

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Самарский государственный университет путей сообщения»

На правах рукописи



КУРМАНОВА Лейла Салимовна

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЕЙ ТЕПЛОВЗОВ
ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА
И ПРИРОДНОГО ГАЗА**

Специальность 05.04.02 – Тепловые двигатели

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук,
профессор Д.Я. Носырев

Самара 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	4
ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЯХ.....	11
1.1 Обоснование необходимости использования природного газа в транспортных двигателях.....	11
1.2 Перспективы использования природного газа в тепловозных дизелях.....	14
1.3 Способы организации рабочего цикла в дизелях тепловозов для работы на смеси дизельного топлива и природного газа.....	21
1.4. Мировой опыт по применению природного газа в тепловозных дизелях.....	24
1.5. Выводы и постановка задач исследования.....	36
2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА И ТОКСИЧНОСТИ ДИЗЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЗОВ, РАБОТАЮЩИХ НА СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И ПРИРОДНОГО ГАЗА.....	38
2.1. Обзор существующих моделей расчета рабочего цикла и токсичности тепловых двигателей.....	39
2.2. Модель расчета рабочего цикла дизелей тепловозов на смесевом топливе	50
2.3. Методика расчета теплоты, выделившейся при сгорании смесевого топлива в зависимости от компонентного состава природного газа.....	68
2.4. Методика расчета количества продуктов сгорания смесевого топлива.....	72
2.5. Расчет индикаторных и эффективных показателей дизеля.....	79
2.6. Выбор исходных параметров и расчет показателей работы дизеля 6ЧН31/36 на смесевом топливе.....	80
2.5. Выводы по главе.....	88

3. РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ДЛЯ КОНВЕРТАЦИИ ДИЗЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЗОВ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И ПРИРОДНОГО ГАЗА.....	89
3.1. Особенности конвертации дизелей тепловозов при работе на смесевом топливе.....	89
3.2. Разработка топливоподающей системы дизеля тепловоза для работы на смесевом топливе.....	91
3.3. Разработка перемешивающего устройства	95
3.4. Расчет характеристик перемешивающего устройства.....	97
3.5. Выводы по главе.....	109
4. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И ПРИРОДНОГО ГАЗА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЗОВ.....	110
4.1. Методика проведения экспериментальных исследований.....	111
4.2. Сравнительный анализ влияния смесевое топлива на показатели работы дизеля 6ЧН31/36.....	115
4.3. Определение расхода природного газа и дизельного топлива.....	121
4.4. Расчетная оценка влияния смесевое топлива на показатели работы дизеля 6ЧН31/36.....	124
4.5. Влияние состава смесевое топлива на индикаторные показатели и характеристики тепловыделения дизеля 6ЧН31/36.....	128
4.6. Определение взаимосвязи между показателями работы дизеля 6ЧН31/36 и составом смесевое топлива.....	134
4.7. Выводы по главе.....	145
5. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ ОТ ПРИМЕНЕНИЯ СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И ПРИРОДНОГО ГАЗА В ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЯХ.....	146
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ.....	152
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	154
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	167

СПИСОК ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

ДТ – дизельное топливо;

КПГ – компримированный природный газ;

ОГ – отработавшие газы;

п.к.в. – поворот коленчатого вала двигателя;

ТНВД – топливный насос высокого давления;

УОВТ, θ – угол опережения впрыскивания топлива;

N^{OG} – дымность ОГ;

CO_2 – оксиды углерода;

NO_x – оксиды азота;

P_e – среднее эффективное давление;

$q_{ц}$ – цикловая подача топлива;

φ – текущее значение угла поворота кривошипа, град. п.к.в.;

$x=f(\varphi)$ – функция тепловыделения;

φ_z – продолжительность процесса сгорания, град. п.к.в.;

$K - \varepsilon$ – модель газодинамики;

η_i – индикаторный коэффициент полезного действия;

V_i – удельный индикаторный расход природного газа;

g_i – удельный индикаторный расход дизельного топлива;

V_e – удельный расход природного газа;

b_e – удельный эффективный расход дизельного топлива;

N_e – эффективная мощность дизеля;

ξ_z – коэффициент тепловыделения в конце видимого сгорания;

$H_{u_{дт}}$, $H_{u_{пг}}$ - низшая теплота сгорания соответственно дизельного топлива и

природного газа;

$K_0 = f(H_u)$ – коэффициент компонентного состава;

$m_{пг}$ – показатель растворимости природного газа;

q – относительное количество тепла, подведенного при сгорании смесового топлива.

ВВЕДЕНИЕ

Приоритеты перевода автономных локомотивов для работы на смеси дизельного топлива и природного газа определены в «Энергетической стратегии холдинга «Российские железные дороги» на период до 2015 года и на перспективу до 2030 года», в «Стратегии инновационного развития ОАО «Российские железные дороги» (Белая Книга ОАО «РЖД»)» и в «Программе инновационного развития ОАО «Российские железные дороги» на период до 2020 года» [76].

В перечисленных документах ставятся следующие задачи:

- замещение до 30% потребляемого тепловозами дизельного топлива сжиженным и сжатым природным газом;
- разработка и внедрение гибридных локомотивов, магистральных и маневровых газотепловозов и газотурбинных локомотивов мощностью до 10000 кВт, газопоршневых маневровых локомотивов;
- создание инфраструктуры газообеспечения и газозаправки локомотивов.

Учитывая экологичность и экономичность использования газовых технологий для тяговых нужд на железнодорожном транспорте, применение смесового топлива рассматривается как одно из приоритетных направлений деятельности ОАО «РЖД».

На сегодняшний день разработками в области применения природного газа в тепловозных дизелях занимаются такие страны как Россия, США, Канада, Австрия, Германия и др. [97,98,114,117,120].

Переход на смесовое топливо позволяет улучшить тяговые свойства автономных локомотивов, увеличить их наработку на отказ, сократить расход дизельного топлива, снизить объемы вредных выбросов [34,41,45,46]. Поэтому вопросы по повышению эффективности работы тепловозов за счет применения смесового топлива являются актуальными.

Актуальность диссертационной работы обусловлена необходимостью улучшения энергетических, экономических и экологических показателей дизелей тепловозов. Эффективным методом улучшения названных показателей является

использование компримированного природного газа (КПГ) в качестве добавки к дизельному топливу. Такой способ подачи позволяет улучшить качество распыла и сгорания смесового топлива путем дополнительного разрушения его топливной струи за счет выделения природного газа при перепаде давления, что способствует более тонкому и однородному распыливанию с множеством начальных очагов воспламенения.

Специфика эксплуатации маневровых тепловозов характеризуется частым изменением режимов работы и применение сжиженного природного газа (СПГ) практически невозможно из-за инерционности газификатора, поэтому для маневровых тепловозов целесообразно применять КПГ.

Вместе с тем, одной из основных проблем применения КПГ в качестве добавки является его низкое качество смешения с нефтяными топливами. Для улучшения экологических и технико-экономических показателей дизелей за счет насыщения дизельного топлива природным газом необходимо равномерно распределить смесовое топливо по объему камеры сгорания.

Эта проблема может быть решена путем использования диспергатора (перемешивающего устройства).

В результате сгорания природного газа в полном объеме происходит повышение давления и температуры, что сказывается на разрушении топливной струи.

При анализе проблем использования природного газа в качестве добавки к дизельному топливу необходимо проведение комплекса расчетно-экспериментальных исследований, направленных на исследование параметров дизеля, работающего на смесовом топливе. Результаты этих исследований будут способствовать достижению требуемых показателей экономичности и токсичности отработавших газов современных транспортных дизелей.

Таким образом, вопросы по повышению эффективности работы тепловозных дизелей путем применения смесового топлива являются актуальными.

Цель диссертационной работы: повышение эффективности работы дизелей тепловозов путем применения смеси дизельного топлива и природного газа.

Для достижения указанной цели поставлены следующие задачи:

- проанализировать особенности применения природного газа в тепловозных дизелях и выполнить анализ существующих систем его подачи к дизельному топливу;
- усовершенствовать математическую модель, определяющую действительную объемную подачу природного газа, учитывающую низшую теплоту сгорания смесевоего топлива для оценки показателей работы тепловозных дизелей в зависимости от доли замещения дизельного топлива природным газом;
- разработать методику расчета теплоты, выделившейся при сгорании смесевоего топлива с учетом компонентного состава природного газа, позволяющую оценить показатели работы дизелей тепловозов;
- разработать систему подачи смесевоего топлива с входящим в нее перемешивающим устройством и выполнить расчет его характеристик;
- провести расчетно-экспериментальные исследования влияния доли замещения дизельного топлива природным газом на энергоэкономические и экологические показатели работы дизеля 6ЧН31/36;
- оценить внутрицилиндровые параметры дизеля по индикаторной диаграмме и характеристикам тепловыделения.

Объект исследования: рабочий цикл дизеля K6S310DR (6ЧН31/36) тепловоза ЧМЭЗ, работающего на смеси дизельного топлива и природного газа.

Предмет исследования: энергоэкономические и экологические показатели дизеля тепловоза.

Методология и методы исследования. При выполнении работы применялись экспериментальные методы, методы математического моделирования, методы математической статистики, методы планирования и обработки результатов натурного и вычислительного эксперимента, методы регрессионного анализа. Сравнительный расчет показателей работы тепловоза выполнен в программе *ENGINE*. При обработке результатов экспериментального исследования

применялись пакеты программ *Microsoft Excel*, *Statistica*. Разработка топливоподающей системы дизеля и перемешивающего устройства для работы на смесевом топливе выполнена с помощью программного комплекса *КОМПАС-3D*. В программном комплексе *SolidWorks* с использованием модуля газодинамического анализа *Flow Simulations* был проведен расчет скоростей дизельного топлива и природного газа внутри смесителя.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- усовершенствована математическая модель, определяющая действительную объемную подачу природного газа, учитывающая низшую теплоту сгорания смесевое топливо для оценки показателей работы тепловозных дизелей в зависимости от доли замещения дизельного топлива природным газом;

- разработана методика расчета теплоты, выделившейся при сгорании смесевое топливо с учетом компонентного состава природного газа, позволяющая оценить показатели работы тепловозных дизелей на всех режимах работы;

- получены сравнительные результаты энергоэкономических и экологических показателей в зависимости от доли замещения дизельного топлива природным газом для расчетного прогнозирования показателей работы дизелей тепловозов и выбора рациональных регулировочных решений.

Практическая значимость результатов исследования заключается в:

- разработке методики расчета теплоты, выделившейся при сгорании смесевое топливо, позволяющей оценить показатели работы тепловозных дизелей при коэффициенте компонентного состава природного газа $K_0=1,08$;

- разработке системы подачи смесевое топливо с перемешивающим устройством, обеспечивающим растворимость природного газа в дизельном топливе, которая оценивается величиной $m_{\text{пг}} = 0,10-0,14\%$, что позволяет повысить степень однородности смесевое топливо;

- в применении перемешивающего устройства, позволяющего получить высокодисперсную однородную смесь дизельного топлива и природного газа за счет цилиндрической камеры закручивания и чередующихся тангенциально

расположенных отверстий со штуцерами-жиклерами подачи дизельного топлива и природного газа, в которых установлены шнековые завихрители, что способствует повышению эффективности работы тепловозных дизелей на смесевом топливе в условиях реальной эксплуатации.

Реализация работы. Полученные результаты используются на Южно-Уральской железной дороге в сервисном локомотивном депо «Орск» в виде рекомендаций по использованию системы подачи, смешивания и дозирования природного газа в дизелях тепловозов, а также в научно-исследовательской лаборатории «ЛЭУ» кафедры «Локомотивы» СамГУПС в виде действующей лабораторной установки. Внедрение результатов исследования подтверждено Актами внедрения.

На защиту выносятся.

Положения научной новизны, практической значимости, а также результаты и выводы по работе.

Степень достоверности результатов. Достоверность научных положений работы подтверждена сравнением результатов численного моделирования и экспериментальных исследований. Расхождение полученных результатов не превышает 5 %.

Апробация работы. Результаты исследований докладывались на научных конференциях:

- на научно-практической конференции «Локомотивы. Газомоторное топливо» (г. Самара, 2016г., СамГУПС);
- на третьей Всероссийской научно-технической конференции с международным участием (г.Омск, 2016г., ОмГУПС);
- на X Международной научно-практической конференции «Наука и образование транспорту» (г. Самара, 2017г., СамГУПС);
- на Международной научно-исследовательской конференции «Молодежная наука в XXI веке: традиции, инновации, векторы развития» (Оренбург, 2017);
- на VIII Международной научно-практической конференции «Проблемы безопасности на транспорте» (Республика Беларусь, г.Гомель, 2017г.);

– на Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018» (г. Москва, 2018г, МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 19 научных работ, в том числе статей – 17, из них 1 – в журнале, входящего в базу Scopus и Web of Science [103], 9 – в ведущих научных изданиях из перечня ВАК Министерства образования и науки РФ [36, 43,44,48,51-53,55], 5 – в материалах всероссийских и международных конференций [36,54,56,61,63], две – в зарубежном научном издании [59,62], получены два патента на полезные модели [58,60].

Структура и объем работы. Диссертация общим объемом 210 страниц состоит из введения, пяти глав, основных выводов, библиографического списка из 130 наименований, в том числе зарубежных – 40, шести приложений и содержит 167 страниц основного текста, 20 таблиц, 52 рисунка.

1. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЯХ

1.1. Обоснование необходимости использования природного газа в транспортных двигателях

Россия располагает крупнейшими в мире месторождениями газа, доля ее запасов в мировых составляет 1/3 и является самой большой среди всех стран. Россия и сеть железных дорог ОАО «РЖД» имеют уникальное территориальное сухопутное расположение, выгодное относительно крупнейших сегментов мирового газового рынка: европейского и стран Азиатско-Тихоокеанского региона, включая Китай, как наиболее емкий перспективный рынок природного газа.

В России потребление моторных топлив ежегодно составляет более 100 млн тонн, из них на долю дизельного топлива приходится около 55 млн тонн. При этом железнодорожный транспорт является одной из энергоемких сфер промышленного производства ежегодно расходуя до 6% дизельного топлива [40,57].

Транспортные двигатели останутся главным потребителем моторных топлив и на период до 2040-2050 гг. В ближайшей перспективе ожидается увеличение потребления нефтепродуктов при примерно постоянных объемах их производства, и будет отмечаться нарастающий дефицит моторных топлив.

Указанные факторы привели к необходимости реконструкции топливно-энергетического комплекса путем более глубокой переработки нефти, применения энергосберегающих технологий, перехода на менее дорогостоящие виды топлива. Поэтому одним из наиболее перспективных направлений совершенствования транспортных двигателей является их адаптация к работе на альтернативных топливах.

Все более широкое использование различных альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания обеспечивает постепенное замещение топлив нефтяного происхождения, значительно расширяет сырьевую базу для получения моторных топлив, облегчает решение вопросов снабжения топливом

транспортных средств и стационарных установок. Возможность получения альтернативных топлив с требуемыми физико-химическими свойствами позволяет целенаправленно совершенствовать рабочие процессы дизелей и, тем самым, улучшить показатели их топливной экономичности и токсичности отработавших газов.

В последние годы наметилась тенденция к снижению роли нефти и нефтепродуктов в Российской экономике [69]. Это объясняется снижением темпов роста добычи нефти, вызванным выработкой ее крупных месторождений, незначительным вводом в эксплуатацию новых месторождений, заметным сокращением инвестиций в поисково-разведочные работы, отсутствием эффективных технологий добычи, обеспечивающих высокую отдачу нефтяных пластов.

Определенный интерес представляет мировая динамика потребления первичных энергоносителей. Если в 2000г. на долю нефти приходилось около 50% всех потребляемых энергоносителей, то в 2015г. ее доля составляла лишь около 35% (рис. 1.1.) [40,49,113].

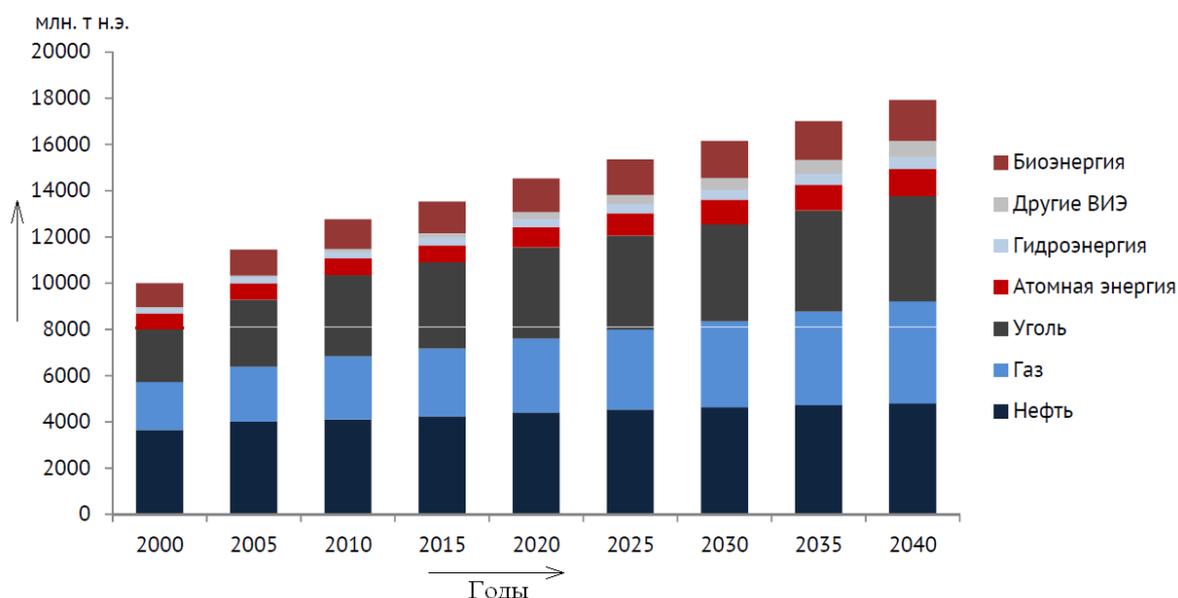


Рис. 1.1. Динамика изменения потребления первичных энергоносителей

Поэтому ожидаемый подъем национальной экономики неизбежно будет сопровождаться дефицитом нефти и нефтепродуктов, что создает предпосылки к более широкому использованию других энергетических ресурсов.

Наряду с уменьшением мировых запасов нефти наблюдается тенденция повсеместного повышения цен на нефть и нефтяные топлива. В России в начале 2005г. цена 1 л дизельного топлива приблизилась к 14 руб. В 2017г. цена 1 л дизельного топлива превысила 37 руб. (рис. 1.2.) [49,68].

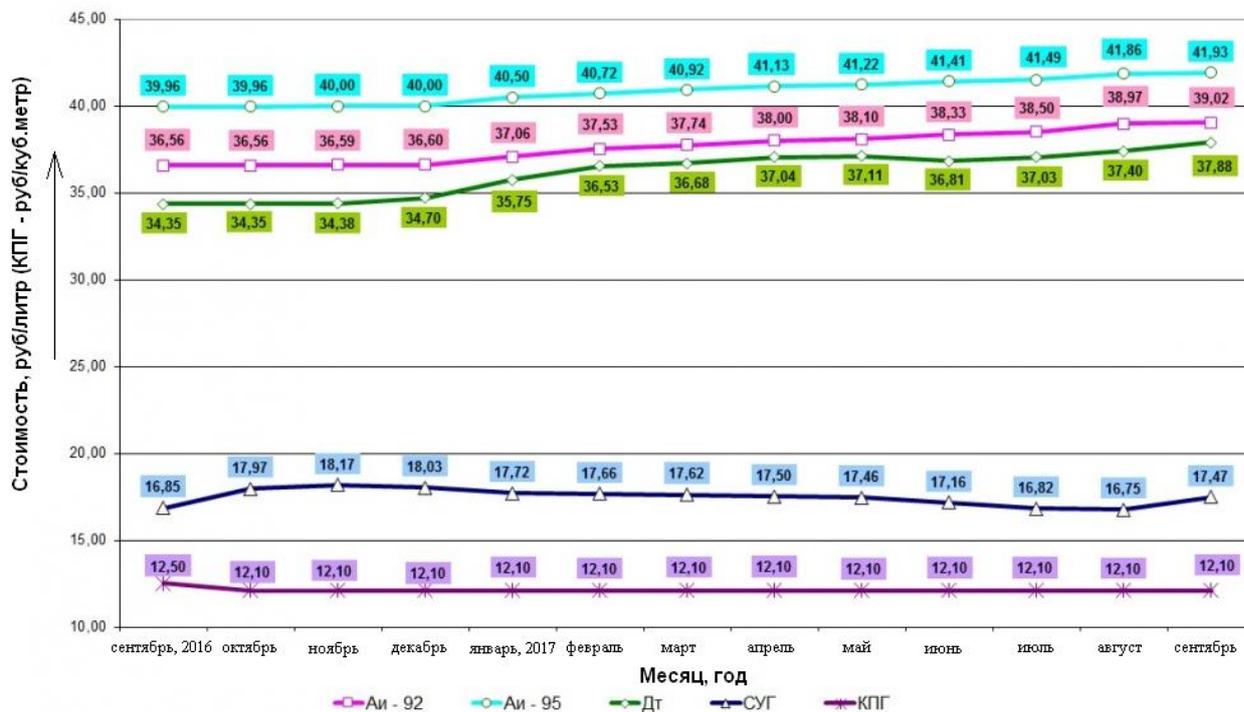


Рис. 1.2. Динамика роста средних цен на моторное топливо в России

Перспектива развития топливного баланса России на период до 2020г. характеризуется сравнительно небольшим приростом общего объема добычи и переработки нефти и значительным увеличением потребления моторных топлив, что приведет к их дефициту. Эта же тенденция характерна и для мирового топливно-энергетического комплекса, в котором более 70% добываемой нефти расходуется на получение моторных топлив [68].

Сопоставление представленных выше данных о потреблении дизельного топлива свидетельствует о необходимости применения в дизелях других видов топлив.

Такое расширение диапазона применяемых топлив возможно при использовании «многотопливных» дизелей, способных работать на альтернативных топливах.

Проблема «многотопливных» дизелей тесно связана с задачей расширения и наиболее рационального использования топливных ресурсов. Это обусловлено возможностью более гибкого приспособления дизелей к изменяющемуся топливному балансу, определяемому добычей нефти, затратами на производство и транспортировку различных нефтепродуктов, использованием альтернативных топлив, получаемых из природного газа, горючих сланцев, биомассы и других сырьевых ресурсов. Решение проблемы «многотопливных» дизелей позволяет обеспечить их бесперебойную и мобильную работу в условиях дефицита того или иного вида топлива, что особенно важно для двигателей транспортного назначения.

Железнодорожный транспорт является одним из крупнейших потребителей нефтяного топлива в стране. Задачу в области обеспечения бесперебойного снабжения тепловозов моторным топливом в настоящее время и в перспективе, а также в снижении расходов на его потребление можно путем замены менее дефицитным и более дешевым альтернативным топливом [59,62,70,83,87].

Проведенный анализ показывает, что наиболее зависим от поставок нефти именно транспортный сектор. Таким образом, в связи с непрерывным увеличением цен на нефтепродукты, истощением запасов нефти в мире, возникает все более острая необходимость реконструкции топливно-энергетического баланса в направлении замещения нефтепродуктов в транспортных энергетических установках другими энергоносителями, вырабатываемыми из альтернативных сырьевых ресурсов.

1.2. Перспективы использования природного газа в тепловозных дизелях

Природный газ, основным компонентом которого (до 98 %) является метан CH_4 , давно нашел свою нишу применения в качестве моторного топлива на транспорте. Чаще всего это дизели, конвертированные на природный газ. В настоящее время масштабы использования природного газа на транспорте колеблются в различных странах от 1 % до 10-15 % и практически все крупные дизелестроительные фирмы имеют как минимум опытно-промышленные образцы

дизелей, конвертированных на газ [27,115,116]. В целом природный газ как моторное топливо имеет ряд преимуществ:

- запасы природного газа значительно превышают нефтяные ресурсы и, по некоторым прогнозам, при нынешних темпах добычи в России, разведанных запасов хватит примерно на 100 лет. В 2010 г. предприятиями ОАО «Газпром» добыто более 530 млрд. м³ газа. Кроме значительных естественных запасов, существует развитая сеть доставки природного газа от месторождения во многие регионы мира по магистральным газопроводам, что в настоящее время делает его наиболее дешевым видом моторного топлива;

- природный газ экологичнее по сравнению с традиционными видами моторных топлив, в частности, содержит меньше углерода С (74,9 % массовой доли) по сравнению с бензином (85,6 %) и дизельным топливом (86,1 %), что способствует снижению концентрации CO₂ в продуктах сгорания.

Газообразное состояние моторного топлива, в данном случае природного газа, является важным преимуществом с точки зрения осуществления эффективного рабочего процесса, однако влечет за собой такие недостатки, как:

- малая концентрация энергии в единице объема: при атмосферном давлении эта концентрация примерно в 800-1000 раз меньше, чем в единице объема жидкого нефтяного топлива;

- сложности транспортирования. В связи с малой объемной концентрацией энергии транспортирование на большие расстояния осуществляется магистральным газопроводом под давлением 55...75 бар [41,33]. Для поддержания такого давления в газопроводах необходимо через каждые 100... 150 км устанавливать компрессорные газоперекачивающие станции, мощность привода которых достигает несколько десятков тысяч киловатт. В качестве приводного агрегата компрессора чаще всего используют поршневые двигатели, работающие на газе;

- сложности хранения. Основная проблема при использовании природного газа на транспорте заключается в создании компактных, легких и надежных систем его хранения. Довольно внушительные габаритные размеры и масса

металлических баллонов для сжатого газа приводят к сокращению пробега между заправками.

Современные альтернативные технологии изготовления облегченных баллонов (например, из армированных пластиков), как правило, дорого стоят.

Природный газ (метан) наиболее пригоден для применения на тепловозах. Более того, его энергетические и физические характеристики выше по сравнению с дизельным топливом примерно на 10 % массовой калорийности, снижение выбросов токсичных продуктов сгорания в 1,5–2,0 раза меньше, на 30–40 % воздействия на смазочные масла, приводящего к их старению, позволяют получить более высокие экономические, экологические и ресурсные показатели работы тепловозов.

Таким образом, наиболее реальным и эффективным направлением решения проблемы устойчивого снабжения тепловозов моторным топливом, снижения расходов на его приобретение, а также повышения экологичности этих локомотивов в эксплуатации является применение природного газа. По оценкам ОПЕК, Россия обеспечена собственным запасом природного газа до 2083г.

Природный газ может находиться в двух состояниях: сжиженном (СНГ) и сжатом, т. е. компримированном (КПГ). Во всех случаях в цилиндры двигателя газ подается в сжатом виде, поэтому выбору подлежит состояние, в котором перевозится запас газа на тепловозе. В сжиженном состоянии природный газ находится при температуре минус 162 °С; для сохранения его в этом состоянии требуются криогенные емкости. При таком охлаждении плотность увеличивается почти в 600 раз, а в сжатом состоянии до давления 25 МПа (обычное давление в газовых баллонах) в 250 раз. Следовательно, теоретически в одном и том же геометрическом объеме сжиженного газа может поместиться и 2,4 раза больше, чем сжатого. Однако на практике для сжиженного газа требуется газовойдяной теплообменник с системой подачи в него горячей воды из дизеля. В связи с тепловой инерционностью теплообменника при резкопеременных режимах нагрузки тепловоза необходимо устанавливать резервную емкость для сжатого

газа, что не позволяет полностью реализовать его преимущество по плотности [2,12,28,40,62].

Эти агрегаты, устройства автоматики управления и безопасности, а также первичный газоздушный теплообменник должны быть размещены в криогенном тендере тепловоза 2ТЭ116Г вместо криогенных емкостей и указанного оборудования можно установить баллоны со сжатым газом под давлением 25 МПа и разместить в них до 10т газа. В этом же тендере может поместить 17т сжиженного газа, из которых, почти 3т составляет технологический запас, необходимый для обеспечения температуры его хранения. Таким образом, на тепловозе запас природного газа в сжиженном состоянии больше, чем в сжатом, практически на 25–28 % [10,11,32,84].

Кроме того, сжиженный природный газ в теплотехническом и эксплуатационном отношении является более сложным видом топлива, чем сжатый. Стоимость криогенных емкостей выше стоимости баллонов для сжатого газа. При утечках сжиженный газ либо быстро испаряется, заполняя объем тендера, либо при больших утечках опускается вниз, что создает опасность пожара, взрыва, отравления и ожогов обслуживающего персонала. Для получения, хранения и транспортировки сжиженного газа требуются: специальное оборудование, дополнительные территории, а также квалифицированный персонал.

Сжатый природный газ находится в состоянии, пригодном для подачи в цилиндры двигателя, но для его хранения требуется создать высокое давление, что связано с определенными трудностями в отношении уплотнения газопроводов и обеспечения безопасности эксплуатации. Кроме того, высокое давление связано с глубоким редуцированием сжатого газа.

Таким образом, каждое из агрегатных состояний имеет свои недостатки, и поэтому выбор одного из них должен соотноситься с условиями эксплуатации тепловозов.

Накоплен немалый опыт использования природного газа в качестве моторного топлива. Так, на маневровых тепловозах, где число изменений режимов работы

достигает 100 переключений в час, применять сжиженный газ затруднительно из-за инерционности газификатора, и поэтому на газотепловозах ТЭМ18Г применен сжатый природный газ. Запас его, возимый на тепловозе, составляет 850 м³ при давлении 20 МПа, что обеспечивает межзаправочный срок 2,5–3,0 суток. Для магистральных тепловозов, режимы работы которых более стабильны, но межзаправочный пробег в связи с их значительным удалением от депо играет большую роль, чем для маневровых, можно рассматривать оба агрегатных состояния. Однако очевидно, что сжиженный газ имеет смысл применять только в тех регионах, где организовано его производство и значительные затраты на создание инфраструктуры газоснабжения оправданы достаточным количеством газотепловозов [43,70,83,84].

В обычных условиях, т. е. при нормальном давлении и температуре, метан представляет собой газ без цвета и запаха, горящий бледно-синеватым пламенем.

Основные теплофизические характеристики метана приведены в табл. 1.1. [13].

Таблица 1.1.

Теплофизические характеристики метана

Параметр	Значение параметра	Параметр	Значение параметра
Молекулярная масса, кг/кмоль	16,031	Плотность, кг/м ³	0,7168
Температура плавления, К	90,6	Вязкость, МПа·с	0,0111
Температура кипения, К	111,8	Удельная теплопроводность при 760 мм рт ст и 0°С, Вт/(м К)	0,2382
Теплоемкость, кДж/(кг·К): C _p C _v	2,2235 1,6964	Пределы взрываемости метано-воздушных смесей при 0,1 МПа, метана в смеси, %	5,6-14,3
Показатель адиабаты расширения $K=C_p/C_v$	1,31	Температура сжижения, К	191

Основные физико-химические и эксплуатационные свойства альтернативных и традиционных топлив в сравнении приведены в табл. 1.2.

Физико-химические и эксплуатационные свойства альтернативных и традиционных топлив

Характеристика	Водород	Керосин	СНГ	Дизельное топливо	Метанол	Метан
Элементарный состав						
С	-	0,853	0,18	0,87	0,375	0,75
Н	1	0,147	0,172	0,13	0,125	0,25
О	-	-	-	-	0,500	-
Плотность, кг/м ³ жидкий газообразный	70,8 0,0899	800 -	542 -	820 -	790 -	415 -
Вязкость при 20 °С, м ² /с	-	1,75·10 ⁻⁶	-	4 – 6,5·10 ⁻⁶	0,27·10 ⁻⁶	-
Температура начала кипения, К	20,2	423	-42	-	338	111
Температура конца кипения, К	20,2	523	-	-	-	-
Температура воспламенения, К	823 – 873	708	415	593 – 653	741	923 – 973
Пределы воспламенения %, нижний верхний	4,0 74,2	1,4 7,4	2,37 9,5	- -	6,72 36,5	5 15
Стехиометрическое кол-во воздуха, кг/кг	2,7	0,4	15,2	0,4	-	0,34–0,37
Низшая теплотворная способность, МДж/кг	121	43	46	42 – 43	19,4	50
Коэффициент диффузии в воздухе м ² /с	0,66·10 ⁻⁴	-	-	-	-	0,186·10 ⁻⁴
Максимальная температура горения в воздухе, К	2503	2340	-	-	2175	2316
Энергия воспламенения, кДж	20	250	-	-	-	-
Скрытая теплота испарения, кДж/кг	451	209	390	188	1105	511

Как видно из таблицы 1.2, физико-химические свойства метана – основного представителя природного газа, его значительные природные запасы, развитая газопроводная сеть транспортирования от месторождения до региональных потребителей, себестоимость и экологичность в сравнении с традиционными нефтяными топливами позволяют рассматривать природный газ в качестве наиболее перспективного альтернативного топлива.

Природный газ – бесцветная криогенная жидкость, содержащая 60–99 % метана. Его охлаждающая способность по тепловому потоку – 2562 кДж/кг. В контакте с жидким природным газом металлы не подвержены коррозии. На таком транспортном средстве криогенный топливный бак должен иметь специальное заправочное и вентиляционное устройство, а также предохранительные клапаны. В топливной системе энергетической установки необходимы испаритель-подогреватель жидкого топлива, регулятор давления, специальный смеситель или система для непосредственной подачи газа в цилиндр дизеля или камеру сгорания газотурбинной установки.

В эксплуатации природный газ безопасен, в топливном баке не образуется горючая смесь, не накапливаются заряды статического электричества. В случае утечки газа и его воспламенения пожар не получит распространения, так как газ сгорает быстро, не смачивая встречающиеся на пути материалы. Распыленный газ быстро улетучивается и воспламеняется труднее, чем распыленное дизельное топливо. Газообразное топливо почти не оставляет отложений в топливной системе и цилиндро-поршневой группе дизеля и камере сгорания энергетической установки. При работе на природном газе сроки службы дизеля и газотурбинной установки увеличиваются, удлиняются интервалы между сменой масла и очисткой (сменой) фильтров, уменьшается износ трущихся деталей топливной системы двигателя, увеличивается его моторесурс. Природный газ облегчает запуск дизеля при любой температуре, ускоряет его прогрев. Поскольку пределы распространения пламени газозоудушной смеси расширены, сгорание протекает удовлетворительно и на обедненных рабочих смесях. Это одно из важных

преимуществ применения природного газа в качестве моторного топлива энергетических установок [9,20,27,29,36,41].

Реализация преимуществ применения жидкого метана на транспортных средствах требует решения ряда сложных проблем, возникновение которых неизбежно при конструировании топливных систем и их эксплуатации. Вследствие малой плотности жидкого метана объем топливных баков следует увеличить на 60 % в сравнении с объемом баков для жидкого углеводородного топлива. Для жидкого метана баки должны быть эффективно теплоизолированы, для обеспечения работы в широком диапазоне температур. Масса таких теплоизолированных баков увеличится на 75–80 %. При изготовлении емкостей и трубопроводов для хранения и транспортирования жидкого метана нужно учитывать специфику эксплуатации сильно охлажденного взрывоопасного продукта. Вся аппаратура должна быть работоспособной при температуре до -162 °С. Необходимо предотвратить потери жидкого метана через дренажную систему, которые могут составить 7–9 %. Трудности хранения в баках транспортного средства жидкого метана, даже предварительно охлажденного при заправке, с подушкой из нерастворимого в жидком метане гелия, сильно осложняют реализацию перечисленных выше преимуществ. Тем не менее, исследования в этой области продолжаются.

1.3. Способы организации рабочего цикла в дизелях тепловозов для работы на смеси дизельного топлива и природного газа

Работы по переводу тепловозов на природный газ ведутся во ВНИИЖТе с конца 80-х годов. Проработаны схемы маневровых и магистральных газотепловозов для использования как сжатого, так и сжиженного газа. В работах ВНИИЖТа предлагаются следующие варианты [15,22,23,83-88].

В качестве основных, возможны два варианта организации рабочего процесса тепловозного двигателя с использованием природного газа в качестве моторного топлива. Первый вариант – газовый режим - организация работы на природном газе без добавки дизельного топлива форкамерным зажиганием газозвоздушной

смеси в цилиндре; второй вариант – газодизельный режим – организация работы двигателя с воспламенением газозвушной смеси с помощью запальной порции дизельного топлива. Во втором варианте воспламенение газозвушной смеси происходит от ее сжатия и, как следствие, от повышения температуры. Температура самовоспламенения дизельного топлива составляет 250°C , а природного газа 540°C . Температура, достигаемая в результате сжатия, недостаточна для воспламенения газа, поэтому и добавляется запальная порция дизельного топлива. В отличие от внешнего и внутреннего способа смесеобразования в дизелях, смесеобразование в газодизельном процессе смешанное: внутреннее - для дизельного топлива; внешнее - для природного газа. Дизельное топливо подается в цилиндр через форсунку, а газ - через продувочный клапан вместе со свежим зарядом воздуха. В газодизельном режиме в переоборудованных для работы дизельных двигателях, имеющих высокую степень сжатия, большая часть газозвушной смеси в общем цикловом заряде сгорает практически без детонации, мощность двигателя остается на уровне базового двигателя.

Перевод тепловозов для работы на природный газ осуществляется по газодизельному рабочему процессу исходя из преимуществ газодизельного цикла, простоты переоборудования и обеспечения эксплуатационной надежности. Запальная порция дизельного топлива составляет 15 % общего расхода (газ+дизельное топливо), что обусловлено требованием к устойчивой, без пропусков подачи, работе топливной аппаратуры

КПД дизельного цикла составляет более 42%, что обеспечивает существенно меньшее потребление топлива в двигателях равной мощности [66,67,78,104,108,109].

Применение газовых топлив в дизелях достигается, как правило, путем организации рабочего процесса по принципу смешанного смесеобразования: внешнего по газовому и внутреннего по запальному дизельному топливу.

В первом случае газозвушная смесь создается в смесителе. Вне двигателя и подается в цилиндр до начала такта сжатия, т.е. в цилиндрах сжимается

газовоздушная смесь горючая смесь (внешнее смесеобразование по газу). Затем в конце такта сжатия в цилиндры впрыскивается дизельное топливо (внутреннее смесеобразование), благодаря самовоспламенению которого происходит зажигание газовой смеси.

В основном внешнее смесеобразование применяется на четырехтактных двигателях, так как у большинства двухтактных двигателей газовой модификации из-за потери свежей рабочей смеси в процессе продувки очень снижается экономичность.

Во втором случае и наиболее целесообразным при переводе дизелей на газ является воспламенение газовой смеси некоторым количеством жидкого топлива. В этом случае при необходимости обеспечивается быстрый переход с газового на жидкое топливо (конвертация), в конструкцию двигателя почти не вносятся существенных изменений. Добавляется лишь газовый смеситель и несколько изменяется система газораспределения. При этом в дизель поступает не воздух, как для воспламенения от сжатия, а газоздушная смесь. Этот способ зажигания наиболее приемлем для транспортных четырехтактных двигателей внутреннего сгорания и известен как газодизельный или газожидкостный процесс [34,36,39,62,128,130].

В то же время известно, что только внутреннее смесеобразование создает возможности высокой форсировки дизеля газотурбинным наддувом при высокой экономичности процесса.

Принцип внутреннего смесеобразования по газу реализуется для повышения экономичности на дизелях большой мощности, например, тепловозных, где конструктивно возможно организовать подачу в цилиндры в конце процесса сжатия как дизельного, так и природного газа. На рис. 1.3. представлена схема способов подачи добавок в дизельное топливо, где представлены положительные и отрицательные стороны приведенных способов. Реализация принципа внутреннего смесеобразования возможна путем подачи в цилиндры дизельного топлива и природного газа, смешанных на линии низкого давления.

Однако при подаче топливным насосом высокого давления (ТНВД) такого смешанного топлива возможно нарушение стабильности и равномерности подачи топлива из-за интенсивного парообразования – выделения паровой фазы газа из топлива в зонах разрежения или нагрева [4,9,33,38,26,105,114,117].

