 % при описании процесса сгорания топлива и определения КПД и не более 10 % при расчете количества оксидов азота в составе ОГ.

Таблица 6.8 – Результаты расчета коэффициента полезного действия тепловозов из рассматриваемой выборки

Условный номер тепловоза	η_e , %	$\eta_{тг}$, %	$\eta_{всп}$, %	$\eta_{тэд}$, %	η_p , %	η_t , %
1	39,82	94,2	88,7	85,3	97,5	27,67
2	40,55	94,2	88,9	85,3	97,5	28,25
3	40,52	94,2	89,3	85,3	97,5	28,32
4	40,71	94,2	89,1	85,3	97,5	28,41
5	40,65	94,2	89,1	85,3	97,5	28,37

Описанный способ оценки эффективности использования тепловозов может применяться для определения динамики изменения КПД тепловоза в течение всего жизненного цикла тягового подвижного состава под влиянием различных эксплуатационных факторов. Данная методика может быть дополнена и усовершенствована путем развития бортовых систем с появлением регистрации новых параметров, характеризующих состояние узлов и агрегатов локомотивов.

Следует заметить, что результаты испытаний тепловозов, представленные в таблице 6.6, получены при различных параметрах окружающей среды, что оказывало значительное влияние на величину КПД локомотива.

Помимо этого, следует принять во внимание, что испытуемые тепловозы имели примерно одинаковый год выпуска и их средний возраст не превышал трех лет, при этом измерения проводились после проведения реостатных испытаний, что позволяет говорить о том, что уровень эффективности использования данных локомотивов близок к эталонному. Следовательно, в некотором приближении величины КПД пяти представленных локомотивов можно использовать в качестве нормативных при данных условиях окружающей среды.

6.4 Выводы

1. Статистический анализ данных о работе тепловозов показал, что работа маневровых локомотивов на номинальной позиции контроллера машиниста является достаточно часто встречающимся режимом работы локомотива и, следовательно, параметры работы на номинальной позиции могут быть использованы для определения уровня эффективности локомотивного парка.

2. Для реализации представленного метода оценки эффективности использования тепловозов необходимо дооснащение существующих локомотивных бортовых систем оборудованием для непрерывной регистрации концентрации оксидов азота в отработавших газах энергетической установки тепловоза. При этом достаточно контролировать состав газов только при работе локомотива на номинальной позиции контроллера машиниста.

3. Разработанный метод оценки эффективности работы тепловозов позволяет контролировать динамику изменения коэффициента полезного действия энергетической установки и мощность потерь на вспомогательное оборудование, что позволит использовать КПД в качестве диагностического параметра для управления эффективной мощностью при работе на различных видах углеводородного топлива.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований разработаны теоретические положения, совокупность которых можно квалифицировать как научное достижение по решению научной проблемы повышения эксплуатационных показателей и эффективности использования тепловозов за счет применения смесового углеводородного топлива и управления эффективной мощностью энергетической установки, имеющей важное хозяйственное значение в области тягового обеспечения железнодорожных перевозок и соответствующей реализации правительственной программы «Транспортная стратегия РФ на период до 2035 года» и Стратегии развития ОАО «РЖД» на период до 2030 года.

Применение полученных в диссертации научных положений и методов позволяет определять исходные требования для разработки технических условий, выполнять оценку эффективности и корректировку технических и технологических решений по применению систем управления эффективной мощностью, устройств получения и подачи смесового топлива в камеры сгорания при проектировании и модернизации энергетических установок автономных локомотивов.

Основные научные и практические результаты диссертационной работы состоят в следующем.

1. Разработан метод расчета индикаторной диаграммы действительного рабочего цикла энергетической установки тепловоза с использованием математических моделей однофазного и двухфазного тепловыделения, которая позволяет определять влияние различных факторов (химического состава топлива, давления наддува и др.) на эксплуатационные показатели дизеля и вырабатывать решения по управлению его техническим состоянием и эффективной мощностью. Адекватность алгоритмов расчета подтверждена достаточно высокой степенью согласования теоретических результатов с экспериментальными и эксплуатационными данными (расхождение составляет не более 10 %).

2. Предложен метод оптимизации рабочего цикла энергетической установки тепловоза, работающего как на смесовом углеводородном, так и на дизельном топливе, по критерию максимума среднего эффективного давления. Для сохране-

ния величины нормативных значений динамической и тепловой напряженности деталей дизеля тепловоза с установленным углом опережения подачи топлива и заданным значением коэффициента избытка воздуха добавка природного газа к дизельному топливу должна быть в пределах 10 – 40 %. Применение метода оптимизации рабочего цикла позволяет сократить удельный расход топлива тепловозом на 2,0 – 2,5 %.

3. Разработан алгоритм расчета количества продуктов сгорания в отработавших газах дизеля тепловоза методом равновесного состава, предусматривающий решение системы нелинейных уравнений материального баланса и химического равновесия, что позволяет определять наличие основных компонентов продуктов сгорания, в том числе окислов азота и углекислого газа, для различных режимов нагрузки дизель-генераторной установки в реальном масштабе времени. Точность расчета компонентов отработавших газов в сравнении с опытными данными составляет: по окислам азота – 15 %, по содержанию углекислого газа – 4 %.

4. Выполнена оценка влияния состава смесевое углеводородного топлива на удельное количество вредных веществ в отработавших газах. Установлено, что при работе на газодизельном топливе во всем возможном диапазоне нагрузок энергетической установки тепловоза с минимально необходимой запальной дозой дизельного топлива в 20 % применение дизельного топлива в смеси с природным газом в сравнении с дизельным топливом в смеси с бутан-пропаном и с чистым дизельным топливом приводит к снижению удельного количества углекислого газа от 8,8 до 15,6 %, сажи – от 13,8 до 19,5 %, окислов азота в сравнении с дизельным топливом – до 30 %.

5. Предложен оригинальный обобщенный критерий эффективности использования тепловоза, учитывающий энергетические, экономические и экологические характеристики энергетической установки и позволяющий проводить сравнительную оценку эксплуатационных показателей при проектировании тепловозов новых серий для работы как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе.

Установлено, что при работе на газодизельном топливе с минимально необходимой запальной дозой дизельного топлива обобщенный критерий эффективно-

сти использования тепловоза принимает значения от 0,691 до 0,561, что подтверждает эффективность работы тепловоза на газодизельном топливе во всем возможном диапазоне нагрузок дизель-генераторной установки.

6. Разработана математическая эталонная модель диагностирования дизель-генераторной установки тепловоза с использованием метода малых отклонений, позволяющая в условиях эксплуатации осуществлять оперативный контроль и оценку технического состояния элементов газоздушного тракта по выходным значениям параметров, получаемых при реостатных испытаниях или от бортовой системы регистрации параметров работы локомотива, в совокупности с моделированием рабочего цикла энергетической установки тепловоза. Установлена граница минимальных отклонений контролируемых параметров равная 10 % при допустимой погрешности расчета 5 %.

Использование математической эталонной модели позволило установить, что уменьшение площади проходного сечения проточной части газовой турбины турбокомпрессора, вызванное увеличением нагарообразования на 1 %, приводит к росту расхода топлива от 0,008 до 0,262 %, температуры отработавших газов от 1,16 до 1,371 % и уменьшению степени повышения давления наддува от 1,997 до 3,34 % в зависимости от типа энергетической установки тепловоза.

7. Разработан метод оценки эффективности работы тепловоза на основе определения эксплуатационного коэффициента полезного действия, реализуемый с использованием данных локомотивных бортовых систем и анализа состава отработавших газов, позволяющий выполнять функции контроля динамики изменения КПД дизеля как диагностического параметра для управления эффективной мощностью при работе как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе.

В качестве рекомендаций и перспективы дальнейшей разработки темы диссертации предлагается разработка эффективного способа смешивания жидкого и газообразного углеводородного топлива, научно обоснованных технических решений по системе впрыска для подачи смесевоего топлива в камеру сгорания; определение критериев оценки технического состояния и разработка систем диагностирования и управления элементами газоздушного тракта энергетической установки тепловоза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Выступление Президента ОАО «РЖД» В. И. Якунина на пленарном заседании IV международной конференции «Железнодорожное машиностроение: перспективы, технологии, приоритеты» / А. В. Гоголев, В. А. Гапанович, М. П. Акулов [и др.] – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2013. – № 10. – С. 6–17.
2. Гапанович, В. А. Особый приоритет / В. А. Гапанович. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2015. – № 3. – С. 4–10.
3. Морозов, В. Н. Актуальные задачи года обеспечить рост эффективности работы компании / В. Н. Морозов. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2013. – № 2. – С. 4–10.
4. Валинский, О. С. О перспективах развития Российских железных дорог / О. С. Валинский. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2023. – № 7. – С. 2–5.
5. Анисимов, А. С. Повышение энергетической эффективности эксплуатации тепловозного парка / А. С. Анисимов. Текст : непосредственный // Инновационные проекты и новые технологии в образовании, промышленности и на транспорте: материалы VI научно-практической конференции, посвященной Дню российской науки / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2012. – С. 20–25.
6. Гоголев, А. В. Обеспечение экологической безопасности и энергетической эффективности в ОАО «РЖД» / А. В. Гоголев, В. А. Гапанович, М. П. Акулов [и др.]. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2013. – № 5. – С. 60–66.
7. What should be a gas-engine locomotive. Kossov E., Silyuta A., Kossova L., Andronchev I., Asabin V. В сборнике: E3S Web of Conferences. Key Trends in Transportation Innovation, КТТИ 2019. 2020. С. 01004.
8. Валинский, О. С. Итоги работы локомотивного комплекса в 2017 г. и задачи на перспективу до 2025 г. / О. С. Валинский. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2018. – № 2. – С. 2–3.