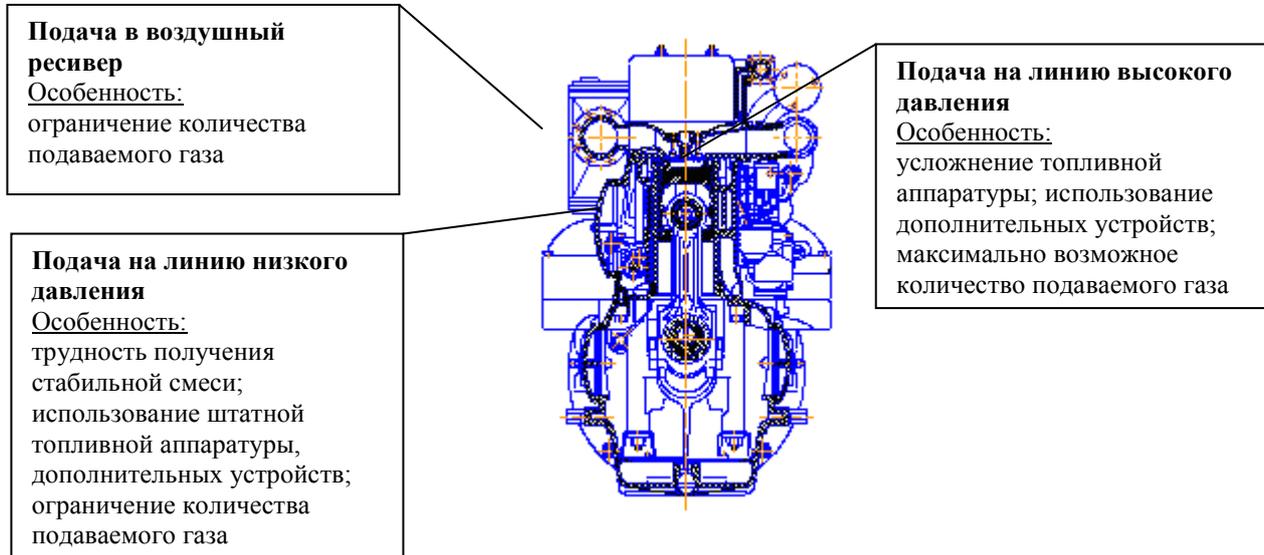


Рис 1.3. Схема способов подачи природного газа в дизель тепловоза

Таким образом, приспособить дизельные двигатели к работе на природном газе можно путем их конвертации за счет внесения относительно несложных изменений в конструкции, способных работать на двух топливах: традиционных (жидких) и альтернативных (газ). Следует отметить, что при этом переход с традиционного топлива на газ и наоборот осуществляется без остановки дизеля, и это является немаловажным фактором.

1.4 Мировой опыт по применению природного газа в тепловозных дизелях

Вопросами исследования рабочего цикла тепловых двигателей, работающих на смеси дизельного топлива и природного газа занимаются научные коллективы ВНИИЖТа, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ЮУрГУ, ОмГУПСа, РУДН, МАДИ, ТГУ, СамГУПСа. В частности, эти вопросы нашли отражение в трудах отечественных ученых Е.Е. Коссова [34,83], В.В. Фурмана [81-83], В.А. Маркова [38-40], Р.З.

Кавтарадзе [28], Н.Н. Патрахальцева [66], А.С. Хачияна [84], В.Г. Камалтдинова [27], Е.А. Лазарева [37], Е.И. Сковородникова [75], А.П. Шайкина [88,89], В.А. Шишкова [86,87], Д.Я. Носырева [46-63], А.Д. Рослякова [46], Ю.И. Булыгина [3,4] и др., а также зарубежных ученых, таких как Andreassi L. [116], Dietrich W.R. [97,117], Golub A. [115], Johansson B.[120], Deltoro A. [111], Woschni G.[106-119] и др.

В литературе описывается множество систем для применения альтернативных видов топлива. Подчеркиваются особенности изменения конструктивных и регулировочных факторов дизелей.

Проанализированы работы ряда ведущих исследовательских институтов, крупных отечественных и зарубежных компаний по применению природного газа в тепловозных дизелях: «ВНИИЖТ», «ВНИКТИ», АО «УК «БМЗ» Брянский машиностроительный завод, ОАО «Коломенский завод», ООО «ППП Дизельавтоматика», Воронежский ТРЗ ОА «Желдорремаш», АО «ЛТЗ» Людиновский тепловозостроительный завод, BNSF, Union Pacific, Norfolk Southern, Canadian National, GE «Transportation» и EMD «Caterpillar» (рис. 1.4).

Опыт эксплуатации зарубежных газотепловозов и газотурбовозов выявил следующие особенности:

- компания Krupp столкнулась с проблемой газовых турбин, установленных на тепловозах Class 210. Турбина на локомотивах включалась только при разгоне свыше 25 км/ч, а также на подъемах. Частое включение/выключение приводило к ускоренному износу турбин и требовало более частого ремонта. В ходе модернизации турбины были сняты со всех локомотивов;

- компании EMD и GE Transportation имели опыт с локомотивами с газопоршневыми двигателями для работы на двухкомпонентном топливе и столкнулись с неполадками в криогенных насосах, в программном обеспечении систем управления двигателем, топливным режимом и утечками топлива;

- компания MK Rail Corporation модернизировала маневровый локомотив для работы на СПГ, но при этом его мощность снизилась на 33%.

В США к настоящему времени наметился прогресс в разработках по газотепловозам. Крупнейшие компании США и Канады объявили о готовности к испытанию новинок от GE Transportation и EMD Caterpillar, которые, по заявлениям производителей, должны снизить эксплуатационные издержки и выбросы парниковых газов [102].

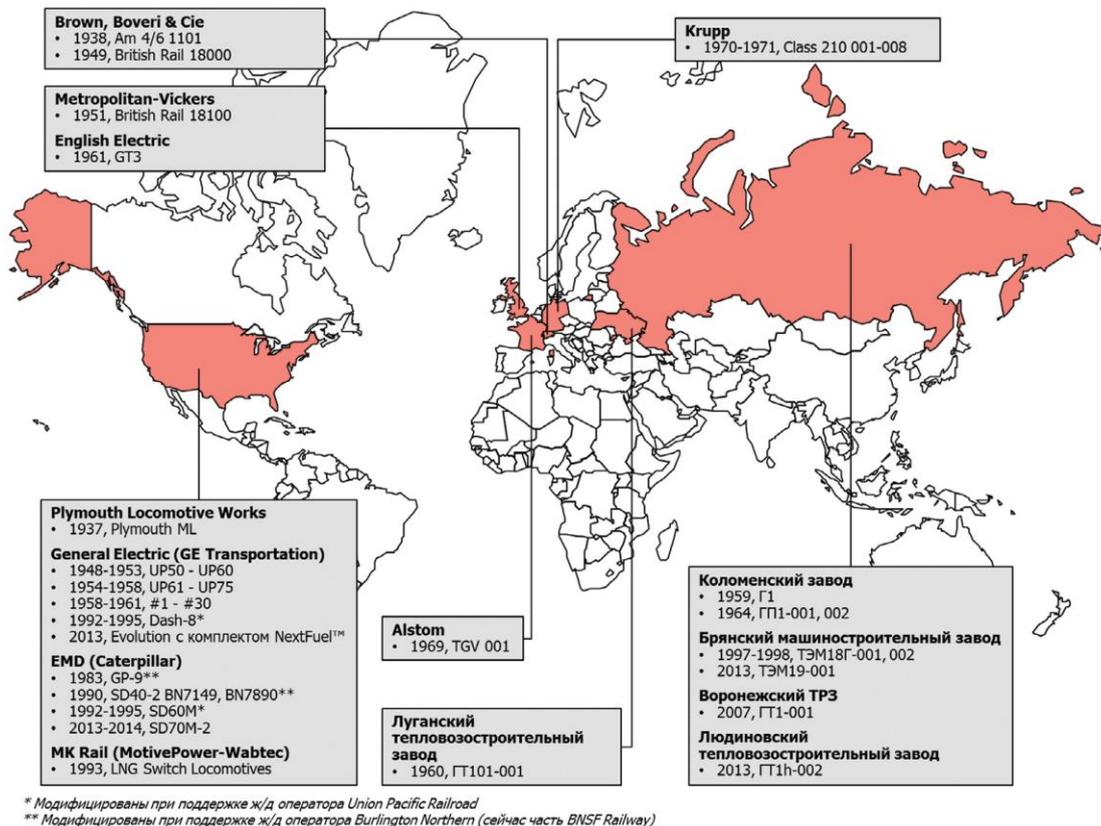


Рис. 1.4. Опыт России и некоторых зарубежных стран в производстве газотепловозов и газотурбовозов

Зарубежный опыт по применению смесового топлива на маневровых локомотивах показал снижение их мощности до 33% и, вследствие неполного смесеобразования, удельный расход топлива несколько хуже, чем при работе на дизельном топливе, что снижает их экономическую привлекательность и не обеспечивает перспективных норм по токсичности выпускных газов.

В настоящее время в России имеются следующие разработки:

- газопоршневых двигателей с использованием СПГ в качестве топлива;
- газотурбинных – также с использованием СПГ;
- газодизельного цикла, где замещение дизельного топлива составляет около 80 % и более.

Описание существующих разработок представлено в таблице 1.3.

Таблица 1.3

Технологические решения в области применения топливных систем для газовых локомотивов

Модель локомотива	Тип локомотива	Характеристика двигателя (технологические особенности)	Год выпуска/ стадия разработки
ТЭМ19 (Брянский машино-строительный завод)	Газо-поршневой	Маневровый газотепловоз ТЭМ19 с газопоршневым двигателем использует в качестве топлива СПГ. Для хранения СПГ используется криогенная емкость. В конструкции применена система охлаждения газопоршневого двигателя с применением антифриза в качестве охлаждающей жидкости. Мощность – 880 кВт (1196 л.с.) Запас СПГ – 4500 кг Промежуток между заправками – 7 дней	Выпуск с 2013 г. Опытная эксплуатация продолжается на участке Голутвин–Карасево Рязанского направления (Московская ЖД)
ГТ1-001 (после модернизации и установки тяговой аккумуляторной батареи в 2012г. переименован в ГТ1h-001)	Газо-турбинный	Опытный образец, построен в 2007 г. на Воронежском тепловозоремонтном заводе (филиал ОАО «Желдорремаш») на базе электровоза ВЛ-15. Мощность силовой установки – 8500 кВт (11300 л.с.) Запас СПГ – 20 т Запас хода – 800 км	Опытная эксплуатация на участке Свердловской ЖД Егоршино–Алапаевск
ГТ1h-002	Газо-турбинный	Опытный образец Людиновского тепловозостроительного завода («ЛТЗ») на базе тепловоза ТЭМ7А. Мощность силовой установки – 8500 кВт (1 300 л.с.) Запас СПГ – 20 т Запас хода – 1000 км	Опытная эксплуатация на участке Свердловской ЖД Егоршино–Алапаевск
ТЭМ 18Г «ВНИИЖТ»	Газо-дизельный	Маневровый газотепловоз ТЭМ18Г работает на СПГ с добавлением запальной порции дизельного топлива или на дизельном топливе. Мощность – 882 кВт (1200 л.с.) Запас топлива: – 3180 кг (дизельное топливо); – 725 кг СПГ (давление 200 м ³) Промежуток между заправками – 2,5–3 суток	Выпуск с 2011 г.
ЧМЭЗГ «ВНИИЖТ»	Газо-дизельный	Газотепловоз ЧМЭЗГ создан на базе серийного тепловоза ЧМЭЗ путем установки на нем газобаллонного оборудования и оснащения дизеля	Выпуск с 2011 г. Депо Лихоборы (МЖД)

		системами подачи и регулирования подачи природного газа. Мощность – 992 кВт (1200 л.с.) Запас топлива: – 2750 кг (дизельное топливо); – 950 м ³ (СПГ) Промежуток между заправками – 4 суток	Вывозные работы ст. Силикатная
Комплект для переоборудования «DISELGAS»	-	Замещение ДТ на СПГ; ПНГ (попутный нефтяной газ) Замещение ДТ до 90 % Мощность 100–1000 кВт (в перспективе до 1,5 МВт) с количеством цилиндров от 6 до 16, в том числе оборудованных турбокомпрессором с охладителем надувочного воздуха. В любой момент возможен перевод переоборудованного двигателя на штатный режим питания ДТ.	НИОКР

Запланированный срок службы газотепловозов 40 лет - вдвое больше, чем у тепловозов. При этом в теории потребность в ремонте у газотепловоза ниже благодаря меньшему загрязнению движущихся частей в сравнении с дизельными двигателями. Это даёт возможность повысить коэффициент технической готовности локомотива, а также организовать его более эффективную эксплуатацию.

Таким образом, стоимость жизненного цикла газового двигателя должна снизиться в части затрат на топливо и, возможно, на обслуживание и ремонт.

Таблица 1.4

Основные характеристики новейших газотепловозов и газотурбовозов

Характеристика	ТЭМ19	ГТ1h	NextFuel™ на базе серии Evolution
Производитель	Брянский машиностроительный	Людиновский тепловозостроительный	GE Transportation
Осевая формула	3o-3o	2x(2o+2o-2o+2o)	3o+3o
Двигатель	Газопоршневой 491ГД	Турбина НК361	Комбинированный поршневой
Мощность	880 кВт (1197 л.с.)	8300 кВт (11 285 л.с.)	3240 кВт (4400 л.с.)
Топливо	СПГ	СПГ	ДТ+СПГ
Конструкционная скорость	100 км/ч	100 км/ч	127 км/ч

Специалисты ОАО «ВНИИЖТ» провели работы по переводу на газодизельный цикл маневровых тепловозов ТЭМ2 и ТЭМ18, ЧМЭ3 а также магистрального тепловоза 2ТЭ116.

Маневровые газотепловозы ТЭМ18Г-001 и ТЭМ18Г-002 работают по газодизельному циклу с использованием природного газа и запальной порции дизельного топлива. На газотепловозе ТЭМ18Г-001 установлены механические клапаны подачи газа, приводимые в движение распределительным валом дизеля, а на ТЭМ18Г-002 – электромагнитные клапаны с микроконтроллерной системой управления.

Механические газовые клапаны имеют одно преимущество – достаточно большое проходное сечение, позволяющее обеспечивать шесть цилиндров четырехтактного дизеля часовым расходом газа до 180 кг/ч.

При этом имеется и ряд недостатков. Привод механических газовых клапанов осуществляется через рычаг распределительного вала, а расход газа регулируется плунжерными дозаторами, расположенными перед газовыми клапанами. К несовершенствам таких клапанов относятся необходимость периодической проверки крепления ширмы и отсутствие прецизионности пары ширма – направляющая втулка. Последнее вызывает увеличение угла опережения подачи газа в цилиндр и ухудшает сгорание газозвушной смеси. Серьезным недостатком механических клапанов является невозможность регулировки углов подачи газа на различных режимах работы тепловоза, что обеспечивает экономичные режимы только на фиксированных позициях контроллера машиниста.

Топливная аппаратура тепловозов позволяет качественно распылять топливо в цилиндрах дизеля в широком диапазоне цикловых подач: от 0,44 г/цикл на холостом ходу до 4,9 г/цикл на номинальном режиме для маневрового тепловоза и до 8,3 г/цикл для магистрального тепловоза. При работе тепловоза по газодизельному циклу цикловая подача дизельного топлива сокращается в 3-4 раза, что невозможно при холостом ходе, поэтому газотепловозы работают по газодизельному циклу только под нагрузкой. При этом механические газовые

клапаны, приводимые в движение распределительным валом дизеля, продолжают работать и на холостом ходу.

В экспериментах ВНИИЖТа при запальной дозе 15% на тепловозе ТЭ118Г, работающем по газодизельному циклу, удельные расходы топлива уменьшаются по расчетам на 10-12% (на 4-6% по опытным данным) по сравнению с серийным дизелем, работающим по дизельному циклу. Важно отметить, что применение природного газа наиболее оправданно для магистральных грузовых и пассажирских тепловозов, доля времени работы которых на холостом ходу мала по сравнению с маневровыми тепловозами. Эксперименты, проведенные для маневровых тепловозов, показывают, что уменьшение удельных расходов топлива возможно лишь на позициях контроллера начиная с 3-й-4-й и выше (рис. 1.5).

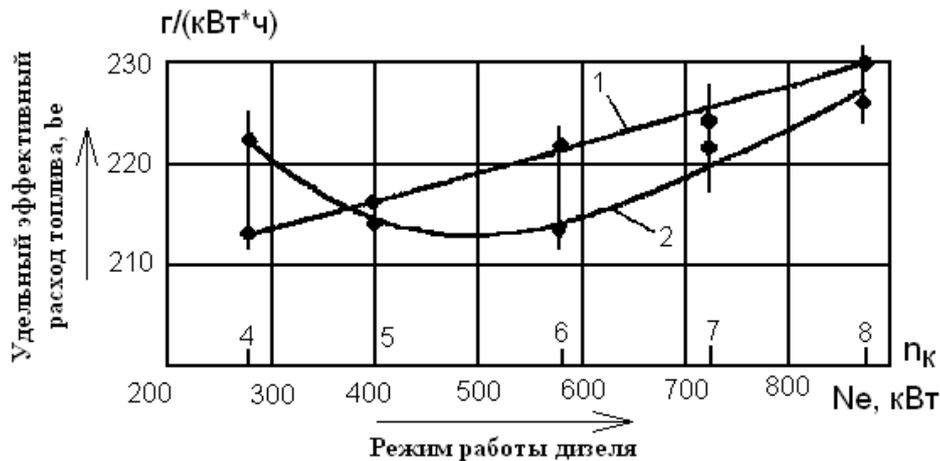


Рис. 1.5. Удельный эффективный расход топлива b_e дизелем тепловоза ТЭ118Г при работе в дизельном (1) и газодизельном (2) циклах, приведенный к условиям технического задания по ИСО 3046/1 - 86 в зависимости от режима работы (эффективной мощности дизеля N_e)

На холостом ходу и первых двух позициях контроллера машиниста локомотив работает по дизельному циклу, так как процесс сгорания метана нестабилен (невысокие температура и давление рабочего цикла). С учетом того, что на холостом ходу тепловозы работают до 80 % времени, повышенный износ механических клапанов является еще одним их существенным недостатком [11].

При переходе на работу по газодизельному процессу с четвертой позиции контроллера машиниста замещение дизельного топлива природным газом на

маневровом тепловозе ТЭМ18Г составляет от 35 до 50 %. Это обеспечивает снижение общих расходов на топливо на 17...25 %.

Переоборудованный на газодизельный цикл маневровый газотепловоз ЧМЭЗГ имеет следующие особенности.

В отличие от электромагнитных клапанов газотепловоза ТЭМ18Г на газотепловозе ЧМЭЗГ для подачи газа в цилиндры дизеля установлены пневмоклапаны совместно с пилотными электромагнитными клапанами. Пилотные клапаны, управляемые электрическими импульсами, открывают при помощи сжатого воздуха пневмоклапаны, через которые газ попадает в цилиндры дизеля. В зависимости от режима работы тепловоза давление газа на входе в цилиндры дизеля изменяется от 50 до 300 кПа. Необходимое давление устанавливается газовоздушным регулятором, который управляется по заданному алгоритму электронной системой с помощью электромагнитных клапанов. Воздух для управления пневмоклапанами под давлением 600...900 кПа поступает из тормозного ресивера тепловоза.

Расчеты показали, что часовой расход воздуха для управления шестью пневмоклапанами тепловоза не превышает 5 % от производительности тормозного компрессора, что практически не влияет на частоту его включений по сравнению со штатной работой тепловоза на дизельном топливе.

Преимуществом пневмоклапанов по сравнению с электромагнитными является достаточно большое проходное сечение (D_u 14 мм), позволяющее использовать для каждого цилиндра только один клапан. К недостаткам следует отнести более низкое, чем у электромагнитных клапанов, быстродействие (на 40 %).

Скомпенсирован данный недостаток более ранними углами открытия и закрытия клапанов, которые записаны в память системы управления. Предельная расчетная частота вращения коленчатого вала дизеля, при которой такие клапаны можно использовать, составляет около 1000 мин^{-1} , что характерно для большинства тепловозных дизелей.

В ОмГУПСе разработана система с внутренним смесеобразованием, которая содержит штатную топливную аппаратуру и газовый аккумулятор с газопроводами. Цилиндры дизеля, кроме штатных форсунок, оборудованы электроуправляемыми газофорсунками, работа которых осуществляется посредством электронного блока управления началом и длительностью впрыска газа. Существенным недостатком данной системы является её работа только на природном газе [19].

В МГТУ им. Н. Э. Баумана разработана система подачи смесового топлива [28]. При этом принята схема топливоподачи, в которой сжиженный газ подается в жидкой фазе в линию высокого давления штатной топливоподающей системы с топливным насосом высокого давления (ТНВД). Проведенные экспериментальные исследования описанной системы топливоподачи смесового топлива подтвердили ее работоспособность и возможность формирования расчетных характеристик топливоподачи. Сжиженный газ подается в жидкой фазе в линию высокого давления штатной топливоподающей системы транспортного дизеля, содержащего ТНВД 4УТНМ, топливопровод высокого давления и форсунку ФД-22 закрытого типа с многодырочным распылителем.

В Российском университете дружбы народов разработана система топливоподачи, в которой сжиженный газ вводится в линию высокого давления с последующим впрыскиванием смеси сжиженного газа с дизельным топливом в камеру сгорания. В рассматриваемом газодизеле регулирование осуществляется штатным регулятором частоты вращения, воздействующим на рейку ТНВД.

Недостатком представленной системы топливоподачи является необходимость оснащения её дополнительным воздушным баллоном или подкачивающим насосом, обеспечивающими сравнительно высокое давление подкачки (3,0–3,5 МПа), гарантирующее подачу сжиженного газа в линию высокого давления топливной системы.

При работе дизеля на сжиженном газе возможно применение систем топливоподачи, в которых сжиженный газ сначала переходит в газообразное состояние, а затем подается во впускную систему или камеру сгорания дизеля, где

смешивается с воздухом, а потом в камеру сгорания впрыскивается запальная доза дизельного топлива. В этом случае воздух и газ находятся в одном агрегатном состоянии, что облегчает условия смесеобразования [66].

Для транспортных дизелей существует также система топливоподачи смешанного топлива в камеру сгорания со смесителем дизельного топлива и сжиженного газа, установленным в линии низкого давления [19].

Впрыскивание в цилиндры дизеля смеси дизельного топлива и сжиженного нефтяного газа, который вводится в смеситель, установленный в трубопроводе низкого давления штатной топливной системы. Осуществляется с помощью специального топливного насоса дополнительного к ТНВД.

Но в связи с тем, что по сравнению с дизельным топливом сжиженный газ имеет меньшие значения плотности и вязкости и большие значения сжимаемости и давления насыщенных паров, возникает необходимость внесения конструктивных изменений в топливную систему базового дизеля.

Работы по применению смесового топлива в дизелях тепловозов активно ведутся и на базе Самарского государственного университета путей сообщения, начиная с 2009 года.

За этот период проведён ряд фундаментальных, расчетно-экспериментальных исследований.

Для оценки влияния добавки природного газа (метана) на экономичность тягового автономного подвижного состава были проведены оценочные испытания дизеля MTU 6Н 1800 R83 рельсового автобуса РА-2 № 06902, при работе на дизельном топливе, а также с добавками метана на вход воздушного ресивера в условиях мотор-вагонного депо Сакмарская Южно-Уральской железной дороги. Аналогичные испытания дизелей К6S310DR и 10Д100 соответственно тепловозов ЧМЭЗ №3024 и ТЭ10М №4235 были проведены в условиях сервисного локомотивного депо Оренбург [52,54-56].

Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 1.6.

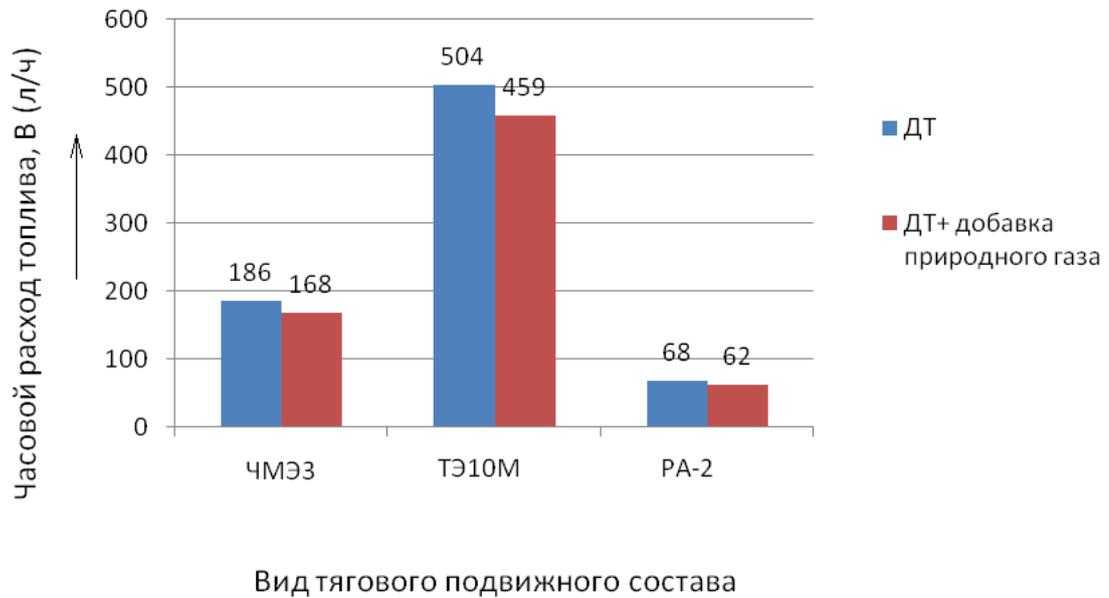


Рис. 1.6. Влияние добавок природного газа к дизельному топливу на топливную экономичность единиц тягового автономного подвижного состава

Анализ данных, представленных на рис. 1.6. показывает, что при работе дизелей различных единиц тягового автономного подвижного состава с добавками природного газа к дизельному топливу идет снижение часового расхода топлива.

Зависимости показывают, что часовой расход топлива дизелей РА-2, тепловозов ЧМЭЗ и ТЭ10М с подачей метана в воздушный ресивер снижается на 6-10 % в зависимости от позиции контроллера машиниста. Максимальное снижение часового расхода топлива наблюдается на номинальном режиме работы автономных локомотивов.

В СамГУПСе разработана топливоподающая система с внутренним смесеобразованием с более высокими эксплуатационными качествами за счет автономного управления линиями подачи газа и дизельного топлива [59,60].

Данная топливная система универсальна и может работать как на сжиженном, так и на сжатом природном газе. Система подачи топлива обеспечивает возможность иметь весьма малую дозу запального топлива, так как проблемы с охлаждением форсунки не возникает благодаря подаче через нее сжатого газа, который при расширении охлаждает распылитель форсунки,

также позволяет повысить коэффициент полезного действия эксплуатируемых и вновь создаваемых дизелей, регулировать количество подаваемого газа в цилиндры дизеля, повысить воспламеняемость и полное сгорание топлива в цилиндрах дизеля.

Для маневровых тепловозов, где количество изменений режимов работы достигает 100 операций в час, применение СПГ практически невозможно из-за инерционности газификатора, поэтому для маневровых тепловозов целесообразно применять КПП.

На основании проведенного анализа выявлено, что в процессе опытной эксплуатации газотепловозов ТЭМ18Г и ЧМЭЗГ выявлен ряд недостатков их конструкции, среди которых одними из важных являются:

- невысокая доля замещения дизельного топлива природным газом на маневровых газотепловозах при низкой частоте вращения коленчатого вала обусловлена неравномерной подачей и даже пропускам подачи по циклам, что приводит к не воспламенению газа в цилиндре;

- организация смесеобразования дизельного топлива и природного газа требует решения для обеспечения работы на режимах при малой нагрузке и частоте вращения коленчатого вала;

- отсутствует автоматизированная система управления подачей газомоторного топлива;

- сложность хранения запаса газа на борту тепловоза.

Удельный эффективный расход дизельного топлива и эквивалентного смесового топлива при различных режимах работы дизель-генераторной установки имеет отклонения, колеблющиеся в пределах от 8 до 35% при переходе с дизельного на смесовое топливо. При работе на более низких позициях (4-5 позиции контроллера машиниста) более экономичным является режим работы на дизельном топливе. При работе на более высоких позициях (6-7 позиции контроллера машиниста) более экономичен режим работы на смесовом топливе.

1.5 Выводы и постановка задач исследования

Применение природного газа в дизелях тепловозов направлено на повышение эффективности использования автономных локомотивов, которая характеризуется следующими параметрами их работы: повышением топливной экономичности, мощности и снижением токсичности отработавших газов.

Перед ОАО «РЖД» поставлена задача создания и внедрения новых тепловозов, работающих на альтернативных видах топлива, а также модернизация и перевод уже имеющегося парка тепловозов на смесевое топливо для решения проблемы повышения энергоэкономических и экологических показателей дизелей при подаче природного газа к дизельному топливу путем организации рабочего цикла по принципу внутреннего смесеобразования исходя из преимуществ простоты переоборудования.

В то же время, огромное значение имеет способ подачи смесевое топлива, от которого зависят следующие показатели работы дизеля тепловоза: удельный эффективный расход дизельного топлива в зависимости от режима работы тепловоза, эффективная мощность, уровни выбросов вредных веществ.

На основании вышеизложенного сформулированы следующие выводы:

1. Сокращение мировых запасов нефти диктует необходимость более рационального и экономичного использования дизельного топлива.
2. Выявлено, что применение природного газа в качестве добавки к дизельному топливу в целом оказывает положительный эффект на работу дизелей тепловозов.
3. Установлено, что необходима разработка системы подачи природного газа в дизель тепловоза для более эффективного использования смеси дизельного топлива и природного газа
4. Выявлено, что замещение дизельного топлива природным газом до 10% характеризуется подачей его как в воздушный ресивер, так и на линии низкого давления, а замещению дизельного топлива до 90% природным газом соответствует его подача в воздушный ресивер.

5. Установлено, что маневровых тепловозов, характеризующихся частым изменением режимов работы и применение сжиженного природного газа (СПГ) практически невозможно из-за инерционности газификатора, поэтому для маневровых тепловозов целесообразно применять КПГ.

6. На основании проведенного анализа сформулированы цель и задачи исследований:

Цель исследований – повышение эффективности работы дизелей тепловозов путем применения смеси дизельного топлива и природного газа.

Для достижения поставленной цели поставлены следующие научно-технические задачи.

– Проанализировать особенности применения природного газа в тепловозных дизелях и выполнить анализ существующих систем его подачи к дизельному топливу;

– Усовершенствовать математическую модель, оценивающую показатели работы дизелей тепловозов, позволяющую анализировать их в зависимости от замещения дизельного топлива природным газом, учитывающую низшую теплоту сгорания смесового топлива для определения действительной объемной подачи природного газа;

– Разработать методику расчета теплоты, выделившейся при сгорании смесового топлива с учетом компонентного состава природного газа, позволяющую оценить показатели работы дизеля тепловоза на всех режимах его работы;

– Разработать систему подачи смесового топлива с перемешивающим устройством и выполнить расчет его характеристик;

– Провести расчетно-экспериментальные исследования влияния доли замещения дизельного топлива природным газом на энергоэкономические и экологические показатели работы дизеля 6ЧН31/36;

– Оценить внутрицилиндровые параметры дизеля по индикаторной диаграмме и характеристикам тепловыделения.

2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА И ТОКСИЧНОСТИ ДИЗЕЛЕЙ ТЕПЛОВЗОВ, РАБОТАЮЩИХ НА СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И ПРИРОДНОГО ГАЗА

Результаты многочисленных экспериментов свидетельствуют об отличиях циклов, следующих один за другим в каждом дизеле, осуществляющем работу на дизельном топливе с добавкой природного газа [4,9,28,33,38,55,65,70,75].

В отличие от дизелей, работающих только на дизельном топливе, в двухтопливном двигателе происходит сжатие смесового топлива и впрыскивание ее в цилиндры дизеля. Это создает несколько отличий, которые необходимо учитывать при моделировании. Прежде всего, это наличие во внутрицилиндровом заряде газообразного топлива несколько повышает его суммарную теплоемкость, в результате чего, давление и температура в конце сжатия будут несколько ниже. Эти же особенности отражаются на условиях смесеобразования и, как следствие, на величине тепловыделения горючей смеси.

Дополнительную сложность процессу сгорания в дизелях, работающих на смесовом топливе, добавляет различие теплофизических свойств дизельного и газообразного топлив, которое так же должно быть учтено при разработке математической модели. Прежде всего, важно учесть различие низшей теплоты сгорания топлив, что в совокупности с отсутствием данных о скорости и продолжительности сгорания каждого вида топлива, создает дополнительную проблему при моделировании. Кроме низшей теплоты сгорания топлива необходимо учесть различие в таких свойствах как теоретически необходимое для сгорания количество воздуха, коэффициент молекулярного изменения, молярная масса и теплоемкость.

Исходя из перечисленных выше особенностей, можно сформулировать следующие требования к математической модели рабочего цикла дизеля на смесовом топливе:

- учет влияния цикловой подачи используемого смесового топлива при моделировании процессов наполнения и сжатия;

- учет типа смесового топлива и угла опережения подачи запальной порции при расчете величины периода задержки воспламенения (момента начала сгорания);
- учет величин низшей теплоты сгорания и других физико-химических свойств смесового топлива, двухфазного характера тепловыделения при моделировании процесса сгорания.

2.1. Обзор существующих моделей расчета рабочего цикла и токсичности в тепловых двигателях

С самого начала создания тепловых двигателей во всем мире велись работы по разработке теории рабочего цикла, расчетных методов его анализа. Целой плеядой ученых были выполнены исследования по установлению связей между параметрами индикаторного процесса, разработаны теоретические положения для исследования рабочего цикла в цилиндрах двигателей.

В 1906 году профессор В.И. Гриневецкий предложил метод теплового расчета, который в дальнейшем был развит и дополнен Е.К. Мазингом, Н.Р. Брилингом, Б.С. Стечкиным, А.Н. Воиновым, Н.В. Иноземцевым, И.И. Вибе, А.С. Орлиным, Н.А. Глаголевым, А.Э. Симсоном, Н.А. Иващенко, Ю.А. Магнитским, З.З. Мацем, А.П. Кудряшом, Н.Ф. Разлейцевым, Е.Е. Коссовым, В.А. Звоновым, Р.М. Петриченко и многими другими учеными. Сущность этого метода заключается в том, что вместо двух общих поправочных коэффициентов В.И. Гриневецкий ввел целый ряд частных параметров для отдельных элементов теплового расчета, которые были найдены путем анализа экспериментальных исследований нескольких двигателей.

Простота и наглядность термодинамического подхода к анализу рабочего цикла двигателя определяют его привлекательность для инженерных расчетов. При использовании на практике нестационарных термодинамических моделей было выяснено, что, несмотря на то, что свойства рабочего тела по всей системе различны, использование усредненных значений свойств, приводит к достаточно удовлетворительным результатам [65].

Большинство моделей, описывающие смесеобразование для газообразных топлив [25], и двухкомпонентных - газообразного и запальной дозы жидкого топлива [65] в той или иной степени рассматривают эволюцию топливного факела, тесно связывая полученные результаты с законом тепловыделения. Процесс диспергирования топлива описывается уравнениями Лагранжа для статистически представительной системы, в которой учитывается влияние турбулентных пульсаций в стохастическом виде [28]. Уравнения Лагранжа, описывающие положение и скорость в векторной форме в рамках стохастической модели капли, имеют следующий вид:

$$d\bar{U}/d\tau = k^{ek} (\bar{U}_b + \bar{U}_b' - \bar{U}_k),$$

$$dy/d\tau = \bar{U}_k,$$

где \bar{U}_k и y - скорость и положение капли, k^{ek} - фактор, учитывающий сопротивление, получаемый с помощью корреляции экспериментальных данных по коэффициенту сопротивления, скорости скольжения и др. Сумма $\bar{U}_b + \bar{U}_b'$ является оценкой мгновенной скорости газа в точке пересечения капель турбулентной вихревой структуры, \bar{U}_b - средняя компонента (вектор) по ансамблю скорости, \bar{U}_b' - пульсационная компонента, получаемая в предположении ее равенства функции вероятности распределения Гаусса со средним квадратичным отклонением $\sqrt{2K/3}$ (K - турбулентная кинетическая энергия). В дальнейшем, согласно данной модели допускается, что эта скорость существует в течение интервала, равного минимальному времени пересечения капель вихревой структуры и продолжительности существования последней, что можно оценить в соответствии с локальными значениями K и ε . Данная модель исследования движения воздушного заряда относится к многомерным, а распыл и смесеобразование - к феноменологическим.

В феноменологических моделях весь рабочий цикл разбивается условно на ряд отдельных процессов (смесеобразование, теплообмен, сгорание и др.).

Каждый процесс исследуется отдельно. Математический аппарат содержит упрощенные уравнения и эмпирические соотношения, описывающие отдельные процессы.

Практически все модели газодинамики учитывают турбулентность. Наиболее распространенной является так называемая $K - \varepsilon$ модель. Эта модель учитывает генерацию и диссипацию кинетической энергии турбулентности. В некоторых случаях применение $K - \varepsilon$ модели для цилиндра дизеля приводит к серьезным расхождениям с экспериментальными данными [16].

Поэтому ряд исследователей газодинамики в цилиндре двигателя вместо $K - \varepsilon$ модели используют теорию смешения Прандтля для оценки масштаба турбулентности и характеристик турбулентного обмена. Используя гипотезу Прандтля для оценки масштаба турбулентности, по текущим расчетным параметрам потока вычисляют коэффициенты турбулентного обмена, которые наряду с уравнениями состояния, движения поршня и клапана замыкают систему.

Все же большее распространение в практике исследований получили феноменологические модели, удобные для более общего моделирования с целью анализа основных показателей работы теплового двигателя. Когда же требуется пространственная информация о состоянии в цилиндре, предпочтительней оказывается многомерная детальная модель. Модели теплообмена в дизелях предполагают описание процесса переноса теплоты в результате конвекции и излучения при работе дизеля.

Среди уравнений, дающих возможность вычислить локальные значения коэффициентов теплоотдачи (Г. Эйхельберга, В.С. Семенова, Г. Вошни, Г.Б. Розенблита и др.) для тепловозных дизелей наиболее обоснованной и универсальной принято считать формулу Розенблита [3]:

$$\alpha_{\Sigma} = c_1 \sqrt{\frac{W_{\tau}}{D}} \sqrt{\lambda_{\tau} C_p \rho} (1 + c_2 \frac{c_{3B} W_{3B}}{W_{\tau}^2}) + \varepsilon_{\text{пл}} \sigma \frac{T_{\text{пл}}^4 - T_{\text{ст}}^4}{T - T_{\text{ст}}},$$

где c_1, c_2 - коэффициенты для двухтактного двигателя с противоположно движущимися поршнями, $c_1 = 3.35, c_2 = 0.027$; W_{τ} - тангенциальная составляющая

скорости газа; λ_r - коэффициент теплопроводности газа; C_p - удельная изобарная теплоемкость газа; ρ - плотность газа; $c_{зв}$ - скорость распространения звуковых волн; $W_{зв}$ - действительная скорость звуковых колебаний; $\varepsilon_{пл}$ - степень черноты пламени в КС; $T_{пл}$, $T_{ст}$, T_r - температуры пламени, стенки камеры сгорания и газа; σ – постоянная Стефана-Больцмана. Величины λ_r , C_p , ρ необходимо вычислять для средней температуры пограничного слоя $T_{cp} = (T_r + T_{ст})/2$.

Большинство подобных расчетов базируются на предварительной оценке зависимостей тепловыделения $x = f(\varphi)$ и последующем определении по ним и заданным или выбранным исходным условиям (воздушно-топливное отношение или коэффициент избытка воздуха α_v , температура воздуха в ресивере T_s , степень сжатия ε , кинематика движения поршня и др.) индикаторных параметров с помощью первого закона термодинамики. Под зависимостью тепловыделения подразумевается изменение коэффициентов x , равных отношению теплоты Q , выделяющейся при сгорании топлива на данный момент времени, ко всему теплу, получаемому при полном сгорании топлива. Эта характеристика практически является основой теплового процесса, ее количественные показатели определяют основные параметры рабочего процесса.

В случае, если экспериментальное определение закона изменения давления в цилиндре двигателя не представляется возможным, при моделировании процесса сгорания применяют, как правило, полуэмпирические уравнения характеристики тепловыделения [42,28].

Наиболее часто в таких случаях используется уравнение выгорания топлива, полученное И.И. Вибе:

$$x = 1 - \exp[\ln(1 - x_z)(\tau / \tau_z)^{m+1}],$$

где x_z - массовая доля условно сгоревшего топлива, $x_z = g_m / g_{mz}$; τ / τ_z - безразмерное время, отсчитанное от момента воспламенения; m - показатель характера процесса сгорания в двигателе.