9. Бжицкий, В. Н. Перспективы развития локомотивного комплекса / В. Н. Бжицкий, О. С. Валинский, В. А. Гапанович [и др.]. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2018. – № 7. – С. 2–7.

10. Валинский, О. С. Локомотивная тяга: настоящее и задачи на будущее / О. С. Валинский. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2017. – № 12. – С. 2–6.

11. Валинский, О. С. Итоги работы в 2018 г. и перспективы развития локомотивного комплекса / О. С. Валинский. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2019. – № 1. – С. 2–5.

12. Целевые ориентиры дирекции тяги / Н. Л. Михальчук. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2019. – № 1. – С. 6–11.

13. Житенёв, Ю. А. Разрабатывается новая стратегия развития отрасли / Ю. А. Житенёв. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2016. – № 1. – С. 6–9.

14. Игин, В. Н. Энергоэффективность локомотивов в зеркале статистики / В. Н. Игин. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2016. – № 8. – С. 2–6.

15. Игин, В. Н. Повышение энергетической эффективности локомотивов / В. Н. Игин, А. Ю. Новиков, Ф. В. Игин. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2016. – № 3. – С. 69–72.

15. Никифоров, Б. Д. Энергоэффективность локомотивов в зеркале кривой статистики / Б. Д. Никифоров. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2016. – № 10. – С. 15.

17. Явриянц, К. В. Страсти по энергоэффективности / К. В. Явриянц. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2017. – № 2. – С. 13–15.

18. Клименко, Ю. И. Влияние параметрических отказов оборудования тепловоза на его энергоэффективность в эксплуатации / Ю. И. Клименко, В. А. Перминов, В. В. Грачёв [и др.]. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2017. – № 4. – С. 40–41.

19. Грачев, В. В. О достоверности прямых способов оперативного контроля энергоэффективности тепловозов в эксплуатации / В. В. Грачев, А. В. Грищенко, Ф. Ю. Базилевский. – Текст : непосредственный // Техника железных дорог. – 2018. – № 2. – С. 40–48.

20. Перминов, В. А. К вопросу обоснования выбора ПЭЛ для определения уровня эффективности тепловозов косвенным способом / В. А. Перминов, Ю. И. Клименко, П. А. Васин, И. Э. Нестеров. – Текст : непосредственный // Вестник ВНИКТИ. Вып. 97. – Коломна : ОАО «ВНИКТИ», 2015. – С. 34–44.

21. Перминов, В. А. Оперативный контроль уровня энергоэффективности магистрального тепловоза рабочего парка / В. А. Перминов, М. В. Федотов, В. В. Грачев, И. Э. Нестеров. – Текст : непосредственный // Вестник ВНИКТИ. Вып. 97. – Коломна : ОАО «ВНИКТИ», 2015. – С. 22–27.

22. Варбанец, Р. А. Определение параметров рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский. – Текст : непосредственный // Вестник Одесского национального морского университета. – 2001. – № 6. – С. 192–209.

23. Балабин, В. Н. Комплексная система мониторинга дизельных двигателей / В. Н. Балабин, В. З. Какоткин, И. И. Лобанов. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2011. – № 12. – С. 50–51.

24. Васин, П. А. Для диагностики тепловоза комплекс «Магистраль» / П. А. Васин. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2001. – № 7. – С. 27–31.

25. Малышев, В. С. Техническая диагностика двигателей методом косвенного индицирования / В. С. Малышев, А. Ю. Корегини. – Текст : электронный // Всероссийская научно-техническая конференция «Наука и образование – 2002». – URL: http://www.mstu.edu.ru/science/conferences/anniversary_ntk/materials/section2/section2_4.html (дата обращения: 21.12.2021).

26. Русаков, В. Ю. Исследования условий смесеобразования и сгорания в дизелях с помощью метода лазерного оптического индицирования / В. Ю. Русаков. Текст : электронный // – URL: http://elib.altstu.ru/elib/books/Files/va2000_2/pages/15/15.htm.

27. Андрончев, И. К. К вопросу технологической реализации гибридной тяги поездов с учетом особенностей поездной работы тягового подвижного состава / И. К. Андрончев, Н. Э. Амиров, А. А. Булатов [и др.]. – Текст : непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. – 2021. – № 6. – С. 7–12.

28. Сергеев, Н. А. Инновационным локомотивам – быть / Н. А. Сергеев. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2016. – № 5. – С. 42.

29. Игин, В. Н. Энергоэффективность локомотивов: планирование и прогнозирования / В. Н. Игин. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2016. – № 4. – С. 10–13.

30. Головащ, А. Н. Эффективность использования бортовых систем контроля технического состояния тепловозов / А. Н. Головащ, В. М. Бочаров, Н. Б. Куршакова, П. Н. Рубежанский. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2017. – № 9. – С. 51–53.

31. Лакин, И. К. Анализ режимов работы тепловозов 2ТЭ116У по данным бортовых МСУ / И. К. Лакин, В. А. Мельников, Д. И. Габа. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2015. – № 5. – С. 34–36.

32. Петухов, С. А. Совершенствование автоматизированных систем регистрации параметров работы автономных локомотивов / С. А. Петухов, А. Д. Росляков, Л. С. Курманова, М. Ю. Карпенко. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2022. – № 1. – С. 11–22.

33. Фофанов, Г. А. Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта // Г. А. Фофанов, Д. Н. Григорович, А. С. Нестрахов; под ред. Г. А. Фофанова. – Текст : непосредственный / Труды ОАО «ВНИИЖТ». – Москва : Интекст, 2008. – 144 с.

34. Балабин, В. Н. Применение роliko-лопастных расходомеров на тепловозах с газовыми двигателями / В. Н. Балабин. – Текст : непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. – 2016. – № 4. – С. 26 – 30.

35. Андрончев, И. К. К вопросу о применении сжиженного газа в дизельных двигателях маневровых тепловозов / И. К. Андрончев, А. Ю. Балакин, В. В. Петрук, А. Д. Росляков [и др.]. – Текст : непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. – 2014. – № 2. – С. 15–19.

36. Гапанович, В. А. Внедрение газомоторных локомотивов в ОАО «РЖД» / В. А. Гапанович. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2017. – № 9. – С. 35–38.

37. Коссов, В. С. О технико-экономическом обосновании эффективности применения газотурбовоза ГТ1h-002 / В. С. Коссов. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2017. – № 9. – С. 43–45.

38. Пехтерев, Ф. С. Об использовании магистральных газотурбовозов на полигоне Свердловской железной дороги и Северном широтном ходе / Ф. С. Пехтерев. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2017. – № 9. – С. 39–42.

39. Гапанович, В. А, Создание современных локомотивов на сжиженном природном газе / В. А. Гапанович, Д. Л. Киржнер, В. С. Коссов [и др.]. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2017. – № 8. – С. 2–9.

40. Полин, П. А. Мировые тенденции применения природного газа на локомотивах / П. А. Полин. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2018. – № 11. – С. 39–41.

41. Биодизель от «А» до «Я» // Терминал. – 2007. – № 48. – С. 8–19.

42. Аблаев, А. Р. Компании альтернативной энергетики развиваются даже во время кризиса / А. Р. Аблаев. – Текст : непосредственный // Транспорт на альтернативном топливе. – 2009. – № 2 (8). – С. 77–79.

43. Пожарнов, Г. М. Новая стадия перевода автотранспорта на компримированный природный газ (КПГ) / Г. М. Пожарнов, Г. В. Струин, А. Н. Гнедковский. – Текст : непосредственный // Научный вестник АИТОНК. – 2008. – № 1. – С. 245–252.

44. Василов, Р. Г. Перспективы развития производства биотоплива в России. Сообщение 1: биодизель / Р. Г. Васильев. – Текст : непосредственный // Вестник биотехнологии и физико-химической биологии им. Ю. А. Овчинникова. – 2007. – Т. 3. – № 1. – С. 47–54.

45. Шкаликова, В. П. Применение нетрадиционных топлив в дизелях / В. П. Шкаликова, Н. Н. Патрахальцев. – Москва : Университет дружбы народов, 1993. – 17 с. – Текст : непосредственный.

46. Аблаев, А. Р. Получение моторного топлива из возобновляемого сырья в России / А. Р. Аблаев // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008. – № 5 (5). – С. 73–76.

47. Орсик, Л. С. Биоэнергетика: Мировой опыт и прогнозы развития / Л. С. Орсик, Н. Т. Сорокин, В. Ф. Федоренко [и др.] ; под ред. В. Ф. Федоренко. – Москва : Росинформагротех, 2008. – 404 с. – Текст : непосредственный.

48. Девянин, С. Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов. – Москва : МГАУ им. В. П. Горячкина, 2007. – 340 с. – Текст : непосредственный.

49. Василов, Р. Г. Перспективы развития производства биотоплива в России. Сообщение 2: биоэтанол / Р. Г. Василов. – Текст : непосредственный // Вестник биотехнологии и физико-химической биологии им. Ю. А. Овчинникова. – 2007. – Т. 3. – № 2. С. 50–60.

50. Чулков, П. В. Моторные топлива: ресурсы, качество, заменители. Справочник / П. В. Чулков. – Москва: Политехника, 1998. – 416 с. – Текст : непосредственный.

51. Петров, Р. Л. Германия: экологический рейтинг автомобилей / Р. Л. Петров. – Текст : непосредственный // Автомобильная промышленность. – 2001. – № 7. С. 36–39.

52. Володин, В. М. Биотопливо и производство продуктов питания / В. М. Володин, П. Д. Лупачев, В. С. Гольнев. – Текст : непосредственный // Транспорт на альтернативном топливе. – 2009. – № 5. С. 69–71.

53. Марков, В. А. Работа дизелей на нетрадиционных топливах / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов [и др.]. – Москва: Легион-Автодата, 2008. – 464 с. – Текст : непосредственный.

54. Межеричкий, А. Д. Влияние эксплуатационных факторов на совместную работу двигателя и агрегатов наддува / Труды Мурманского НТО, 1968. Выпуск 9. – Текст : непосредственный.