В расчетах рабочих циклов ДВС нашли свое применение и другие полуэмпирические уравнения и зависимости, например Б.М. Гончара (ЦНИДИ),

Б.П. Пугачева и Р.М. Петриченко (ЛГТУ), В.Д. Карминского (РГУПС) и др.. Однако следует отметить, что во всех этих уравнениях используются эмпирические коэффициенты, полученные для определенного типа двигателя и режима его работы, значит, применение этих уравнений к другим типам двигателей может быть ограничено.

Как показывает обзор имеющихся моделей сгорания, наиболее уязвимым их местом является описание химических превращений в тепловом двигателе. Для моделирования образования окислов азота в цилиндре дизеля используют модель стехиометрического слоя.

При равновесии скоростей смешения и химической реакции Я.Б.Зельдович показал, что «при быстром горении не перемешанных газов в зоне реакции получается в точности такая же концентрация продуктов горения, как если бы мы перемешали горящие газы в стехиометрическом отношении», а температура в зоне горения «равна температуре при постоянном давлении стехиометрической смеси рассматриваемых газов» [25], т.е. температуру и состав продуктов сгорания определяем при условии $\alpha = 1, T = F(\alpha = 1, p = \text{const})$.

Наиболее полно основные положения стехиометрической модели процесса образования окислов азота в дизелях приведены в работах В.А. Звонова, В.З. Махова и др. [42].

Модель стехиометрического слоя сравнительно проста, программы, разработанные на ее основе, требуют небольших затрат машинного времени-до 5 минут на один расчетный вариант и имеют допустимую погрешность расчетов, не превышающую 15%.

Анализ схем реакций азотной кинетики ряда ученых, в том числе, Ньюхола, Шелвуда, Винфрида, Звонова, Антрощенко, позволил представить механизм образования окиси азота в виде следующей совокупности кинетических выражений: $N_2 + O \leftrightarrow NO + N$; $N + O_2 \leftrightarrow NO + O$; $OH + N \leftrightarrow NO + H$; $N_2 + O \leftrightarrow NO + NO$; $N_2 + O_2 \leftrightarrow N_2O + O$; $OH + N_2 \leftrightarrow N_2O + H$; $N_2 + O_2 \leftrightarrow NO + NO$.

При этом выделяются три основные группы методов расчета выбросов окислов азота с отработавшими газами двигателей: по равновесным концентрациям реагирующих веществ; на основе классического цепного механизма Я.Б. Зельдовича; на основе расширенного механизма Я.Б. Зельдовича.

Само дифференциальное уравнение, описывающее процесс образования NO по механизму Зельдовича Я.Б. имеет следующий вид:

$$\frac{dNO}{d\tau} = R_{+1} - R_{-1} + R_{+2} - R_{-2},$$

где $R_{\pm j}$ - скорости прямых и обратных реакций вида $R_{+1} = K_{+1} \cdot [N_2] \cdot [O]$; здесь $[N_2], [O]$ - концентрации реагирующих веществ; $K_{\pm j}$ - константы скоростей реакций.

Для расчетов концентраций оксидов азота широко применяется двухзонная модель рабочего процесса [28], согласно которой объем камеры сгорания делится на две условные зоны: со свежим зарядом, еще не успевшим сгореть, и с уже сгоревшим газом (продуктами сгорания). Типичными для таких моделей являются следующие допущения. Смесеобразование и сгорание заряда происходят мгновенно. Теплообмен между зонами, температуры которых значительно отличаются друг от друга, не рассматривается.

Расчет теплоотдачи от рабочего тела к стенкам камеры сгорания производится с помощью известных α – формул, справедливых, как правило для однозонной модели и не приспособленных для двухзонной модели рабочих процессов. Среди такого класса моделей следует выделить модель образования оксидов азота проф. Звонова В.А. и проф. Козлова А.В.

Согласно этой модели при математическом моделировании сгорания и образования оксидов азота в двигателе процесс сгорания условно разделен на две зоны: зону свежей смеси и зону продуктов сгорания. Зона свежей смеси представляет собой смесь остаточных газов с воздухом, поступившим в цилиндр при наполнении. Перед началом сгорания эта зона занимает весь объем цилиндра. В ходе сгорания происходит увеличение объема зоны продуктов сгорания. При разработке двухзонной математической модели процесса сгорания принято

допущение, что горение топлива в цилиндре протекает с локальным коэффициентом избытка воздуха в зоне горения, значение которого в процессе сгорания изменяется от его начальной величины $\alpha_{2H} < 1$ до 1. Текущее значение α_2 на участке сгорания определяется линейной зависимостью:

$$\alpha_2 = \alpha_{2H} + \frac{1 - \alpha_{2H}}{\varphi_z} \cdot \varphi ,$$

где φ_z - продолжительность процесса сгорания, п. к. в.; φ - текущее значение угла поворота кривошипа от начала сгорания, п. к. в..

Особенностями разработанной методики являются:

- расчет равновесного состава в зоне продуктов сгорания для восемнадцати компонентов на каждом шаге расчета [3];

- кинетический расчет образования термических оксидов азота по цепному механизму Я.Б. Зельдовича [25].

В трудах Разлейцева Н.Ф. [70], исходя из представлений о реакции горения как бимолекулярной реакции между топливом и кислородом воздуха, представлено уравнение динамики процесса сгорания:

$$\frac{dx}{d\tau} = K_y \cdot (m_\tau \cdot V / G_y) \cdot C_T \cdot C_{O_2} = 0,21 M_o \cdot G_y \cdot K_y \cdot (\sigma - x) \cdot (\alpha / x - 1) \cdot x / V ,$$

где K_y - условная константа скорости реакции; C_m , C_{O_2} - текущие значения концентрации топлива и кислорода; G_y , m_τ - цикловая подача и молекулярная масса топлива; σ , x - доли поданного и прореагировавшего топлива; α - полное расчетное значение коэффициента избытка воздуха в цилиндре двигателя; M_o - теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива; V - объем цилиндра.

Модель основана на описании процесса сгорания в дизелях кинетическими уравнениями горения однородных и неоднородных газовых смесей.

Однако более перспективны и получают развитие в настоящее время многозонные модели расчета. Одна из таких моделей разработана в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре Поршневые ДВС под руководством проф. Иващенко Н.А. и проф. Кавтарадзе Р.З. Данная расчетная методика позволяет определить

локальные концентрации оксидов азота в различных зонах объема камеры сгорания. Расчет производится в два этапа. На первом этапе объем цилиндра двигателя делится на конечное число отдельных зон (около 40 зон). Далее производится расчет распределения топлива по отдельным зонам, который основан на методике [28] и использует расчетную программу «Fakel», разработанную в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Далее рассчитываются процессы испарения и сгорания топлива в отдельных зонах, процесс теплообмена, как между отдельными зонами, так и между рабочим телом и стенками камеры сгорания. Первый этап завершается получением локальных нестационарных температур в объеме камеры сгорания. Второй этап решения предусматривает использование полученных значений температуры для расчета изменения локальных концентраций оксидов азота в рабочем цикле в зависимости от угла поворота коленчатого вала. При этом в качестве основного применяется так называемый расширенный механизм Зельдовича.

Расчет концентрации оксидов азота проводится в два этапа. На первом этапе определяются парциальные давления компонентов-веществ, участвующих в реакциях на основе условия химического равновесия. При расчете учитываются изменения концентраций 9 компонентов: H_2O , O_2 , H_2 , CO_2 , CO , N_2 , OH , O , H , образованных в результате химических реакций горения. Концентрации данных веществ определяются в дальнейшем на основе закона действующих масс. При этом учитываются три химические реакции окисления и две реакции диссоциации. Определив парциальные давления этих 9-ти компонентов-веществ, участвующих в химических реакциях, учитывая условия химического равновесия, определяют концентрации NO на основе расширенного механизма Зельдовича.

По закону действующих масс для реакций цепного механизма образования NO уравнение скорости образования NO имеет вид:

$$\frac{d[NO]}{d\tau} = K_{IV} \cdot [N_2] \cdot [O] - K_{IR} \cdot [NO] \cdot [N] + K_{2V} \cdot [O_2] \cdot [N] - K_{2R} \cdot [NO] \cdot [O] + K_{3V} \cdot [N] \cdot [OH] - K_{3R} \cdot [NO] \cdot [H],$$

где выражения в квадратных скобках обозначают концентрации соответствующих продуктов реакций.

Следует заметить, что коэффициенты, входящие в выражение определяющее константы скорости реакций по закону Аррениуса, а также энергии активации определяются в модели на основе анализа многочисленных эмпирических данных. Граничные условия (температура и коэффициент избытка воздуха), при которых определены эти константы максимально соответствуют условиям процесса сгорания в ДВС.

Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в объеме камеры сгорания и скоростей их изменения по ходу рабочего процесса дизеля, отличается от других моделей тем, что количество выделенных зон неограниченно.

В соответствии с данной моделью возможно определить локальные образования оксидов азота в зависимости от таких реальных факторов, как распределение топлива по объему камеры сгорания, вихревое движение заряда, скорости испарения и сгорания и, наконец, локальные температуры рабочего тела в цилиндре.

Е.И. Сковородников разработал математическую модель расчета продуктов сгорания топлива в тепловозных дизелях, в основу которой положен метод равновесного состава, предполагающий равенство количества атомов одноименных элементов, вступающих в реакцию окисления количеству атомов этих же элементов в конечных продуктах окисления [75].

При разработке данной математической модели принято, что в составе отработавших газов при сгорании топлива состава $C+H+S+O=1$ в ДВС содержатся 36 устойчивых элементов. Для определения содержания указанных выше компонентов используются четыре уравнения материального баланса, составленные на основе неизменности количества атомов отдельных элементов в ходе реакции. Число атомов соответствующих элементов выражено через парциальные давления.

Связь между полным давлением смеси в камере сгорания и парциальными давлениями отдельных компонентов задана в модели уравнением Дальтона.

Значения парциальных давлений отдельных продуктов сгорания определяется по известной температуре сгорания с использованием констант равновесия реакций диссоциации газов. Константы равновесия K_i для i -го продукта сгорания определяются из логарифмической зависимости.

Физико-химическая модель процесса результирующего сажевыделения по Р.М. Петриченко, основанная на высокотемпературных многостадийных механизмах образования и выгорания сажистых частиц, описывается системой эквимолекулярных уравнений брутто-реакций [4]. Химизм процесса результирующего сажевыделения в дизеле описывается системой из 12-ти химических уравнений. При математическом описании суммарного процесса сажевыделения используется дифференциальное уравнение связи следующего вида:

$$\frac{dM_i}{d\tau} = \left(\frac{dM_i}{d\tau}\right)_\sigma + \left(\frac{dM_i}{d\tau}\right)_k + \left(\frac{dM_i}{d\tau}\right)_x$$

Это уравнение связывает действительные физические процессы смесеобразования и сгорания с кинетикой процесса сажевыделения. Правая часть уравнения представляет собой сумму факторов, определяющих скорость изменения концентрации i -го компонента газовой смеси. Первый член $(dM_i/dx)_\sigma$ характеризует подвод вещества с испаренным топливом на линии подачи топлива, второй член $(dM_i/dx)_h$ - изменение концентрации вещества вследствие предпламенных химических превращений топлива в зоне пиролиза, третий $(dM_i/dx)_x$ - изменение концентрации вещества в процессе основного горения. Для твердой углеродной фазы предполагается, что $(dM_i/dx)_x = 0$, т.е. сажистые частицы проводят через реакционную зону фронта пламени без газификации и окисляются в зоне продуктов сгорания. Тогда результирующее сажевыделение в цилиндре можно представить в виде алгебраической суммы двух составляющих, характеризующих образование и выгорание сажи:

$$\left(\frac{dN}{d\tau}\right)_\Sigma = \left(\frac{dN}{d\tau}\right)_{обр} - \left(\frac{dN}{d\tau}\right)_{выг}$$

В диссертационной работе математическое моделирование рабочего цикла и токсичности дизелей тепловозов, работающих на смешанном топливе было описано с помощью термодинамической модели. Отличие от предыдущих заключается в статичности данной суб-модели.

Для аппроксимации реального цикла в термодинамической суб-модели используется цикл Тринклера: считается, что часть топлива сгорает при постоянном объеме, а остаток - при постоянном давлении. Особенностью расчетного алгоритма является вычисление температуры и давления в конце цикла, согласованных с показателем политропы расширения [65]. Обозначая индексом 0 исходное состояние рабочего тела, индексами 1, 2, 3 и 4 - состояние рабочего тела по окончании фаз сжатия, сгорания при постоянном объеме, сгорания при постоянном давлении и расширения соответственно, алгоритм термодинамической суб-модели удобно представить в виде набора элементарных алгоритмов, отвечающих отдельным стадиям процесса.

Отвечающие такой аппроксимации реального цикла индикаторные кривые - зависимости давления и температуры в КС от угла поворота коленвала φ показаны на рисунке 2.1, а-б.

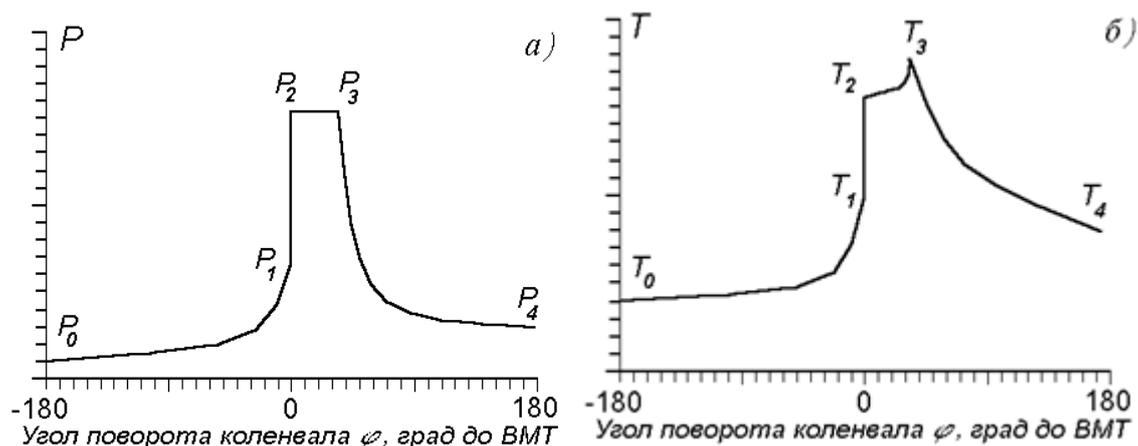


Рис. 2.1 - Схема изменения параметров рабочего тела в ДВС согласно: *а* - давления, *б* - температуры

Здесь следует отметить, что данная математическая модель в качестве первичной стадии содержит процедуру расчета теплофизических свойств смешанного топлива.

2.2 Модель расчета рабочего цикла дизелей тепловозов на смесевом топливе

Расчет теплофизических свойств смесевоего топлива

Основными характеристиками газового топлива являются: низшая теплота сгорания, плотность, цетановое число, содержание общей и органической серы, суммарная доля негорючих компонентов, содержание влаги, содержание механических примесей.

Качества газа как моторного топлива могут быть распределены по трем группам: моторные качества, определяющие эффективность рабочего процесса; свойства, определяющие работу топливной аппаратуры; свойства, определяющие условия хранения топлива.

Моторные качества газа зависят главным образом от энергоемкости топлива, определяемую в первую очередь теплотой сгорания.

Любое газообразное топливо состоит из смеси различных компонентов, количественное содержание которых определяет основные теплофизические и термохимические свойства. Содержание компонентов в смеси определяется их массовыми (объемными, мольными) долями [42].

$$\sum_{i=1}^n g_i = 1, \quad (2.1)$$

где n – число компонентов;

g_i – массовая доля i -го компонента в смеси.

По имеющемуся составу смеси определяются ее основные теплофизические характеристики, а именно низшую теплотворную способность - как сумма произведений величин низшей теплоты сгорания горючих компонентов на соответствующую долю:

$$H_u = \sum_{i=1}^n (H_{u_i} g_i) \quad (2.2)$$

Теплоту сгорания определяем по формуле Д.И. Менделеева:

$$H_u = 33913 \cdot C + 125604 \cdot H + 10886 \cdot (S - O) - 2512 \cdot (9 \cdot H + W), \quad (2.3)$$

где 33913, 125604, 10886 – теплоты сгорания соответственно C , H и S кДж/кг;

2512 – скрытая теплота парообразования, кДж/кг;

W – массовая доля воды в топливе.

Процентное содержание химических компонентов исследуемого вида смесового топлива приведено в таблице 2.1.

Таблица 2.1

Содержание химических компонентов смесового топлива						
Топливо	Агр. сост.	С, %	Н, %	О, %	S, %	Влага W, %
1	2	3	4	5	6	7
Дизельное топливо	жидкость	87	12,6	0.004	0.005	0
99ДТ+1СН ₄	смесь	86,88	12,72	0.0042	0.0286	0
98ДТ+2СН ₄	смесь	86,76	12,84	0.0044	0.0284	0
97ДТ+3СН ₄	смесь	86,64	12,97	0.0046	0.0283	0
96ДТ+4СН ₄	Смесь	86,52	13,09	0,0047	0.0282	0
95ДТ+5СН ₄	смесь	86,4	13,22	0.0066	0.0281	0
90ДТ+10СН ₄	смесь	85,8	13,84	0.0085	0.027	0
80ДТ+20СН ₄	смесь	84,6	15,08	0.010	0.024	0
70ДТ+30СН ₄	смесь	83,4	16,32	0.012	0.021	0
60ДТ+40СН ₄	смесь	82,2	17,56	0.014	0.018	0
50ДТ+50СН ₄	смесь	81,0	18,8	0.016	0.015	0
40ДТ+60СН ₄	смесь	79,8	20,04	0.018	0.012	0
30ДТ+70СН ₄	смесь	78,6	21,28	0.020	0.009	0
20ДТ+80СН ₄	смесь	77,4	22,52	0.021	0.006	0
10ДТ+90 СН ₄	смесь	76,2	23,76	0.022	0.003	0
СН ₄	газ	75	25	0,023	0,003	0

Молекулярная масса метана (СН₄) равна 12 + 4 = 16. Тогда массовые доли компонентов в метане равны: С = 12 ÷ 16 = 0,75; Н = 4 ÷ 16 = 0,25

$$H_{u_M} = 33913 \cdot 0,75 + 125604 \cdot 0,25 + 10886 \cdot (0,003 - 0,023) - 2512 \cdot 9 \cdot 0,25 = 50966 \text{ кДж/кг}$$

Состав 1 кг дизельного топлива следующий: С = 0,87, Н = 0,126, О = 0,004, S = 0,005. Низшую теплоту сгорания смесового топлива определяем по формуле:

$$H_{u_{CM}} = H_{u_M} \cdot g_M + H_{u_{ДТ}} \cdot g_{ДТ} \quad (2.4)$$

где g_m и $g_{дт}$ – массовые доли соответственно природный газа и дизельного топлива в составе смесового топлива;

H_{u_m} и $H_{u_{дт}}$ – низшие теплоты сгорания соответствующих компонентов смесового топлива.

Низшая теплота сгорания дизельного топлива:

$$H_{u_{дт}} = 33913 \cdot C + 125604 \cdot H + 10886 \cdot (S - O) - 2512 \cdot (9 \cdot H + W) \quad (2.5)$$

$$H_{u_{дт}} = 33913 \cdot 0,87 + 125604 \cdot 0,126 + 10886 \cdot (0,005 - 0,004) - 2512 \cdot 9 \cdot 0,126 = 42493 \text{ кДж/кг}$$

Для определения низшей теплоты сгорания смесового топлива в зависимости от доли компонентов в смеси, воспользуемся формулой:

$$H_{u_{см}} = 33913 \cdot D_C + 125604 \cdot D_H + 10886 \cdot (D_S - D_O) - 2512 \cdot (9 \cdot D_H + D_W), \quad (2.6)$$

где D_C, D_H, D_S, D_O, D_W - доли компонентов (углерода, водорода, серы, кислорода и воды) соответственно.

Расчет содержания низшей теплоты сгорания смесового топлива в зависимости от содержания в нем доли метана и дизельного топлива приведен в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Расчет низшей теплоты сгорания смесового топлива

Параметр	Состав топлива											
	ДТ летнее	ДТ+5%CH ₄	ДТ+10%CH ₄	ДТ+20%CH ₄	ДТ+30%CH ₄	ДТ+40%CH ₄	ДТ+50%CH ₄	ДТ+60%CH ₄	ДТ+70%CH ₄	ДТ+80%CH ₄	ДТ+90%CH ₄	CH ₄
Низшая теплота сгорания $H_{u_{г}}$, МДж/кг	42,5	43,23	43,64	44,45	45,27	46,08	46,90	47,71	48,53	49,34	50,16	50,97

График зависимости $H_{u_{см}}$ от процентного содержания в нем метана приведен на рис. 2.2.

При увеличении доли метана в смесовом топливе повышается его калорийность, а вместе с ней и низшая теплота сгорания.

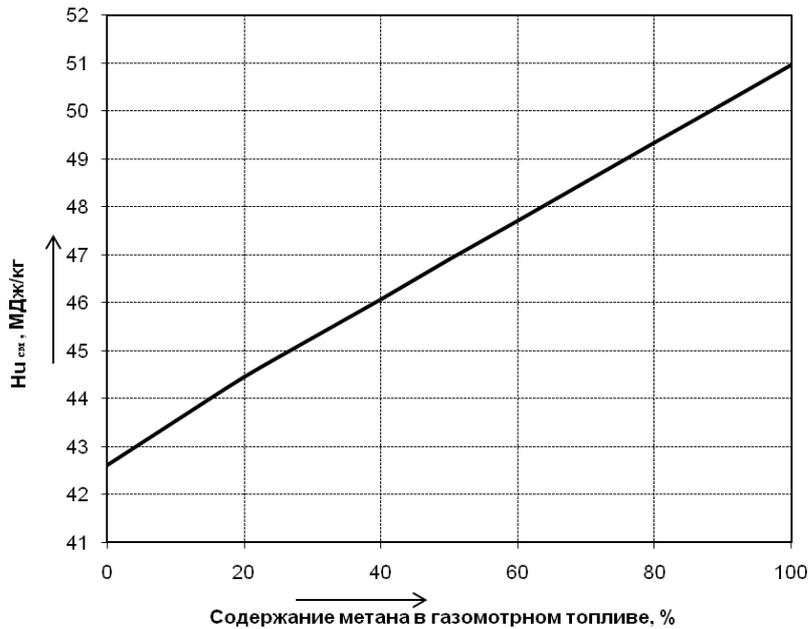


Рис. 2.2. Низшая теплота сгорания смешанного топлива $H_{u см}$ в зависимости от содержания в нем метана

Расчет процесса газообмена

Для вычисления теплоты, выделившейся при сгорании топливо-воздушной смеси ($H_{гор.см}$), отнесенная к 1 кг сгорания при различных коэффициентах избытка воздуха α воспользуемся формулой [8]:

$$H_{гор.см} = \frac{H_{u_r}}{M_1}, \quad (2.7)$$

где H_{u_r} – низшая теплота сгорания 1 кг смешанного топлива;

M_1 – количество свежего заряда.

Количество свежего заряда:

$$M_1 = 1 + \alpha L_{0M}, \text{ кг моль/кг моль газа} \quad (2.8)$$

Следовательно, необходимо определить стехиометрическое количество воздуха для различного состава смешанного топлива.

Пусть дизельное топливо имеет следующий средний состав:

$$C = 0,87, H = 0,126, O = 0,004, S = 0,005.$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг дизельного топлива подсчитывают по формуле [7]:

$$L_{0,DT} = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль/кг} \quad (2.9)$$

Отсюда, $L_{0,DT} = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,005}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,495 \text{ кмоль/кг}$

Стехиометрическое количество воздуха в кг (кг воздуха на кг топлива):

$$l_0 = L_{0,DT} \cdot m_e, \quad (2.10)$$

где, m_e – молярная масса воздуха, равная 28,93 кг/кмоль.

Тогда, $l_0 = 0,4894 \cdot 28,93 = 14,16$

Если дизель работает на смесевом топливе, то теоретически необходимое количество воздуха для сгорания смеси дизельного топлива с метаном, кг моль/кг:

$$L_{0,r} = g_M \cdot L_{0(\text{метана})} + g_{DT} \cdot L_{0(\text{диз.топлива})}, \text{ кмоль/кг} \quad (2.11)$$

Где, g_M, g_{DT} – доли метана и дизельного топлива в смесевом топливе;

$L_{0(\text{метана})}, L_{0(\text{диз.топлива})}$ – необходимое количество воздуха для сжигания 1 кмоль соответственно метана и дизельного топлива. При этом теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 моля метана определим по формуле, кмоль /кмоль газа:

$$L_{0_M} = \frac{1}{0,21} \left[\frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + \left(n + \frac{m}{4} \right) C_n H_m + 2CH_4 - O_2 \right], \quad (2.12)$$

Тогда: $L_{0_M} = \frac{1}{0,21} \left(1 + \frac{4}{4} \right) = 9,52 \text{ кмоль возд/кмоль газа}$

Молекулярную массу смесевого топлива определяем, как:

$$\mu_{см} = \frac{\left(\sum m_i \right)}{\left(\frac{\sum m_i}{\mu_i} \right)} = \frac{\left(m_{DT} + m_M \right)}{\left(\frac{m_{DT}}{\mu_{DT}} + \frac{m_M}{\mu_M} \right)} \quad (2.13)$$

Примем молекулярную массу дизельного топлива равной 190 кг/кмоль и определим молекулярные массы компонентов смесевого топлива (таблица 2.3.).

Компоненты смесового топлива

Вид топлива	Химический состав, %					Молекулярная масса, кг/кмоль
	С	Н	О	S	CH ₄	
Дизельное	87	12,6	0,4	0,5	-	190
CH ₄	75	25	0,023	0,003	100	16

Зная молекулярную массу метана, определим теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 моля метана:

$$L_{0M} = \frac{L_{0M}}{\mu_M} = \frac{9,52}{16} = 0,595 \frac{\text{кмольвозд}}{\text{кггаза}}$$

Стехиометрическое количество воздуха при сжигании 1 кг дизельного топлива определено выше и равно 0,495 кмоль возд./кг топл.

Тогда,

$$L_{0r} = D_M \cdot 0,595 + D_{дт} \cdot 0,495 \quad (2.14)$$

Приняв молекулярную массу воздуха $\mu=28,93$ определим I_{0r} .

Расчет стехиометрического количества воздуха при сгорании смесового топлива в зависимости от содержания в нем доли метана и дизельного топлива приведен в таблице 2.4.

Таблица 2.4

Расчет теоретически необходимого количества воздуха для сгорания смеси дизельного топлива с метаном

Параметр	Состав топлива											
	дт летнее	дт+5%CH ₄	дт+10%CH ₄	дт+20%CH ₄	дт+30%CH ₄	дт+40%CH ₄	дт+50%CH ₄	дт+60%CH ₄	дт+70%CH ₄	дт+80%CH ₄	дт+90%CH ₄	CH ₄
L _{0r} , кмоль /кгмоль газа	0,495	0,499	0,505	0,515	0,525	0,535	0,545	0,555	0,565	0,575	0,585	0,595
I _{0r} , кг/кг	14,3	14,4	14,6	14,9	15,2	15,5	15,8	16,1	16,4	16,7	17,0	17,3

На графике рис. 2.3. приведены изменения стехиометрических отношений в зависимости от содержания доли метана и дизельного топлива в смесовом топливе.

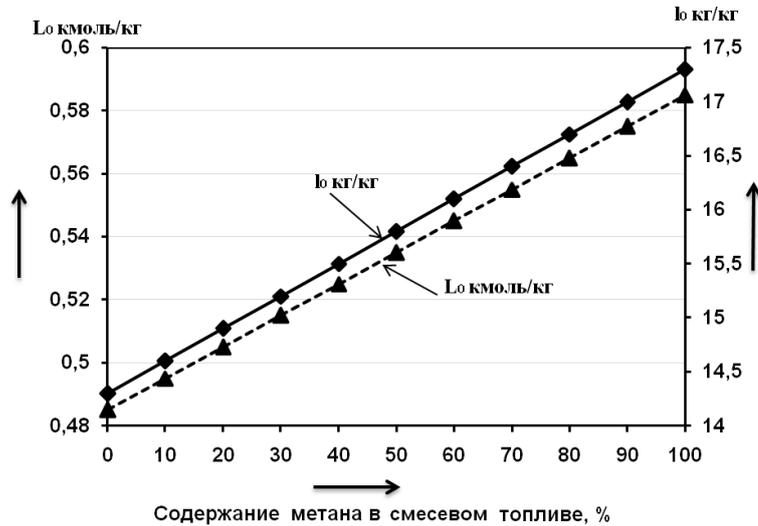


Рис. 2.3. Изменение стехиометрических отношений (L_0 и l_0) в зависимости от содержания метана в смеси топлива

На графике рис. 2.4 показаны зависимости теплоты сгорания горючей смеси от содержания метана в смеси топлива.

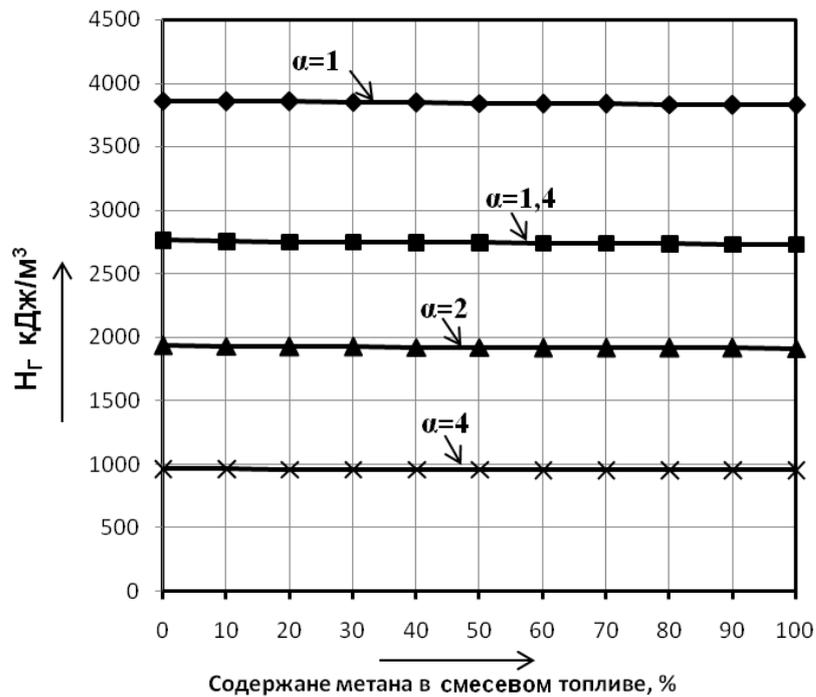


Рис. 2.4. Теплота от сгорания смеси топлива

Зависимость использования объема цилиндра характеризуется количеством получаемой работы, а, следовательно – количеством теплоты, выделяющейся в цилиндре при сгорании смеси топлива. Обозначим количество теплоты, которое может выделиться при сгорании смеси топлива $H_{Гсм}$.

Эффективность использования объема топлива зависит от объемной теплоты сгорания смесового топлива $H_{Г\text{см}}$, то есть от количества теплоты, выделяющейся при сгорании единицы его объема. Если теплота сгорания отнесена к количеству свежего заряда 1 кмоль, то:

$$H_{Г\text{см}} = \frac{H_{u_{дт}} + H_{u_{м}}}{M_1}, \quad (2.15)$$

где $H_{u_{дт}}$ и $H_{u_{м}}$ – низшие теплотворности дизельного топлива и метана.

Для дизелей $M_1=1+\alpha L_0$. Теплота от сгорания смесового топлива, отнесенная к 1 м^3 при температуре 0°C и давлении $0,1013\text{ МПа}$, примет вид:

$$H_{Г\text{см}} = \frac{(22,4 \cdot H_{u_{м}} + g \cdot H_{u_{дт}})}{1 + \alpha_1 \cdot L_{0\text{м}}} \quad (2.16)$$

где α_1 – коэффициент избытка воздуха.

Низшая теплота сгорания для дизельного топлива $H_{u_{дт}} = 33060\text{ МДж/м}^3$, теплота сгорания для метана $H_{u_{м}} = 35800\text{ МДж/м}^3$.

Значения $H_{Г}$ для различного состава смесового топлива при $\alpha=1$; $\alpha=1,4$; $\alpha=2$; $\alpha=4$ приведены в таблице 2.5.

Стехиометрическое количество воздуха L_0 зависит от тех же величин, что и $H_{u_{см}}$ (состав топлива и окислителя). Стехиометрическое количество воздуха приблизительно пропорционально $H_{u_{см}}$. Чем больше кислорода затрачивается на сгорание топлива, тем больше выделяется теплоты.

Таблица 2.5

Теплота сгорания смесового топлива при $\alpha=1$; $\alpha=1,4$; $\alpha=2$; $\alpha=4$

Коэффициент избытка воздуха		$\alpha=1$	$\alpha=1,4$	$\alpha=2$	$\alpha=4$
Процент добавки метана к дизельному топливу	%	Теплота сгорания смесового топлива $H_{Г}$ кДж/м ³			
	5	3867	2763	1934	967
	10	3858	2755	1929	964
	20	3853	2752	1927	963
	30	3849	2749	1925	962
	40	3845	2747	1923	961
	50	3842	2744	1921	960
	60	3838	2742	1919	959
	70	3835	2739	1917	958
	80	3831	2736	1915	957
	90	3828	2734	1914	956

Теплота сгорания смесового топлива зависит от элементарного состава топлива и от α . Уравнения (2.7) и (2.16) применимы при $\alpha \geq 1$. (При $\alpha \leq 1$ и следовательно невозможности полного сгорания топлива, в (2.7) и (2.16) нужно использовать теплоту сгорания, равную $H_H - \Delta H_H$, где ΔH_H – теплота сгорания продуктов неполного сгорания). При $\alpha=1$ смесь, состоящая из 1 кг дизельного топлива и 14,16 кг воздуха, имеет массу 15,16 кг. Если состав смеси в общем случае равен α , то в том же количестве смеси, (равном 15,16 кг), количество дизельного топлива G_T определим следующим образом. Количество горючей смеси во всех случаях остается постоянным и равным $G_B + G_T = 15,16$ кг. Поскольку $\alpha = \frac{G_B}{G_T \cdot l_0}$, то $G_B = \alpha \cdot G_T \cdot l_0$, то есть $\alpha \cdot G_T \cdot l_0 + G_T = 15,16$ или $G_T = \frac{15,16}{(\alpha \cdot l_0 + 1)}$. Если количество топлива в указанных 15,16 горючей смеси равно G_T , то количество воздуха в ней будет равно $G_B = 15,16 - G_T$. В этом количестве воздуха теоретически можно полностью, т.е при $\alpha=1$ сжечь G_T^* топлива, где $G_T^* = \frac{G_B}{l_0}$. Если принять, что подвод тепла 15,16 кг смеси при $\alpha=1$ составляет 100%, то снижение подвода тепла тех же 15,16 кг смеси при разных α составит $q = 100 - G_T^* \cdot 100$. Относительное изменение удельного подвода тепла q % горючей смеси (смесовое топливо + воздух) при изменении коэффициента избытка воздуха α в диапазоне от 1 до 4 приведено на графике зависимости $q = f(\alpha)$ (рис. 2.5.).

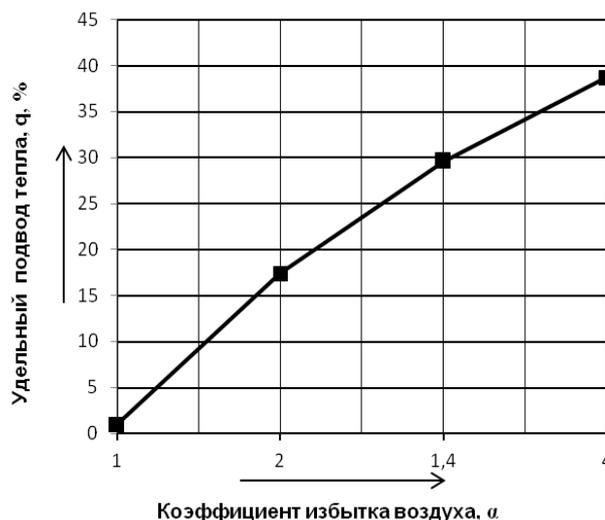


Рис. 2.5. Изменение удельного подвода тепла смесового топлива q (%) в зависимости от коэффициента избытка воздуха, α

Расчет процесса сжатия

Параметры рабочего тела в начале сжатия обозначаются P_0 [атм] и T_0 [K], Их численные значения служат начальными данными расчета и выбираются соответственно конкретной конструкции. Давление в начале сжатия при работе дизеля на смесевом топливе:

$$P_a = p_0 - \Delta p_a \quad (2.17)$$

где p_a – давление в цилиндре в начале сжатия;

p_0 – давление окружающей среды;

Δp_a - величина разряжения, зависящая от сопротивлений в системе запуска;

Температура заряда в начале сжатия при работе дизеля на смесевом топливе:

$$t_a = \frac{(t_0 + \Delta t + t_c)}{(1 + \gamma)}. \quad (2.18)$$

где t_0 – температура воздуха перед входом в цилиндр;

Δt – температура подогрева свежего заряда;

t_c – температура остаточных газов;

γ – коэффициент остаточных газов.

Давление заряда в конце сжатия при работе дизеля на смесевом топливе:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (2.19)$$

где p_c – давление в цилиндре в конце сжатия,

ε – степень сжатия действительная;

n_1 – показатель политропы сжатия в дизеле.

Температура заряда в конце сжатия при работе дизеля на смесевом топливе:

$$t_c = t_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (2.20)$$

Средняя молекулярная теплоемкость свежего заряда, кДж/кг моль град.:

$$c_v = \sum m_k c_{vk} \quad (2.21)$$

где c_{vk} – теплоемкость компонента свежего заряда при данной температуре;

m_k – объемная доля этого компонента в заряде.

Средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/кг моль град.:

$$(c_v)' = \sum m_k c_{vk} \quad (2.22)$$

где c_{vk} – теплоемкость компонента продуктов сгорания заряда при данной температуре;

m_k – объемная доля этого компонента в продуктах сгорания.

Расчет процесса сгорания и тепловыделения

Уравнение сгорания смеси дизельного топлива и природного газа для смешанного цикла:

$$\frac{\xi_z (22,4H_{u_{пт}} + gH_{u_{дт}})}{\mu(1 + \alpha L_{0_{дт}})(1 + \gamma)} + \frac{(c_v + \gamma(c_v)')t_c}{\mu(1 + \gamma)} + \frac{1,985(273 + t_c)}{\mu} - 1,985 \cdot 273 = (c_p)'t_z \quad (2.23)$$

где ξ_z – коэффициент тепловыделения в конце видимого сгорания;

μ – действительный коэффициент молекулярного изменения;

t_c – температура в цилиндре в конце сжатия;

$(c_p)'$ – теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении, ккал/моль град.;

t_z – температура в цилиндре в конце сгорания.

В уравнении (2.23) используются два неизвестных: температура конца видимого сгорания t_z и теплоемкость продуктов сгорания c_p . Поэтому обычно t_z определяют методом графической интерполяции или методом подбора.

Решение этого уравнения дает возможность определить наибольшее значение λ (при определенном количестве подведенного тепла).

Степень повышения давления подсчитываем по формуле:

$$\lambda = 0,739 \frac{t_z}{t_c} \quad (2.24)$$

Давление сгорания p_z определим по формуле:

$$p_z = \lambda p_c \quad (2.25)$$

Общее количество продуктов полного сгорания 1 моля топлива с добавкой g кг природного газа определим следующим образом:

$$M_{CO_2} = g \cdot \frac{C}{12} + (CO + nC_nH_m + CH_4 + CO_2), \text{ кг моль/кг моль газа} \quad (2.26)$$

$$M_{H_2O} = \left[\left(H_2 + \frac{m}{2} \cdot C_nH_m + 2CH_4 \right) + g \frac{H}{2} \right], \text{ кг моль/кг моль газа} \quad (2.27)$$

$$M_{O_2} = 0,21[(\alpha_1 - 1)L_{0M} - gL_{0ДГ}], \text{ кг моль/кг моль газа} \quad (2.28)$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha_1 \cdot L_{0M} + N_2, \text{ кг моль/кг моль газа} \quad (2.29)$$

Общее количество продуктов сгорания задается соотношением:

$$M_2 = \sum M_i = 1 + \alpha_1 L_{0M} + g \cdot \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) - \left[\frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + \left(1 - \frac{m}{4} \right) C_n H_m \right], \text{ кг моль/кг моль газа} \quad (2.30)$$

Изменение объема при сгорании 1 моля топлива с добавкой природного газа:

$$\Delta M = M_2 - M_1 = g \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) - \left[\frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} \right] + \left(1 - \frac{m}{4} \right) C_n H_m, \text{ кг моль/кг моль газа} \quad (2.31)$$

Возможно как уменьшение, так и увеличение объема.