55. Межеричкий, А. Д. Эксплуатация турбоагнетателей судовых двигателей / А. Д. Межеричкий. – Мурманск: Мурманское книжное изд-во, 1969. – 205 с. – Текст : непосредственный.

56. Межеричкий, А. Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей / А. Д. Межеричкий. – Ленинград : Судостроение, 1971. – 192 с. – Текст : непосредственный.

57. Моргулис, П. С. Турбокомпрессоры тепловозных двигателей / П. С. Моргулис, В. Г. Перфилов. – Москва : Машиностроение, 1965. – 148 с. – Текст : непосредственный.

58. Симсон, А. Э. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания / А. Э. Симсон, А. З. Хомич, А. А. Куриц [и др.]. – Москва : Транспорт, 1987. – 536 с. – Текст : непосредственный.

59. Дизели. Справочник. Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова. – Ленинград : Машиностроение, 1982. – 512 с. – Текст : непосредственный.

60. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. Н. Х. Дьяченко. – Ленинград : Машиностроение, 1974. – 552 с. – Текст : непосредственный.

61. Кавтарадзе, Р. З. Теория поршневых двигателей: Специальные главы: учебник для вузов / Р. З. Кавтарадзе. – Москва : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 720 с. – Текст : непосредственный.

62. Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян [и др.]. – Москва : Высшая школа, 2005. – 479 с. – Текст : непосредственный.

63. Кавтарадзе, Р. З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород / Р. З. Кавтарадзе. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. – 238 с. – Текст : непосредственный.

64. Анисимов, А. С. Моделирование процесса сгорания топлива в дизеле тепловоза с использованием уравнения двухфазного тепловыделения / А. С. Анисимов, И. В. Чернышков. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2016. – №1. – С. 2–10.

65. Вибе, И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибе. – Москва-Свердловск : Машгиз, 1962. – 271 с. – Текст : непосредственный.

66. Разлейцев, Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н. Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с. – Текст : непосредственный.

67. Петриченко, Р. М. Рабочие процессы поршневых машин / Р. М. Петриченко, В. В. Оносовский. – Ленинград : Машиностроение, 1972. – 167 с. – Текст : непосредственный.

68. Селезнев, Ю. В. Определение динамики тепловыделения в однокамерных дизелях через управляющие параметры / Ю. В. Селезнев. – Текст : непосредственный // Двигатели внутреннего сгорания. – 1975. – Вып. 21. – С. 3–9.

69. Woschni G., Anisitis F. Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnell-laufender Dieselmotoren bei geränderten betriebsbedingungen. MTZ, 1973, № 4, S. 106–115.

70. Воинов, А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / А. Н. Воинов. – Москва : Машиностроение, 1977. – 277 с. – Текст : непосредственный.

71. Иноземцев, Н. В. Процессы сгорания в двигателях / Н. В. Иноземцев, В. К. Кошкин. – Москва : Машгиз, 1949. – 344 с. – Текст : непосредственный.

72. Свиридов, Ю. Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях / Ю. Б. Свиридов. – Ленинград : Машиностроение, 1972. – 223 с. – Текст : непосредственный.

73. Нейман, К. Кинетический анализ процесса сгорания в дизеле / К. Нейман // Сб. монографий из иностранной литературы «Двигатели внутреннего сгорания», т. IV. – Москва : Машгиз, 1938. – Текст : непосредственный.

74. Гончар, Б. М. Уточненный способ расчета и построения индикаторных диаграмм двигателя / Б. М. Гончар // Сб. статей «Исследование рабочих процессов в дизелях», ЦНИДИ, 25. – Москва : Машгиз, 1954. – Текст : непосредственный.

75. Акулов, Н. С. Основы химической динамики / Н. С. Акулов. – Москва : Изд. МГУ, 1940. – 95 с. – Текст : непосредственный.

76. Акулов, Н. С. Теория цепных процессов / Н. С. Акулов. – Москва : Гос-техтеориздат, 1951. – 336 с. – Текст : непосредственный.

77. Семенов, Н. Н. О цепных реакциях в химии / Н. Н. Семенов // Успехи химии, т. XXII, вып. 5, 1953. – Текст : непосредственный.

78. Семенов, Н. Н. Тепловая теория горения и взрывов / Н. Н. Семенов // Успехи физических наук, XXIII, вып. 3, XXIV, вып. 4, 1940. – Текст : непосредственный.

79. Ерофеев, Б. Ф. Обобщенное уравнение химической кинетики и его применение к реакциям с участием твердых веществ / Б. Ф. Ерофеев // Доклады АН СССР. Том LII, № 6, 1946. – Текст : непосредственный.

80. Иноземцев, Н. В. Влияние качества распыливания топлива на процесс сгорания в быстроходном дизеле / Н. В. Иноземцев. – Текст : непосредственный // Дизелестроение. – 1939. – № 11, 12.

81. Коробов, Б. Ф. [и др.]. Испытание, исследование и расчет авиадвигателя ЮМО-4 / Труды ЦИАМ. – Москва, 1936. – Вып. 21. – Текст : непосредственный.

82. Лазарев, Е. А. Совершенствование моделирования закономерностей выгорания топлива в дизеле / Е. А. Лазарев. – Текст : непосредственный // Двигателестроение. – 1985. – № 12. – С. 11–12.

83. Лазарев, Е. А. Физические концепции и математические модели процесса сгорания топлива в дизеле / Е. А. Лазарев. – Текст : непосредственный // Вестник ЮУрГУ. – 2010. – № 10. – С. 32–39.

84. Лазарев, Е. А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: монография / Е. А. Лазарев. – Текст : непосредственный / Челябинск : Издательский центр ЮУрГУ. – 2010. – 287 с.

85. Иванченко, А. А. Судовые энергетические установки, системы и устройства / А. А. Иванченко, В. А. Макуров, И. А. Щенников. – Текст : непосредственный // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. – 2014. – № 2(24). – С. 31–37.

86. Разлейцев, Н. Ф. Математическая модель процесса сгорания в дизеле со струйным смесеобразованием / Н. Ф. Разлейцев, А. И. Филипковский. – Текст : непосредственный // Двигателестроение. – 1990. – № 7. – С. 52–56.

87. Марченко, А. П. Математическая модель процесса сгорания топлива в дизеле / А. П. Марченко, А. А. Осетров, О. Ю. Линьков. – Текст : непосредственный // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – № 1. – С. 3–10.

88. Коньков, А. Ю. Диагностирование дизеля на основе идентификации рабочих процессов / А. Ю. Коньков, В. А. Лашко. – Владивосток: Дальнаука, 2014. – 365 с. – Текст : непосредственный.

89. Кулешов, А. С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС: специальность 05.04.02 –Тепловые двигатели : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Кулешов Андрей Сергеевич ; Московский гос. техн. ун-т им. Н. Э. Баумана. – Москва, 2011. – 235 с. – Текст : непосредственный.

90. Кулешов, А. С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач / А. С. Кулешов. – Москва : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 123 с. – Текст : непосредственный.

91. Сковородников, Е. И. Сравнительный анализ эффективности работы дизелей ПД1М и 1-ПД4Д в условиях эксплуатации / Е. И. Сковородников, М. В. Лифанов, А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2010. – № 3. – С. 32–34.

92. Сковородников, Е. И. Проблемы эксплуатации дизелей 1-ПД4Д тепловозов ТЭМ18Д / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов, М. В. Лифанов. – Текст : непосредственный // Железнодорожный транспорт. – 2010. – № 10. – С. 48–51.

93. Сковородников, Е. И. Сравнительный анализ динамических процессов в кривошипно-шатунном механизме тепловозных дизелей ПД1М и 1-ПД4Д / Е. И. Сковородников, М. В. Лифанов, А. С. Анисимов [и др.]. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2011. – № 2. – С. 35–50.

94. Кулешов, А. С. Развитие ПО ДИЗЕЛЬ-РК: трехзонная модель сгорания и детонации в газодизеле / А. С. Кулешов, А. А. Кулешов. – Текст : непосредственный / Москва : МГТУ им. Н. Е. Баумана. – 2023.
95. Иванченко, А. А. Судовые энергетические установки, системы и устройства / А. А. Иванченко, В. А. Макуров, И. А. Щенников. – Текст : непосредственный // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. – 2014. – № 2(24). – С. 31–37.
96. Nusselt W. Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen // VDI. Forschungsheft. 1923. – № 264. S. 47–54.
97. Брилинг, Н. Р. Исследование рабочего процесса в теплопередачи в двигателе Дизеля / Н. Р. Брилинг. – Москва, 1931. – Текст : непосредственный.
98. Eichelberg, G. Some New Investigation on Old Combustion Engine Problems // Engineering. 1939. V. 148. – P. 463–466.
99. Белинский, Л. М. Теплоизлучение в камере сгорания быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия. Исследования рабочего процесса и подачи топлива в быстроходных дизелях / Л. М. Белинский. – Текст : непосредственный // Труды НИИД. – Ленинград : Машгиз. 1955. – С. 83–114.
100. Pflaum W., Molenhauer K. Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New-York. Springer-Verlag, 1977. – 347 S.
101. Woschni G. Beitrag zum Problems des Wärmeüberganges in Verbrennungsmotor // MTZ. 1965. № 4. – S. 128 – 133.
102. Розенблит, Г. Б. Теплопередача в дизелях / Г. Б. Розенблит. – Москва : Машиностроение, 1977. – 215 с. – Текст : непосредственный.
103. Кавтарадзе, Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учебное пособие / Р. З. Кавтарадзе. – Москва : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. – 472 с. – Текст : непосредственный.
104. Костин, А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А. К. Костин, В. В. Ларионов, Л. И. Михайлов. – Ленинград : Машиностроение, 1979. – 222 с. – Текст : непосредственный.