Теоретический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{g \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) - \left[\frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + \left(1 - \frac{m}{4} \right) C_n H_m \right]}{1 + \alpha_1 L_{0ДГ}}. \quad (2.32)$$

где M -количество продуктов сгорания $M=0,924$ моль/кг, $M'=26,78$ кг/кг и μ_0 -теоретический коэффициент молекулярного изменения $\mu_0=1,037$

Теоретический коэффициент молекулярного изменения может быть больше и меньше единицы.

Действительный коэффициент молекулярного изменения с учетом добавки природного газа к дизельному топливу:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (2.33)$$

где γ -коэффициент остаточных газов, $\gamma=0,04$

Коэффициент избытка воздуха на линии расширения будет определяться следующим образом:

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_1 \cdot L_{0M}}{L_{0ПГ,ДГ}} = \frac{\alpha_1}{1 + g \cdot \frac{L_{0ДГ}}{L_{0ПГ}}} \quad (2.34)$$

Коэффициент остаточных газов с учетом добавки природного газа к дизельному топливу:

$$\gamma = \frac{T_{см} + \Delta T}{T_r} = \frac{p_1 r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} \quad (2.35)$$

где $T_{см}$ – температура смеси воздуха и смесового топлива перед входом в цилиндр; при равенстве температур смесового топлива и окружающего воздуха $T_{см} = T_0$; при различных температурах поступающего смесового топлива и воздуха $T_{см} = \frac{T_z + \alpha T_0 L_0}{1 + \alpha_0}$, если считать равными теплоемкости смесового топлива и воздуха.

Температура смесового топлива перед входом в цилиндр $T_z = 320 \div 350^\circ\text{C}$

Коэффициент наполнения с учетом добавки природного газа к дизельному топливу будет определяться по формуле:

$$\eta_v = \frac{T_0(\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_{см} + \Delta T)(\varepsilon - 1)p_0} \quad (2.36)$$

Температура заряда в начале сжатия с учетом добавки природного газа к дизельному топливу будет определяться по формуле:

$$T_a = \frac{T_{см} + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma}$$

Для расчета изменения давления и температуры по углу поворота коленчатого вала (по времени) на протяжении всего процесса сгорания смесового топлива необходимо учитывать переменность массы воздушного заряда и продуктов сгорания за счет газообмена, а также теплообмен рабочего тела со стенками камеры сгорания. Такие модели предполагают пошаговое определение массы, состава, давления и температуры рабочего тела в процессе горения топлива.

Основой для таких моделей служит уравнение теплового баланса [4]:

$$dQ \pm \sum_{i=1}^n i_j dM_j = d(MU) + pdV, \quad (2.37)$$

где dQ – элементарное количество теплоты, подведенное к рабочему телу при сгорании топлива;

$\sum i_j dM_j$ – поток энтальпии, внесенный (+) или вынесенный (-) с элементарной массой dM из объема цилиндра V ;

U – удельная внутренняя энергия рабочего тела;

p – давление рабочего тела в цилиндре двигателя.

Основная трудность практического использования (2.37) связана с аналитическим описанием процесса подвода теплоты от сгорания топлива.

Более рациональным с практической точки зрения является решение поставленной задачи методом, предложенным проф. И.И. Вибе. Данный метод основан на аппроксимации характеристик подвода теплоты (кривых тепловыделения) с помощью зависимостей, учитывающих реальный закон выгорания топлива по углу поворота коленчатого вала. Данный закон принято выражать характеристическим уравнением [28]:

$$X_i = 1 - \exp \left[c \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (2.38)$$

где X_i - доля теплоты, выделившаяся к текущему углу поворота коленчатого вала ψ_j ;

φ_z - угол поворота коленчатого вала, в течение которого происходит сгорание топлива за один рабочий цикл x_z , отсчитывается от начала текущего участка процесса сгорания, рисунок 2.6; $x=0,989$,

m - показатель характера сгорания;

c - постоянная интегрирования; $c = \ln(1-x_z)$.

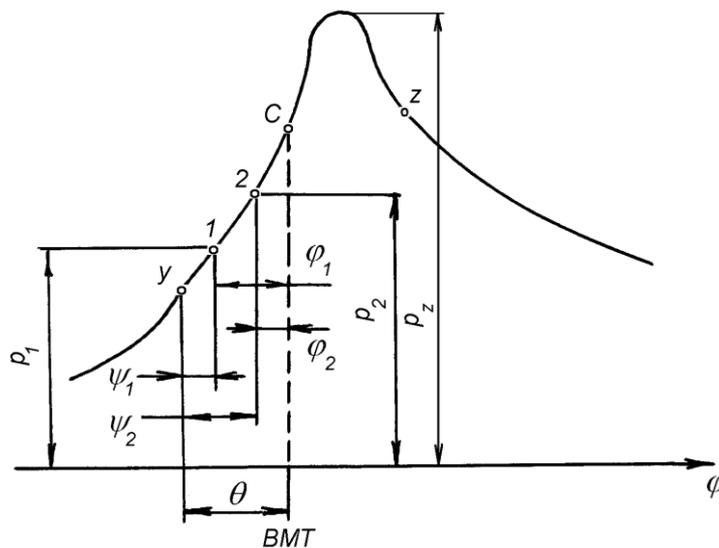


Рис. 2.6. Разбивка процесса сгорания на участки

Для значений m и φ_z Г. Вошни получил эмпирические зависимости, позволяющие перейти к моделированию частных режимов, зная m и φ_z для исходного [119]:

$$m = m_0 \left(\frac{\varphi_{i0}}{\varphi_i} \right)^{0,5} \left(\frac{\alpha_0 q_{u0}}{\alpha q_u} \right) \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^{0,3};$$

$$\varphi_z = \varphi_{z0} \left(\frac{\alpha_0}{\alpha} \right)^{0,6} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^{0,3},$$

где φ_i – период задержки самовоспламенения топлива;

α – коэффициент избытка воздуха;

ω – угловая скорость вращения вала.

Индекс «0» относится к исходному режиму, параметры которого известны. При моделировании за исходный режим выбран номинальный.

Период задержки самовоспламенения определяется по полуэмпирической формуле А.И. Толстова [28]

$$\varphi_i = 4,6973 \cdot 10^{-3} \left(\frac{T_2}{p_2} \right)^{0,5} \exp \left(\frac{E}{RT_2} \right) \frac{180}{\pi} \omega,$$

где T_2 и p_2 – температура и давление в цилиндре в момент впрыска топлива, соответствующие точке 2 диаграммы (рис. 2.6.);

E – энергия активации топлива.

Под энергией активации понимают разность между энергией частиц топлива, при которой начинается воспламенение, и энергией частиц топлива, впрыснутого в цилиндр. Отношение $\frac{E}{R}$ у дизелей равно 2200 – 3500 К⁻¹. Меньшие значения соответствуют топливам с большим цетановым числом, а также с высоким качеством смесеобразования. Уменьшение энергии активации при вихревом движении заряда объясняется повышением температур в топливном факеле.

Угол начала горения топлива:

$$\theta = \varphi_{on} + \varphi_i,$$

где φ_{on} – угол опережения впрыска топлива.

Согласно экспериментальным данным, для процесса сгорания в тепловозных дизелях значение m находится в пределах от 0,8 до 1,2, а величина $c \approx -0,5$. С увеличением m доля топлива, сгоревшего к концу рассматриваемого участка растет. Часто принимают $m=1$.

Можно считать, что выделившаяся при сгорании теплота прямо пропорциональна количеству смесового топлива, вступившего в реакцию окисления. На этом основании можно записать:

$$Q_j = \delta (22,4 \cdot H_{u_{гр}} + g \cdot H_{u_{др}}) q_u X_j,$$

где q_u - цикловая подача топлива;

δ - коэффициент выделения теплоты, учитывает неполноту сгорания из-за недостатка воздуха и то, что часть теплоты теряется вследствие теплоотдачи в стенки камеры сгорания.

Для всего процесса сгорания смесового топлива за угол поворота коленчатого вала ψ_z общая удельная эффективная теплота в рабочем цикле будет:

$$q_u = \frac{\xi (22,4 \cdot H_{u_{гр}} + g \cdot H_{u_{др}})}{\alpha M_0 (1 + \gamma) + 1}, \quad (2.39)$$

где ξ – коэффициент эффективности сгорания;

ψ и δ – коэффициенты использования и выделения теплоты.

В общем виде:

$$q_u = q_z x,$$

где q_z – полная удельная использованная теплота сгорания, представляющая собой общее количество теплоты, приходящейся на 1 кг рабочего тела и пошедшей на увеличение внутренней энергии и осуществление работы за весь процесс сгорания.

Для дизеля 6ЧН 31/36 с неразделенной камерой сгорания значение коэффициента ξ находится в пределах 0,80-0,90 [90].

Текущие x определяются соотношением:

$$x = 1 - \exp^{-6,908 \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1}} \quad (2.40)$$

Коэффициент использования теплоты ψ принимается равным 0,9...0,95.

Пользуясь приведенными зависимостями, расчет процесса сгорания с определением текущих давлений и температур по методике И.И. Вибе выполняют в следующей последовательности. Сначала разбивают весь процесс сгорания на ряд участков с интервалом $1,5 \div 20$ поворота коленчатого вала. Для примера на рисунке 2.6 выделен участок 1-2. По соотношениям для политропного процесса сжатия, которые приведены выше, подсчитывают давление и температуру в точке у начала горения. Их знание позволяет подсчитать параметры процесса в конце участка по приведенным ниже формулам. Например, давление в точке 2 определяют по формуле:

$$p_2 = \frac{E_2 \Delta X_{1-2} + p_1 [K_{1-2} \xi(\varphi_1) - \xi(\varphi_2)]}{K_{1-2} \xi(\varphi_2) - \xi(\varphi_1)}, \quad (2.41)$$

где E_2 – постоянная, вычисляется по формуле:

$$E_2 = 0,002 \frac{\varepsilon}{g_a} q_z,$$

g_a - удельный объем в начале сжатия:

$$g_a = \frac{8,314 T_a}{10^3 \mu_B p_a}$$

X_{1-2} - доля теплоты, сгоревшего на участке 1-2:

$$X_{1-2} = \exp \left[-c \left(\frac{\psi_1}{\psi_z} \right)^{m+1} \right] - \exp \left[-c \left(\frac{\psi_2}{\psi_z} \right)^{m+1} \right],$$

K_{1-2} - фактор теплоемкостей:

$$K_{1-2} = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1},$$

k_{1-2} - отношение средней изобарной теплоемкости к изохорной на участке 1-2:

$$k_{1-2} = \frac{c_{p1-2}}{c_{v1-2}},$$

Для вычисления можно пользоваться формулой, которая получена аппроксимацией табличных значений:

$$k = 1,259 + \frac{76,7}{T} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\alpha} \right) \Delta X_{1-2},$$

$\xi(\varphi)$ - коэффициент, отражающий перемещение поршня, вычисляется в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ , угол отсчитывается от верхней мертвой точки (см. рисунок 2.4)

$$\xi(\varphi) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{T} \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi \right) \right],$$

λ - постоянная кривошипно-шатунного механизма.

Температура в точке 2 определяется по формуле:

$$T_2 = \frac{T_y}{p_y \xi(\varphi_y)} \frac{p_2 \xi(\varphi_2)}{\beta_{1-2}}, \quad (2.42)$$

где β_{1-2} – среднее значение на участке 1-2 коэффициента молекулярного изменения.

Приведенные расчетные зависимости можно рассматривать как алгоритм, отражающий последовательность действий, по результатам выполнения которых удастся проследить динамику сгорания в камере сгорания с учетом угла опережения впрыска смесового топлива θ и построить кривую тепловыделения. С помощью этой кривой, зная механизм образования вредных веществ, можно прогнозировать эмиссию токсичных компонентов и дымность ОГ.

Расчет процесса расширения

Давление в конце расширения смеси дизельного топлива и природного газа:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} \quad (2.43)$$

где n_2 - показатель политропы расширения в дизеле.

Температура в конце расширения смеси дизельного топлива и природного газа:

$$T_b = \frac{t_z}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (2.44)$$

Проверку правильности оценки температуры остаточных газов произведем по формуле:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} \quad (2.45)$$

2.3 Методика расчета теплоты, выделившейся при сгорании смесового топлива в зависимости от компонентного состава природного газа

В приведенных выше разделах с методической точки зрения вышеприведенные формулы были описаны для смеси метана и дизельного топлива. Фактически метан в чистом виде не используется, а используется природный газ. В данном разделе рассмотрены вопросы, связанные с применением природного газа.

Природный газ различных месторождений содержит ряд предельных углеводородов. Основным компонентом природного газа является метан CH_4 , содержание которого достигает 98 % по объёму.

В приложении А приведен для примера протокол испытаний и паспорт качества природного газа.

В таблице 2 приложения А приведены сведения о возможном составе природных газов некоторых месторождений России. Из таблицы следует, что доля метана CH_4 в составе природного газа может изменяться в широком диапазоне, т.е. от 50 до 99 %. Например, в Тюменской области на Уренгойском месторождении содержание метана в природном газе достигает 99,05 %, в Заполярном – 98,8 %, а в Оренбургской области всего 83,68%. Поэтому вызывают сомнения значения концентраций метана в диапазоне от 90,8 % до 96,9 %.

Относительное количество тепла, подведенного при сгорании смесового топлива, состоящего из смеси дизельного топлива и природного газа, определяется по формуле:

$$q = \frac{G_T \cdot H_{u_{дт}}}{(V_{пг} \cdot H_{u_{пг}} + G_T \cdot H_{u_{дт}})}, \quad (2.46)$$

где G_T – расход топлива в дизеле, кг/час;

$H_{u_{дт}}$ – низшая теплотворность дизельного топлива, МДж/м³;

$H_{u_{пг}}$ – низшая теплотворность природного газа, МДж/м³;

$V_{пг}$ – часовой расход природного газа, м³/час, приведенный к 0°С и 760 мм.рт.ст.

При расчете суммарного количества тепла, подведенного при сгорании смесового топлива, учтем влияние концентрации метана в природном газе различных месторождений и введем коэффициент компонентного состава K_0 , величина которого будет оценена эмпирически, по результатам обработки протоколов испытаний.

Уравнение для относительного определения количества тепла, подведенного при сгорании смесового топлива с учетом коэффициента компонентного состава K_0 примет вид:

$$q = \frac{G_T \cdot H_{u_{дг}}}{(K_0 \cdot V_{III} \cdot H_{u_{III}} + G_T \cdot H_{u_{дг}})} \quad (2.47)$$

где $K_0 = f(H_u)$

После обработки протоколов испытаний с различных месторождений природного газа была получена зависимость теплоты сгорания H_u от содержания метана CH_4 в природном газе (рис. 2.7.).

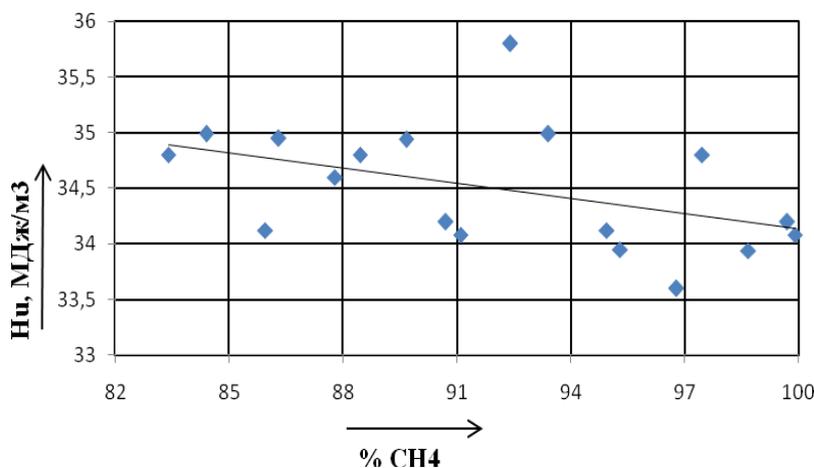


Рис. 2.7. Зависимость теплоты сгорания H_u от содержания метана CH_4

Так как диапазон содержания метана в природном газе равен 83-99%, то для обеспечения его теплоты сгорания равной $35,8 \text{ МДж/м}^3$ коэффициент компонентного состава должен быть в пределах 0,92-1,08.

Данный диапазон коэффициента K_0 целесообразно использовать при настройке дизельных двигателей, работающих на смесовом топливе, что

позволяет получить оптимальные характеристики удельного эффективного расхода дизельного топлива.

Если содержание метана в мольных долях в смесевом топливе больше, то теплотворная способность смеси меньше, что приводит к необходимости увеличения объема подаваемого топлива и корректировке регулировочных трендов с помощью автоматизированных систем управления (АСУ).

Таким образом, целесообразно регулировку расхода топлива осуществлять с учетом фактической теплоты сгорания. Так как H_u не имеет среднего постоянного значения, например, среднее по выборке $H_u=31,6$ МДж/м³ меняется в зависимости от компонентного состава природного газа.

При добавке природного газа к дизельному топливу количество тепла, подведенного при сгорании смесевого топлива изменяется, вследствие чего, может произойти изменение мощности.

Для сохранения номинальной мощности дизеля при подаче природного газа его цикловая подача должна быть эквивалентной теплоте сгорания замещаемого дизельного топлива. Учитывая разницу объемных теплотворных способностей обоих видов топлив ($H_{u_{дт}} = 33,06$ МДж/м³ и $H_{u_{пг}} = 35,8$ МДж/м³), необходимо для этого выполнить следующее условие:

$$\Delta V_T H_{u_{дт}} = \Delta V_{пг} H_{u_{пг}} \quad (2.48)$$

где ΔV_T и $\Delta V_{пг}$ - объемная подача соответственно дизельного топлива и природного газа на один цикл, м³;

$H_{u_{дт}}$ и $H_{u_{пг}}$ - низшая теплота сгорания соответственно дизельного топлива и природного газа, МДж/м³.

Таким образом, используя теплоту сгорания топлива, найдем необходимое количество подаваемого природного газа и дизельного топлива.

Далее, из условия (2.48) найдем объем природного газа на один рабочий цикл:

$$\Delta V_{пг} = \Delta V_T \frac{H_{u_{дт}}}{H_{u_{пг}}}. \quad (2.49)$$

Это уравнение справедливо при допущении, что сгорание обоих видов топлив происходит с одинаковой эффективностью.

Для каждого дизеля $\Delta V_{\text{иг}}$ напрямую зависит от цикловой подачи топлива. Рассмотрим на примере дизеля 6ЧН 31/36 расчет цикловой подачи дизельного топлива и природного газа.

Максимальной мощности дизеля 6ЧН 31/36 соответствует цикловая подача дизельного летнего топлива $q_u = 1,52$ г/цикл, что при удельной массе топлива $\gamma = 840$ кг/м³ составляет объемную подачу $\Delta V_T = 1,810 \cdot 10^{-6}$ м³. Приняв изменения низшей теплоты сгорания смесей дизельного топлива с природным газом по аддитивному закону, рассчитаем необходимый объем топлива ΔV_T , который должен подаваться в цилиндр на один рабочий цикл (таблица 2.6).

Далее, варьируя состав топлива путем изменения содержания природного газа в диапазоне от 1 до 90 % от общего количества подаваемого топлива, рассчитаем параметры подачи смесевое топлива с учетом коэффициента компонентного состава K_0 природного газа.

Полученные результаты сведем в таблицу 2.6.

Из таблицы 2.6 видно, что при замещении дизельного топлива природным газом теплотворная способность смесевое топлива растет, поэтому действительная объемная подача природного газа должна быть снижена примерно на 10%.

Причиной этому является различие в теплотворной способности дизельного топлива и природного газа.

После проведения необходимых расчетов, используя формулу (2.47) можно рассчитать количество тепла, подведенного при сгорании смесевое топлива с учетом коэффициента компонентного состава при различном соотношении природного газа и дизельного топлива. Вес дизельного топлива в кг на 1 моль сжигаемого в дизеле природного газа, кг диз. топлива/кг моль газа с учетом добавки природного газа определим по формуле:

$$g = \frac{22,4 \cdot G_T}{V_{\text{иг}}} \quad (2.50)$$

Параметры подачи смесового топлива на номинальном режиме работы дизеля К6S310DR
(6ЧН31/36) тепловоза ЧМЭЗ

Параметр	Состав смесового топлива										
	Дизельное летнее	5 % природного газа + 95% дизельного топлива	10 % природного газа + 90% дизельного топлива	20 % природного газа + 80% дизельного топлива	30 % природного газа + 70% дизельного топлива	40 % природного газа + 60% дизельного топлива	50 % природного газа + 50% дизельного топлива	60 % природного газа + 40% дизельного топлива	70 % природного газа + 30% дизельного топлива	80 % природного газа + 20% дизельного топлива	90 % природного газа + 10% дизельного топлива
Низшая теплота сгорания H_u , МДж/м ³	33,06	33,71	33,83	34,06	34,28	34,51	34,74	34,97	35,20	35,42	35,65
Коэффициент компонентного состава K_0	-	0,92	0,93	0,94	0,96	0,98	1,0	1,02	1,04	1,06	1,08
Отношение $\frac{H_{удг}}{H_{удг}}$	-	0,981	0,977	0,971	0,964	0,958	0,952	0,945	0,939	0,933	0,927
Объем топлива на один цикл V_T , (м ³ ·10 ⁻⁶)	1,81	1,72	1,629	1,448	1,267	1,086	0,905	0,724	0,543	0,362	0,181
Объем природного газа на один цикл $V_{ПГ}$, (м ³ ·10 ⁻⁶)	-	88,4	176,8	353,6	530,4	707,2	884	1060,8	1237,6	1414,4	1591,2
Масса топлива на один цикл $q_{ц}$, гр	1,52	1,44	1,37	1,22	1,06	0,91	0,76	0,61	0,46	0,31	0,15

При учете изменения теплотворной способности природного газа целесообразно выполнять расчета рабочего процесса дизеля тепловоза, работающего с добавками природного газа к дизельному топливу с учетом коэффициента компонентного состава $K_0=0,92\div 1,08$.

2.4 Методика расчета количества продуктов сгорания смесового топлива

В основу разрабатываемой методики положен метод равновесного состава, предполагающий равенство количества атомов одноименных элементов, вступающих в реакцию окисления количеству атомов этих же элементов в конечных продуктах окисления [70].

При разработке метода равновесного состава принято, что в составе отработавших газов при сгорании топлива состава $C+H+S+O=1$ в ДВС содержатся 36 устойчивых элементов. Для определения содержания указанных выше компонентов используются четыре уравнения материального баланса, составленные на основе неизменности количества атомов отдельных элементов в ходе реакции. Число атомов соответствующих элементов выражено через парциальные давления.

Связь между полным давлением смеси в камере сгорания и парциальными давлениями отдельных компонентов задана в модели уравнением Дальтона. Значения парциальных давлений отдельных продуктов сгорания определяется по известной температуре сгорания с использованием констант равновесия реакций диссоциации газов. Константы равновесия K_i для i -го продукта сгорания определяются из логарифмической зависимости [75].

Представленная модель расчета продуктов сгорания реализуется тремя методами [70]:

- расчетом продуктов сгорания по максимальным параметрам рабочего цикла: T_{zmax} , P_{zmax} , V_z , α , рассчитанным при моделировании рабочего процесса с использованием какого-либо закона выгорания топлива;
- расчетом продуктов сгорания по максимальному давлению сгорания P_{zmax} и соответствующей ему температуре сгорания T_{zmax} ;
- последовательным суммированием количества продуктов сгорания по интервалам времени (углу поворота коленчатого вала) от начала процесса сгорания $\varphi_z = 0$ до окончания сгорания $\varphi_z = \varphi_z$ с текущими значениями давления, температуры, доли сгоревшего топлива и объема для расчетного интервала $\varphi_{i-1} - \varphi_i$.

При реализации этого метода учтено, что количество окислов азота «закаляется» на уровне максимальной температуры цикла.

Для разработки методики на основании модели было принято допущение, что при выполнении расчетов предполагается, что содержание серы в топливе равно нулю, кроме того, на основании предложенной химико-кинетической модели и

при изучении различных источников количество продуктов сгорания топлива, было принято равным 13 элементам. К ним относятся O, O₂, O₃, H, H₂, OH, H₂O, C, CO, CO₂, N₂, NO, NO₂.

Для определения содержания указанных веществ в продуктах сгорания используем три уравнения материального баланса.

$$\alpha_{SC} = \alpha_p SO \quad (2.51)$$

$$\beta_p = SO/SN \quad (2.52)$$

$$\gamma_p = SC/SH \quad (2.53)$$

где SO, SN, SC, SH – число атомов соответствующего элемента.

Теперь выразив число атомов соответствующих элементов через парциальные давления получаем:

$$\begin{aligned} \alpha_p(PO + 2PO_2 + 3PO_3 + POH + PH_2O + PCO + 2PCO_2 + PNO + 2PNO_2) = \\ = \alpha(PC + PCO + PCO_2) \end{aligned} \quad (2.54)$$

$$\begin{aligned} \beta_p(PNO_2 + 2PN_2 + PNO) = PO + 2PO_2 + 3PO_3 + POH + PCO + 2PCO_2 + \\ + PNO + 2PNO_2 \end{aligned} \quad (2.55)$$

$$\gamma_p(PH + 2PH_2 + POH + 2PH_2O) = PC + PCO + PCO_2 \quad (2.56)$$

Для смеси природного газа и дизельного топлива значения констант α_p , β_p , γ_p необходимо вывести из стехиометрического уравнения [20]:

$$xC + yH + zO + wN = nCO_2 + mH_2O + pN_2 \quad (2.57)$$

где $x=n$, $y=2m$, $z=2n + m=2x + y/2$.

Отсюда

$$\gamma_p = \frac{x}{y}; \quad \alpha_p = \frac{1}{\left(2 + \frac{1}{2}\gamma_p\right)} \quad (2.58)$$

Для природного газа значения этих констант:

$$\gamma_p = \eta_{пр} 0,375 \quad (2.59)$$

$$\alpha_p = \eta_{пр} 0,3 \quad (2.60)$$

где $\eta_{пр}$ - доля природного газа в смеси с дизельным топливом.

Для дизельного топлива значения этих констант:

$$\gamma_p = \eta_{д} 0,467 \quad (2.61)$$

$$\alpha_p = \eta_d 0,326 \quad (2.62)$$

где η_d - доля дизельного топлива в смеси с природным газом.

Значение константы β_p для природного газа и дизельного топлива остается неизменным:

$$\beta_p = 0,266.$$

Зададим связь между полным давлением смеси и парциальными давлениями отдельных компонентов с помощью уравнения Дальтона:

$$P = PO + PO_2 + PO_3 + POH + PH_2O + PCO + PCO_2 + PNO + PNO_2 + PH + PH_2 + PC + PN_2 \quad (2.63)$$

Для определения значений парциальных давлений отдельных компонентов входящих в продукты сгорания необходимо знать константы равновесия реакций диссоциации газов [28], которые приведены в таблице 2.7

Таблица 2.7

Константы равновесия химических реакций

Химическая формула i-го продукта сгорания	Молярная масса, кг/моль	Энергия диссоциации, ккал/кмоль	Константы равновесия, K_i
O ₂	32	117973	PO ₂ /PO ₂
O ₃	8	141829	PO ₃ /PO ₃
H ₂	2	103264	PH ₂ /PH ₂
OH	17	101361	POH/POH
H ₂ O	18	219361	PH ₂ PO/PH ₂ O
CO	28	255790	PCO/PCO
CO ₂	44	381543	PCO ₂ /PCO ₂
N ₂	28	225072	PN ₂ /PN ₂
NO	30	150043	PNPO/PNO
NO ₂	46	221843	PNPO ₂ /PNO ₂

Константы равновесия K_i определяются по выражению [75]:

$$\lg K_i = K_0 + K_1 \ln X + K_2 X^2 + K_3 X^{-1} + K_4 X + K_5 X^2 + K_6 X^3 + K_7 X^4 + K_8 X^5 + K_9 X^6 + K_{10} X^7 \quad (2.63)$$

где $X = T_z/1000$ – температура сгорания топлива, K.

Значения коэффициентов для логарифмов констант равновесия реакций диссоциации газов [70,75] представлены в таблице 2.8

Объем продуктов сгорания смеси дизельного топлива и природного газа в дизеле определяется в результате решения уравнений (2.54)-(2.56), для чего целесообразно принять следующие обозначения: давление молекулярного кислорода P_{O_2} обозначим через A_2 ; молекулярного водорода P_{H_2} – через B_2 ; атомарного углерода P_C – через D ; атомарного азота P_N – через F_2 .

Таблица 2.8

Коэффициенты для определения констант равновесия реакций диссоциации газов

	Значения коэффициентов										
	K0	K	K-2·104	K-1	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7
O_2	9,113	1,045	0,207	-2,578	-6,673	15,829	29,638	29,092	-0,422	-24,562	14,941
O_3	16,619	1,233	2,793	-3,139	-8,551	20,058	-34,164	28,841	6,999	-33,010	18,080
H_2	6,352	0,519	0,118	-2,261	2,476	-10,748	21,845	-21,989	2,787	13,607	-8,355
OH	6,179	0,584	0,038	-2,218	2,053	-11,382	26,755	-31,666	9,942	14,718	-11,224
H_2O	15,106	1,771	-0,202	-4,790	-2,391	-6,843	23,284	-30,605	10,471	13,97	-10,93
CO	9,236	1,067	-0,505	-5,583	-4,862	7,399	-7,075	0,657	7,261	-7,846	2,686
CO_2	19,11	1,752	1,345	-8,345	-11,88	23,217	-34,186	25,55	6,886	-27,32	14,27
N_2	8,87	1,076	-0,888	-4,904	-4,786	7,799	-9,763	5,572	4,096	-7,551	2,923
NO	8,533	1,131	-0,633	-3,265	-6,514	13,633	-21,981	18,856	1,434	-15,983	8,812
NO_2	18,051	1,950	0,934	-4,856	-14,36	32,624	-56,384	49,380	3,595	-42,200	23,540

На основании принятых обозначений выражения имеют вид:

$$P_{O_2} = A_2 \quad (2.64)$$

$$P_O = A(KO_2)_{0,5}; \quad (2.65)$$

$$P_{O_3} = A_3(KO_2)_{1,5}/KO_3 \quad (2.66)$$

$$P_{H_2} = B_2$$

$$P_H = B(KH_2)_{0,5} \quad (2.67)$$

$$P_{OH} = AB(KO_2KH_2)_{0,5}/KOH \quad (2.68)$$

$$P_{H_2O} = AB_2KH_2(KO_2)_{0,5}/KH_2O \quad (2.69)$$

$$P_C = D \quad (2.70)$$

$$P_{CO} = AD(KO_2)_{0,5}/KCO \quad (2.71)$$

$$P_{CO_2} = A_2DKO_2/KCO_2 \quad (2.72)$$

$$PN = F \quad (2.73)$$

$$PN_2 = F2/KN_2 \quad (2.74)$$

$$PNO = AF(KO_2)0,5/KNO \quad (2.75)$$

$$PNO_2 = A2FKO_2/KNO_2 \quad (2.76)$$

С учетом выражений (2.64)-(2.76) уравнения (2.54)-(2.56) примут вид:

$$\begin{aligned} \alpha p(A(KO_2)0,5 + 2A2 + 3A3(KO_2)1,5/KO_3 + AB(KO_2KH_2)0,5/KOH + \\ + AB2KH_2(KO_2)0,5/KH_2O + AD(KO_2)0,5/KCO + 2A2DKO_2/KCO_2 + \\ + AF(KO_2)0,5/KNO + 2A2FKO_2/KNO_2) = \alpha(D + AD(KO_2)0,5/KCO + \\ + A2DKO_2/KCO_2) \end{aligned} \quad (2.77)$$

$$\begin{aligned} \beta p(2F2/KN_2 + AF(KO_2)0,5/KNO + A2FKO_2/KNO_2) = \\ = A(KO_2)0,5 + 2A2 + 3A3(KO_2)1,5/KO_3 + AB(KO_2KH_2)0,5/KOH + \\ + AB2KH_2(KO_2)0,5/KH_2O + AD(KO_2)0,5/KCO + 2A2DKO_2/KCO_2 + \\ + AF(KO_2)0,5/KNO + 2A2FKO_2/KNO_2 \end{aligned} \quad (2.78)$$

$$\begin{aligned} \gamma p(B(KH_2)0,5 + 2B2 + AB(KO_2KH_2)0,5/KOH + 2AB2KH_2(KO_2)0,5/KH_2O = \\ = D + AD(KO_2)0,5/KCO + A2DKO_2/KCO_2 \end{aligned} \quad (2.79)$$

$$\begin{aligned} P = A(KO_2)0,5 + A2 + A3(KO_2)1,5/KO_3 + AB(KO_2KH_2)0,5/KOH + \\ + AB2KH_2(KO_2)0,5/KH_2O + AD(KO_2)0,5/KCO + 2A2DKO_2/KCO_2 + \\ + AF(KO_2)0,5/KNO + A2FKO_2/KNO_2 + B(KH_2)0,5 + \\ + B2 + D + F2/KN_2 \end{aligned} \quad (2.80)$$

Совместное решение уравнений (2.77)-(2.80) относительно неизвестных А, В, D, F выполнялась итерационным методом путем последовательного определения и уточнения приближенных значений. По известным значениям А, В, D, F используя соотношения (2.64)-(2.76), определяются парциальные давления продуктов сгорания (P_i , Па) и, при условии постоянства температуры и объема смеси в дизеле в процессе сгорания, определяется относительный объем каждого компонента смеси, Па:

$$P_i = \frac{PV_i}{Vn.c.} \quad (2.81)$$

где $V_{n.c.}$ – объем продуктов сгорания, соответствующий концу видимого сгорания, м³;

V_i – объем, занимаемый i -м продуктом сгорания, м³;

P – давление смеси продуктов сгорания, соответствующее максимальному давлению сгорания, МПа.

Масса продуктов сгорания определяется по уравнению состояния газов:

$$P_i V_{n.c} = \frac{m_i R T}{\mu_i} \quad (2.82)$$

где m_i – масса i -го продукта сгорания, кг;

R – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К);

μ_i – молярная масса i -го продукта сгорания, кг/моль.

Для расчета по данной методике продуктов сгорания необходимо производить в зависимости от температуры сгорания топлива T_z , от давления смеси в камере сгорания P и от коэффициента избытка воздуха α .

Рассмотренная выше методика расчета равновесного состава продуктов сгорания может быть применена для анализа выделяемых токсичных веществ при сгорании в цилиндре дизеля дизельного топлива с добавкой природного газа. Причем она позволяет рассчитывать количество продуктов сгорания не только при фиксированном количестве добавки природного газа к дизельному топливу, но и позволяет вести расчет при варьировании количества природного газа.

Далее был произведен расчет выбросов вредных веществ (NO_x , CO и $\text{N}^{\text{OГ}}$) в отработавших газах дизеля 6ЧН31/36, при замещении дизельного топлива природным газом по предложенной методике. В качестве исходных при расчете состава отработавших газов дизеля были использованы данные параметров рабочего цикла. Результаты расчета приведены в таблице 2.9.

2.5 Расчет индикаторных и эффективных показателей дизеля

Индикаторный коэффициент полезного действия с учетом добавки природного газа к дизельному топливу будет определяться по формуле:

$$\eta_i = \frac{1,985 \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0_{\text{ДГ}}}) \cdot t_0 \cdot p_i}{\eta_v \cdot p_0 \cdot (22,4 \cdot H_{u_r} + g \cdot H_{u_{\text{ДГ}}})}, \quad (2.83)$$

где p_i – среднее индикаторное давление, МПа;

η_v – коэффициент наполнения цилиндров дизеля.

Удельный индикаторный расход природного газа, м³/кВт:

$$V_i = 3600 \cdot \frac{(1 - q)}{\eta_i \cdot H_u} \quad (2.84)$$

Удельный индикаторный расход дизельного топлива гр/(кВт·ч):

$$g_i = 3600 \cdot \frac{q}{\eta_i \cdot H_{u_{\text{ДГ}}}} \quad (2.85)$$

Удельный расход природного газа, м³/кВт:

$$V_e = 3600 \cdot \frac{(1 - q)}{\eta_e \cdot H_u} \quad (2.86)$$

где η_e – эффективный коэффициент полезного действия дизеля.

Удельный эффективный расход дизельного топлива, гр/(кВт·ч):

$$b_e = 3600 \cdot \frac{q}{\eta_e \cdot H_{u_{\text{ДГ}}} \cdot \xi}, \quad (2.87)$$

где ξ – коэффициент эффективности сгорания; $\xi = \psi \cdot \delta$

ψ и δ – коэффициенты использования и выделения теплоты.

Эффективная мощность дизеля с учетом добавки природного газа к дизельному топливу будет определяться по формуле:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n_\delta \cdot z}{30 \cdot i} \quad (2.88)$$

где p_e – среднее эффективное давление, МПа;

V_h – рабочий объем цилиндра, м³;

n_δ – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

z – число цилиндров дизеля;

i – тактность.

2.6. Выбор исходных параметров и расчет показателей работы дизеля 6ЧН31/36 на смесевом топливе

Разработанная методика предусматривает выбор исходных параметров с учетом свойства природного газа, размеров цилиндра и режима работы тепловозного дизеля. Перечисленные факторы определяют выбор основных параметров – степень сжатия и коэффициента избытка воздуха.

Для проведения теплового расчета дизеля необходимо ориентироваться на состав природного газа в объёмных долях и его низшую теплотворность.

Состав природный газа в объёмных долях:

$$\text{CO} + \text{H}_2 + \sum \text{CH}_4 + \text{O}_2 + \text{CO}_2 + \text{N}_2 = 1$$

Низшая теплотворность природного газа H_{CH_4} может быть найдена по объёмному составу по формуле, где числовые коэффициенты представляют значения низших теплотворностей 1 м^3 при нормальных условиях составляющих компонентов газа:

$$H_{\text{CH}_4} = 3050 \text{ CO} + 2570 \text{ H}_2 + 8520 \text{ CH}_4 + 13370 \text{ C}_2\text{H}_2 + 14200 \text{ C}_2\text{H}_4 + 15110 \text{ C}_2\text{H}_6 + 21700 \text{ C}_3\text{H}_8 + 28600 \text{ C}_4\text{H}_{10} + 34920 \text{ C}_5\text{H}_{12} \text{ ккал/нм}^3,$$

Величина степени сжатия ϵ влияет на топливную экономичность дизеля. Для дизелей с газожидкостным процессом может быть выбрана достаточно в широких пределах (ее значения колеблются от 11 до 18). С повышением степени сжатия приходится обеднять газотопливную смесь с воздухом для предотвращения самовоспламенения в период сжатия, поэтому для поддержания мощности дизеля необходимо увеличивать долю подаваемого дизельного топлива. Величина степени сжатия ϵ зависит от числа оборотов и размеров цилиндра дизеля.

Коэффициент избытка воздуха α_1 зависит от степени сжатия и диаметра цилиндра, согласно опытным данным для значения степени сжатия $\epsilon=13$ принимают коэффициент избытка воздуха $\alpha_1=1,8$. Устойчивая работа дизеля достигается за счёт добавки природного газа в количестве до 90% от количества дизельного топлива, расходуемого этим двигателем при полной нагрузке при работе только на дизельном топливе.

Давление и температуру окружающей среды принимают $p_0=760$ мм.рт.ст. и $T_0=288^\circ\text{C}$.

Давление в начале сжатия

$$P_a = P_0 - \Delta P_a$$

Величина разрежения ΔP_a зависит от сопротивлений в топливной системе, т.е. от конструкции смесителя, впускных клапанов, формы пространства сгорания и режима работы дизеля. $\Delta P_a = 0,008 - 0,020 \text{ МПа}$

Давление остаточных газов зависит от сопротивления системы выпуска, скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля. Для номинального режима работы $P_r = 0,11 - 0,12 \text{ МПа}$.

Температуру остаточных газов при номинальном режиме предварительно оценивают в пределах $T_z=750-850^\circ\text{C}$ с последующей проверкой в конце расчета. Меньшее значение T_r выбирается при низкокалорийных газах и при больших значениях коэффициента избытка воздуха.

Подогрев свежего заряда от стенок зависит от температурного и скоростного режимов работы дизеля. Величина подогрева оценивается в пределах $\Delta T = 20 - 40^\circ$. Подогрев уменьшается с понижением температурного режима дизеля, увеличением числа оборотов увеличением температуры смеси.

Показатель политропы сжатия выбирается исходя из значения среднего показателя адиабаты и находится в пределах $n_1 = 1,34 - 1,38$.

В дизельных двигателях, работающих с добавкой природный газа осуществляется смешанный термодинамический цикл, который в отдельных случаях приближается к циклу с подводом тепла при постоянном объеме.

В случае смешанного цикла λ выбирается исходя из максимального давления сгорания $\lambda = \frac{P_z}{P_c} = 1,5 - 2,0$. В тепловозных дизелях с большими диаметрами цилиндров $p_z \leq 6,5$ МПа. Регулирование величины p_z можно осуществлять изменением момента начала впрыска газа и изменение закона подачи топлива.

Коэффициент использования тепла выбирается в пределах $\xi_z = 0,75 - 0,85$. Для дизелей тепловозов выбирается большее значение.

Показатель политропы расширения выбирается в пределах $n_2 = 1,20 - 1,28$

Коэффициент полноты индикаторной диаграммы выбирается в пределах $\varphi_n = 0,94 - 0,97$. Для средне- и тихоходных дизелей выбирается большее значение.

Механический к.п.д. выбирается в пределах $\eta_m = 0,78 - 0,85$

Данные для расчета показателей эффективности работы дизеля К6S310DR тепловоза ЧМЭЗ, работающего на дизельном топливе с добавками природного газа были выбраны следующие:

По дизелю: диаметр цилиндров, $D=310$ мм; ход поршня $S=360$ мм; частота вращения коленчатого вала $n=750$ мин⁻¹; число цилиндров $i=6$.

Состав дизельного топлива: $C = 0,87$, $H = 0,126$, $O = 0,004$, $S = 0,005$.

Состав природного газа (метана): $C=0,75$, $H=0,25$.

Низшая теплотворность метана:

$$H_{nm} = 33913 \cdot 0,75 + 125604 \cdot 0,25 + 10886 \cdot (0,003 - 0,023) - 2512 \cdot 9 \cdot 0,25 = 50966 \text{ кДж/кг}$$

Низшая теплотворность дизельного топлива:

$$H_{ndm} = 33913 \cdot 0,87 + 125604 \cdot 0,126 + 10886 \cdot (0,005 - 0,004) - 2512 \cdot 9 \cdot 0,126 = 42493 \text{ кДж/кг}$$

Принимаем температуру смесового топлива перед входом в цилиндр $T_z = 320^\circ$; давление смесового топлива $p_z = 1 \text{ атм}$; величину степени сжатия $\varepsilon = 13$; коэффициент избытка воздуха $\alpha_1 = 1,8$; долю вводимого природный газа $q = 0,05$ (5%); параметры окружающей среды $p_0 = 760 \text{ мм.рт.ст.}$ и $t_0 = 0^\circ \text{C}$; величину разрежения $\Delta P_a = 0,20 \text{ кг/см}^2$; параметры остаточных газов $P_r = 1,2 \text{ кг/см}^2$ и $T_r = 800^\circ \text{C}$; подогрев свежего заряда $\Delta T = 20^\circ$; показатель политропы сжатия $n_1 = 1,36$; степень повышения давления $\lambda = 1,53$; коэффициент использования тепла $\xi_z = 0,82$; показатель политропы расширения $n_2 = 1,26$; коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\varphi_n = 0,96$; механический к.п.д. $\eta_m = 0,8$.

После был произведен расчет по предложенной методике, результаты расчета приведены в таблице 2.9.

С целью проверки адекватности разработанной методике был произведен сравнительный анализ экспериментальных данных, полученных на пункте

реостатных испытаний по показаниям комплекса «Кипарис» [52,54-56] с результатами численных экспериментов по методике.

В качестве экспериментальных данных были взяты результаты замеров удельного эффективного расхода дизельного топлива (b_e) 67 дизелей тепловозов ЧМЭЗ в сервисном локомотивном депо «Орск». После обработки данных с помощью программы Statistica были получены средние значения. Как видно из результатов сравнения (рис. 2.8.) наблюдается погрешность в среднем не превышающая 5 %.

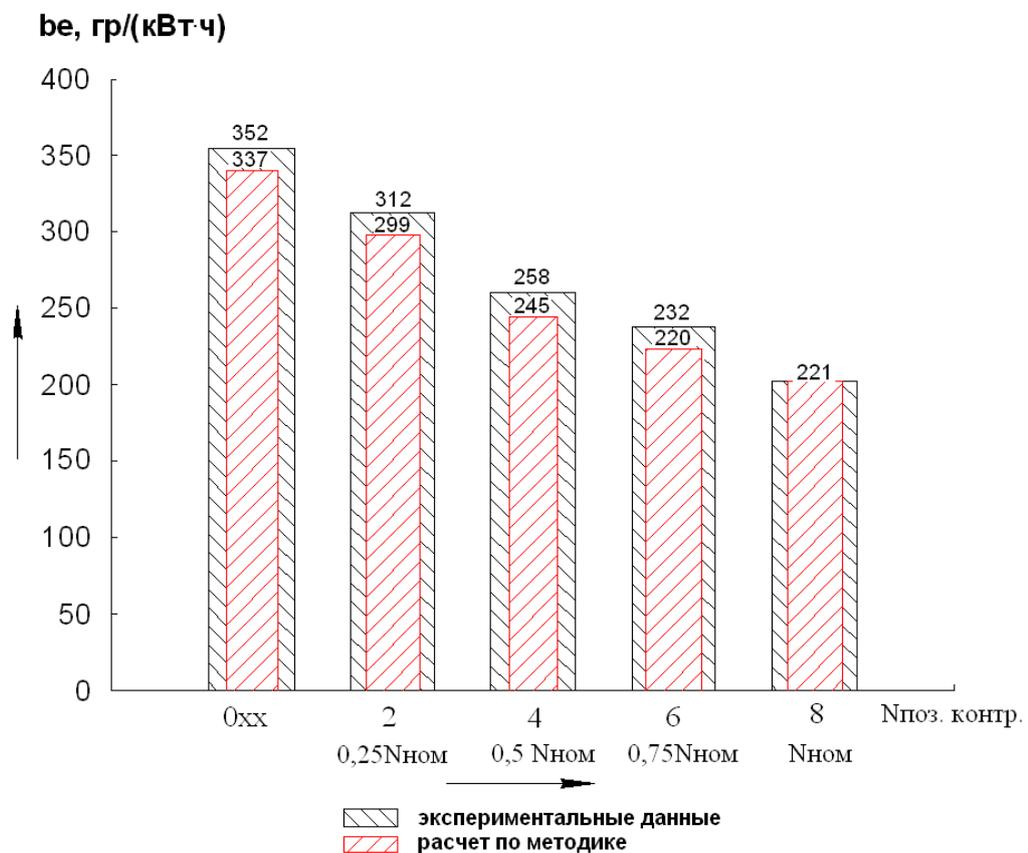


Рис. 2.8. Сравнение значений удельного эффективного расхода дизельного топлива, b_e , полученных экспериментально и по методике

Расчет показателей работы дизеля K6S310DR (6ЧН31/36) тепловоза ЧМЭЗ на смешанном топливе

Параметры	Состав смешанного топлива										
	ДТ летнее	5 % ПГ + 95% ДТ	10 % ПГ + 90% ДТ	20 % ПГ + 80% ДТ	30 % ПГ + 70% ДТ	40 % ПГ + 60% ДТ	50 % ПГ + 50% ДТ	60 % ПГ + 40% ДТ	70 % ПГ + 30% ДТ	80 % ПГ + 20% ДТ	90 % ПГ + 10% ДТ
Низшая теплота сгорания H_u , МДж/м ³	33,06	33,71	33,83	34,06	34,28	34,51	34,74	34,97	35,20	35,42	35,65
Отношение $\frac{H_{удт}}{H_{удр}}$	-	0,981	0,977	0,971	0,964	0,958	0,952	0,945	0,939	0,933	0,927
8 позиция контроллера машиниста (Ne=840-890кВт)											
Объем топлива на один цикл, V_T , (м ³ ·10 ⁻⁶)	1,81	1,72	1,629	1,448	1,267	1,086	0,905	0,724	0,543	0,362	0,181
Объем природного газа $V_{ПГ}$, (м ³ ·10 ⁻⁶)	-	88,4	176,8	353,6	530,4	707,2	884	1060,8	1237,6	1414,4	1591,2
Масса топлива за один цикл m_T , гр	1,52	1,44	1,37	1,22	1,06	0,91	0,76	0,61	0,46	0,31	0,15
Часовой расход природного газа G_m , кг/час	-	8,3	16,6	33,2	49,7	66,3	83	99,4	116	132,6	149,2
Часовой расход топлива G_T , кг/час	181,6	172,5	163,4	145,3	127,2	108,9	90,8	62,64	54,5	36,3	18,6
Эффективная мощность N_e , кВт	885	887	889	892,8	896,7	901	904,5	908,4	912,3	916,2	920,1
Удельный эффективный расход дизельного топлива b_e , г/(кВт·ч)	226	225,8	225,1	224,2	223,1	221,8	220,2	218,6	216,3	215,1	214,2
Оксиды углерода CO , г/м ³	2,65	2,57	2,49	2,41	2,33	2,25	2,17	2,09	2,01	1,93	1,85
Оксиды азота, NO_x , г/м ³	1,69	1,62	1,55	1,58	1,41	1,35	1,27	1,2	1,13	1,06	1,02
Дымность N^{OI} , %	30	28,6	27,1	25,6	24,2	23,1	21,4	20,2	18,7	17,4	14,5
7 позиция контроллера машиниста (Ne=680-720кВт)											
Объем топлива на один цикл, V_T , (м ³ ·10 ⁻⁶)	1,762	1,673	1,586	1,410	1,233	1,056	0,881	0,705	0,529	0,352	0,176
Объем природного газа $V_{ПГ}$, (м ³ ·10 ⁻⁶)	-	86,5	173,1	346,2	519,3	692,4	865,5	1038,6	1211,7	1384,8	1557,9
Масса топлива за один цикл m_T , гр	1,48	1,41	1,33	1,18	1,04	0,89	0,74	0,60	0,44	0,30	0,15
Часовой расход природного газа G_m , кг/час	-	6,4	12,7	25,3	38	50,6	63,3	76	88,6	101,2	114
Часовой расход топлива G_T , кг/час	145,9	138,6	131,3	116,7	102,1	87,5	72,95	58,4	43,7	29,2	14,5
Эффективная мощность N_e , кВт	720	720,8	721,5	723	724,5	726	727,5	729	730,5	732	733,5
Удельный эффективный расход дизельного топлива b_e , г/(кВт·ч)	225	224,2	223,4	222,1	219,8	218,3	216,9	215,7	214,2	213,1	212,4
Оксиды углерода CO , г/м ³	1,77	1,67	1,57	1,47	1,37	1,27	1,17	1,07	0,97	0,87	0,81
Оксиды азота, NO_x , г/м ³	1,29	1,204	1,118	1,032	0,946	0,86	0,774	0,688	0,602	0,516	0,484
Дымность N^{OI} , %	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14

6 позиция контроллера машиниста (Ne=520-575кВт)											
Объем топлива на один цикл, $V_T, (м^3 \cdot 10^{-6})$	1583	1,504	1,425	1,266	1,108	0,950	0,792	0,633	0,475	0,317	0,158
Объем природного газа $V_{ПГ}, (м^3 \cdot 10^{-6})$	-	77,8	155,6	311,2	466,8	622,4	778	933,6	1089,2	1244,8	1400,4
Масса топлива за один цикл $m_T, \text{ гр}$	1,33	1,26	1,20	1,06	0,93	0,80	0,67	0,53	0,40	0,27	0,13
Часовой расход природного газа $G_M, \text{ кг/час}$	-	4,9	9,7	19,5	29,2	38,9	48,7	58,4	68,2	78	87,7
Часовой расход топлива $G_T, \text{ кг/час}$	115,1	109,4	103,6	92,1	80,6	69,06	57,5	46,1	34,5	23,1	11,5
Эффективная мощность $N_e, \text{ кВт}$	576,8	577,4	577,9	579,1	580,2	581,3	582,4	583,5	584,6	585,8	586,9
Удельный эффективный расход дизельного топлива $b_e, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$	223	222,4	221,9	220,8	219,7	218,2	216,6	214,9	213,4	211,8	210,2
Оксиды углерода $CO, \text{ г/м}^3$	1,1	1,015	0,93	0,845	0,76	0,675	0,59	0,505	0,42	0,35	0,32
Оксиды азота, $NO_x, \text{ г/м}^3$	0,86	0,82	0,79	0,76	0,72	0,69	0,66	0,62	0,59	0,56	0,54
Дымность $N^{OI}, \%$	14	13,1	12,2	11,9	10,2	9,1	7,9	8,2	7,0	6,2	5,0
5 позиция контроллера машиниста (Ne=380-410кВт)											
Объем топлива на один цикл, $V_T, (м^3 \cdot 10^{-6})$	1,357	1,289	1,221	1,086	0,950	0,814	0,679	0,543	0,407	0,271	0,136
Объем природного газа $V_{ПГ}, (м^3 \cdot 10^{-6})$	-	66,7	133,4	266,8	400,2	533,6	667	800,4	933,8	1067,2	1200,6
Масса топлива за один цикл $m_T, \text{ гр}$	1,14	1,10	1,03	0,91	0,80	0,68	0,60	0,46	0,34	0,23	0,12
Часовой расход природного газа $G_M, \text{ кг/час}$	-	3,5	7	14	21	28	35	41,8	48,8	55,8	62,8
Часовой расход топлива $G_T, \text{ кг/час}$	87,1	82,7	78,4	69,7	60,9	52,3	43,5	34,8	26,2	17,4	8,7
Эффективная мощность $N_e, \text{ кВт}$	422,3	423,1	423,8	425,2	426,7	428,2	429,7	431,1	432,6	434,1	435,5
Удельный эффективный расход дизельного топлива $b_e, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$	232	231,3	230,8	229,3	227,9	226,1	224,8	222,6	220,8	218,5	217,8
Оксиды углерода $CO, \text{ г/м}^3$	0,77	0,72	0,70	0,65	0,61	0,59	0,55	0,51	0,49	0,47	0,45
Оксиды азота, $NO_x, \text{ г/м}^3$	0,52	0,50	0,47	0,45	0,42	0,38	0,36	0,33	0,31	0,30	0,29
Дымность $N^{OI}, \%$	11	10,6	10,1	9,8	8,9	8,3	7,9	7,5	7,1	6,5	5,1
4 позиция контроллера машиниста (Ne=260-290кВт)											
Объем топлива на один цикл, $V_T, (м^3 \cdot 10^{-6})$	1,191	1,132	1,072	0,953	0,834	0,715	0,596	0,476	0,357	0,238	0,119
Объем природного газа $V_{ПГ}, (м^3 \cdot 10^{-6})$	-	58,6	117,1	234,2	351,3	468,4	585,5	702,6	819,7	936,8	1053,9
Масса топлива за один цикл $m_T, \text{ гр}$	1,0	0,95	0,90	0,80	0,70	0,60	0,50	0,40	0,30	0,20	0,10
Часовой расход природного газа $G_M, \text{ кг/час}$	-	2,6	5,2	10,4	15,6	20,8	26,1	31,3	36,5	41,7	47
Часовой расход топлива $G_T, \text{ кг/час}$	61,5	58,4	55,4	49,2	43,2	36,9	30,8	24,6	18,4	12,3	6,2
Эффективная мощность $N_e, \text{ кВт}$	293,5	294,3	295,2	296,8	298,5	300,1	301,8	303,4	305,1	306,7	308,4
Удельный эффективный расход дизельного топлива $b_e, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$	258	255,2	254,6	251,8	247,6	245,2	239,8	236,3	233,4	230,7	227,6
Оксиды углерода $CO, \text{ г/м}^3$	0,47	0,44	0,43	0,37	0,35	0,32	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22
Оксиды азота, $NO_x, \text{ г/м}^3$	0,35	0,34	0,32	0,30	0,28	0,27	0,26	0,24	0,23	0,22	0,21

Дымность N^{OI} , %	9	8,8	8,4	8,2	7,9	7,1	6,8	6,2	5,8	5,1	4,2
3 позиция контроллера машиниста ($N_e=160-190$ кВт)											
Объем топлива на один цикл, V_T , ($m^3 \cdot 10^{-6}$)	0,893	0,848	0,804	0,714	0,625	0,536	0,447	0,357	0,268	0,179	0,089
Объем природного газа $V_{ПГ}$, ($m^3 \cdot 10^{-6}$)	-	43,9	87,8	175,6	263,4	351,2	439	526,8	614,6	702,4	790,2
Масса топлива за один цикл m_T , гр	0,75	0,71	0,68	0,60	0,53	0,50	0,38	0,30	0,23	0,15	0,08
Часовой расход природного газа G_m , кг/час	-	2,2	4,3	8,6	13	17,3	21,6	26	30,2	34,6	38,8
Часовой расход топлива G_T , кг/час	42,1	39,9	37,9	33,7	29,5	25,3	21,1	16,9	12,6	8,4	4,2
Эффективная мощность N_e , кВт	192	193,7	195,3	198,6	201,9	205,2	208,5	211,8	215,1	218,4	221,7
Удельный эффективный расход дизельного топлива b_e , г/(кВт·ч)	301,5	300,6	298,1	295,2	291,7	286,8	282,5	278,2	272,4	268,9	261,5
Оксиды углерода CO , г/ m^3	0,26	0,253	0,244	0,236	0,228	0,22	0,212	0,204	0,196	0,188	0,182
Оксиды азота, NO_x , г/ m^3	0,22	0,202	0,184	0,166	0,148	0,13	0,112	0,094	0,076	0,058	0,051
Дымность N^{OI} , %	7	6,62	6,24	5,86	5,54	5,22	4,84	4,46	4,08	3,7	3,5
2 позиция контроллера машиниста ($N_e=80-100$ кВт)											
Объем топлива на один цикл, V_T , ($m^3 \cdot 10^{-6}$)	0,762	0,724	0,686	0,610	0,533	0,457	0,381	0,310	0,229	0,152	0,076
Объем природного газа $V_{ПГ}$, ($m^3 \cdot 10^{-6}$)	-	37,45	74,9	149,8	224,7	299,6	374,5	449,4	524,3	599,2	674,1
Масса топлива за один цикл m_T , гр	0,64	0,61	0,58	0,51	0,45	0,38	0,23	0,26	0,19	0,13	0,06
Часовой расход природного газа G_m , кг/час	-	1	2,1	4,1	6,2	8,3	10,3	12,4	14,4	16,5	18,3
Часовой расход топлива G_T , кг/час	29,4	27,9	26,5	23,5	20,6	17,6	24,7	11,8	8,8	5,8	2,9
Эффективная мощность N_e , кВт	123,6	122,9	122,2	120,7	119,2	117,8	116,3	114,9	113,4	111,9	110,5
Удельный эффективный расход дизельного топлива b_e , г/(кВт·ч)	352	349,8	348,1	343,6	338,7	332,9	326,8	321,1	316,2	314,6	309,5
Оксиды углерода CO , г/ m^3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Оксиды азота, NO_x , г/ m^3	0,1	0,094	0,088	0,082	0,076	0,071	0,064	0,057	0,052	0,046	0,039
Дымность N^{OI} , %	56	52,8	49,6	46,4	43,2	40,0	36,8	33,6	30,5	27,3	27

Далее полученные расчеты, выполненные по предложенной методике для дизеля K6S310DR на различных режимах его работы были сравнены с результатами полученными в работах [52,54-56]. Проведенный сравнительный анализ показал, что результаты расчета удельного эффективного расхода дизельного топлива дизеля по предложенной методике (расчет производился при работе дизеля на дизельном топливе т.е. добавка природного газа равнялась нулю) хорошо согласуются с многочисленными испытаниями тепловозных дизелей [4,18,19,36,43,46,78,81].

На основании приведенного расчета можно количественно оценить, как влияет добавка природного газа к дизельному топливу на работу дизеля тепловоза, и вычислить основные параметры в зависимости от процента добавки природного газа к дизельному топливу.

С целью проверки на адекватность модели расчета показателей работы дизелей тепловозов при добавке природного газа к дизельному топливу, были проведены эксперименты, приведенные в главе 3.

В результате проверки, определяя относительную погрешность расчета по сравнению с экспериментом, найдем:

$$\delta = \frac{b_e^{\text{exp}} - b_e^{\text{расч.}}}{b_e^{\text{расч.}}} \cdot 100\% = \frac{238 - 231}{231} \cdot 100\% = 3\%$$

где b_e^{exp} – экспериментальное значение удельного эффективного расхода дизельного топлива при 5% замещении дизельного топлива природным газом при работе дизеля 6ЧН 31/36 на номинальном режиме, г/кВт·ч;

$b_e^{\text{расч.}}$ – расчетное значение удельного эффективного расхода дизельного топлива при 5% замещении дизельного топлива природным газом при работе дизеля 6ЧН 31/363 на номинальном режиме, г/кВт·ч.

Полученная величина расхождения является вполне приемлемой для расчетного прогнозирования влияния добавок природного газа к дизельному топливу на показатели работы дизелей тепловозов.

2.7. Выводы по главе

2.1. Выявлены особенности и механизмы определения состава смеси для расчета содержания химических компонентов в смесевом топливе.

2.2. Усовершенствована математическая модель, определяющая действительную объемную подачу природного газа, учитывающая низшую теплоту сгорания смесевого топлива для оценки показателей работы тепловозных дизелей в зависимости от замещения дизельного топлива природным газом. Установлено, что при замещении дизельного топлива природным газом теплотворная способность смесевого топлива растет, поэтому действительная объемная подача природного газа должна быть снижена примерно на 10%.

2.3. Разработана методика расчета теплоты, выделившейся при сгорании смесевого топлива с учетом компонентного состава природного газа, позволяющая оценить показатели работы дизеля тепловоза на всех режимах его работы. Установлено, что диапазон содержания метана в природном газе равен 83-99% и для обеспечения его теплоты сгорания равной 35,8 МДж/м³ коэффициент компонентного состава K_0 должен быть в пределах 0,92-1,08.

2.4. Проведена проверка адекватности предложенной методики, которая показала совпадение результатов, максимальная погрешность в среднем не превышает 5 %.

3. РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ДЛЯ КОНВЕРТАЦИИ ДИЗЕЛЕЙ ТЕПЛОВЗОВ ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И ПРИРОДНОГО ГАЗА

3.1. Особенности конвертации дизелей тепловозов при работе на смесевом топливе

При конвертации дизелей тепловозов на смесевое топливо его воспламенение осуществляется форкамерным зажиганием, либо запальной дозой жидкого дизельного топлива. До настоящего времени в газовых двигателях не нашел применения метод воспламенения от сжатия, используемый в дизелях, хотя попытки осуществить такой процесс делались. Основным затруднением при осуществлении цикла с воспламенением от сжатия на газовом топливе является высокая температура самовоспламенения для природного газа (650-700°C), значительно превышающая температуру самовоспламенения дизельных топлив (320-380°C). В качестве значительного приближения к такому процессу можно рассматривать впрыск газового топлива в цилиндр в конце процесса сжатия и его воспламенение запальной дозой топлива, количество которой не превышает 15-20%, что позволяет использовать дизели без изменения степени сжатия [28].

При конвертации дизелей на смесевое топливо необходимо учитывать специфический характер работы дизелей тепловозов.

В эксплуатации режимы работы тепловозных дизелей отличаются большим разнообразием из-за различного рода службы тепловозов, веса поездов, профиля пути, климатических условий и технического состояния тепловоза.

К числу основных режимов, имеющих место в эксплуатации, можно отнести следующие: установившийся (стационарный) и неуставившийся (нестационарный) режимы; переходной режим при пуске двигателя, разгоне, наборе и сбросе нагрузки; режим холостого хода; номинальный, частичный нагрузочный и скоростной режимы [73,85].

Для дизелей магистральных и маневровых тепловозов характерны частые изменения режимов работы при циклическом изменении нагрузки: холостой ход – нагрузка – холостой ход. Даже при движении поезда по сравнительно несложному

участку наблюдаются постоянные с интервалом 1-6 мин изменения режимов. При этом подача топлива может увеличиваться до 100%, и происходят резкие ее сбросы. Именно это частое изменение нагрузки является основным фактором при выборе схем перевода дизелей на альтернативное топливо [80].

Кроме того, немаловажными факторами перевода являются особенности техники безопасности и санитарной техники и др. Поэтому основной задачей, которую необходимо решить при конвертации дизелей на смесевое топливо, является выбор способа смесеобразования и воспламенения топлива.

При использовании смесевое топлива двигатель получает дополнительную систему газоподдачи, включающую системы хранения газового топлива, устройства подготовки газотопливной смеси, системы управления и регулирования. Система газоподдачи должна обеспечивать [28]:

- образование равномерной смеси дизельного топлива и природного газа с последующим распределением ее по цилиндрам;
- получение необходимого воздушно-топливного соотношения;
- автоматическое обеспечение необходимой величины топливоподачи при работе во всем диапазоне нагрузок;
- обеспечение высокого качества переходных процессов;
- малые гидравлические сопротивления газовоздушного тракта;
- взрывобезопасность;
- легкий и надежный пуск;
- ремонтпригодность;
- простоту конструкции и надежность эксплуатации.

Для предупреждения возможных взрывов горючей смеси перекрытие фаз газораспределения у газовых двигателей уменьшают, а в смесительных устройствах в ряде случаев предусматривают обратные клапаны.

Основные элементы системы топливоподачи:

- газовые смесители или смесительные клапаны;
- элементы регулирования топливоподачи;
- впускные газовые клапаны;
- регуляторы и редукторы давления;

- замерные устройства (дифференциальные манометры и счетчики);
- приборы контроля температуры газа, защиты его коммуникаций от повышенного давления и взрывов;
- трубопроводы и ресиверы, запорная арматура.

Природный газ в дизелях можно применять по принципу смешанного или внутреннего смесеобразования. Однако наряду с преимуществами внутреннее смесеобразование имеет и недостаток, заключающийся в трудности получения однородной смеси, что может снижать КПД дизеля.

Для решения проблемы повышения экономичности тягового автономного подвижного состава при применении альтернативных топлив с учетом конструктивных и эксплуатационных факторов на кафедре «Локомотивы» Самарского государственного университета путей сообщения разработаны технические решения, которое заключается в создании системы подачи, смешивания и дозирования природного газа в дизелях тепловозов.

3.2. Разработка топливоподающей системы дизеля тепловоза для работы на смесевом топливе

В основу разрабатываемой топливной системы поставлена задача создания топливоподающей системы дизеля тепловоза для работы на смесевом топливе с более высокими эксплуатационными качествами за счет автономного управления линиями подачи природного газа и дизельного топлива [58,60].

Разработанная топливная система универсальна и может работать как на природном компримированном газе, так и на пропане, водороде и др.

На рис. 3.1. приведена система топливоподдачи дизеля тепловоза для работы на смесевом топливе. Разработанное техническое решение защищено патентом (приложение Б).

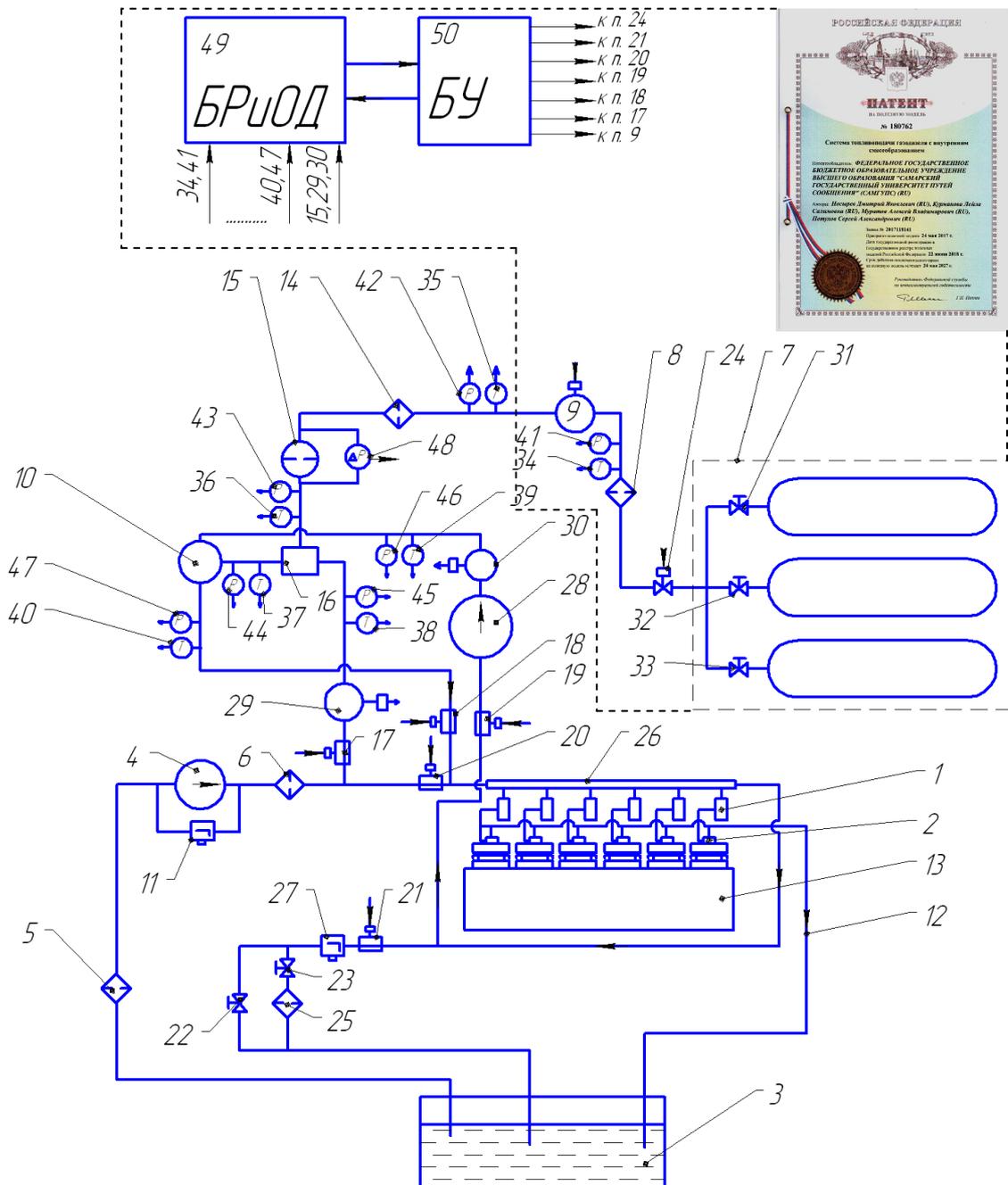


Рис.3.1. Система топливоподачи дизеля тепловоза для работы на смешевом топливе

Топливная система дизеля содержит топливные насосы высокого давления 1, топливные форсунки 2, топливный бак 3, топливоподкачивающий насос 4, фильтр грубой очистки 5, фильтр тонкой очистки 6, баллонную рампу, состоящую из не менее трех баллонов 7, фильтр грубой очистки метана 8, редуктор 9, смеситель циркуляционного контура 10, редукционный клапан 11, линия утечки дизельного топлива 12, дизель 13, фильтр тонкой очистки природного газа 14, электроуправляемый дроссельный расходомер 15, смеситель контура подпитки 16, электроуправляемые клапаны 17, 18, 19, 20, 21, вентили перепуска топлива 22,

23, электроуправляемый клапан рампы 24, топливный подогреватель 25, топливный коллектор 26, подпорный клапан 27, подкачивающий насос смеси 28, расходомер 29, 30, ручные запорные вентили 31, 32, 33, первая пара датчиков температуры и давления 34, 41, вторая пара датчиков температуры и давления 35, 42, третья пара датчиков температуры и давления 36, 43, четвертая пара датчиков температуры и давления 37, 44, пятая пара датчиков температуры и давления 38, 45, шестая пара датчиков температуры и давления 39, 46, седьмая пара датчиков температуры и давления 40, 47, датчик перепада давления 48, блок регистрации и обработки данных 49, блок управления 50.

Система топливоподачи дизеля тепловоза для работы на смесевом топливе работает следующим образом.

При работе системы на дизельном топливе, поступающим из топливного бака 3 и проходящим через фильтр грубой очистки 5 и топливоподкачивающий насос 4 с редукционным клапаном 11, поступает на фильтр тонкой очистки 6 через нормально открытый электроуправляемый клапан 20, 21, а электроуправляемые клапаны 17, 18, 19 закрыты. Излишки топлива из топливного коллектора 26 возвращаются в топливный бак, проходя по линии оснащенной подогревателем 25, вентилями перепуска 22, 23 и подпорным клапаном 27. В таком положении система работает только на дизельном топливе.

При переходе на двухтопливную смесь дизельное топливо забирается из бака 3 подкачивающим насосом смеси 28, открывают электроуправляемые клапаны 17, 18, 19 и закрывают электроуправляемые клапаны 20, 21. В качестве второго топлива используется компримированный газ из баллонной рампы 7, которая состоит из не менее трех баллонов со сжатым природным газом до 300 бар с запорными вентилями 31, 32, 33 на каждом баллоне и электроуправляемым клапаном 24 на выходе баллонной рампы, который соединен с блоком управления 50 и регулируется редуктором 9, с установленной первой парой датчиков 34, 41 в блоке регистрации и обработки данных 49, а электроуправляемым дроссельным расходомером 15, перед которым третья пара датчиков 36, 43 фиксирует показатели температуры и давления, передающиеся через блок регистрации и обработки данных 49, а датчиком перепада давления 48 контролируют подачу

газа, проходящего по контуру через фильтр грубой 8 и тонкой 14 очистки, в процентах по отношению к расходу дизельного топлива, поступающего в циркуляционный контур через электроуправляемый клапан 17, а вторая пара датчиков 35, 42 фиксирует показатели температуры и давления, передающие показания в блок регистрации и обработки данных 49. Расход дизельного топлива измеряется расходомерами 29, 30. Утечки дизельного топлива из топливных форсунок собираются и через линию утечки дизельного топлива 12 поступают в топливный бак.

Газотопливная смесь из топливного коллектора 26 подается в топливный насос высокого давления 1 через форсунки 2, частично подается в цилиндры дизеля 13, шестая пара датчиков 39, 46 фиксирует показатели температуры и давления, передающихся через блок регистрации и обработки данных 49. С помощью насоса 28 газотопливная смесь частично возвращается на вход смесителя контура подпитки 16, пятой парой датчиков 38, 45 фиксируются показатели температуры и давления, передающиеся в блок регистрации и обработки данных 49, а на выходе смесителя контура подпитки подмешивается к газотопливной смеси, поступающей из смесителя циркуляционного контура 10, на выходе которого установлена четвертая пара датчиков 37, 44, которые фиксируют показатели температуры и давления, передающиеся в блок регистрации и обработки данных 49 и через электроуправляемый клапан поступает на вход коллектора. Далее процесс повторяется. Для очистки топливной системы от смесевоего топлива дизель некоторое время работает с таким положением элементов. Затем открывают электроуправляемые клапаны 20, 21 отключают подкачивающий насос смеси 28, закрывают электроуправляемые клапаны 17, 18, 19, а седьмая пара датчиков 40, 47 фиксирует показатели температуры и давления, передающиеся в блок регистрации и обработки данных 49.

Изменение режимов работы системы обеспечивается электроуправляемыми клапанами 17, 18, 19, 20, 21, 24, блоком регистрации и обработки данных 49 и блоком управления 50.

Разработанная система подачи топлива позволяет улучшить смешивание дизельного топлива и природного газа до подачи в цилиндры дизеля, тем самым решается проблема повышения экономичности дизелей тепловозов при применении смесового топлива с учетом конструктивных и эксплуатационных факторов.

3.3. Разработка перемешивающего устройства

Для реализации способа подачи природного газа непосредственно в дизельное топливо и получения высокодисперсной однородной эмульсии разработано перемешивающее устройство (смеситель циркуляционного контура), которое входит в систему подачи топлива [60].

Разработанное техническое решение защищено патентом (приложение Б).

На рис. 3.2. приведена конструкция перемешивающего устройства.

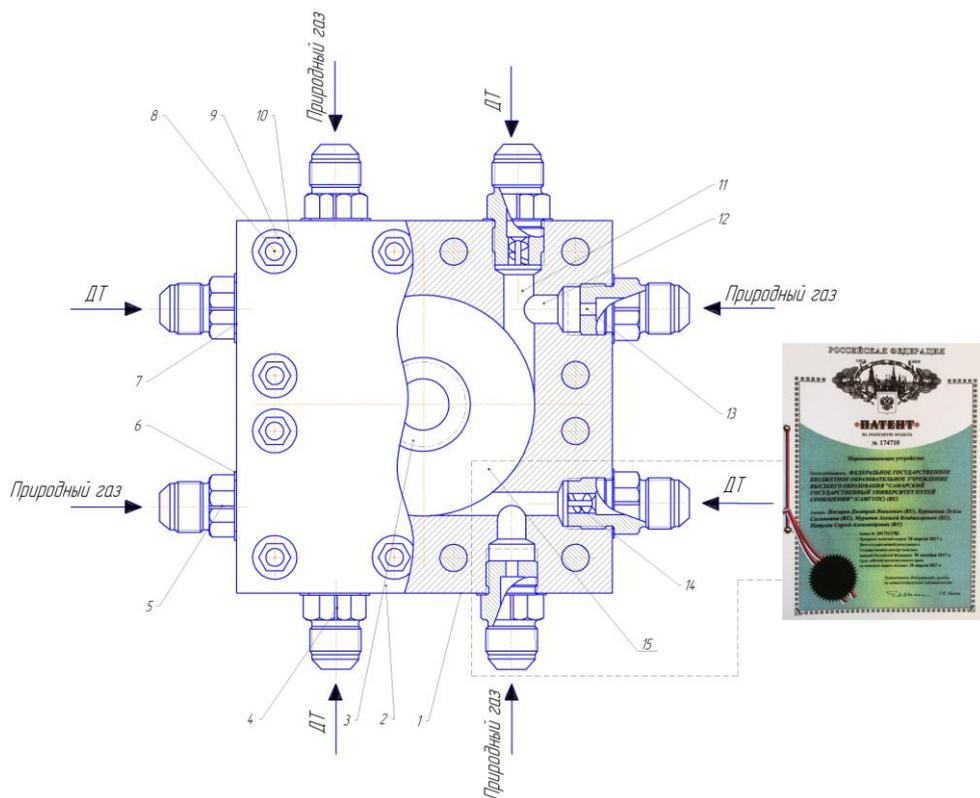


Рис.3.2. Конструкция перемешивающего устройства

Корпус перемешивающего устройства 1 выполнен многогранным с количеством граней, пропорциональным количеству перемешиваемых компонентов, при этом коэффициент пропорциональности больше или равен двум. По оси корпуса 1 выполнена цилиндрическая камера закручивания 15,

образованная внутренней цилиндрической поверхностью корпуса 1, торцом корпуса и крышкой 2, для крепления которой установлены болты 8, гайки 9, уплотнительные шайбы 10. На каждой грани корпуса 1 выполнены не менее двух групп чередующихся тангенциально расположенных к внутренней цилиндрической поверхности корпуса отверстий 11, в которые установлены штуцеры-жиклеры 4 для подачи дизельного топлива с шнековыми завихрителями 14 и отверстий 12, расположенных перпендикулярно тангенциально расположенным отверстиям 11, в которые установлены штуцеры-жиклеры 5 для подачи природного газа.

Перемешивающее устройство работает следующим образом.