105. Hohenberg G. Berechnung des gaseitigen Wärmeüberganges in Dieselmotoren // MTZ. 1980. № 7/8. – P. 321–326.
106. Володин, А. И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания / А. И. Володин. – Москва : Транспорт, 1990. – 256 с. – Текст : непосредственный.
107. Володин, А. И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания / А. И. Володин. – Москва : Транспорт, 1978. – 239 с. – Текст : непосредственный.
108. Володин, А. И. Моделирование на ЭВМ работы тепловозных дизелей / А. И. Володин. – Москва : Транспорт, 1985. – 216 с. – Текст : непосредственный.
109. Коссов, Е. Е. Оптимизация режимов работы тепловозных дизель-генераторов / Е. Е. Коссов, С. И. Сухопаров. – Текст : непосредственный / Москва : Интекст. – 1999. – 184 с.
110. Коньков, А. Ю. Средства и метод диагностирования дизелей по индикаторной диаграмме рабочего процесса: моногр. / А. Ю. Коньков, В. А. Лашко. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2007. – 147 с. – Текст : непосредственный.
111. Брук, М. А. Инженерные основы эксплуатации двигателей внутреннего сгорания / М. А. Брук. – Ленинград : Северо-Западный заочный политехнический институт, 1976. – 250 с. – Текст : непосредственный.
112. Астахов, И. В. Топливные системы и экономичность дизелей / И. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусов [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1990. – 288 с. – Текст : непосредственный.
113. Володин, А. И. Комплексный анализ термодинамических, экономических и экологических характеристик тепловозных дизелей в условиях эксплуатации: Монография / А. И. Володин, Е. И. Сквородников, А. С. Анисимов // Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – 166 с. – Текст : непосредственный.
114. Сквородников, Е. И. Применение метода Вибе для моделирования рабочего процесса тепловозных дизелей / Е. И. Сквородников, А. С. Анисимов, Ю. Б. Гришина. – Текст : непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. – 2010. – № 2. – С. 14–19.
115. Анисимов, А. С. Анализ рабочего процесса дизеля по индикаторной диаграмме / А. С. Анисимов, Е. И. Сквородников, Ю. Б. Гришина. – Текст : непо-

средственный // Транспорт – 2008: труды Всероссийской научно-практической конференции : в 3 частях / МПС РФ, Ростовский гос. ун-т путей сообщения ; – Ростов-на-Дону, 2008. – Ч. 3. – С. 233–235.

116. Анисимов, А. С. Совершенствование метода анализа процесса сгорания по индикаторной диаграмме / А. С. Анисимов, Е. И. Сквородников, О. В. Балагин, Ю. Б. Гришина. – Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. – 2010. – № 4. – С. 57–63.

117. Анисимов, А. С. Совершенствование моделей теплового расчета рабочих процессов дизелей и их агрегатов наддува на основе методов И. И. Вибе и малых отклонений / А. С. Анисимов, Ю. Б. Гришина. – Текст : непосредственный // Инновационные проекты и новые технологии в образовании, промышленности и на транспорте: материалы V научно-практической конференции, посвященной Дню российской науки / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – С. 89–99.

118. Сквородников, Е. И. Научные основы технического и технологического обеспечения по снижению вредных выбросов тепловозов: специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог и тяга поездов» : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Сквородников Евгений Иванович ; Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2000. – 360 с. – Текст : непосредственный.

119. Методы оценки технического состояния, эксплуатационной экономичности и экологической безопасности дизельных локомотивов: Монография / Под ред. А. И. Володина. – Москва : ООО «Желдориздат», 2007. – 264 с. – Текст : непосредственный.

120. Сквородников, Е. И. Методы оценки и пути снижения экологического воздействия тепловозных дизелей на окружающую среду / Е. И. Сквородников. Омская гос. акад. путей сообщения. – Омск, 1995. – 104 с. – Текст : непосредственный.

121. Байков, Б. П. Дизели: справочник / Б. П. Байков, С. М. Баранов, В. А. Ваншейдт [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1964. – 600 с. – Текст : непосредственный.

122. Ваншейдт, В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В. А. Ваншейдт, П. А. Гордеев, Б. А. Захаренко [и др.]. – Ленинград : Судостроение, 1978. – 364 с. – Текст : непосредственный.

123. Анисимов, А. С. Сравнительный анализ алгоритмов реализации математической модели теплового расчета дизельного двигателя тепловоза / А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Инновации для транспорта: сборник научных статей Международной научно-технической конференции с международным участием: в 3 частях / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – Ч. 2. – С. 151–156.

124. Selection and Validation of the Mathematical Model for the Solution of the Optimization Problem of Fuel Cost Efficiency Improvement of the Locomotive Diesel Engines / Anisimov A., Chetvergov V. В сборнике: International Scientific Conference Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport EMMFT 2017. Conference proceedings. Серия: Advances in Intelligent Systems and Computing. Cham, 2018. С. 31–47.

125. Анисимов, А. С. Оперативная оценка расхода топлива тепловозами на основе методов математического моделирования режимов работы энергетических установок / А. С. Анисимов, И. В. Чернышков. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2018. – № 2(34). – С. 2–13.

126. Сковородников, Е. И. Влияние параметров выгорания топлива на эффективность рабочего цикла дизеля / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов, Ю. Б. Гришина. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2010. – № 4. – С. 27–31.

127. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014615305 Российская Федерация. Расчет рабочего цикла четырехтактного дизеля методом Вибе : № 2014612744 : заявл. 28.03.2014 : опубл. 22.05.2014 / Анисимов А. С., Сковородников Е. И. ; заявитель ОмГУПС. – Текст : непосредственный.

128. Володин, А. И. Повышение эффективности реостатных испытаний тепловозов / А. И. Володин, А. С. Анисимов. Текст : непосредственный // Энерго- и ре-

сурсосбережение в структурных подразделениях Западно-Сибирской железной дороги: материалы научно-практической конференции / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2008. – С. 83–88.

129. Володин, А. И. Оценка адекватности математической модели теплового расчета дизеля методом Виббе / А. И. Володин, Е. И. Сквородников, А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2010. – № 2. С. 20–27.

130. Анисимов, А. С. Экспериментальное исследование изменения эксплуатационных параметров работы дизеля ЯМЗ-7514 при работе по нагрузочной характеристике / А. С. Анисимов, И. В. Чернышков, А. А. Метелев. – Текст : непосредственный // Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов: материалы IV всероссийской научно-технической конференции с международным участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2018. – С. 5–9.

131. Стефановский, Б. С. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б. С. Стефановский, Е. А. Скобцов, Е. К. Корси // Москва : Машиностроение, 1972. – 368 с. – Текст : непосредственный.

132. Bueno, A. V. Internal Combustion Engine Indicating Measurements / A. V. Bueno, J. A. Velasquez, L. F. Milanez // InTech, 2012. – 390 p.

133. Анисимов, А. С. Оценка адекватности математических моделей термодинамических процессов в дизеле, определяющих уровень эффективности использования тепловозов / А. С. Анисимов, И. В. Чернышков. – Текст : непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. – 2020. – № 2(80). – С. 93–104.

134. Метод расчета термодинамической погрешности при индицировании ДВС / Д. В. Мешков, А. В. Савченко. – Текст : непосредственный. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – № 1. – С. 22–26.

135. Трунов, А. И. Влияние индикаторного канала на результаты оценки тепловыделения среднеоборотного дизеля / А. И. Трунов, И. Д. Конькова, А. Ю. Коньков. – Текст : непосредственный // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона, 2015. – № 2 (4). – С. 30–34.

136. Коррекция индикаторной диаграммы рабочего процесса дизеля методом цифровой фильтрации на основе преобразований Фурье / А. И. Трунов. – Текст : непосредственный // Ученые заметки ТОГУ. – Томск, 2016. – Том 7. – № 1. – С. 190–200.

137. Райков, И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания / И. Я. Райков. – Москва : Высшая школа, 1975. – 320 с. – Текст : непосредственный.

138. Анисимов, А. С. Обзор методов определения координаты верхней мертвой точки на индикаторной диаграмме / А. С. Анисимов, В. В. Молчанов, И. В. Чернышков. – Текст : непосредственный // Инновационные проекты и технологии в образовании, промышленности и на транспорте: материалы XI научной конференции, посвященной Дню российской науки // Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2017. – С. 167–171.

139. Анисимов, А. С. Оценка влияния эффективности дизельного двигателя на общий КПД тепловоза / А. С. Анисимов, И. В. Чернышков. – Текст : непосредственный // Научные основы и технологии повышения ресурса и живучести подвижного состава железнодорожного транспорта: сборник трудов международной научной конференции / Департамент технической политики ОАО «РЖД» (ЦТЕХ ОАО «РЖД»), АО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»). – Коломна, 2021. – С. 85–92.

140. ГОСТ 20448-2018. Газы углеводородные сжиженные топливные для коммунально-бытового применения. Технические условия. – Москва : Стандартинформ, 2019. – 13 с. – Текст : непосредственный.

141. ГОСТ 27578-87. Газы углеводородные сжиженные для автомобильного транспорта. Технические условия. – Москва : Стандартинформ, 2018. – 21 с. – Текст : непосредственный.

142. Гайворонский, А. И. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях / Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю. В. – Москва : ИРЦ Газпром, 2007. – 480 с. – Текст : непосредственный.

143. Гайнуллин, Ф. Г. Природный газ как моторное топливо на транспорте / Ф. Г. Гайнуллин, А. И. Гриценко, Ю. Н. Васильев, Л. С. Золотаревский. – Москва : Недра, 1986. – 255 с. – Текст : непосредственный.

144. Патрахальцев, Н. Н. Возможности организации газодизельного процесса с внутренним смесеобразованием на базе дизеля 8Ч13/14 / Н. Н. Патрахальцев, С. В. Гусаков, Е. В. Медведев. – Текст : непосредственный // Двигателестроение. – 2004. – № 3. – С 10–13. – Текст : непосредственный.