Топливо через штуцеры-жиклеры 4 с уплотнительными кольцами штуцеров для подачи топлива 7 с шнековыми завихрителями 14 и газ через штуцеры-жиклеры 5 с уплотнительными кольцами для подачи природного газа 6 с жиклерами 13 поступают из напорных трубопроводов в цилиндрическую камеру закручивания 15. При этом струи жидкости в шнековых завихрителях 14 закручиваются и интенсивно перемешиваются со струями природного газа за счет гидродинамического перемешивания потоков в закрученной системе, под действием сдвиговых напряжений и объемных сил инерции. При движении струй дизельного топлива и природного газа в тангенциально расположенных отверстиях 11 за счет эффекта эжекции возникает циркуляционное движение потока вокруг струй, которое перемешивает потоки компонентов. На цилиндрической поверхности камеры закручивания 15 перемешанные струи дизельного топлива и природного газа чередуются по высоте и взаимодействуют друг с другом, образуя единый закрученный поток. В камере закручивания потоки перемешиваются и на выходе из камеры закручивания в штуцере-сопле 3, установленном в торцевой стенке корпуса 1 получается однородный перемешанный поток газожидкостной эмульсии.

Конструкция смесителя позволяет повысить степень однородности смесового топлива при перемешивании, повысить эффективность энергетических установок, за счет цилиндрической камеры закручивания и чередующихся тангенциально

расположенных отверстий со штуцерами-жиклерами подачи дизельного топлива и газа, в которых установлены шнековые завихрители.

3.4 Расчет характеристик перемешивающего устройства

В перемешивающем устройстве под действием центробежных сил происходит интенсивное смешивание природного газа с дизельным топливом.

Принцип действия камеры закручивания перемешивающего устройства не отличается от принципа действия центробежной форсунки.

Расходной характеристикой называется зависимость расхода жидкости через отверстие или форсунку (в том числе струйную), в дальнейшем канал, от перепада давления на нем, т.е.

$$m = f(\Delta p).$$

Идеальный массовый расход жидкости через канал [6]:

$$m_{ид} = \rho \cdot W_{ид} \cdot F, \quad (3.1)$$

где ρ – плотность, кг/м³;

F – площадь среза сопла форсунки $\left(F = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \right)$,

$W_{ид}$ – идеальная скорость истечения.

Величину идеальной скорости истечения находим по формуле Торричелли:

$$W_{ид} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}. \quad (3.2)$$

Тогда

$$m_{ид} = F \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}, \quad (3.3)$$

где $\Delta p = p_{ex} - p_k$ – перепад давления на форсунке.

Коэффициент расхода канала вычисляется по формуле:

$$\mu = \frac{m}{m_{ид}}. \quad (3.4)$$

Тогда уравнение для определения действительного массового расхода жидкости можно представить как:

$$m = \mu \cdot F \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p} \quad (3.5)$$

Коэффициент расхода μ всегда меньше единицы. Он учитывает следующие основные причины снижения действительного расхода по сравнению с идеальным расходом:

- струя жидкости может заполнять не всё сечение сопла, то есть коэффициент сжатия струи $\varepsilon = \frac{F_{жс}}{F} < 1$, где $F_{жс}$ – площадь струи жидкости в выходном сечении канала;

- действительная эпюра вектора скорости в выходном сечении отличается в основном из-за трения от прямоугольной эпюры, соответствующей идеальному случаю одномерного течения.

Величина коэффициента расхода при заданном перепаде давления определяет пропускную способность канала.

Расходную характеристику каналов получают, как правило, экспериментально, однако её можно рассчитать теоретически. Для этого необходимо изучить механизм течения жидкости в проточной части канала. Струйная форсунка выполняется либо в виде отверстия в стенке смесительного устройства, либо в виде трубки или цилиндрической насадки (рис. 3.3.).

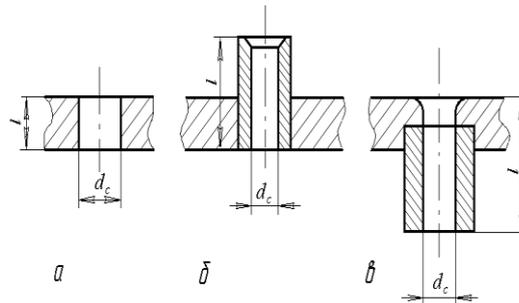


Рис. 3.3. Струйные форсунки: а – отверстие в стенке; б – трубка;
в – цилиндрическая насадка

Основными геометрическими параметрами струйной форсунки являются диаметр выходного отверстия или сопла d_c , длина канала l и форма кромки канала со стороны входа жидкости. Последняя, может быть острая, закруглённая или с фаской.

Физическую картину течения жидкости в струйной форсунке с острой входной кромкой можно представить таким образом. Пространство перед

форсункой обычно значительно превосходит её размеры и скорость потока рабочей среды в этом пространстве значительно меньше, чем скорость потока среды в так называемом рабочем канале. Поэтому жидкость втекает в канал форсунки не только в осевом направлении, но и в перпендикулярном, т.е. вдоль стенки. Чтобы вся жидкость получила в конечном итоге направление движения, близкое к осевому, втекающие вдоль стенки частицы жидкости должны развернуться примерно на 90° (рис. 3.4, г).

Для этого к ним в соответствии с законом механики нужно приложить центростремительную силу. Рассмотрим механизм её возникновения.

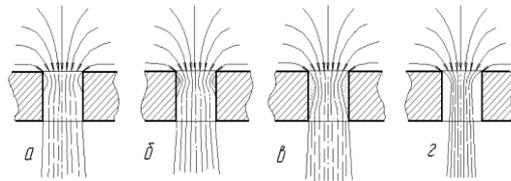


Рис. 3.4. Физическая картина течения жидкости через струйную форсунку с острой входной кромкой

Пусть элементарная частица жидкости массой dm движется по окружности радиусом r со скоростью W (рис. 3.5.).

Центростремительное ускорение частицы в этом случае определится выражением

$$a = \frac{W^2}{r} \quad (3.6)$$

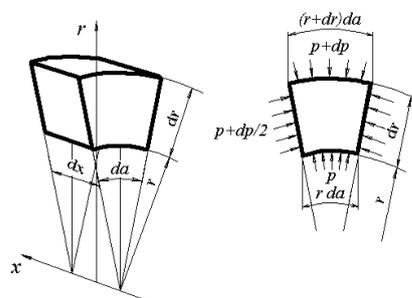


Рис. 3.5. Элементарная частица жидкости во вращательном движении

Центростремительная сила, необходимая для приобретения этого ускорения, образуется за счёт разности давлений, действующих на поверхности выделенного элемента жидкости. Чтобы сила была направлена в сторону ускорения, т.е. к оси

вращения, необходимо иметь на цилиндрической поверхности большого радиуса $r + dr$ более высокое давление, чем на поверхности меньшего радиуса r . Это приращение давления обозначим через dp .

Применительно к выделенной элементарной частице жидкости второй закон Ньютона запишется:

$$\overline{dP} = \bar{a} \cdot dm, \quad (3.7)$$

где \overline{dP} – сила, действующая на частицу, \bar{a} – ускорение частицы. Составляющие сил, действующих на поверхностях, ограничивающих частицу, в направлении оси r запишутся:

на наружную поверхность частицы

$$-(p + dp) \cdot (r + dr) \cdot d\alpha \cdot dx, \quad (3.8)$$

на внутреннюю поверхность

$$p \cdot r \cdot d\alpha \cdot dx, \quad (3.9)$$

на боковые поверхности в предположении линейного закона изменения давления по радиусу

$$2 \cdot \left(p + \frac{dp}{2} \right) \cdot dr \cdot dx \frac{d\alpha}{2}. \quad (3.10)$$

Учитывая, что масса элементарной частицы жидкости

$$dm = \rho \cdot r \cdot d\alpha \cdot dr \cdot dx, \quad (3.11)$$

где ρ – плотность жидкости, получим из второго закона Ньютона после необходимых преобразований выражение

$$\frac{dp}{dr} = \rho \cdot \frac{W^2}{r}. \quad (3.12)$$

Оно устанавливает зависимость градиента давления по радиусу от скорости и радиуса вращения частицы жидкости.

Так как величина $\frac{\rho \cdot W^2}{r}$ всегда положительна, то $\frac{dp}{dr}$ всегда больше нуля, а это означает, что при криволинейных течениях давление рабочего тела всегда уменьшается в направлении к центру кривизны траектории.

Выражение (3.12) показывает, что безотрывное обтекание жидкостью острой входной кромки даже при движении с небольшой скоростью невозможно, так как

требует наличия больших градиентов давления по радиусу $\left(r \rightarrow 0, \frac{dp}{dr} \rightarrow \infty\right)$.

Скорость же движения жидкости в идеальном случае согласно выражению (4.2) зависит от величины перепада давления на форсунке. Пограничные линии тока отклоняются от стенки форсунки. У стенки создаётся застойная область жидкости с пониженным давлением, где устанавливается вихревое течение. Струя жидкости сжимается к оси, образуя минимальное сечение на расстоянии $(0,25 \dots 0,50) d_c$ от входной кромки (см. рис. 3.4, а).

Отклонение линии тока от стенки у форсунок с острой входной кромкой происходит уже при числах Рейнольдса более 5 ($Re > 5$). С увеличением числа Re застойная область заметно удлиняется, а давление в ней понижается.

У струйных форсунок с острой входной кромкой возможна в зависимости от отношения $\frac{l}{d_c}$ реализация различных режимов работы.

В форсунках, имеющих $\frac{l}{d_c} > 1,5$, при малых перепадах давления, а значит небольших скоростях движения жидкости, вихревая область полностью и надёжно замыкается на стенке и реализуется устойчивый безотрывный режим истечения (см. рис. 3.4, а). Струя жидкости при этом заполняет всё выходное сечение форсунки. Коэффициент расхода форсунки на этом режиме достаточно высок ($\mu = 0,8 \dots 0,9$). Его численное значение зависит от отношения $\frac{l}{d_c}$ и числа

Re . Такая зависимость $\mu = f\left(Re, \frac{l}{d_c}\right)$, хорошо совпадающая с экспериментальными данными, представлена на рис. 3.6. В области ламинарного режима течения она является теоретически обоснованной, а в области турбулентного – эмпирической.

При дальнейшем увеличении перепада давления на форсунке, а значит и скорости течения жидкости, вихревая пристеночная область расширяется, распространяясь по длине канала, и наступает такой момент, когда она достигает среза форсунки (рис. 3.4, в). Если истечение происходит в газовую среду, то газ

легко проникает в вихревую область, вызывая отрыв струи от стенок форсунки. Устанавливается отрывной режим истечения (рис. 3.4, г).

Жидкость истекает как из отверстия в тонкой стенке с коэффициентом расхода, равным 0,60...0,62. Смена режима истечения происходит скачком при достижении на форсунке необходимого перепада давления Δp_{omp} .

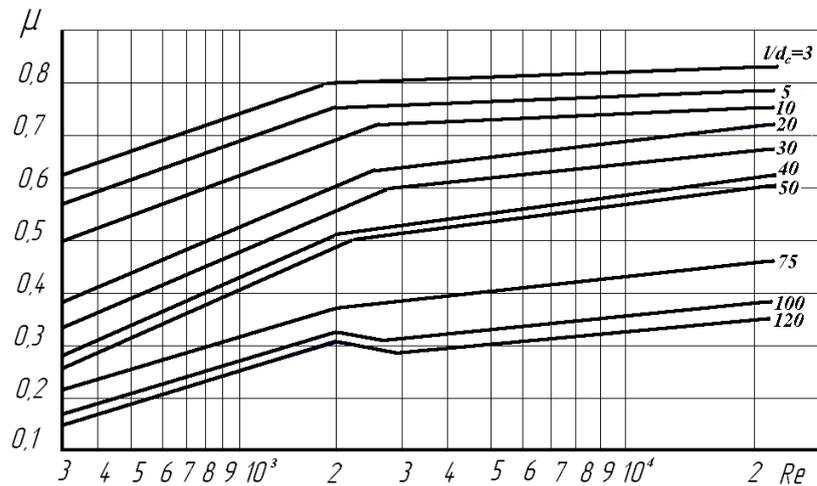


Рис. 3.6. Зависимость коэффициента расхода цилиндрических каналов с острой кромкой на входе от числа Рейнольдса и относительной длины

Величина Δp_{omp} зависит от относительной длины форсунки. Очевидно, что Δp_{omp} возрастает с повышением $\frac{l}{d_c}$. Увеличить Δp_{omp} при $p_k = const$ и $\frac{l}{d_c} = const$ можно также скруглением входной кромки. Чем больше радиус скругления входной кромки и чем длиннее канал при постоянном диаметре сопла, тем больше Δp_{omp} . При большом радиусе скругления входной кромки отрыв потока не произойдет даже при очень больших величинах перепада давления на форсунке, однако конструктивно такой канал удастся выполнить далеко не всегда.

В каналах с острой входной кромкой увеличение $\frac{l}{d_c}$ приводит к росту перепада давления в устройстве, при котором происходит переход на отрывной режим течения, а значит к увеличению скорости движения жидкости. Это в свою очередь ведёт к снижению давления в вихревой области. Наступает момент, когда до перехода на отрывной режим течения давление в вихревой области у стенки понижается до давления насыщенного пара рабочей жидкости. Возникает

кавитационная каверна, заполненная парами жидкости. Она располагается у стенок канала вблизи узкого сечения струи жидкости. В ядре потока в это время видимой кавитации не наблюдается (рис. 3,4, б). Наступает так называемый кавитационный режим истечения. Он имеет место у относительно длинных каналов и является переходным режимом от безотрывного к отрывному. По мере увеличения скорости истечения при постоянном противодавлении p_k , либо уменьшении противодавления при постоянной скорости истечения происходит расширение кавитационной зоны и её распространение по длине форсунки к срезу. Длина зоны кавитации определяет степень развития кавитации в потоке.

Критерий динамического подобия условий кавитационного течения α определим по формуле:

$$\alpha = \frac{p_k - p_n}{p_{ex} - p_k} = \frac{p_k - p_n}{\Delta p}, \quad (3.13)$$

где p_n – давление насыщенного пара рабочей жидкости.

Условие существования кавитационного режима истечения жидкости из струйной форсунки имеет вид неравенства

$$\alpha \leq \alpha_{кр}, \quad (3.14)$$

где $\alpha_{кр}$ – критическое число кавитации, величина которого зависит от относительной длины канала форсунки и числа Рейнольдса, т.е.

$$\alpha_{кр} = f\left(\frac{l}{d_c}, Re\right)$$

Появление кавитации приводит к снижению коэффициента расхода форсунки. Он уменьшается постепенно по мере развития кавитации и большего насыщения газом струи жидкости. Коэффициент расхода струйной форсунки с острой входной кромкой на кавитационном режиме определим из уравнения:

$$\mu = \varepsilon \cdot \sqrt{1 + \frac{p_k - p_n}{p_{ex} - p_k}} = \varepsilon \cdot \sqrt{1 + \alpha}, \quad (3.15)$$

где ε – коэффициент сжатия струи в области за входным сечением.

Течение жидкости в форсунке с острой входной кромкой на участке от входа до сечения максимального сжатия струи можно рассматривать как истечение из

отверстия в тонкой стенке. Тогда величина коэффициента сжатия струи ε по числу Рейнольдса, как в безотрывном, так и в кавитационном режимах сохраняется постоянной и равной $\varepsilon = 0,61 \dots 0,62$. На любом режиме работы струйной форсунки с острой входной кромкой и известным значением $\frac{l}{d_c}$ можно определить величину $\alpha_{кр}$. Для этого по графику, изображённому на рис. 3.6, с помощью заданных величин $\frac{l}{d_c}$ и Re находят коэффициент расхода μ на устойчивом безотрывном режиме. Подставив это значение μ в уравнение (3.15), подсчитывают критическое число кавитации $\alpha_{кр}$. У коротких форсунок с $\frac{l}{d_c} < 1,5$ длина канала не обеспечивает полного замыкания вихревой области на стенке. Для них характерна неустойчивость безотрывного режима истечения в широком диапазоне чисел Рейнольдса ($Re = 10^3 \dots 10^5$). Неустойчивость течения объясняется различной степенью замыкания вихревой области на стенке, которая обусловлена рядом случайных причин. Различие значений коэффициента расхода на этом режиме работы при одном и том же перепаде давления может достигать 10%.

При истечении жидкости из форсунок с $\frac{l}{d_c} < 1,5$ в газ он легко проникает в вихревую пристеночную область, вызывая отрыв струи от стенок. Реализуется отрывной режим истечения. Форсунка работает при этом как отверстие в тонкой стенке, и коэффициент расхода её становится равным $0,62 \dots 0,65$.

Заданное направление лучше всего сохраняют струи, вытекающие из длинных отверстий, имеющих $\frac{l}{d_c} \geq 3$, при безотрывном режиме истечения. Струи, вытекающие из форсунки на отрывном режиме, сохраняют направление геометрической оси только при безусловно выполненной острой кромке.

При использовании струйных форсунок, прежде всего, следует учитывать их режим работы. Неустойчивый режим течения у форсунок с $\frac{l}{d_c} < 1,5$ является

неблагоприятным из-за значительного колебания коэффициента расхода. Кавитационный режим истечения у форсунок с $\frac{l}{d_c} > 1,5$ является тоже нежелательным, так как вызывает неустойчивость рабочего процесса.

Как было показано выше, у струйных форсунок на всех режимах истечения кроме неустойчивого режима, который реализуется у форсунок с $\frac{l}{d_c} < 1,5$ и острой входной кромкой, коэффициент расхода может быть определён расчётным путём с точностью, достаточной для проведения проектных работ. Коэффициент расхода на различных режимах работы может изменяться у этих форсунок от 0,60 до 0,82. Для других типов струйных форсунок наиболее надёжным является пока лишь экспериментальный метод определения коэффициента расхода. Необходимо делать проливки каждой вновь проектируемой форсунки.

Таким образом, выведены основные зависимости для определения параметров рабочей жидкости в камерах закручивания, в том числе предназначенных для смешения разнородных жидкостей и газов.

Число Рейнольдса из условий на входе в камеру закручивания

$$\text{Re} = \frac{W_{ex} \cdot d}{\nu} = \frac{2m}{\sqrt{\pi \cdot n \cdot b \cdot h} \cdot \rho \cdot \nu},$$

где ν – кинематическая вязкость.

Уравнение для определения действительного массового расхода рабочей жидкости:

$$m = \mu \cdot F \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}.$$

Коэффициент расхода струйной форсунки с острой входной кромкой на кавитационном режиме определим по уравнению:

$$\mu = \varepsilon \cdot \sqrt{1 + \frac{P_k - P_n}{P_{ex} - P_k}} = \varepsilon \cdot \sqrt{1 + \alpha},$$

где ε – коэффициент сжатия струи в области за входным сечением.

Критерий динамического подобия условий кавитационного течения α , в случае идеальной жидкости запишется:

$$\alpha = \frac{P_k - P_n}{P_{ex} - P_k} = \frac{P_k - P_n}{\Delta p},$$

где p_n – давление насыщенного пара рабочей жидкости.

Используя зависимости, приведенные в теоретической части выполнен расчет площадей проходных сечений каналов подвода дизельного топлива в смесителе и природного газа.

Расчет выполнен для дизеля 6ЧН 31/36. Расход топлива при этом равен 250 кг/ч и расход природного газа 5 кг/ч (2 % от расхода топлива).

Принято:

- перепад давления дизельного топлива на входных отверстиях в смеситель равен $\Delta P = 0,3$ МПа или $\Delta P = 3 \times 10^4$ кг/м²;

- плотность дизельного топлива $\rho = 800$ кг/м³.

Весовой расход дизельного топлива $G = 250$ кг/ч или $G = 0,0694$ кг/с.

Объемный расход дизельного топлива $V = G/\rho = 0,0000868$ м³/с.

Площадь живого сечения входных отверстий

$$\mu \cdot F = V \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta p}} = 0,0000868 \sqrt{\frac{800}{2 \cdot 30000}} = 10 \text{ мм}^2.$$

Коэффициент расхода цилиндрических каналов с острой кромкой на входе в диапазоне возможных чисел Рейнольдса и относительной длины $\ell/d \geq 3$ равен $\mu \approx 0,8$.

С учетом коэффициента расхода площадь входных цилиндрических каналов равна

$$F = \mu F / \mu = 10/0,8 = 12,5 \text{ мм}^2.$$

Выбираем конструкцию смесителя с двумя штуцерами подвода дизельного топлива, в которых имеется по два отверстия.

С учетом такого выбора площадь каждого отверстия равна $f = 3,1$ мм².

Диаметр каждого отверстия равен:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,1}{3,14}} = 2 \text{ мм}.$$

С учетом допуска на изготовление отверстий принимаем $d = 1,1^{+0,04}$ мм.

Расчет площадей проходных сечений каналов подвода природного газа.

Расчет выполнен для маневрового тепловоза. Расход природного газа при этом равен 0,25 кг/ч (2 % от расхода топлива).

Принято:

- перепад давления природного газа на входных отверстиях в смеситель равен $\Delta P = 0,3$ МПа или $\Delta P = 3 \times 10^4$ кг/м²;
- плотность природного газа при атмосферном давлении $\rho = 0,7168$ кг/м³;
- плотность природного газа при давлении $\Delta P = 3 \times 10^4$ кг/м² равна $\rho = 2,15$ кг/м³;
- объем природного газа при давлении $\Delta P = 3 \times 10^4$ кг/м² равен $V = 2,32$ м³.

Площадь живого сечения входных отверстий под природный газ:

$$\mu \cdot F = V \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta p}} = 2,32 \cdot \sqrt{\frac{0,27}{2 \cdot 30000}} = 1 \text{ мм}^2.$$

Выбираем конструкцию смесителя с четырьмя штуцерами подвода природного газа, в которых имеется по одному отверстию.

С учетом такого выбора площадь каждого отверстия равна $f = 2,1$ мм².

Диаметр каждого отверстия равен

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,1}{3,14}} = 1,65 \text{ мм}.$$

Предельно возможная концентрация природного газа в топливе (г/см³) определяется из закона Генри:

- $\text{He} = P_1 / C^*$;
- $C^* = P_1 / \text{He}$,

где: He – коэффициент Генри;

P_1 – давление среды;

C^* - доля растворенного метана.

Коэффициент Генри зависит только от температуры, увеличиваясь с ее возрастанием. Зависимость He от температуры для бинарных растворов можно получить из уравнения равновесия между фазами при физической абсорбции, предложенного критическим:

$$\text{He} = 524395 e^{-\Phi / (R \cdot T)},$$

где Φ – дифференциальная теплота растворения кДж/кмоль.

В работе [6] оценена растворимость природного газа в дизельном топливе на уровне $m_{\text{пг}} = 0,1 - 0,12\%$. В работе [73] растворимость природного газа в углеводородном топливе при температуре 25°C и парциальном давлении 1 атм оценивается величиной $m_{\text{пг}} = 0,14\%$. В соответствии с законом Генри растворимость природного газа увеличивается пропорционально увеличению давления.

В программном комплексе *SolidWorks* с использованием модуля газодинамического анализа *Flow Simulations* был проведен расчет скоростей дизельного топлива и природного газа внутри смесителя, построена диаграмма распределения скоростей и траекторий движения смешиваемого потока (рис. 3.7).

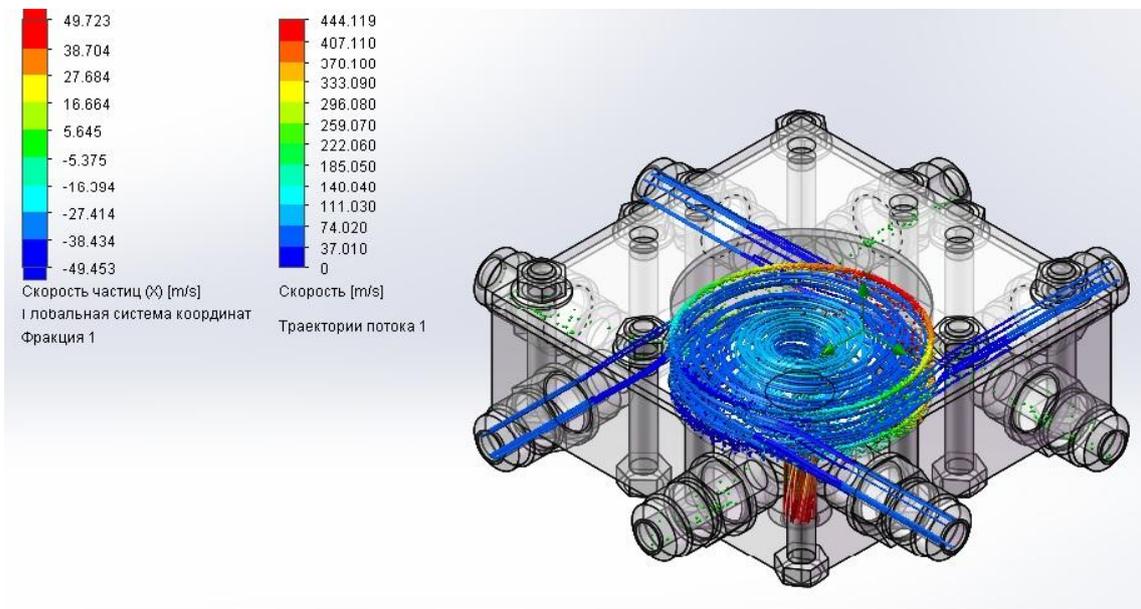


Рис. 3.7. Распределение потоков дизельного топлива и природного газа в перемешивающем устройстве

Действительная скорость истечения меньше теоретической вследствие потерь на трение. Эти потери учитываются в коэффициенте расхода μ , значения которого лежат в пределах $\mu = 0,62 - 0,8$.

Конструкция смесителя позволяет повысить степень однородности многокомпонентных смесей газов и жидкостей при перемешивании различных сред, в том числе многокомпонентных эмульсий, повысить на 3-7% эффективность энергетических установок, уменьшить габариты и сократить энергозатраты.

3.5. Выводы по главе

1. Разработана система топливоподачи дизеля тепловоза для работы на смесевом топливе, которая за счет автономного управления линиями подачи газа и дизельного топлива способствует образованию смеси дизельного топлива с природным газом и равномерное распределение ее по цилиндрам, получению необходимого воздушно-топливного соотношения, автоматическому обеспечению необходимой величины топливоподачи при работе во всем диапазоне нагрузок.

2. Разработано перемешивающее устройство, входящее в систему топливоподачи, позволяющее получить высокодисперсную однородную смесь дизельного топлива с природным газом за счет цилиндрической камеры закручивания и чередующихся тангенциально расположенных отверстий со штуцерами-жиклерами подачи дизельного топлива и природного газа, в которых установлены шнековые завихрители, что способствует повышению эффективности работы тепловозных дизелей на смесевом топливе в условиях реальной эксплуатации.

3. Выполнен расчет характеристик перемешивающего устройства, определены площади сечений входных отверстий под дизельное топливо и под природный газ, а также диаметры входных отверстий для растворимости природного газа в дизельном топливе, которая оценивается величиной $m_{\text{ПГ}} = 0,10-0,14\%$.

4. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И ПРИРОДНОГО ГАЗА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЕЙ ТЕПЛОВЗОВ

Энергетические и физические показатели природного газа (метана), используемого в качестве моторного топлива, обеспечивают ряд термодинамических преимуществ по сравнению с дизельным.

По отечественным и зарубежным данным при эксплуатации дизелей на природном газе выбросы токсичных веществ уменьшаются по углеводородным составляющим и окислам азота в 1,5–2,0 раза. При переходе на газодизельный процесс значительно снижается дымность, повышается экономичность газодизельных двигателей (на 2-5%), увеличивается ресурс, межремонтный пробег и срок службы моторного масла (на 20-40%) [22,23,32,39,54-56,101-109].

Самыми важными являются те показатели природного газа, которые определяют протекание рабочего процесса в дизеле, т.е. собственно моторные свойства топлива. Из моторных свойств, в первую очередь, обращают внимание на энергетические возможности топлива, которые оценивают теплотой сгорания.

Интерес также представляют различия энергетических свойств природного газа от дизельного топлива, а именно усредненные значения цетанового числа, удельной теплоты сгорания, стехиометрического отношения (количество воздуха, необходимого для полного сгорания топлива), теплоты сгорания стехиометрической смеси.

Теплота сгорания не является сама по себе параметром, прямо влияющим на показатели работы дизеля. На мощностные показатели рабочего процесса дизеля влияет теплота сгорания топливовоздушной смеси, поступающей в дизель. Наибольшую мощность следует ожидать при прочих равных условиях от двигателя, использующего смесь, выделяющую при сгорании наибольшее количество тепла в единице объема.

Если справедливо условие, что наибольшая полнота сгорания имеет место при горении стехиометрической смеси, то мощностные показатели двигателя для каждого вида топлива определяются теплотой сгорания именно такой смеси. Однако хорошо известно, что максимум мощности при использовании

природного газа соответствует стехиометрическому составу горючей смеси. Различия в значениях оптимального по максимуму мощности коэффициента избытка воздуха объясняются более тонкими различиями в физико-химической природе веществ, чем элементарный состав.

Также важнейшими характеристиками природного газа являются: теплотехнические свойства, соотношение содержания водорода и углерода (H/C), размеры и характер строения молекул. У газовых видов топлива соотношение «водород-углерод» составляет 2,5–4; молекулы химически устойчивы и просты по строению. Это обеспечивает высококачественное протекание процесса сгорания, работу двигателя без детонации в отличие от дизельного топлива.

Топливная аппаратура тепловозов позволяет качественно распылять топливо в цилиндрах дизеля в широком диапазоне цикловых подач: от 0,44 г/цикл на холостом ходу до 4,9 г/цикл на номинальном режиме для маневрового тепловоза. При работе тепловоза по газодизельному циклу цикловая подача дизельного топлива сокращается в 3-4 раза, что невозможно при холостом ходе, поэтому газотепловозы работают по газодизельному циклу только под нагрузкой.

4.1. Методика проведения экспериментальных исследований

Для оценки влияния смесового топлива на показатели работы дизеля К6S310DR (6ЧН 31/36) тепловоза ЧМЭЗ были проведены испытания при его работе на дизельном топливе, а также с подачей природного газа в топливную систему на линии низкого давления в условиях станции реостатных испытаний и пункта экологического контроля сервисного локомотивного депо «Орск». Замеры параметров работы дизеля осуществлялись с помощью приборов, указанных в Инструкции, которыми оснащается станция реостатных испытаний с ПЭК [26].

При работе дизеля на топливе, с подачей природного газа, основной задачей исследования было выяснение, химического воздействия, замещенного природным газом дизельного топлива на внутрицилиндровые процессы (давление сжатия и давление сгорания), расход топлива дизелем и эффективную мощность, вредные выбросы, как на холостом ходу, так и под нагрузкой.

Для реализации принципа внутреннего смесеобразования дизельного топлива и природного газа, смешанных на линии низкого давления с учетом конструктивных и эксплуатационных факторов дизеля 6ЧН 31/36 на кафедре «Локомотивы» СамГУПС была разработана система подачи, смешивания и дозирования природного газа, рассмотренная в главе 3.

Природный газ подавался из топливной рампы общей емкостью 270 литров с давлением 175 бар с выходом на редуктор, давление контролировалось по манометру (рис. 4.1.).

На дизеле 6ЧН 31/36 ЧМЭЗ№5295 были проведены отладочные испытания системы подачи природного газа при работе дизеля под нагрузкой. Одновременно измерялся удельный эффективный расход дизельного топлива. Природный газ подавался на каждой позиции. Замеры основных параметров осуществлялись на следующих режимах работы: 0; 0,25; 0,5; 0,75 и 100 % от $N_{ном}$. При испытаниях для каждого режима было сделано 9 замеров.



Рис.4.1. Топливная рампа

Для подачи природного газа использовались жиклеры с диаметрами отверстий 0,71; 1,15; 1,51; 2,05; 2,61 мм (рис. 4.2.).



Рис. 4.2. Внешний вид жиклера в сборе с переходным штуцером

Жиклеры устанавливались в переходный штуцер, который вворачивается в гнездо топливного коллектора (4.3.).

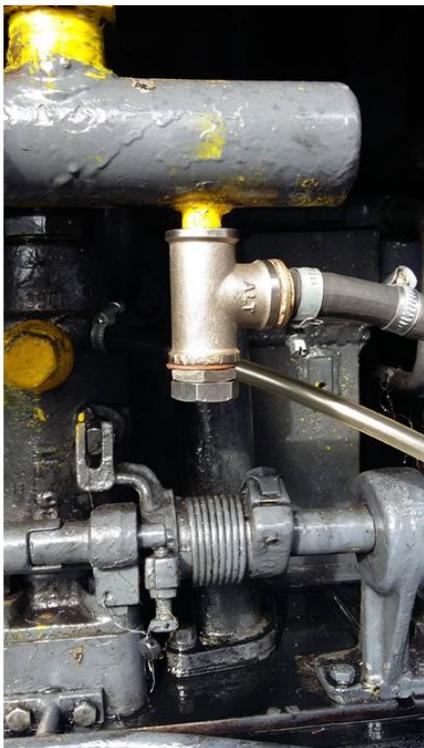


Рис. 4.3. Вид на место установки выхода топливной рампы

Регулировка подачи дизельного топлива осуществлялась с помощью объединенного регулятора числа оборотов (ОРЧО).

Для автоматизации процесса регулирования подачи газа в системе предусматривается установка пневмоклапанов и электромагнитных клапанов (рис. 4.4).



Рис. 4.4. Пневмоклапан и электромагнитный клапан

Природный газ подавался в количестве 5% на каждой позиции после регистрации параметров при работе дизеля на дизельном топливе.

Для получения однородной смеси использовался диспергатор, конструкция которого изготовлена на кафедре «Локомотивы» СамГУПС (рис. 4.5.).



Рис. 4.5. Перемешивающее устройство (диспергатор)

При проведении исследований оценивались следующие параметры:

- удельный эффективный расход дизельного топлива, (b_e);
- эффективная мощность, (N_e);
- температура отработавших газов, $T_{ог}$;
- давление сгорания, (P_z);
- давление сжатия, (P_c);
- выбросы вредных веществ в отработавших газах: оксиды углерода (CO), оксиды азота (NO_x) и дымность $N^{ог}$;

Определение тока и напряжение генератора производилось амперметром и вольтметром класса 0,5. Давление сгорания P_z определяли при помощи максиметра с допустимой погрешностью 0,03 МПа. Контроль температуры отработанных газов после каждого цилиндра производился с помощью термопар с потенциометром и переключателем на 8 точек. Уровень дымности контролировался с помощью дымомера ИДС-1, а содержание вредных выбросов в отработанных газах контролировалось с помощью газоанализатора ИРМ-1400.

Во время испытаний тепловоз работал на переменных режимах по всем позициям; топливо – дизельное Л по ГОСТ 305 – 73; температура охлаждающей

воды 80°C; давление топлива 0,25 МПа, температура масла в картере 75°C; давление масла в системе смазки 0,35 МПа.

На всех этапах испытаний производился контроль удельного эффективного расхода дизельного топлива с помощью струйного расходомера топлива, входящего в комплекс КИПАРИС, погрешность измерений составила 0,15%.

Суммарная погрешность измерения напряжения - 0,25%, суммарная погрешность измерения тока - 0,25%.

В течение всего периода проведения экспериментов также контролировались: температура охлаждающей воды, давление топлива, температура и давление масла в системе смазки, которые остались в пределах нормы.

Усредненные значения параметров работы дизеля 6ЧН31/36 с подачей природного газа (метана) к дизельному топливу на линии низкого давления приведены в протоколах реостатных испытаний в приложении В.

4.2. Сравнительный анализ влияния смесового топлива на показатели работы дизеля 6ЧН31/36

На рис. 4.6 приведены зависимости значений коэффициента избытка воздуха α при наборе позиций контроллера машиниста при замещении дизельного топлива природным газом. Как видно из графика значение α с подачей природного газа практически совпадают с α без подачи природного газа, что говорит об отсутствии перепада давлений на элементах впрыска топлива. Для избежания работы дизеля на обедненных смесях необходима корректировка системы воздухоподачи.

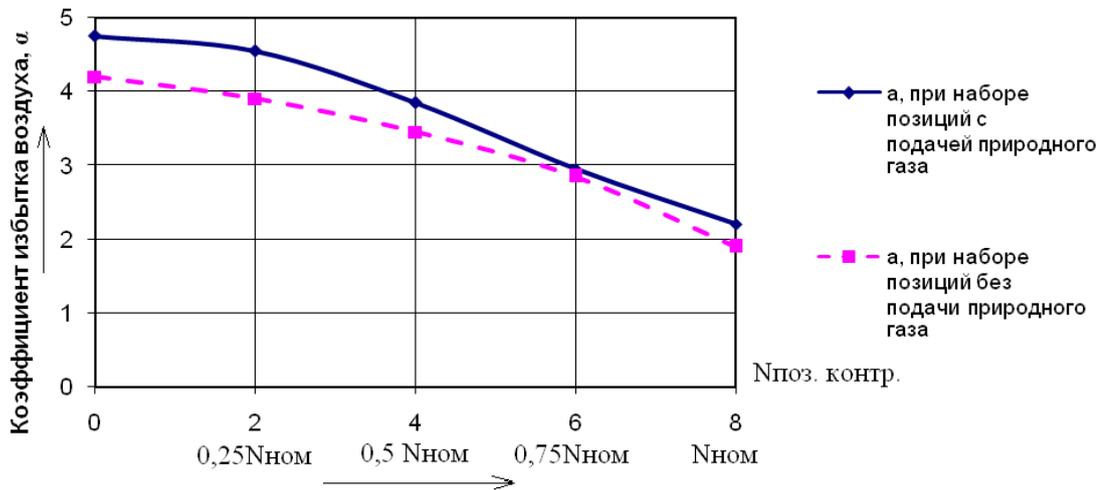


Рис. 4.6. Зависимость коэффициента a от режима работы дизеля 6ЧН31/36 на смешанном топливе

При снижении нагрузки коэффициент избытка воздуха возрастает. Это обусловлено, тем, что расход воздуха через дизель снижается в меньшей степени, чем цикловая подача топлива.

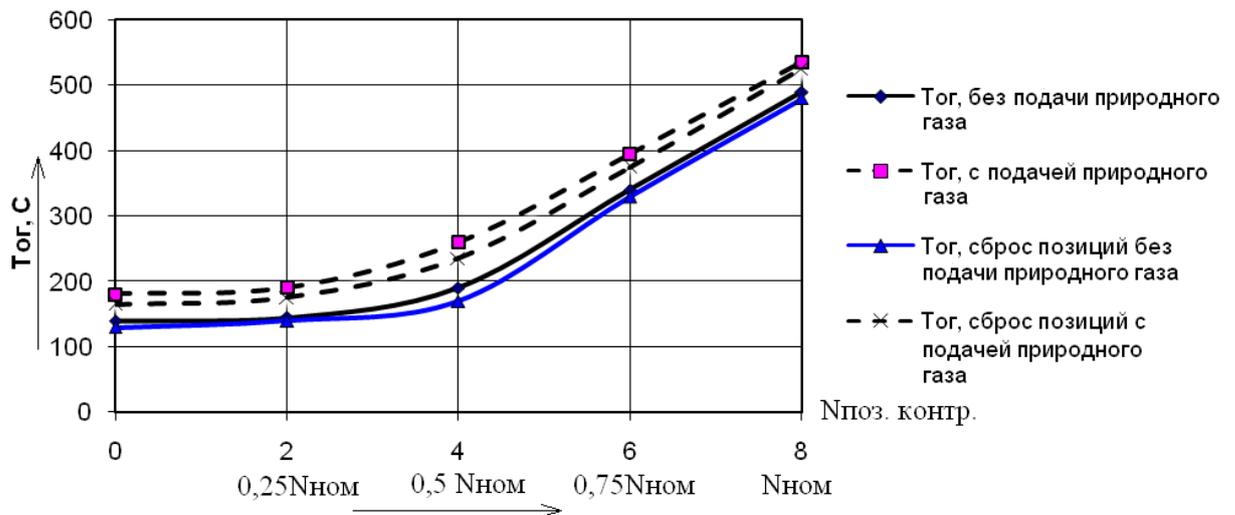


Рис. 4.7. Зависимость температуры отработавших газов $T_{ог}$ от режима работы дизеля 6ЧН31/36 на смешанном топливе

Как видно из рис. 4.7 температура отработанных газов с подачей природного газа повысилась в среднем на 40-50°C в зависимости от номинальной мощности. Это свидетельствует об улучшении процесса горения.

Следует отметить также, что средняя по цилиндрам температура выхлопных газов при замещении топлива природным газом повысилась в среднем на 15-20 °C в зависимости от номинальной мощности (рис. 4.8.).

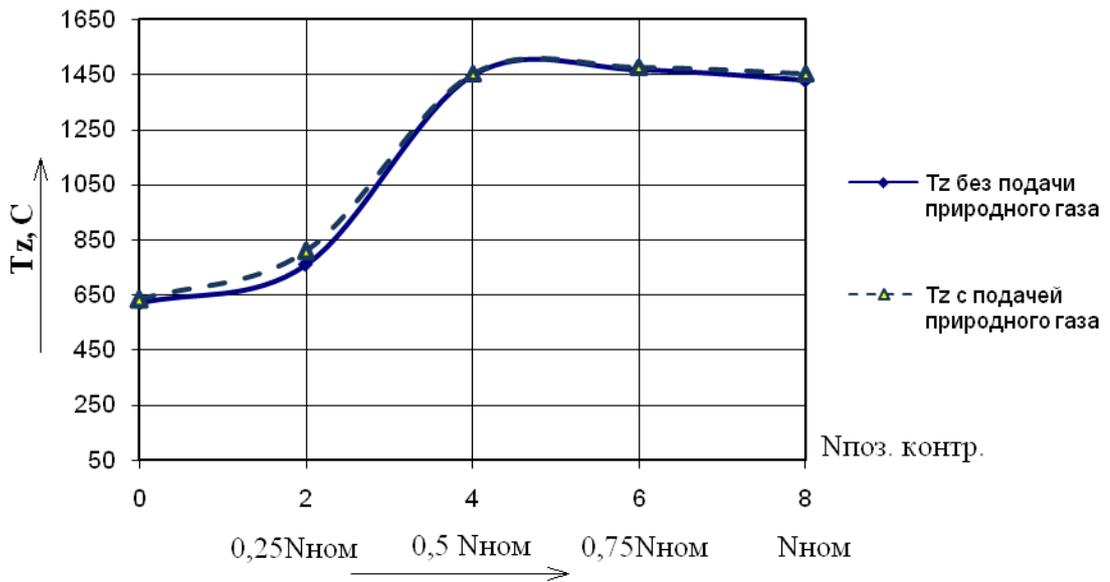


Рис. 4.8. Зависимость температуры по цилиндрам T_z от режима работы дизеля 6ЧН31/36 на смесевом топливе

Также об улучшении процесса горения свидетельствует и некоторое повышение давления сгорания P_z , которое в среднем составило 2-5 % в зависимости от номинальной мощности (рис. 4.9).

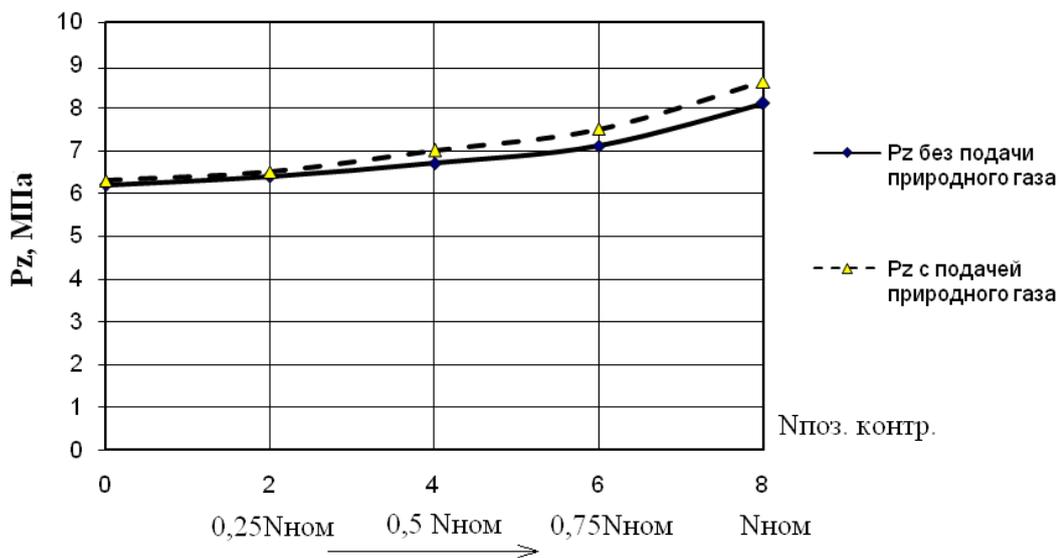


Рис. 4.9. Зависимость давления сгорания P_z от режима работы дизеля 6ЧН31/36 на смесевом топливе

Выявлены зависимости удельного эффективного расхода дизельного топлива дизеля 6ЧН 31/36 при замещении дизельного топлива природным газом на линии низкого давления. Как видно из рис. 4.10, удельный эффективный расход дизельного топлива снизился в среднем на 8-12 % в зависимости от номинальной мощности дизеля тепловоза.

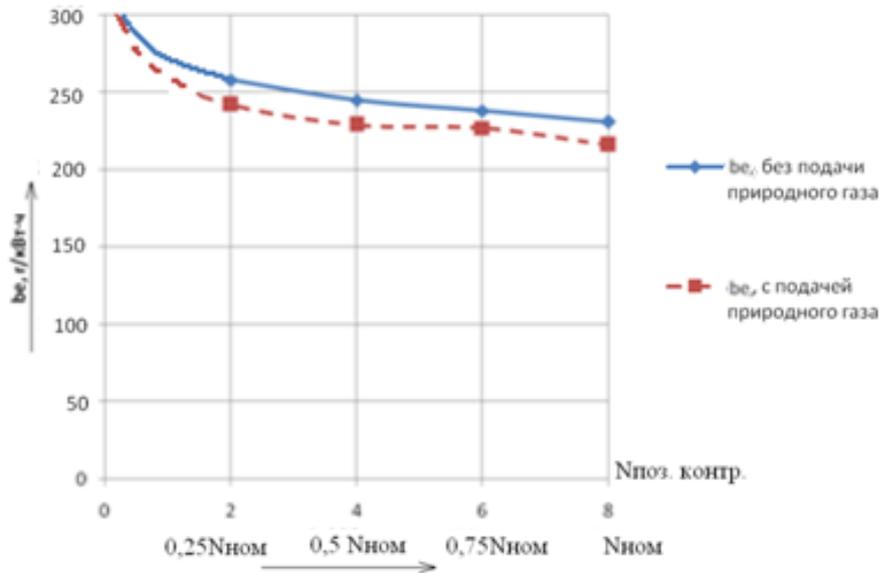


Рис. 4.10. Изменение удельного эффективного расхода дизельного топлива b_e дизеля 6ЧН 31/36 при работе на смесевом топливе

Учитывая 5%-е замещение дизельного топлива природным газом, а также его стоимость и более высокую калорийность по сравнению с дизельным топливом может быть обеспечена значительная экономия средств на топливо.

Проведенный эксперимент показывает, что уменьшение удельного эффективного расхода дизельного топлива возможно лишь на позициях контроллера машиниста, начиная со 2-й и выше. На холостом ходу двигатель работает по дизельному циклу, так как процесс сгорания природного газа (метана) нестабилен (невысокие температуры и давления рабочего цикла).

На рис. 4.11 представлены зависимости изменения мощности при работе дизеля 6ЧН 31/36 при подаче природного газа к дизельному топливу.

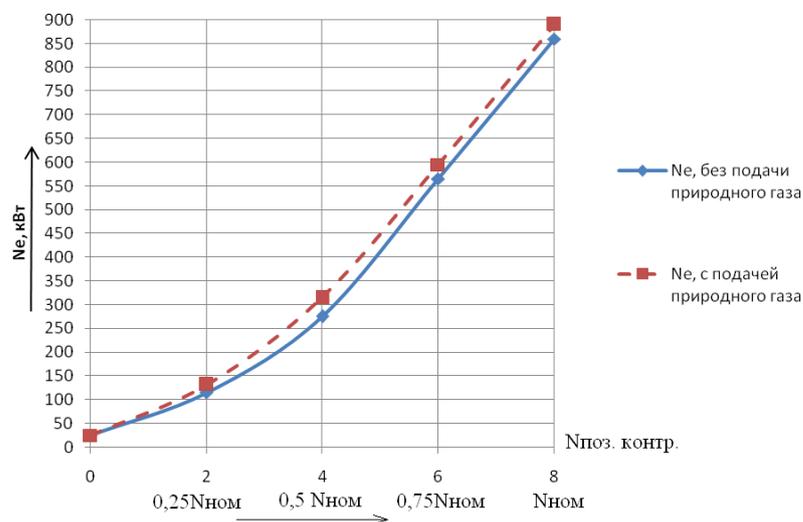


Рис. 4.11. Изменение мощности при работе дизеля 6ЧН31/36 на смесевом топливе

Как видно на рис. 4.11 наблюдается увеличение эффективной мощности дизеля в зависимости от позиции контроллера машиниста в среднем на 2-4 % при подаче природного к дизельному топливу, не превышая пределы паспортных значений, заложенных конструкцией дизеля. Незначительное повышение мощности при замещении дизельного топлива природным газом наблюдается благодаря росту теплотворной способности смесового топлива.

Анализ зависимостей, представленных на рисунке 4.12 показывает, что при 5%-ом замещении дизельного топлива природным газом в зависимости от номинальной мощности дизеля наблюдается снижение вредных выбросов: CO в среднем на 6-8%, NOx в среднем на 4-6%, а N^{OG} в среднем на 5-10%.

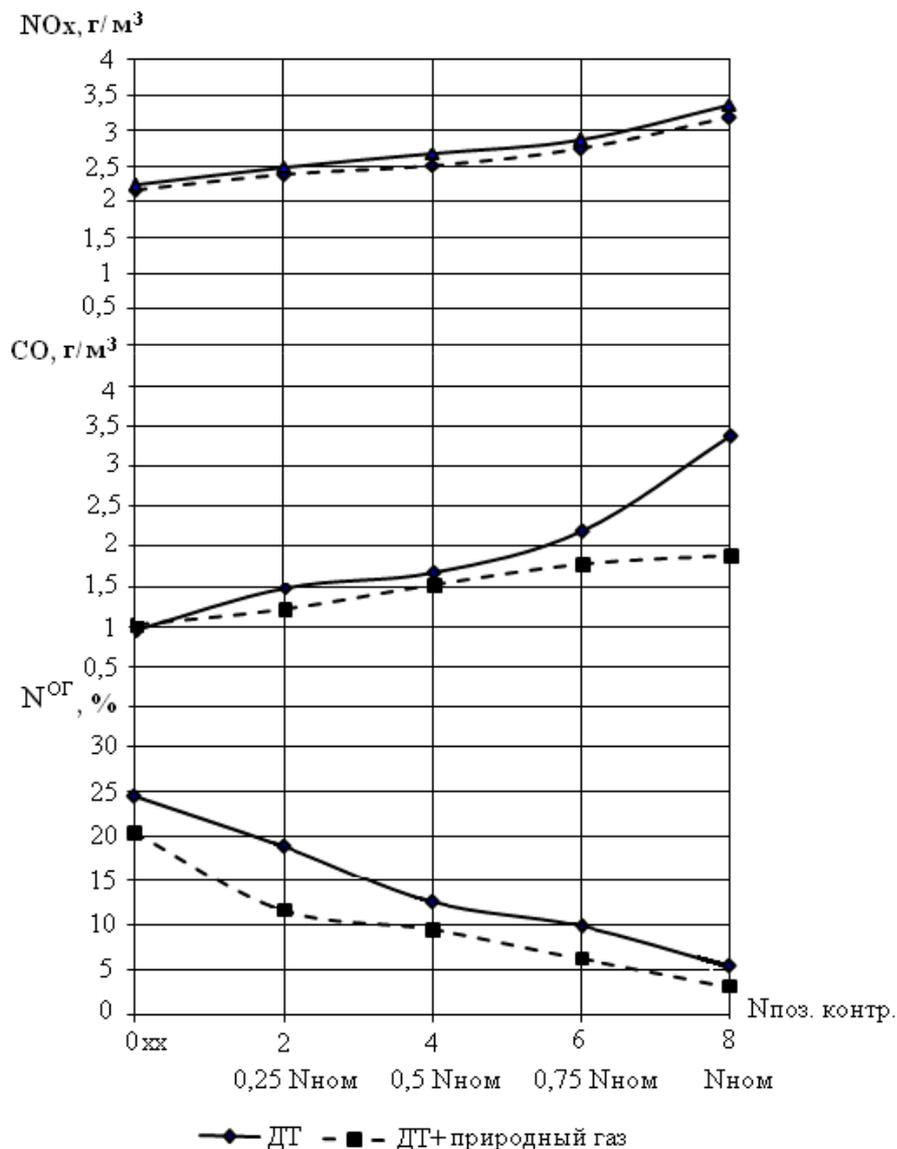


Рис. 4.12. Экологические характеристики дизеля 6ЧН31/36 при работе на смесовом топливе

Сравнительные результаты экономичности и токсичности дизелей собственных, отечественных и зарубежных исследований при работе на дизельном топливе и с добавкой 5% природного газа показывают улучшение топливно-экономических показателей [18,24,36,43,113,114] (рисунки 4.13 и 4.14).

Снижение средних значений показателей для всех дизелей при работе на номинальном режиме составило: b_e – на 12%, CO на 12%, NOx на 10%, N^{OG} на 20% (собственные исследования); b_e – на 10%, CO на 10%, NOx на 8%, N^{OG} на 14% (отечественные исследования); b_e – от 6 до 8%, CO от 8 до 10%, NOx от 6 до 10%, N^{OG} от 12 до 16% (зарубежные исследования).

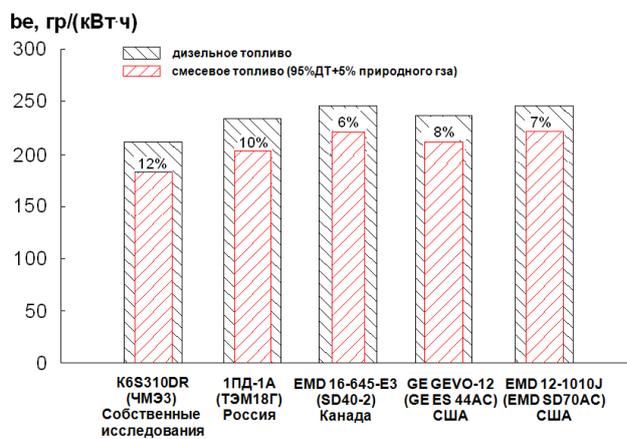


Рис. 4.13. Сравнительные результаты токсичности дизелей собственных, отечественных и зарубежных исследований при работе на дизельном топливе и смеси (95%ДТ + 5% природного газа)

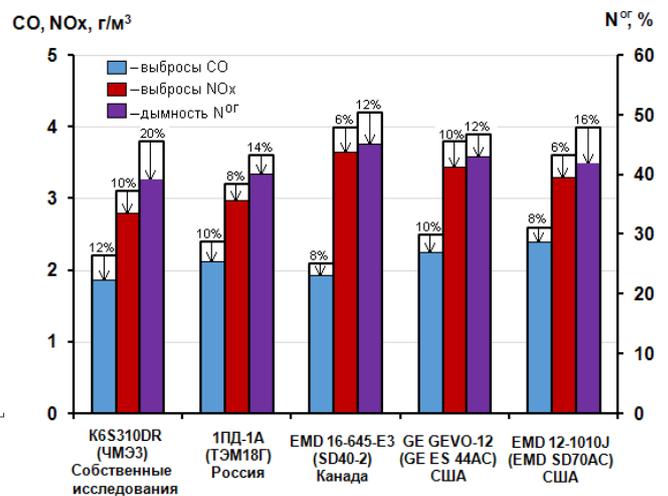


Рис. 4.14. Сравнительные результаты токсичности дизелей собственных, отечественных и зарубежных исследований при работе на дизельном топливе и смеси (95%ДТ + 5% природного газа)

Таким образом, повышение показателей работы дизеля 6ЧН31/36 при работе на смеси топлива достигается за счет улучшения процесса смесеобразования и сгорания.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что подача природного газа к дизельному топливу на линии низкого давления в количестве 5% приводит к изменениям мощности, расхода топлива и уровня вредных выбросов в отработавших газах при значительных отличиях в характере изменения и уровнях значения параметров.

В связи с этим необходимо проведение детальных исследований с целью выяснения механизмов и оценки уровней влияния подачи природного газа на рабочий цикл дизеля.

4.3 Определение расхода природного газа и дизельного топлива

В качестве характеристики процесса расхода природного газа $G_{\text{пр}}$ через жиклер было использовано уравнение неразрывности, представляющее собой зависимость расхода газа $G_{\text{пр}}$ от скорости его истечения ω , плотности ρ , коэффициента расхода жиклера μ и его площади f . При этом $G_{\text{пр}}$ определяется из выражения:

$$G_{\text{пр}} = \mu \cdot f \cdot \omega \cdot \rho,$$

Скорость истечения газа из отверстия жиклера при докритическом режиме рассчитывается по формуле:

$$\omega = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{P_1}{\rho} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot T \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (4.1)$$

Действительная скорость истечения меньше теоретической вследствие потерь на трение. Эти потери учитываются в коэффициенте расхода μ , значения которого лежат в пределах $\mu = 0,62 - 0,8$.

Максимальная скорость истечения из жиклера при критическом и сверхкритическом режимах истечения рассчитывается по формулам:

$$\omega_{\text{max}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{P_1}{\rho}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot T}, \quad \beta_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{кр}}}{P_1} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (4.2)$$

Общее уравнение при критическом и сверхкритическом режимах истечения можно выразить соответственно в виде:

$$G_c = f \cdot \mu \cdot \omega \cdot \rho = f \cdot \varphi \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} P^{\text{эс}} \cdot \rho^{\text{эс}} \cdot \left(\frac{\frac{2}{P_1} - \frac{P_2^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}{P_1}}{P_1} \right)}, \quad (4.3)$$

и

$$G_{кр} = f \cdot \mu \cdot (\omega \cdot \rho)_{\max} = f \cdot \varphi \cdot \sqrt{\kappa \cdot P^{эс} \cdot \rho^{эс} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}, \text{ кг/с} \quad (4.4)$$

Расчеты часового расхода природного газа и дизельного топлива в зависимости от позиции контроллера машиниста приведены на рис. 4.15-4.17.



Рис. 4.15. Часовой расход природного газа и дизельного топлива V дизеля 6ЧН31/36 в зависимости от позиции контроллера машиниста при 5%-ом замещении дизельного топлива природным газом

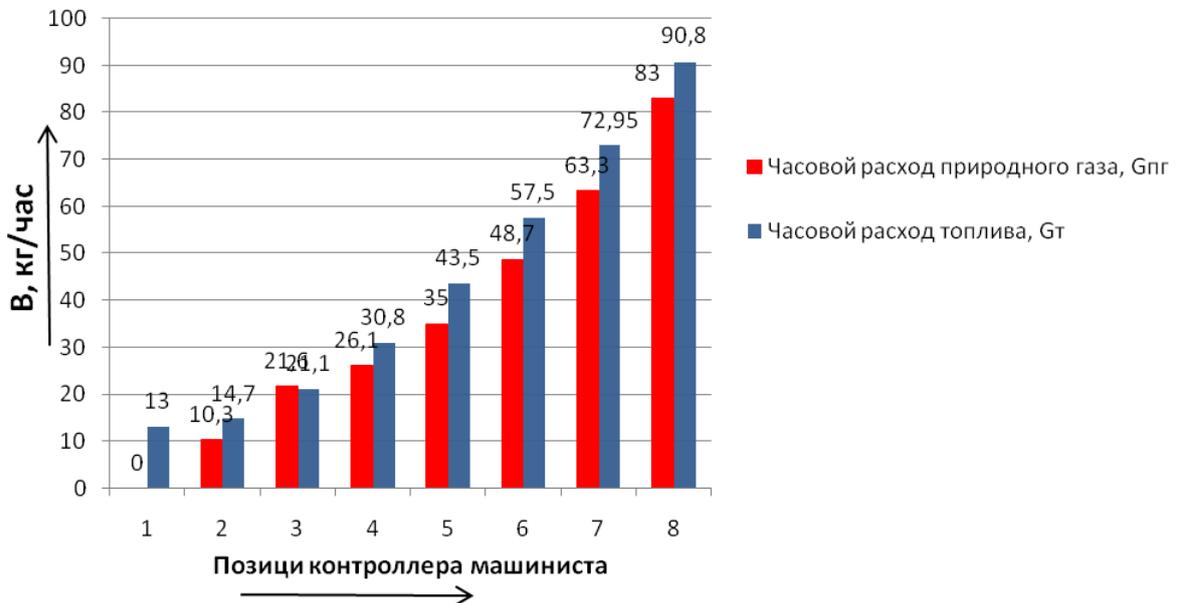


Рис. 4.16 Часовой расход природного газа и дизельного топлива V дизеля 6ЧН31/36 в зависимости от позиции контроллера машиниста при 50%-ом замещении дизельного топлива природным газом

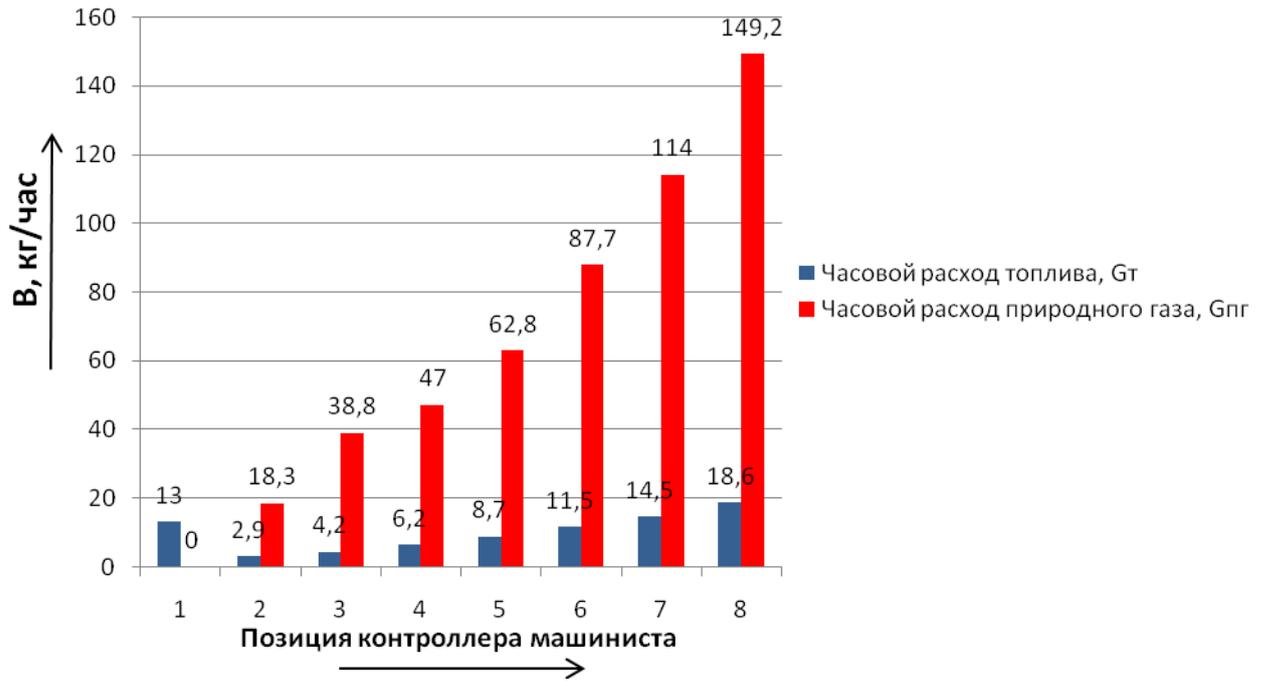


Рис. 4.17 Часовой расход природного газа и дизельного топлива V дизеля 6ЧНЗ1/36 в зависимости от позиции контроллера машиниста при 90%-ом замещении дизельного топлива природным газом

Как следует из рис. 4.15-4.17 часовой расход природного газа увеличивается пропорционально частоте вращения коленчатого вала и мощности дизеля, а часовой расход дизельного топлива имеет пологий участок характеристики на малых позициях контроллера машиниста. Объясняется это тем, что при низких цикловых подачах порции дизельного топлива топливная аппаратура находится на границе устойчивой работы. При снижении цикловой подачи дизельного топлива и, соответственно, расхода топлива возможны пропуски вспышек. В связи с этим для более устойчивой и стабильной работы дизеля на всем диапазоне нагрузок необходима корректировка топливной аппаратуры и системы воздухообеспечения.

4.4. Расчетная оценка влияния смесового топлива на показатели работы дизеля 6ЧН31/36

Для оценки влияния смесового топлива на энергетические характеристики тепловозного дизеля К6S310DR (6ЧН31/36) были проведены расчеты с использованием программы *ENGINE* [74].

Результаты расчета приведены в приложении Г.

АС *ENGINE* - это программная реализация имитационной математической модели, которая позволяет осуществлять расчеты рабочих процессов двигателей на различных органических топливах. Из компьютерной базы данных выбирается тип двигателя и топлива, причем сервис программного продукта позволяет производить оптимизацию по ряду показателей работы ДВС: мощность, удельный эффективный расход дизельного топлива, коэффициент полезного действия, совокупный показатель вредности выхлопных газов, химический состав отработавших газов, эколого-экономический коэффициент.

В качестве исходных значений были взяты паспортные данные на тепловозный дизель К6S310DR (6ЧН31/36) при номинальном режиме работы [7,63,73,76]. Химический состав применяемых топлив и их характеристики соответствовали данным ГОСТ на топлива [12,18,98]. Во всех расчетах были получены равными: выходная индикаторная мощность, тепловой к.п.д., максимальные температуры и давления индикаторной диаграммы.

Был произведен расчет показателей работы тепловоза при работе дизеля на дизельном топливе и с добавками к дизельному топливу природного газа в диапазоне от 1% до 90% от общего расхода топлива. Для более детального рассмотрения влияния добавок был произведен расчет при работе дизеля 6ЧН31/36 на номинальном режиме с различным количеством добавки природного газа к дизельному топливу.

Проведенные расчеты показали, что использование природного газа в качестве добавки к дизельному топливу в диапазоне 1 – 90% приводит к снижению удельного эффективного расхода дизельного топлива, увеличению мощности и снижению вредных выбросов [45,46,55].

Для выявления природы влияния добавок природного газа к дизельному топливу были построены зависимости удельного эффективного расхода дизельного топлива (b_e) и эффективной мощности дизеля (N_e) от параметра H/C .

С учетом известных моделей образования загрязняющих веществ и функциональных связей между составляющими продуктов сгорания целесообразно анализировать соотношения параметров, среди которых наибольшей информативностью обладают соотношения CO_2/CO от H/C , NO_x/CO от H/C и т.д. [3].

Из рис. 4.18 и 4.19 видно, что при добавке природного газа в диапазоне 1-90%, которая соответствует одинаковому диапазону изменения H/C топлива, происходит изменение показателей работы дизеля тепловоза.

При увеличении добавки природного газа к дизельному топливу происходит снижение удельного эффективного расхода дизельного топлива и увеличение эффективной мощности. Это свидетельствует о существенном влиянии добавок природного газа как водородосодержащего газа на характеристики процессов горения.

Определяющим параметром в механизме влияния этих добавок является количество водорода или соотношение H/C топлива.

Экспериментальные данные показали для дизеля 6ЧН 31/36 тепловозов ЧМЭЗ, что b_e , N_e , CO , NO_x и N^{OG} на номинальном режиме при работе на дизельном топливе изменяется в диапазоне, который качественно согласуется с результатами расчетов [39,46,47,55,74,75].

Также расчеты, выполненные с помощью предложенной методики и программы *ENGINE* на номинальном режиме для дизеля 6ЧН 31/36, показали хорошую сходимость с результатами, полученными в ходе экспериментальных исследований. Полученные результаты отличаются не более чем на 5 %.

Сравнивая результаты экспериментальных данных собственных исследований по замещению дизельного топлива природным газом с полученными отечественными и зарубежными данными можно сделать вывод об адекватности проведенного исследования по применению смесового топлива на дизеле 6ЧН31/36 (рисунки 4.18 - 4.21).

На представленных зависимостях (рис. 4.18-4.21) в зоне *I* осуществляется подача природного газа до 10% дизельного топлива, которая характеризуется подачей природного газа как в воздушный ресивер, так и на линии низкого давления. В зоне *II* и *III* осуществляется подача природного газа до 50% и до 90% дизельного топлива соответственно, которая характеризуется подачей природного газа в воздушный ресивер.



Рис. 4.18. Изменение удельного эффективного расхода дизельного топлива дизеля 6ЧН31/36 при замещении топлива природным газом

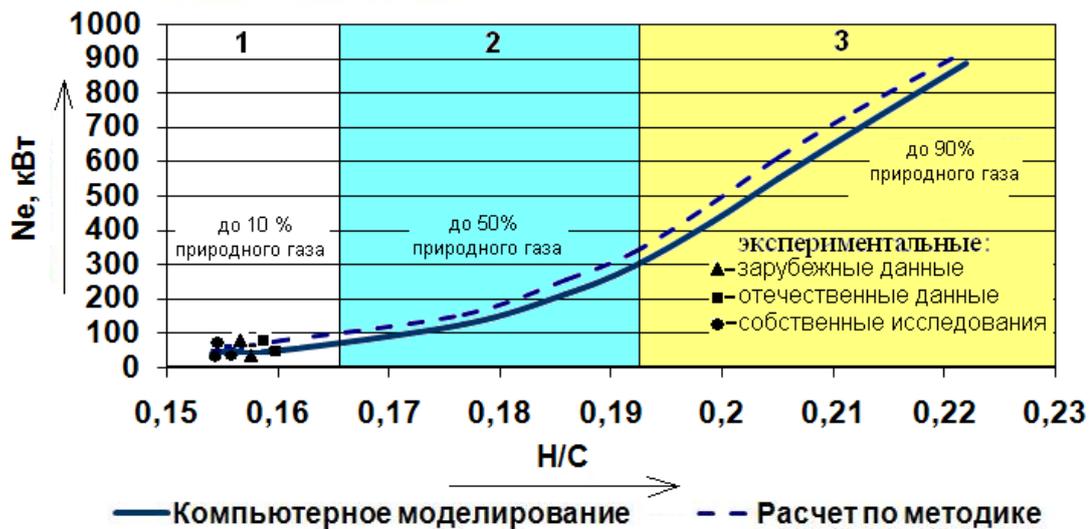


Рис. 4.19. Изменение эффективной мощности дизеля 6ЧН31/36 при замещении топлива природным газом

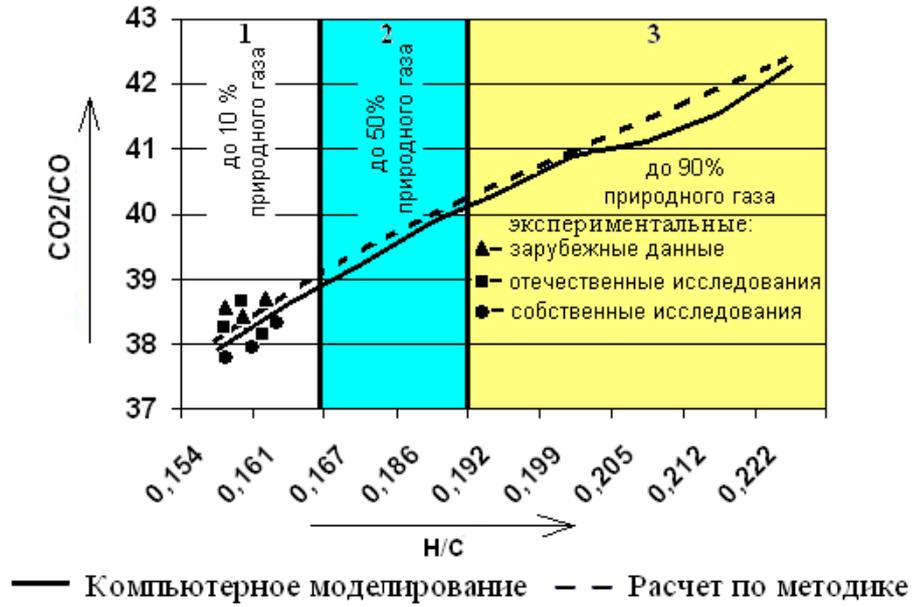


Рис. 4.20. Зависимость соотношения CO_2/CO от H/C при замещении дизельного топлива природного газа

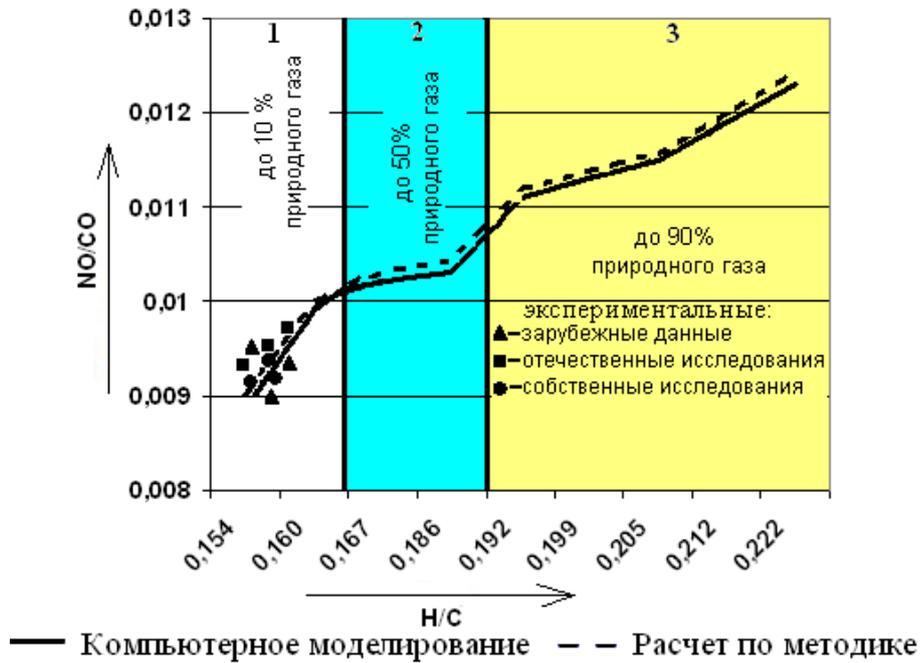


Рис. 4.21 Зависимость соотношения NO_x/CO от H/C при замещении дизельного топлива природным газом

Расчет показателей эффективности работы дизеля 6ЧН 31/36 в зоне 2 и 3 с помощью компьютерного моделирования и разработанной методики являются для выбора рациональных регулировочных решений.

Для более детального рассмотрения влияния добавок природного газа расчет производился для $\alpha = 1; 1,4; 1,8; 2; 4$ (по программе ENGINE). Результаты расчета представлены в приложении Д.

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали, что замещение дизельного топлива природным газом в диапазоне 1-90% при работе дизеля 6ЧН 31/36 на номинальном режиме снижает удельный эффективный расход дизельного топлива от 1 до 26 г/кВт·ч, повышает мощность на 2-6 %, снижает токсичность отработавших газов: СО в среднем на 8-12%, NOx в среднем на 6-10%, а N^{ОГ} в среднем на 15-20%.

Для наиболее оптимального количества замещаемого дизельного топлива природным газом (30%) расчеты показали, что его применение в качестве добавки к дизельному топливу при работе дизеля 6ЧН 31/36 на номинальном режиме снижает удельный эффективный расход дизельного топлива на 8,6 г/кВт·ч.

4.5. Влияние состава смесевоего топлива на индикаторные показатели и характеристики тепловыделения дизеля 6ЧН31/36

В технологический процесс реостатных испытаний включены подготовительные работы, обкатка дизель-генераторной установки (ДГУ), наладочно-регулирующие работы с применением термодизельного комплекта или стационарных систем диагностирования.

Между тем, диаграммы, характеризующие изменение давления газов в цилиндре дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала, являются наиболее информативными параметрами, характеризующими качество протекания рабочего цикла дизеля и его экономичность. Известные методы прямого и косвенного индицирования [38] технологически довольно сложны, требуют дополнительной экспериментальной приборной базы, которая не входит в штатный комплект станции реостатных испытаний. Так, для проведения

прямого индицирования дизеля обычно используются специальные миниатюрные датчики давления, устанавливаемые в форсунку (например, фирмы Optrand, США).

Косвенные методы применяются в виде отдельных экспериментальных проработок, например: использование сигналов неравномерности вращения коленчатого вала; определение давления тензодатчиками, установленными на уплотнительную прокладку газового стыка; установка стальной шайбы с закрепленными на ней тензорезисторами под гайку или болт крепления крышки (головки) цилиндров [38].

Между тем, возможен принципиально другой, но наиболее удобный и менее затратный метод получения развернутой индикаторной диаграммы – это использование аналитических методов расчета действительного рабочего цикла испытываемого дизеля, основанных на известных теоретических положениях, приведенных в главе 2.

Изложенные материалы позволяют определить важные интегральные безразмерные характеристики, оценивающие качество процесса выделения и использования теплоты в дизеле, а именно:

- характеристика выгорания $x = f(t)$. Ею оцениваются интегрально особенности, в частности, кинетики, выгорания подаваемого в цилиндр топлива (горючей смеси);

- характеристика выделения теплоты $x\delta = f(t)$;

- характеристика использования теплоты (характеристика активного тепловыделения) $x_i = f(t)$;

- характеристика потерь теплоты $x_{ном} = f(t)$. Ею определяются потери теплоты, обусловленные неполнотой сгорания, диссоциацией, теплопередачей в стенки и др.

Графики названных характеристик иллюстрируются рис. 4.22.

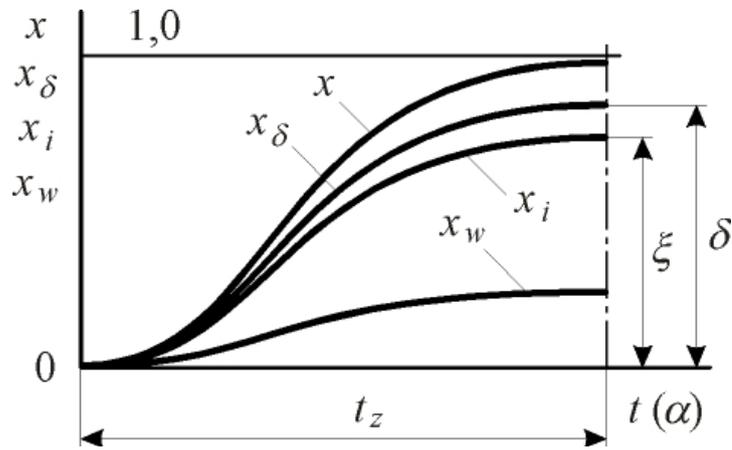


Рис. 4.22. Протекание интегральных характеристик соответственно: выгорания x , выделения теплоты x_δ , активного тепловыделения x_i и тепловых потерь x_w

Приведенные характеристики взаимосвязаны. Так, $x_\delta = \delta x$; $x_i = \psi x_\delta = \psi \delta x = \xi x$; $x_{\text{пот}} = (1 - \psi)x_\delta$.

Закономерности процесса сгорания топлива в цилиндре двигателя принято отображать характеристиками тепловыделения. Под тепловыделением понимают количество теплоты, подведенное к рабочему телу, в процессе горения топлива. Характеристики тепловыделения представляют в зависимости от угла поворота коленчатого вала в виде кривой непосредственно тепловыделения, т.е. количество теплоты, подведенное к рабочему телу.

Для тепловозных двигателей кривые скорости тепловыделения имеют два максимума. Второй максимум появляется в результате перетекания горячей массы в надпоршневое пространство, где скорость сгорания из-за увеличенного количества воздуха снова возрастает.

Высокая скорость тепловыделения в начале сгорания топлива служит причиной резкого увеличения давления и температуры в цилиндре двигателя. Это сопровождается ростом жесткости рабочего процесса, повышенным уровнем шума, значительной динамической нагрузкой на детали кривошипно-шатунного механизма и подшипники коленчатого вала. Также существует прямая зависимость между величиной первого максимума скорости тепловыделения и концентрацией оксидов азота, образующихся в камере сгорания. Поэтому с точки зрения уменьшения токсичности ОГ целесообразно уменьшать первый максимум скорости тепловыделения и увеличивать второй. Иначе говоря, надо стремиться отодвигать второй максимум как можно дальше от начала сгорания.

Таким образом, кривые тепловыделения служат основой для получения исходных данных, с помощью которых можно анализировать состав продуктов сгорания включая расчеты процессов образования токсичных компонентов. В этом заключается значимость характеристик тепловыделения в рамках данной работы.