145. Фофанов, Г.А. Природный газ – моторное топливо для тепловозов / Г.А. Фофанов. – Текст : непосредственный // Железные дороги мира. – 2006. – № 7. – С. 43–48.

146. Курманова, Л. С. Способы организации рабочего цикла в тепловых двигателях для работы на смеси дизельного топлива и природного газа / Л. С. Курманова. – Текст : непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. – 2018. – № 6. – С. 113–120.

147. Сковородников, Е. И. Методика определения физико-химических характеристик топливных смесей различного элементарного состава / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов, Ю. Б. Гришина. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2011. – № 4. – С. 31–41.

148. Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. Т. II. – Москва : Машиностроение, 1984. – 374 с. – Текст : непосредственный.

149. Анисимов, А. С. Расчет отношения теплоемкостей рабочего тела при сгорании смесевых видов топлива в цилиндре тепловозных дизелей / А. С. Анисимов, М. Ю. Золотовский. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2014. – № 1. С. 8–14.

150. Володин, А. И. Показатели процессов горения в тепловозном комбинированном двигателе / А. И. Володин, Ю. И. Каганович. – Текст : непосредственный // Двигателестроение. – 1983. – № 1. – С. 12–14.

151. Ваншейдт, В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В. А. Ваншейдт. – Ленинград : Судпромгиз, 1962. – 544 с. – Текст : непосредственный.

152. Livengood J. C., Wu P. C. Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines // 5th Int. symp. on combustion. Pittsburgh (Pennsylvania), 1955. P. 347–356.

153. Кулешов, А. С. Расчет периода задержки самовоспламенения и скорости низкотемпературного окисления в дизеле при большом опережении впрыска и рециркуляции отработавших газов / А. С. Кулешов. – Текст : непосредственный / Москва : Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2012. – С. 48–58.

154. Кулешов, А. С. Расчетное исследование влияния запальной дозы дизельного топлива на рабочий процесс газодизельного двигателя / А. С. Кулешов, В. А. Марков, В. В. Фурман, С. В. Плахов. // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2022. – № 12. – С. 87–106. – Текст : непосредственный.

155. Ахметов, Н. С. Общая и неорганическая химия / Н. С. Ахметов. – Москва : Высшая школа : Академия, 2001. – 743 с. – Текст : непосредственный.

156. Ящерицын, П. И. Планирование эксперимента в машиностроении / П. И. Ящерицын, Е. И. Махаринский. – Минск : Вышэйш. шк., 1985. – 286 с. – Текст : непосредственный.

157. Математические методы планирования эксперимента : под ред. д-ра физ.-мат. наук В. В. Пененко. – Новосибирск : Наука, 1981. – 256 с. – Текст : непосредственный.

158. Грачев, Ю. П. Математические методы планирования экспериментов / Ю. П. Грачев, Ю. М. Плаксин. – Москва : ДеЛи принт, 2005. – 293 с. – Текст : непосредственный.

159. Зедгинидзе, И. Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем / И. Г. Зедгинидзе. – Москва : Наука, 1976. – 390 с. – Текст : непосредственный.

160. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – Москва : Наука, 1976. – 280 с. – Текст : непосредственный.

161. ГОСТ 24026-80. Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения. – Москва : Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1991. – 19 с. – Текст : непосредственный.

162. Семенов, Б. А. Инженерный эксперимент в промышленной теплотехнике, теплоэнергетике и теплотехнологиях / Б. А. Семенов. – Саратов : Саратовский гос. тех. ун-т, 2009. – 288 с. – Текст : непосредственный.

163. Анисимов, А. С. Совершенствование контроля термодинамических параметров и экономических характеристик дизелей тепловозов при их конвертации на газодизельный цикл / А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Локомотивы. XXI век: материалы III международной научно-практической конференции, посвященной 85-летию со дня рождения доктора технических наук, профессора В. В. Стрекопытова / Петербургский гос. ун-т путей сообщения Императора Александра I. – Санкт-Петербург, 2015. – С. 23–29.

164. Анисимов, А. С. О результатах математического моделирования циклов дизелей тепловозов при конвертации их на газодизельный цикл / А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. – 2016. – № 4. – С. 20–26.

165. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник / В. Г. Дьяченко. – Харьков : ХНАДУ, 2009. – 500 с. – Текст : непосредственный.

166. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – Москва : Машиностроение, 1983. – 372 с. – Текст : непосредственный.

167. Сковородников, Е. И. Метод аналитического контроля экологической безопасности тепловозных дизелей / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов, М. В. Тарута, И. В. Некрасов. – Текст : непосредственный // Вестник Ростовского гос. ун-та путей сообщения. – 2009. – № 4. – С. 31–40.

168. Анисимов, А. С. Разработка метода экологического мониторинга транспортных двигателей / А. С. Анисимов, А. М. Минитаева, Н. С. Панова. – Текст : непосредственный // Омский научный вестник. – 2011. – № 1. – С. 148–152.

169. Дизели: Справочник / Под ред. В. А. Ванштейда, Н. Н. Иванченко, Л. К. Колерова. – Ленинград : Машиностроение, 1977. – 480 с. – Текст : непосредственный.

170. ГОСТ 17.2.6.02-85. Охрана природы. Атмосфера. Газоанализаторы автоматические для контроля загрязнения атмосферы. Общие технические требования. – Москва : Госстандарт СССР, 1985. – 9 с. – Текст : непосредственный.

171. ГОСТ Р 50759-95. Анализаторы газов для контроля промышленных и транспортных выбросов. Общие технические условия. – Москва : Госстандарт России, 1995. – 23 с. – Текст : непосредственный.

172. Горбунов, В. В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. В. Горбунов, Н. Н. Патрахальцев. – Москва : РУДН, 1998. – 214 с. – Текст : непосредственный.

173. Марков, В. А. Токсичность отработавших газов дизелей / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. – Москва : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 376 с. – Текст : непосредственный.

174. ГОСТ 33754-2016. Выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов автономного тягового и моторвагонного подвижного состава. Нормы и методы определения. – Москва : Стандартинформ, 2017. – 75 с. – Текст : непосредственный.

175. ГОСТ 30574-98. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов. Циклы испытаний. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. – 90 с. – Текст : непосредственный.

176. Белоглазов, А. К. Оценка эффективности работы дизель-генераторных установок по результатам контроля параметров при проведении реостатных испытаний / А. К. Белоглазов, В. Ф. Тарута, В. А. Четвергов, А. В. Чулков. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2017. – № 2. – С. 2–8.

177. Сковородников, Е. И. Экологический мониторинг энергетических установок дизельного подвижного состава / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов,

Ю. Б. Гришина. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2010. – № 2. – С. 75–79.

178. Анисимов, А. С. Анализ качества функционирования дизельного подвижного состава в условиях рядовой эксплуатации / А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов: материалы II всероссийской научно-технической конференции с международным участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2014. – С. 242–250.

179. Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. Т. I. – Москва : Машиностроение, 1984. – 384 с. – Текст : непосредственный.

180. Локомотивные энергетические установки / Под ред. А. И. Володина. – Москва : Желдориздат, 2002. – 715 с. – Текст : непосредственный.

181. Сковородников, Е. И. Метод контроля полноты сгорания топлива в цилиндре дизеля / Е. И. Сковородников, М. В. Тарута [и др.]. – Текст : непосредственный // Приоритетные направления развития науки и технологий: доклады всероссийской научно-технической конференции / Тульский гос. ун-т. – Тула, 2008. – С. 18, 19.

182. Анисимов, А. С. Новые направления по совершенствованию теплового расчета рабочего цикла транспортных дизелей и оценки использования альтернативных видов топлива / А. С. Анисимов, Е. И. Сковородников, Ю. Б. Гришина. – Текст : непосредственный // Инновационные проекты и новые технологии в образовании, промышленности и на транспорте: материалы VI научно-практической конференции, посвященной Дню российской науки / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2012. – С. 161–170.

183. Сковородников, Е. И. Разработка методики нормирования расхода дизельного топлива на маневровую работу / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов, А. В. Чулков. Текст : непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. – 2013. – № 5. – С. 22–38.

184. Звонов, В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. – Москва : Машиностроение, 1973. – 200 с. – Текст : непосредственный.

185. Звонов, В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. – Москва : Машиностроение, 1981. – 155 с. – Текст : непосредственный.

186. Карп, И. Н. Продукты сгорания природного газа при высоких температурах (состав и термодинамические свойства) / И. Н. Карп, Б. С. Сорока, Л. Н. Дашевский Л. Н. [и др.]. – Киев : Техника, 1967. – 382 с. – Текст : непосредственный.

187. Алемасов, В. Е. Теория ракетных двигателей / В. Е. Алемасов, А. Ф. Дрегалин, А. П. Тишин; под ред. В. П. Глушко – Москва : Машиностроение, 1989. – 464 с. – Текст : непосредственный.

188. Глаголев, Н. М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания (новый метод расчета) / Н. М. Глаголев. – Москва : Машгиз, 1950. – 480 с. – Текст : непосредственный.

189. Дубовкин, Н. Ф. Справочник по теплофизическим свойствам углеводородных топлив и их продуктов сгорания / Н. Ф. Дубовкин. – Москва – Ленинград : Госэнергоиздат, 1962. – 288 с. – Текст : непосредственный.

190. Мочалова, С. В. Разработка методики комплексной оценки экологических характеристик тепловозов в условиях эксплуатации : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Мочалова Светлана Владимировна ; Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2006. – 155 с. – Текст : непосредственный.

191. Тарута, М. В. Совершенствование технологии экологического контроля тепловозных дизелей при проведении реостатных испытаний : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Тарута Мария Викторовна ; Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2009. – 169 с. – Текст : непосредственный.

192. Сковородников, Е. И. Программа экологического контроля тепловозных дизелей / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов, М. В. Тарута. – Текст : непосредственный // Локомотив. – 2010. – № 12. – С. 34–35.

193. Сковородников, Е. И. Разработка метода экологического мониторинга тепловозных дизелей / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов, М. В. Тарута, Ю. Б. Гришина, А. М. Минитаева. – Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. – 2010. – № 1. – С. 76–84.

194. Анисимов, А. С. Работа энергетических установок, вспомогательных систем и эффективность использования автономных локомотивов / А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов: материалы IV всероссийской научно-технической конференции с международным участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2018. – С. 217–226.

195. Сковородников, Е. И. Аналитическая оценка экологической безопасности тепловозных дизелей / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов, В. А. Минаков, И. В. Чернышков. – Текст : непосредственный // Известия Петербургского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 1. – С. 118–129.

196. Термодинамические свойства индивидуальных веществ / Под ред. Л. В. Гурвич. – Москва : Наука, 1962. – 1480 с. – Текст : непосредственный.

197. Определение выбросов вредных веществ с отработавшими газами магистральных тепловозов в транспортных зонах однопутных железнодорожных тоннелей проектируемой железнодорожной линии «Элегест – Кызыл – Курагино» : Отчет о НИР / Омский гос. ун-т путей сообщения ; Руководитель А. С. Анисимов. – Инв. № 2012. – Омск, 2013. – 138 с. – Текст : непосредственный.

198. Анисимов, А. С. Оценка экологического воздействия тепловозов 3ТЭ70 на окружающую среду при следовании их в тоннелях железнодорожной линии Элегест-Кызыл-Курагино / А. С. Анисимов, Ю. В. Карасев, А. А. Ивашкин, И. В. Чернышков. – Текст : непосредственный // Повышение эффективности использования и совершенствование системы технического обслуживания и ремонта локомотивов: межвузовский тематический сборник научных трудов / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2014. – С. 27–31.

199. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015610367 Российская Федерация. Расчет количества продуктов сгорания топ-

лива в тепловозном дизеле методом равновесного состава : № 2014661207 : заявл. 05.11.2014 : опубл. 12.01.2015 / Анисимов А. С. ; заявитель ОмГУПС. – Текст: непосредственный.

200. VanderPlas, J. Python data science handbook / J. VanderPlas. – O'Reilly Media Inc. Sebastopol, 2016. – 530 p.

201. Kuhlman, D. A Python book: Beginning Python, advanced Python and Python exercises / D. Kuhlman. – Open source MIT, 2009. – 278 p.

202. Ортега, Дж. Введение в численные методы решения дифференциальных уравнений / Дж. Ортега, У. Пул ; под ред. А. А. Абрамова. – Москва : Наука, 1986. – 288 с. – Текст : непосредственный.

203. Чивилихин, С. А. Вычислительные методы в технологиях программирования. Элементы теории и практикум / С. А. Чивилихин. – Санкт-Петербург : СПбГУИТМО, 2008. – 108 с. – Текст : непосредственный.

204. Identification of operation modes of locomotive diesel engines. Chetvergov V., Anisimov A., Chernyshkov I. Conference proceedings VIII International Scientific Siberian Transport Forum. TransSiberia 2019. Сер. «Advances in Intelligent Systems and Computing» Siberian Transport University. 2020. С. 473–483.

205. The Linearization Method to Calculate the Equilibrium Composition of Combustion Products of Diesel Engine. Anisimov A., Chernyshkov I. В сборнике: Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles. Conference proceedings. Switzerland, 2023. С. 477–483.

206. Карп, И. Н. Продукты сгорания природного газа при высоких температурах (состав и термодинамические свойства) / И. Н. Карп, Б. С. Сорока, Л. Н. Дашевский, С. Д. Семеркина. – Киев: Техника, 1967. – 382 с. – Текст : непосредственный.

207. Фихтенгольц, Б. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления / Б. М. Фихтенгольц. – Москва : Физматлит, 2003. – 680 с. – Текст : непосредственный.

208. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2022665060 Российская Федерация. Расчет равновесного состава продуктов сго-

рания топлива в дизеле тепловоза : № 2022664489 : заявл. 02.08.2022 : опубл. 09.08.2022 / Анисимов А. С. ; заявитель ОмГУПС. – Текст : непосредственный.

209. Сквородников, Е. И. Методика оценки эффективности использования смесевых видов топлива в энергетических установках тепловозов / Е. И. Сквородников, А. С. Анисимов, Ю. Б. Гришина, М. В. Глухова. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2013. – № 2. С. 58–68.

210. Сквородников, Е. И. Техничко-экономическое обоснование применения смесевых видов топлива в тепловозных дизелях / Е. И. Сквородников, А. С. Анисимов, Ю. Б. Гришина. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2014. – № 3. – С. 36–44.

211. Анисимов, А. С. Расчет состава продуктов сгорания топлива в цилиндре тепловозного дизеля, работающего по газодизельному циклу / А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2015. – № 1. – С. 2–6.

212. Миркин, Б. Г. Проблема группового выбора / Б. Г. Миркин. – Москва : Наука, 1974. – 256 с. – Текст : непосредственный.

213. Кита, В. Ф. Устройство и ремонт турбокомпрессоров судовых ДВС / В. Ф. Кита. – Москва : Транспорт, 1972. – 128 с. – Текст : непосредственный.

214. Селезнев, К. П. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин, С. А. Анисимов [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 392 с. – Текст : непосредственный.

215. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей / Д. А. Дехович, Г. И. Иванов, М. Г. Круглов и др. – Москва : Машиностроение, 1973. – 296 с. – Текст : непосредственный.

216. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие / Б. П. Байков, В. Г. Бордуков, П. В. Иванов, Р. С. Дейч. – Ленинград : Машиностроение, 1975. – 200 с. – Текст : непосредственный.

217. Межеричский, А. Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей / А. Д. Межеричский. – Ленинград : Судостроение, 1986. – 248 с. – Текст : непосредственный.

218. Межеричский, А. Д. Агрегаты систем турбонаддува судовых двигателей / А. Д. Межеричский. – Мурманск : Мурманское книжное изд-во, 1983. – 176 с. – Текст : непосредственный.

219. Анисимов, А. С. Повышение работоспособности тепловозных турбокомпрессоров в эксплуатации : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог и тяга поездов» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Анисимов Александр Сергеевич ; Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 1999. – 168 с. – Текст : непосредственный.

220. Белова, Е. Е. Назначение гарантийных сроков эксплуатации локомотивов на основе анализа их показателей надежности : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Белова Елена Евгеньевна ; Петербургский гос. ун-т путей сообщения Императора Александра I. – Санкт-Петербург, 2016. – 269 с. – Текст : непосредственный.

221. Свечников, А. А. Совершенствование системы газовоздушного тракта тепловозных дизелей : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Свечников Александр Александрович ; Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2014. – 185 с. – Текст : непосредственный.

222. Становова, Ю. Ю. Повышение эффективности работы системы воздухообмена тепловозных дизелей на неустановившихся режимах : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Становова Юлия Юрьевна ; Самарский гос. ун-т путей сообщения. – Самара, 2012. – 142 с. – Текст : непосредственный.

223. Черкез, А. Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений / А. Я. Черкез. – Москва : Машиностроение, 1965. – 354 с. – Текст : непосредственный.

224. Васильев-Южин, Р. М. Работа судового дизеля в неспецификационных условиях / Р. М. Васильев-Южин. – Ленинград : Судостроение, 1967. – 160 с. – Текст : непосредственный.

225. Небеснов, В. И. Расчет эксплуатационных режимов работы силовых установок теплохода / В. И. Небеснов. – Москва : Морской транспорт, 1962. – 143 с. – Текст : непосредственный.

226. Портнов, Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия: Теория, рабочий процесс и характеристики / Д. А. Портнов. – Москва : Машгиз, 1963. – 639 с. – Текст : непосредственный.

227. Погодин, С. И. Рабочие процессы транспортных турбопоршневых двигателей / С. И. Погодин. – Москва : Машиностроение, 1978. – 312 с. – Текст : непосредственный.

228. Жирицкий, Г. С. Авиационные газовые турбины / Г. С. Жирицкий. – Москва : ГИОП, 1950. – 512 с. – Текст : непосредственный.

229. Степанов, Г. Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей / Г. Ю. Степанов. – Москва : Машгиз, 1958. – 350 с. – Текст : непосредственный.

230. Анисимов, А. С. Контроль технического состояния агрегатов системы наддува тепловозных дизелей методом малых отклонений / А. С. Анисимов, С. М. Овчаренко, Е. И. Сковородников. – Текст : непосредственный // Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона: материалы Международной научно-технической конференции «Двигатели 2008» / Тихоокеанский гос. ун-т. – Хабаровск, 2008. – С. 253–257.

231. Сковородников, Е. И. Применение метода малых отклонений для оценки влияния параметров системы наддува на работу тепловозного дизеля / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов, М. В. Тарута, С. И. Ахметов. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2009. – № 2. – С. 79–82.

232. Сковородников, Е. И. Результаты исследования влияния элементов турбокомпрессора на работу тепловозного дизеля / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2010. – № 1. – С. 59–62.

233. Анисимов, А. С. Результаты практического использования модели влияния параметров работы турбокомпрессора на работу дизеля ПД1М / А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Ресурсосберегающие технологии на Западно-Сибирской железной дороге: материалы научно-практической конференции / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – С. 112–117.

234. Анисимов, А. С. Практическое приложение метода малых отклонений для исследования влияния системы наддува на работу дизельного двигателя / А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Транспорт – 2011 : труды Всероссийской научно-практической конференции ; в 3 частях / Ростовский гос. ун-т путей сообщения. – Ростов-на-Дону, 2011. – Ч. 2. – С. 328–330.

235. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014661899 Российская Федерация. Математическое моделирование системы газообмена тепловозного дизеля с использованием метода малых отклонений : № 2014619799 : заявл. 30.09.2014 : опубл. 18.11.2014 / Анисимов А. С., Сковородников Е. И. ; заявитель ОмГУПС. – Текст : непосредственный.

236. Анисимов, А. С. Математическая модель оценки параметров работы элементов системы воздухообеспечения и экономичности тепловозных дизелей / А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Транспорт XXI века: исследования, инновации, инфраструктура: материалы научно-технической конференции, посвященной 55-летию УрГУПС: в 2 т. / Уральский гос. ун-т путей сообщения. – Екатеринбург, 2011. – Вып. 97, т. 1. – С. 90–97.

237. Анисимов, А. С. Моделирование системы наддува тепловозного дизеля в малых отклонениях / А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. – 2018. – № 1. – С. 64–74.

238. Грачев, В. В. Об использовании измеренного расхода топлива для оперативного контроля энергоэффективности тепловозов в эксплуатации / В. В. Грачев, А. В. Грищенко, Ф. Ю. Базилевский. – Текст : непосредственный // Локомотивы.

Транспортно-технологические комплексы. XXI век: материалы V Международной научно-технической конференции / Петербургский гос. ун-т путей сообщения Императора Александра I. – Санкт-Петербург, 2017. – С. 385–398.

239. Четвергов, В. А. О методике использования базы данных АПК «Борт» для оценки технического состояния локомотива / В. А. Четвергов, М. С. Величко, А. И. Мишин, П. А. Сиряк. – Текст : непосредственный // Современные наукоёмкие технологии. – 2017. – № 2. – С. 69 – 73.

240. Кузнецова, И. А. Об оценке технико-энергетической эффективности работы маневровых тепловозов путем моделирования рабочих процессов оборудования в режимах эксплуатации / И. А. Кузнецова. – Текст : непосредственный // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. – 2016. – № 3. – С. 6 – 8.

241. Четвергов, В. А. Контроль работоспособности и настройка дизель-генераторных установок тепловозов / В. А. Четвергов, А. И. Володин. – Омск : Омский институт инженеров ж.д. транспорта, 1984. – 50 с. – Текст : непосредственный.

242. Лакин, И. К. Применение статистических методов при диагностировании тепловозов / И. К. Лакин, А. А. Аболмасов, В. А. Мельников. – Текст : непосредственный // Известия Транссиба. – 2015. – № 1. – С. 20–29.

243. Валиев, М. Ш. Диагностика рабочего процесса тепловозного дизеля в условиях эксплуатации / М. Ш. Валиев. – Текст: непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. – 2011. – № 1. – С. 35–39.

244. Тепловоз ТЭМ18ДМ. Руководство по эксплуатации. – Брянск : ЗАО «УК БМЗ», 2009. – Том 1. – Текст : непосредственный.

245. ПР 32.213 – 2003. Коэффициент полезного действия и коэффициент полезного использования тепловозов. Методика определения. Введ. 2003-12-03. – Москва : МПС России. – 2003. – 12 с. – Текст : непосредственный.

246. ГОСТ Р 56046 – 2014. Показатели использования локомотивов. Термины и определения. – Москва : Стандартинформ. – 2014. – 25 с. – Текст : непосредственный.

247. Семенов, В. А. Теория вероятностей и математическая статистика / В. А. Семенов. – Санкт-Петербург : Питер. – 2013. – 192 с. – Текст : непосредственный.

248. Четвергов, В. А. Опыт разработки и внедрения технических средств для оценки качества ремонта и настройки ДГУ тепловозов при реостатных испытаниях / В. А. Четвергов, А. И. Володин, В. З. Даминов. – Москва : Транспорт. – 1986. – 54 с. – Текст : непосредственный.

249. Клименко, Ю. И. Эксплуатационный КПД, индикатор энергетической эффективности тепловозов и классы их энергоэффективности / Ю. И. Клименко, В. А. Перминов, И. Н. Родионов. – Текст : непосредственный // Вестник института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. – 2018. – № 2. – С. 76–81.

250. Коссов, Е. Е. К вопросу расчета затрат энергии на привод агрегатов автономного локомотива / Е. Е. Коссов, И. А. Кузнецова, А. Ю. Епишин. – Текст : непосредственный // Вестник ВНИИЖТ. – 2011. – № 2. – С. 35–38.

251. Овчаренко, С. М. Моделирование затрат мощности и дизельного топлива на привод вспомогательного оборудования тепловозов / С. М. Овчаренко, П. С. Корнеев. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2010. – № 4. – С. 48–51.

252. Анисимов, А. С. Оперативная оценка эффективности использования тепловозов на основе данных бортовых систем / А. С. Анисимов, И. В. Чернышков. – Текст : непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. – 2019. – № 2. – С. 7–16.

253. Анисимов, А. С. Способ определения показателей энергетической эффективности тепловозов в эксплуатации на основе данных бортовых систем / А. С. Анисимов, И. В. Чернышков, И. Н. Иванова, Н. Ю. Дворко. – Текст : непосредственный // Инновационные проекты и технологии в образовании, промышленности и на транспорте: Материалы научной конференции / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2018. – С. 137–142.

254. Анисимов, А. С. Алгоритм контроля эффективности использования тепловозов / А. С. Анисимов, И. В. Чернышков, Н. Ю. Дворко. – Текст : непосредственный // Инновационные проекты и технологии в образовании, промышленности и на транспорте: Материалы научной конференции / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2019. – С. 126–132.

255. Анисимов, А. С. Применение смесевых видов топлива для улучшения экологических характеристик тепловозов / А. С. Анисимов. – Текст : непосредственный // Транспортная наука и инновации. Материалы международной научно-практической конференции / Самарский гос. ун-т путей сообщения. – Самара, 2023. – С. 3–8.

256. Анисимов, А. С. Контроль характеристик сгорания топлива на основе методов идентификации рабочего цикла дизелей тепловозов / А. С. Анисимов, И. В. Чернышков. – Текст : непосредственный // ELTRANS 10.0 (Элтранс-2019). Материалы десятого Международного симпозиума «Элтранс-2019» («Eltrans-2019»), посвященного 210-летию со дня основания первого транспортного вуза России – Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I / Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I. 2023. – С. 15–19.

Документы, подтверждающие новизну предложенных решений

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2014615305

Расчет рабочего цикла четырехтактного дизеля
методом Вибе

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Омский государственный университет путей сообщения» (ОмГУПС (ОМИИТ)) (RU)*

Авторы: *Анисимов Александр Сергеевич (RU),
Сквородников Евгений Иванович (RU)*

Заявка № 2014612744

Дата поступления 28 марта 2014 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 22 мая 2014 г.



*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Б.П. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2014661899

**Математическое моделирование системы газообмена
тепловозного дизеля с использованием метода малых
отклонений**

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего профессионального
образования «Омский государственный университет путей
сообщения» (RU)*

Авторы: *Анисимов Александр Сергеевич (RU),
Сковородников Евгений Иванович (RU)*

Заявка № **2014619799**

Дата поступления **30 сентября 2014 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **18 ноября 2014 г.**

*Врио руководителя Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Л.Л. Курий



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2015610367

**Расчет количества продуктов сгорания топлива в
тепловозном дизеле методом равновесного состава**

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего профессионального
образования «Омский государственный университет путей
сообщения» (RU)*

Автор: *Анисимов Александр Сергеевич (RU)*

Заявка № 2014661207

Дата поступления 05 ноября 2014 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 12 января 2015 г.

*Врио руководителя Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Л.Л. Кирий



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022665060

Расчет равновесного состава продуктов сгорания
топлива в дизеле тепловоза

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Омский государственный университет путей сообщения» (RU)*

Автор(ы): *Анисимов Александр Сергеевич (RU)*

Заявка № **2022664489**

Дата поступления **02 августа 2022 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **09 августа 2022 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



Документы, подтверждающие внедрение результатов
диссертационной работы



УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер
Западно-Сибирской дирекции тяги

Д. А. Новоселов

ФИЛИАЛ ОАО «РЖД»
ДИРЕКЦИЯ ТЯГИ
ЗАПАДНО-СИБИРСКАЯ ДИРЕКЦИЯ ТЯГИ

АКТ

об использовании результатов научных исследований в производстве

г. Новосибирск

10 октября 2023 г.

Основание: Научные разработки Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС), выполненные под руководством и при личном участии доцента кафедры «Локомотивы», к.т.н. Анисимова А. С.

Разработки были выполнены в соответствии с планом научно-технических работ Омского государственного университета путей сообщения (тема НИР № г.р. АААА-А20-120122190036-3).

Составлен комиссией в составе:

Представители предприятия:

главный инженер Западно-Сибирской дирекции тяги Новоселов Д.А.

заместитель начальника Западно-Сибирской дирекции тяги (по планированию и контролю ремонта локомотивов) Костючко В.Н.

начальник технического отдела Западно-Сибирской дирекции тяги Баранов Д.А.

Представители ОмГУПС:

д.т.н., профессор Четвергов В.А.;

доцент кафедры «Локомотивы», к.т.н. Анисимов А.С.

1. Разработки ОмГУПС, характеризующиеся основными особенностями (признаками):

– алгоритмы реализации математических моделей однофазного и двухфазного тепловыделения, позволяющие выполнять расчет индикаторной диаграммы действительного рабочего цикла энергетической установки тепловоза, равноценной по площади диаграмме, полученной экспериментальным путем;

– метод оптимизации рабочего цикла энергетической установки тепловоза, работающего как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе, по критерию максимума среднего эффективного давления;

– алгоритм расчета основных компонентов продуктов сгорания в отработавших газах дизеля тепловоза, в том числе окислов азота и углекислого газа, для различных режимов нагрузки дизель-генераторной установки в реальном масштабе времени;

– оригинальный обобщенный критерий эффективности использования тепловоза, учитывающий энергетические, экономические и экологические характеристики энергетической установки и позволяющий проводить сравнительную оценку эксплуатационных показателей при модернизации тепловозов для работы как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе;

– математическая эталонная модель диагностирования дизель-генераторной установки тепловоза в условиях эксплуатации, позволяющая осуществлять оперативный контроль и оценку технического состояния элементов газоздушного тракта по выходным значениям параметров, получаемым при реостатных испытаниях или от бортовой системы регистрации параметров работы локомотива, в совокупности с моделированием рабочего цикла энергетической установки тепловоза;

– алгоритм и метод оценки эффективности работы тепловоза на основе определения эксплуатационного коэффициента полезного действия, реализуемые с использованием данных локомотивных бортовых систем и анализа состава отработавших газов, позволяющие выполнять функции контроля динамики изменения КПД дизеля как диагностического параметра для управления эффективной мощностью при работе как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе;

приняты к опытному использованию в технологических процессах эксплуатации тепловозов в границах Западно-Сибирской железной дороги – филиала ОАО «РЖД».

2. Технико-экономическая эффективность научных разработок, внедренных ОмГУПСом под руководством и при личном участии доцента, к.т.н. Анисимова А. С.:

2.1. Разработанные алгоритмы и методы, совокупность которых можно квалифицировать как решение научной проблемы повышения эксплуатационных показателей и эффективности использования тепловозов за счет применения смесового углеводородного топлива и управления эффективной мощностью энергетической установки, имеющей важное

хозяйственное значение в области тягового обеспечения железнодорожных перевозок;

2.2. Разработанный комплекс теоретических положений по оценке эффективности работы тепловоза на газодизельном топливе во всем возможном диапазоне нагрузок дизель-генераторной установки и управлению эффективной мощностью при работе как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе, применение которого позволяет определять исходные требования для разработки технических условий, выполнять оценку эффективности и корректировку технических и технологических решений по применению систем управления эффективной мощностью, устройств получения и подачи смесевого топлива в камеры сгорания при модернизации энергетических установок автономных локомотивов

3. Предложения о дальнейшем использовании и другие замечания:

Рекомендуется широкое использование указанных в акте разработок ОмГУПСа при проектировании, производстве и эксплуатации автономных локомотивов, работающих как на смесевом углеводородном, так и на дизельном топливе.

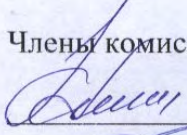
Составлен в трех экземплярах:

1-й экземпляр – ОмГУПС;

2-й экземпляр – Западно-Сибирская дирекция тяги;

3-й экземпляр - ОмГУПС, разработчику.

Члены комиссии

 В.Н. Костючко

 Д.А. Баранов

 В.А. Четвергов

 А.С. Анисимов

АКТ внедрения
научно-технической продукции

Наименование научно-технической продукции: «ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ В ТРАНСПОРТНЫХ ЗОНАХ ОДНОПУТНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ТОННЕЛЕЙ ПРОЕКТИРУЕМОЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ЛИНИИ «ЭЛЕГЕСТ – КЫЗЫЛ – КУРАГИНО», позволяющей рассчитать общее количество продуктов сгорания топлива и количество вредных выбросов в отработавших газах дизеля типа 2А-5Д49 магистральных тепловозов серии ТЭ70 с учетом изменения параметров окружающей среды (возвышения головки рельса над уровнем моря) и режимов нагрузки дизель-генераторной установки тепловоза для заданных условий эксплуатации.

Разработчики: д. т. н., профессор кафедры «Локомотивы» ОмГУПСа Е. И. Сквородников, к. т. н., доценты кафедры «Локомотивы» ОмГУПСа А. С. Анисимов, А. В. Чулков, В. К. Фоменко, студент теплоэнергетического факультета ОмГУПСа Ю. В. Карасев.

Общество с ограниченной ответственностью «Научно-производственное объединение «Мостовик» (ООО «НПО «Мостовик») принимает к использованию при проектировании системы вентиляции горных тоннелей проектируемой железнодорожной линии «Элегест – Кызыл – Курагино»:

– методику и математическую модель и результаты расчета термодинамических параметров рабочего цикла тепловозного дизеля 2А-5Д49, учитывающие характер выгорания топлива в цилиндре двигателя, геометрический угол опережения подачи топлива, долю сгоревшего топлива, параметры воздуха на входе в двигатель (системы наддува дизеля), рассчитанные с учетом условий окружающей среды;

– методику и математическую модель и результаты расчета параметров индикаторной диаграммы рабочего цикла дизеля с учетом заданных параметров нагрузки и условий окружающей среды, формирования индикаторных и эффективных показателей рабочего цикла, оценки эксплуатационной топливной экономичности тепловозов ТЭ70 с учетом условий эксплуатации;

– методику и математическую модель, использующую метод равновесного состава, и результаты расчета общего количества продуктов сгорания дизельного топлива среднего элементарного состава по ГОСТ 305-82 в цилиндрах тепловозного дизеля с учетом величины термодинамических параметров процесса выгорания топлива в цилиндре дизеля, значения которых определены с учетом изменения параметров окружающей среды и условий эксплуатации тепловозов на заданном полигоне обращения.

Заместитель руководителя
Департамента «Босфор»
по проектированию



П. М. Пономаренко

КИПАРИС

ООО НПЦ «КИПАРИС Т»

КИПАРИС Т ул. Маршала Жукова – Потанина, д. 144/60, кв. 5 г. Омск, 644046, Россия	тел.: 8(3812) 605-237 факс: 8(3812) 211-080 e-mail: Kiparis-t@mail.ru	ИНН 5504206183, КПП 550401001 р/с 40702810726000000598 филиал ОАО «УРАЛСИБ» г. Омск к/с 30101810400000000746, БИК 045209746, ОКПО 85347113
--	---	---

20. 02. 2015 г.

на № _____ от _____

АКТ

об использовании результатов диссертационной работы

АНИСИМОВА Александра Сергеевича

Настоящим подтверждается, что исследования, приведенные в диссертационной работе Анисимова А. С., программные продукты «Расчет параметров турбокомпрессоров тепловозных дизелей с изобарной системой наддува», «Математическое моделирование системы газообмена тепловозного дизеля с использованием метода малых отклонений» представляют практический интерес при разработке контрольно-диагностических комплексов, методов и автоматизированных средств контроля и диагностирования дизельного подвижного состава и принятия технологических управляющих воздействий при реостатных испытаниях тепловозов.

Перечень использованных научно-методических разработок:

- методика расчета термодинамических параметров рабочего цикла дизеля, построенная на совместном применении методов теплового расчета Гриневецкого – Мазинга и Вибе, дающая возможность при минимальном количестве контролируемых параметров работы дизель-генераторной установки моделировать индикаторную диаграмму рабочего цикла тепловозного дизеля, позволяющая оценить качество процесса сгорания топлива, динамические нагрузки в деталях кривошипно-шатунного механизма дизеля и цилиндровой группы при автоматизированных испытаниях дизель-генераторов и их вспомогательных систем на реостатном стенде;

- методика оценки взаимовлияния работы дизеля тепловоза и его агрегатов наддува, позволяющая при изменении контролируемых параметров газозоудушного тракта на основе метода малых отклонений оценить изменения

КПД компрессора и газовой турбины, степени закоксовывания соплового аппарата турбины, загрязнения воздухоохладителей и расхода топлива дизелем в процессе длительной эксплуатации тепловозов.

Разработанные математические модели и методы будут использованы:

- при разработке бортовых, мобильных и стационарных систем диагностирования дизель-генераторных установок тепловозов и их вспомогательных систем;

- при разработке автоматизированного комплекса реостатных испытаний дизель-генераторных установок тепловозов,

в том числе для:

- моделирования оценки топливной экономичности дизель-генераторных установок тепловозов при реостатных испытаниях и в условиях эксплуатации;

- моделирования и оценки термодинамических параметров рабочего цикла дизеля с учетом его частичных энергетических характеристик и угла опережения подачи топлива;

- оценки качества ремонта;

- формирования базы данных в системе диагностирования для определения периодичности и объемов плановых ремонтов дизельного подвижного состава с целью перехода к системе обслуживания локомотивов по техническому состоянию.

Разработанные математические модели универсальны и могут быть применены для всех серий тепловозов.

Генеральный директор
ООО НПЦ «КИПАРИС Т»



(В. Ф. Тарута)

ООО «АВИСКОМ»

АКТ

от «20» 03 2019 г.
г. Омск

Об опытном использовании
результатов научных
исследований и разработок
в производстве

УТВЕРЖДАЮ

Директор ООО «АВИСКОМ»,



П. А. Сиряк

М. П.

«20» 03 2019 г.

Основание: разработки Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС), выполненные под руководством к.т.н., доцента кафедры «Локомотивы» Анисимова А. С. и при личном участии аспиранта Чернышкова И. В.

Математические модели термодинамических процессов и равновесных концентраций продуктов сгорания топлива в энергетических установках тепловозов для оценки эффективности использования тепловозов в эксплуатации по данным бортовых систем параметров работы локомотивов.

Составлен комиссией в составе:

Представитель предприятия:

заместитель директора по ОКР, к.т.н. Мишин А. И.

Представители ОмГУПС:

к.т.н., доцент Анисимов А. С.;

аспирант Чернышков И. В.

Разработки ОмГУПС, характеризующиеся основными особенностями (признаками):

позволяют определить на основе данных, получаемых бортовой системой локомотива и дополненных математическими моделями термодинамических процессов и равновесных концентраций продуктов сгорания топлива тепловозных дизельных двигателей, коэффициент полезного действия тепловоза без вывода локомотивов из эксплуатации;

предлагаемые модели способны дополнить существующие алгоритмы анализа параметров работы тепловозов, фиксируемых локомотивными бортовыми системами