В полной мере эффект от добавки природного можно наблюдать на совмещенных индикаторных диаграммах, приведенных на рисунке 4.23. Видно, что при работе дизеля на смесевом топливе сгорание получается относительно плавным, приближенным к изобарному процессу. При этом максимальное давление цикла уменьшилось на 0,29 МПа или на 3,3 %, а снижение жесткости составило 1,7 %.

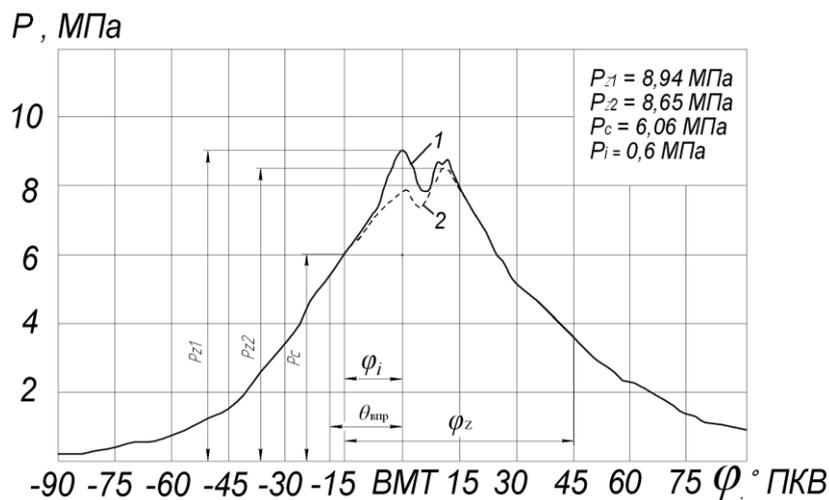


Рис. 4.23. Индикаторные диаграммы при работе дизеля 6ЧН 31/36 на дизельном топливе (1) и смесевом топливе (2)

Насыщение дизельного топлива природным газом под давлением приводит к интенсивному его выделению из капель распыленного топлива в камере сгорания дизеля, когда давление, оказываемое на природный газ, резко уменьшается. В результате струя дизельного топлива разрушается на мелкие капли, которые значительно быстрее испаряются. Образовавшиеся пары топлива быстрее смешиваются с воздухом, нагреваются от него и воспламеняются. В конечном итоге это приводит к сокращению периода задержки самовоспламенения, снижению максимального давления цикла, уменьшению скорости нарастания

давления при сгорании, следовательно, оказывает влияние на весь процесс сгорания.

Таким образом, основной эффект от добавки природного газа к дизельному топливу заключается в интенсификации физических процессов испарения, нагрева и смешения дизельного топлива.

Еще одним аргументом в защиту полезного эффекта от добавки природного газа в топливо служат кривые тепловыделения и текущие температуры газов в цилиндре двигателя. В целом они характеризуют горение топлива в цилиндре двигателя с точки зрения теплового процесса, поэтому ими принято оценивать не только совершенство цикла с позиции термодинамики, но и количество вредных веществ, образующихся при этом.

На рисунке 4.24 представлены кривые тепловыделения при испытании дизеля K6S310DR (6ЧН31/36) на дизельном топливе и смесевом топливе. Получены они с помощью расчетно-вычислительного эксперимента по предложенной методике и автоматизированной системы *ENGINE*. Исходные данные для расчета следующие:

Таблица 4.1.

Основные исходные данные для сравнительного анализа рабочего цикла дизеля K6S310DR (6ЧН31/36) на 4-ой позиции контроллера

Наименование параметра, размерность	Численное значение
Тактность двигателя	4,0
Число цилиндров	6
Рабочий объем цилиндра, см ³	27200
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	420
Степень сжатия (геометрическая)	13
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	0,25
Коэффициент избытка воздуха	2,1
Давление в начале такта сжатия, атм.	1,3
Температура в начале такта сжатия, К	317
Момент начала впрыска топлива, град. п.к.в. до ВМТ	15
Длительность впрыска дизельного топлива, град. град. п.к.в.	16
Средний диаметр распыленных капель топлива, см	0,005
Коэффициент диффузии паров топлива в вакуум, см ² /с	0,1
Диаметр поршня, см	31
Ход поршня, см	36
Температура стенок КС, К	550

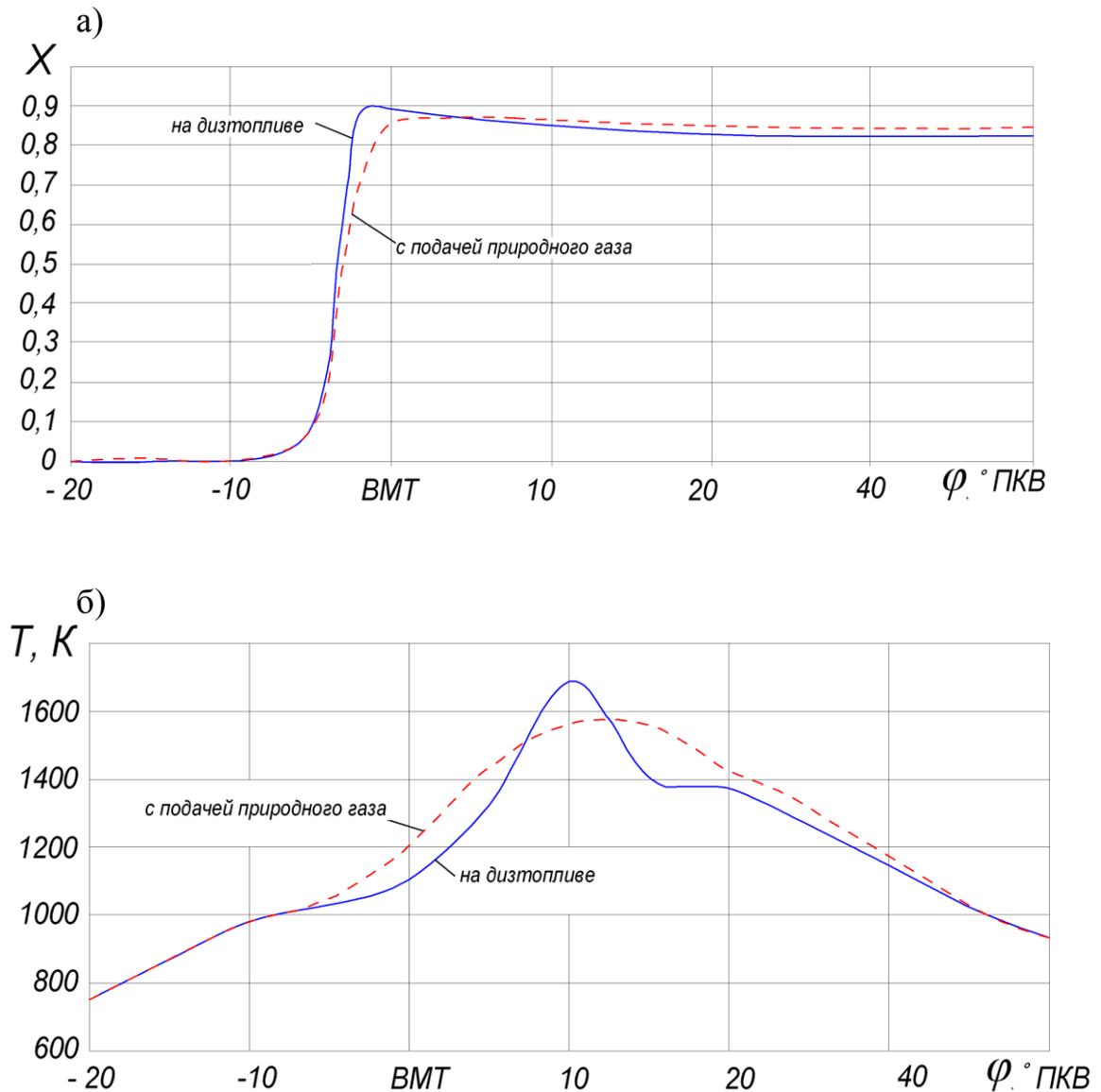


Рис. 4.24. Кривые тепловыделения (а) и температуры газов (б) при работе дизеля 6ЧН31/36 на дизельном топливе и смесевом топливе

Расчеты по газодинамической модели позволили определить динамику изменения концентраций продуктов неполного сгорания в цилиндре тепловозного дизеля от угла поворота коленчатого вала на разных эксплуатационных режимах (рис. 4.25.)

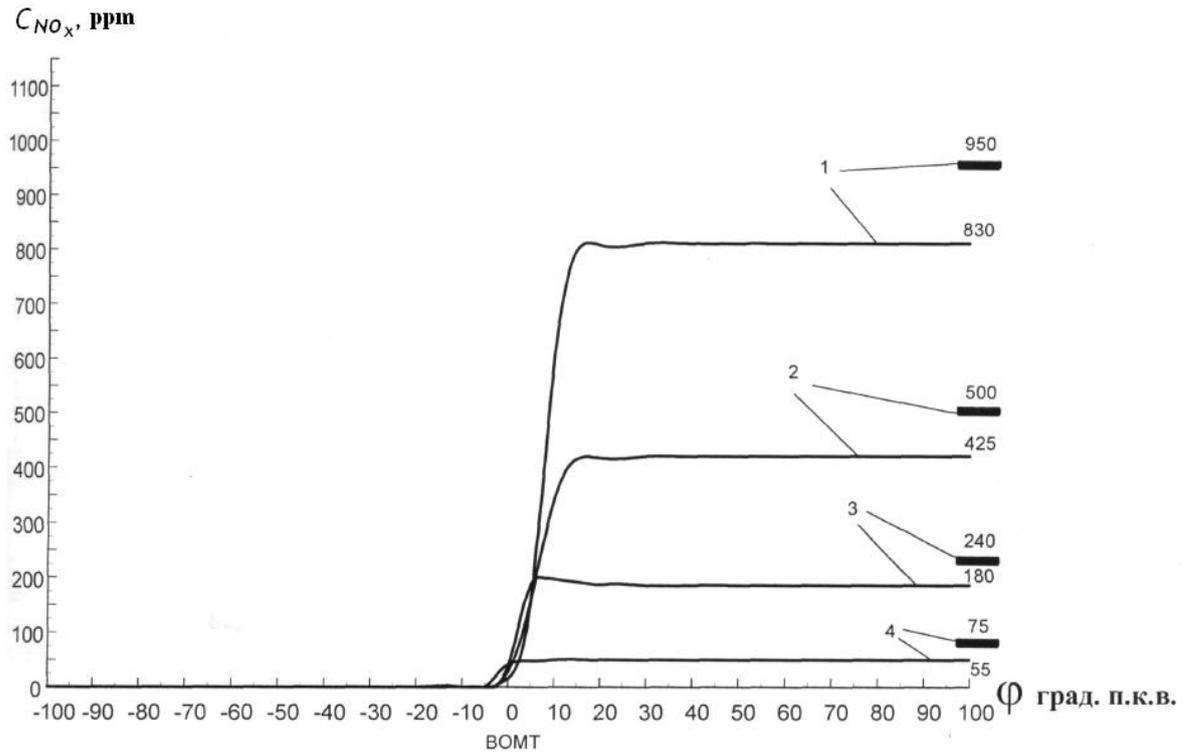


Рис. 4.25. Зависимость расчетных и экспериментальных концентраций NO_x в ОГ дизеля K6S310DR на смешанном топливе от угла п.к.в. (1- 100Ne; 2- 0,75Ne; 3- 0,5Ne; 4-0,25Ne; --- экспериментальные данные)

Результаты исследования показали (рис. 4.25), что количество образованных NO_x уменьшается в среднем на 26% с приближением угла п.к.в. к ВМТ в зависимости от режима работы дизеля на смешанном топливе.

4.6. Определение взаимосвязи между показателями работы дизеля 6ЧН31/36 и составом смешанного топлива

Для одновременного определения поведения удельного эффективного расхода дизельного топлива и эффективной мощности в зависимости от замещения дизельного топлива природным газом на основе обработки результатов с помощью предложенной методики, компьютерного моделирования и экспериментальных данных (см. приложение Г) методом наименьших квадратов с использованием программы STATISTICA6 были получены зависимости $be = f(D, Ne)$, $Ne = f(D, be)$, $CO = f(D, Ne)$, $NO_x = f(D, Ne)$, $N^{OG} = f(D, Ne)$ и уравнения регрессии.

Анализ зависимости представленной на рис. 4.26, показывает, что при работе дизеля 6ЧН31/36 с добавками природного газа к дизельному топливу наблюдается снижение удельного эффективного расхода дизельного топлива.

Наибольшее снижение расхода топлива при замещении дизельного топлива природным газом происходит на нулевой позиции контроллера машиниста и составляет $\Delta b_e = 31,2$ г/кВт·ч или 10 %.

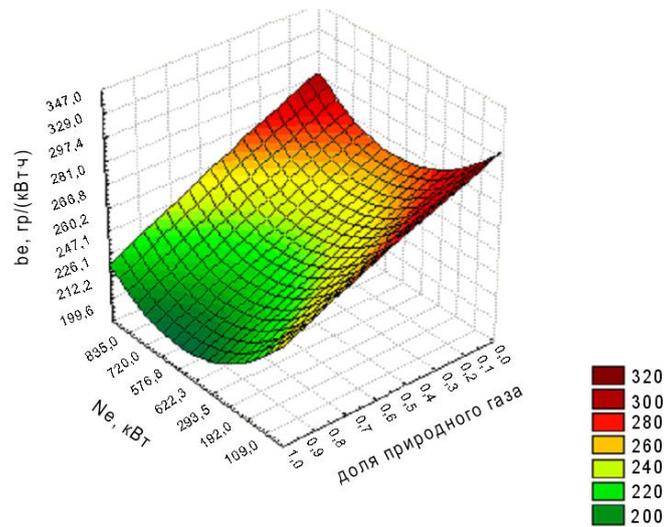


Рис. 4.26. Зависимость удельного эффективного расхода дизельного топлива дизеля 6ЧН31/36 от эффективной мощности дизеля и доли природного газа в дизельном топливе

Также с увеличением доли природного газа в дизельном топливе наблюдается повышение эффективной мощности, которое составило 5% на максимальных нагрузках или $\Delta N_e = 40$ кВт (рис. 4.27.).

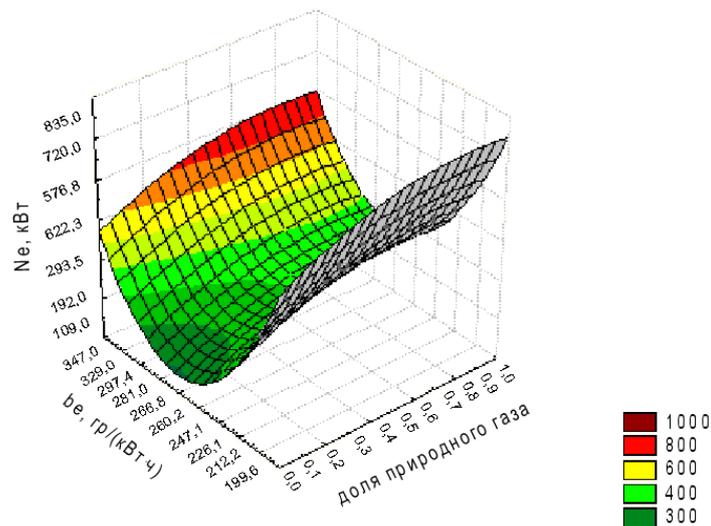


Рис. 4.27. Зависимость эффективной мощности дизеля 6ЧН31/36 от удельного эффективного расхода дизельного топлива и доли природного газа в дизельном топливе

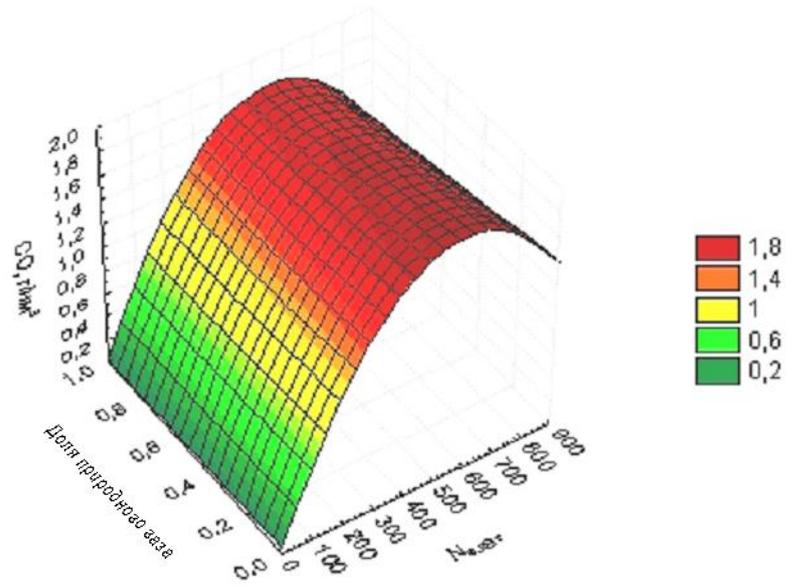


Рис. 4.28. Зависимость выбросов CO при работе дизеля 6ЧН31/36 от мощности и доли природного газа в дизельном топливе

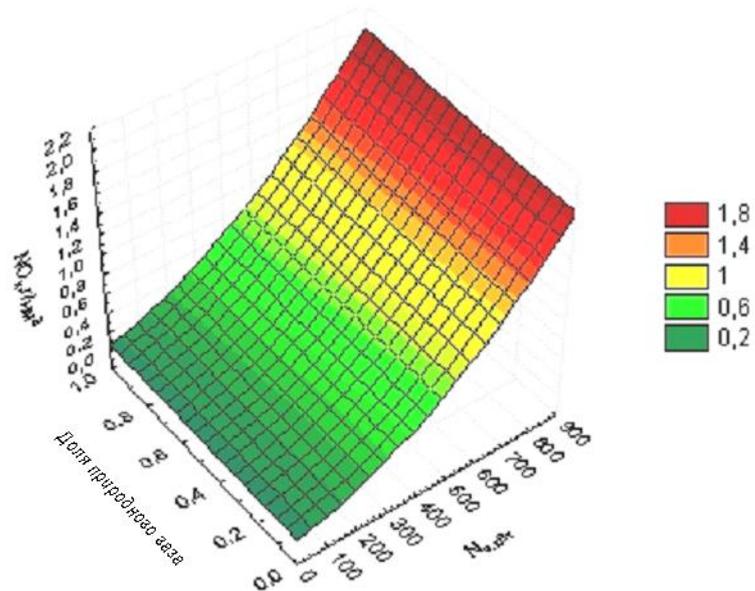


Рис. 4.29. Зависимость выбросов NOx при работе дизеля 6ЧН31/36 от мощности и доли природного газа в дизельном топливе

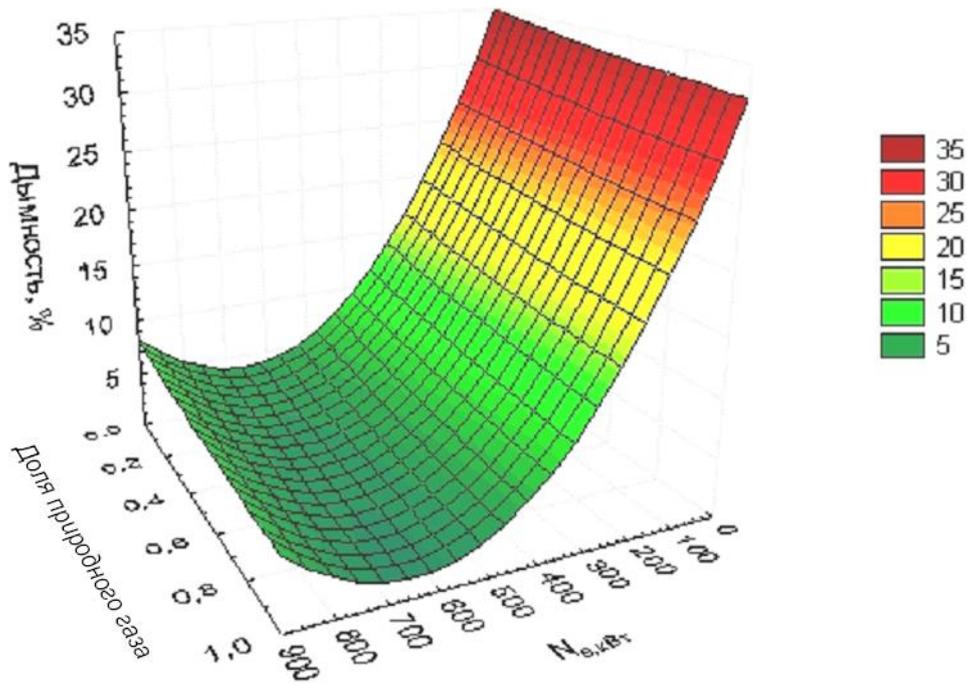


Рис. 4.30. Зависимость дымности N^{OG} при работе дизеля 6ЧН31/36 от мощности и доли природного газа в дизельном топливе

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали, что замещение дизельного топлива природным газом в диапазоне 1–90 % при работе дизеля 6ЧН31/36 снижает удельный эффективный расход дизельного топлива от 4 до 28 г/кВт·ч, в зависимости от режима работы, а эффективная мощность повышается на 2-5%, снижение выбросов оксидов углерода $\Delta CO = 0,01 \div 0,27$ г/м³ или 12%, NO_x изменяется в диапазоне от 0,015 г/м³ до 0,05 г/м³ или 6%, снижение дымности в диапазоне от 5 до 15 % в зависимости от эффективной мощности.

Таким образом, не рассматривая вопросов надежности и долговечности, проведенные исследования показали, что использование добавок природного газа к дизельному топливу в дизелях тепловозов принципиально возможно с точки зрения достижения экономичности и снижения токсичности рабочего процесса.

Исходя из вида поверхностей отклика показателей работы, была выбрана полиномиальная модель регрессии второго порядка, при которой влияние на выходной показатель одного фактора зависит от уровня другого фактора (табл.4.2).

Таблица 4.2

Соответствие уровней факторов пределам их варьирования

Параметры (факторы)	Уровни варьирования		
	-1	0	+1
Ne(X ₁)	912	476	41
D(X ₂)	0,90	0,45	0,05

Для построения уравнений регрессии был составлен полный ортогональный центрально-композиционный факторный план [100], при котором число опытов необходимых для реализации всех возможных сочетаний факторов составило:

$$N = b^n,$$

где b – число уровней факторов ($b=3$);

n – количество факторов ($n=2$) и композиционный полином полного факторного эксперимента.

Матрица планирования полного факторного эксперимента приведена в табл.

4.3. План реализуется с помощью $N=9$ опытов.

Таблица 4.3

Матрица планирования полного факторного эксперимента

Номер опыта	Уровни факторов		Эффекты взаимодействия факторов		
	X ₁	X ₂	X ₁ ²	X ₂ ²	X ₁ X ₂
1	-1	-1	1	1	1
2	+1	-1	1	1	-1
3	+1	+1	1	1	1
4	-1	+1	1	1	-1
5	+1	0	1	0	0
6	-1	0	1	0	0
7	0	-1	0	1	0
8	0	+1	0	1	0
9	0	0	0	0	0

В таблице 4.4 приведены средние значения функций отклика, полученные в соответствующих опытах для тепловозного дизеля K6S310DR.

Данные, полученные с помощью центрально-композиционного плана второго порядка обрабатывались в соответствии с общей схемой регрессионного анализа [100,101].

Средние значения функций отклика

Номер опыта	Среднее опытное значение функции отклика Y_{b_e} г/(кВт·ч)	Среднее опытное значение функции отклика Y_{CO} г/м ³	Среднее опытное значение функции отклика Y_{NO_x} г/м ³	Среднее опытное значение функции отклика $Y_{N^{or}}$ %
1	237	2,16	2,69	19,7
2	228	2,47	2,45	15,2
3	234	1,98	1,93	16,4
4	241	2,34	2,04	18,3
5	229	2,23	2,18	17,5
6	249	2,02	2,35	21,8
7	235	2,51	2,57	15,9
8	220	2,79	2,76	17,4
9	252	2,63	2,25	16,8

Приведенные в табл. 4.5 уравнения регрессии позволяют определить изменения эколого-экономических показателей работы дизеля 6ЧН 31/36 в зависимости от доли природного газа.

Таблица 4.5

Уравнения регрессии, описывающие изменение эколого-экономических показателей работы дизеля 6ЧН31/36 в зависимости от доли природного газа в дизельном топливе

Параметр	Аналитические выражения
b_e , г/кВт·ч	$b_e = 340,5 - 0,369N_e - 24,45D + 0,0003N_e^2 + 0,0096N_eD + 0,969D^2$
CO, г/м ³	$CO = 0,06 + 0,01N_e - 0,1077D - 5,61 \cdot 10^{-6}N_e^2 - 0,0003N_eD + 0,074D^2$
NO _x , г/м ³	$NO_x = 0,07 + 0,0006N_e - 0,01D + 1,5 \cdot 10^{-6}N_e^2 + 0,0001N_eD + 0,012D^2$
N ^{or} , %	$N^{or} = 35,02 - 0,01N_e - 3,81D + 7,3 \cdot 10^{-5}N_e^2 + 0,0001N_eD + 1,46D^2$

Полученные уравнения регрессии, следует проверить на адекватность. Проверка гипотезы об адекватности состоит в выяснении соотношения между дисперсией адекватности S_{ad}^2 и оценкой дисперсии воспроизводимости функции отклика S_y^2 . В том случае, если $S_{ad}^2 > S_y^2$, F – опытное значение F-критерия /критерий Фишера/ характеризуется отношением:

$$F_{on} = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2}$$

где S_{ad}^2 - дисперсия адекватности,

S_y^2 - дисперсия воспроизводимости.

Дисперсия адекватности определяется по формуле:

$$S_{ad}^2 = \frac{m}{N-d} \sum_{i=1}^N (\bar{y}_i - \tilde{y}_i)^2$$

где \bar{y}_i - осредненное значение параллельных опытов;

\tilde{y}_i - значение зависимой переменной предсказанное по уравнению регрессии;

d – число значимых коэффициентов модели;

i - номер опыта;

N – число опытов.

Дисперсия воспроизводимости или оценка дисперсии отклика определяется по формуле:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N S_i^2$$

где N – число опытов; S_i – расчетная оценка среднего значения отклика в i -м опыте, вычисляемая по соответствующему полиному.

План был реализован с помощью $N=9$ опытов, каждое из которых повторялось трижды ($m=3$).

Уравнения регрессии считаются адекватными, если выполняется условие $F_p \leq F$, где F – табличное значение критерия Фишера для соответствующих степеней свободы $v_1=N-d=2$, $v_2=N(m-1)=16$ при заданном уровне значимости 0,05. Табличное значение критерия Фишера равно 2,85.

Результаты проверки полученных уравнений регрессии на адекватность представлены в табл. 4.6

На рис.4.27 и 4.28 приведены поверхности отклика параметров b_e , CO, NOx и N^{OG} от доли добавки природного газа для дизеля 6ЧН31/36.

Таблица 4.6

Результаты проверки уравнений регрессий на адекватность

Функция отклика Y_i	S_{ad}^2	S_y^2	$F_{on} = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2}$	$F_{v_1, v_2; \alpha=0,005}$	Адекватность модели
Y_{be}	0,000058	0,0038	0,046	2,27	адекватна
Y_{CO}	6,152·E-3	1,432·E-3	0,224	5,14	адекватна
Y_{NOx}	1,041·E-2	5,642·E-3	0,531	6,6	адекватна
$Y_{N^{OG}}$	4,235·E-3	5,248·E-2	0,203	4,76	адекватна

Для адекватной модели был рассмотрен вопрос о её работоспособности (пригодности к практическому использованию для целей предсказания).

Модель может считаться работоспособной если у этой модели коэффициент детерминации $R^2 > 0,7$. Коэффициент детерминации вычислялся по

формуле:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \tilde{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y}_i)^2}$$

где y_i - наблюдаемое значение зависимой переменной;

\bar{y} - среднее арифметическое зависимой переменной;

\tilde{y}_i - значение зависимой переменной предсказанное по уравнению регрессии.

При значениях коэффициента детерминации больше 0,7 регрессионные модели имеют высокое практическое значение, другими словами – точность подбора уравнения регрессии высокая, т.е. в 70 % и более случаев изменение факторов X_i приводит к изменению Y_i .

Для каждого уравнения регрессии коэффициент детерминации оказался больше 0,75, следовательно, каждое из уравнений регрессии работоспособно.

Таким образом, полученная регрессионная модель показала свою работоспособность и может быть использована для определения ожидаемых изменений показателей эффективности работы тепловозов, а также для лучшего уяснения механизма явлений, протекающих в исследуемом дизеле в зависимости от состава смесового топлива.

На основании полученных уравнений регрессии и установленных взаимосвязей между удельным расходом топлива и эффективной мощностью в зависимости от доли природного газа в дизельном топливе, был произведен расчет указанных показателей работы дизеля тепловоза по позициям контроллера машиниста с учетом коэффициента компонентного состава K_0 (рис. 4.29.).

Полученные результаты хорошо согласуются с экспериментальными результатами, полученными в работах [45,46,55].

Как следует из графика (рис. 4.31) увеличение доли природного газа в дизельном топливе приводит к повышению теплотворной способности смеси, о чем говорит коэффициент K_0 , происходит улучшение удельных параметров дизеля тепловоза. Удельный эффективный расход дизельного топлива снижается, причем при малых и средних нагрузках, характерных для маневровых тепловозов (2-5 позиция контроллера машиниста) снижение составляет 8-12 %, а на номинальном режиме - 5 %.

Так как в природном газе присутствует значительное количество атомов углерода, поэтому уровень выбросов токсичных веществ напрямую зависит от общего расхода топлива.

Также с увеличением доли природного газа в дизельном топливе наблюдается прирост эффективной мощности дизеля тепловоза на всех позициях контроллера машиниста. Наибольшее значение прироста мощности соответствует номинальному режиму работы тепловоза и составляет 4%.

Оптимальные расчетные значения показателей эффективности дизеля тепловоза при замещении дизельного топлива природным газом наблюдаются при коэффициенте компонентного состава природного газа $K_0=1,08$.

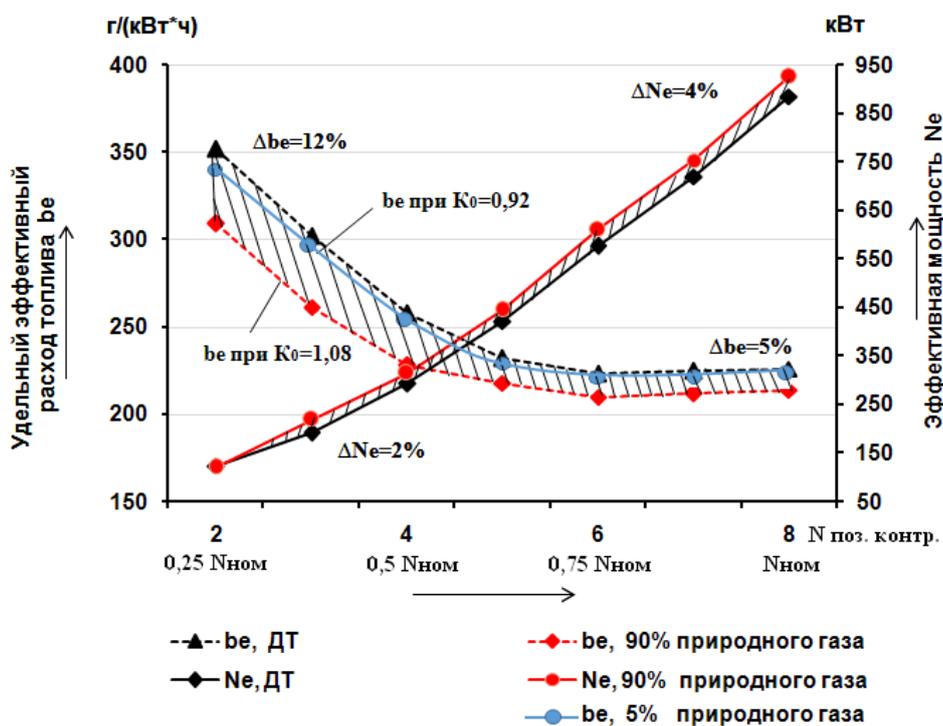


Рис. 4.31. Показатели работы дизеля 6ЧН 31/36 на смесевом топливе в зависимости от режима работы с учетом коэффициента компонентного состава K_0

Проведенные исследования показывают, что при прочих равных условиях, учитывая коэффициент компонентного состава K_0 , произойдет повышение мощности, но с учетом требований Правил технической эксплуатации на тепловоз и инструкций по реостатным испытаниям должна быть выдержана требуемая мощность, при этом, как следствие, необходимо уменьшить расход топлива, чтобы компенсировать расчетное повышение мощности.

4.5 Выводы по главе

3.1. Обобщены и проанализированы экспериментальные данные по подаче природного газа на линии низкого давления дизеля K6S310DR (6ЧН31/36) в условиях станции реостатных испытаний и пункта экологического контроля СЛД «Орск».

3.2. В результате проведенных испытаний получены зависимости удельного эффективного расхода дизельного топлива дизеля 6ЧН31/36 при работе на смесевом топливе, которые показывают его снижение в среднем на 8-12 % в зависимости от режима работы. Проведенный эксперимент показывает, что уменьшение расхода топлива возможно лишь под нагрузкой. На холостом ходу двигатель работает по дизельному циклу, так как процесс сгорания природного газа нестабилен (невысокие температуры и давления рабочего цикла).

3.3. В ходе проведения экспериментальных исследований эффективная мощность дизеля увеличилась в зависимости от режима работы в среднем на 2-5% при подаче природного газа к дизельному топливу, не превышая пределы паспортных значений, заложенных конструкцией дизеля. Незначительное повышение мощности при замещении дизельного топлива природным газом наблюдается благодаря росту теплотворной способности смесевого топлива.

3.4. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали, что замещение дизельного топлива природным газом в диапазоне 1-90% при работе дизеля 6ЧН31/36 на номинальном режиме приводит к повышению мощности в среднем на 2-5% при снижении удельного эффективного расхода дизельного топлива от 8 до 12%, снижению токсичности отработавших газов: CO в среднем на 8-12%, NOx в среднем на 6-10%, а $N^{OГ}$ в среднем на 15-20% в зависимости от режима работы, при этом, оптимальные расчетные значения показателей работы дизеля тепловоза наблюдаются при коэффициенте компонентного состава $K_0=1,08$.

3.5. Результаты расчетно-экспериментальных исследований показали снижение давления и температуры от добавки природного газа, что положительно сказывается на динамической нагруженности деталей кривошипно-шатунного механизма и подшипников коленчатого вала. При работе дизеля на смесевом

топливе сгорание получается относительно плавным, приближенным к изобарному процессу. Сопоставление индикаторных диаграмм и кривых тепловыделения: при добавке природного газа в топливо максимальное давление цикла уменьшилось на 0,29 МПа или на 3,3 %, жесткость рабочего процесса уменьшилась на 1,7 % при практически неизменной задержке самовоспламенения, а на кривых тепловыделения отсутствует явный максимум, характерный для взрывного горения.

5. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ ОТ ПРИМЕНЕНИЯ СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И ПРИРОДНОГО ГАЗА В ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЯХ

Актуальность перевода транспорта на смесевое топливо вызвана не только необходимостью улучшить экологическую обстановку, проблемы с которой сказываются на состоянии здоровья населения и, как следствие, понижают качество жизни, уровень производительности труда и требуют увеличения расходов на медицину, но и многими другими причинами.

Мировые лидеры по числу использования газобаллонного транспорта – США, Канада, Иран, Аргентина, Бразилия, Индия, Китай, Италия. Если сравнить этот список со списком наиболее развивающихся экономик мира, то можно найти прямую связь. Экономичность, экологичность и безопасность – вот три составляющие, которые характеризуют газовое топливо. Обратив внимание на смесевое топливо многие страны мира вынуждают дефицит и дороговизна бензина, зависимость от импортного топлива, необходимость сократить темпы инфляции, которые частично зависят от роста цен на моторное топливо, удешевить моторное топливо для населения и организаций, рационально использовать природные ресурсы и необходимость повысить бюджетную эффективность [69,80].

Сжатый природный газ стоит в 2-3 раза дешевле, чем дизельное топливо. Его использование в качестве моторного топлива на 15-20% уменьшает эксплуатационные расходы транспорта.

Все это делает природный газ самым низко затратным способом перехода на экологически чистый вид топлива для железнодорожного транспорта.

Преимущества газификации железнодорожного транспорта:

- не требует конструктивных изменений двигателя;
- увеличивает срок службы двигателя в 2 раза, поскольку тот меньше загрязняется продуктами сгорания;
- увеличивает срок службы моторных масел в 1,5-2,0 раза;
- делает работу двигателя более пожаробезопасной, поскольку при утечке природный газ не скапливается, а быстро улетучивается.

Некоторые эксперты предлагают отнести природный газ к числу возобновляемых источников энергии, поскольку его можно производить промышленным способом (биометан), используя органические отходы, что одновременно решает и часть экологических и часть экономических (энергетических) проблем человечества.

Развитие смесового рынка, которое снизит уровень негативного воздействия железнодорожного транспорта на окружающую среду и здоровье населения, требует решения ряда задач научного, технического и организационного характера. В числе которых: сокращение выбросов загрязняющих веществ железнодорожным транспортом вследствие применения экологически чистого топлива; расширение и стабилизация рынка моторных топлив за счет увеличения доли использования газового топлива; введение новых мощностей по производству КПП позволит обеспечить внутренние потребности в смесовом топливе в долгосрочной перспективе; повышение эффективности использования существующих мощностей с целью энергосбережения; наращивание инвестиций в реальную экономику в посткризисный период;

внедрение новых технологий во все отрасли экономики; развитие газификации и надежное газоснабжение потребителей; развитие газозаправочной сети.

Поскольку экологические проблемы усугубляются, газодобывающие и газоперерабатывающие технологии совершенствуются, а запасы нефти истощаются, интерес к природному газу как источнику энергии и альтернативному виду моторного топлива продолжает расти. В качестве моторного топлива природный газ особо ценен для стран, у которых есть большие запасы природного газа, а также для тех стран, где остро стоят вопросы повышения бюджетной эффективности, улучшения экологической обстановки и обеспечения энергетической безопасности.

Ниже приведен расчет экономического эффекта от применения смесового топлива для дизеля 6ЧН31/36.

При использовании программы *ENGINE* в результате проведенных модельных расчетов были определены энергетические параметры дизеля K6S310DR (6ЧН31/36).

Исходные данные к расчету:

- дизель K6S310DR (6ЧН31/36) тепловоза ЧМЭЗ, с замещением 30% дизельного топлива природным газом:
- снижение расхода топлива на – 3,8 %;

Таблица 5.1

Сравнительная характеристика работы дизеля K6S310DR на дизельном топливе и с добавкой 30% природного газа

Номер варианта	Энергоэкономические и экологические характеристики дизеля при добавке 30% природного газа, %						
	b_i	C	NO _x	CO	T_z	N_i	ЭЭЖ, %
дт	100	100	100	100	100	100	100
70%дт+30% природного газа	97,62	91	100	93	100	100	84

В таблице приняты следующие обозначения: b_i – удельный индикаторный расход топлива дизелем тепловоза (г/кВт · ч);

1- базовый вариант настройки дизеля K6S310DR;

2- вариант настройки дизеля K6S310DR при добавке 30% природного газа;

T_z – расчетная максимальная температура горения в камере сгорания дизеля, К;

N_i – индикаторная мощность дизеля, кВт.

По тепловозам:

- средний суточный расход топлива – 481,8 кг;
- средний часовой расход топлива – 21,9 кг;
- среднемесячный пробег – 3080 км;
- стоимость 1 кг дизтоплива – 37,0 руб;
- стоимость 1 л природного газа – 16,8 руб.
- среднее количество рабочих дней в месяц – 28;
- среднее количество часов в смену – 11;
- количество смен в сутки – 2.

Ожидаемый экономический эффект от замещения 30% дизельного топлива природным газом

Находим годовой пробег тепловоза $L_{\text{год}}$, км:

$$L_{\text{год}} = S_{\text{см}} \cdot m \quad (5.1)$$

где: $S_{\text{см}}$ – среднемесячный пробег, км; m – количество месяцев в году. Тогда $L_{\text{год}} = 3080 \cdot 12 = 36960$ км.

Находим годовой расход топлива $G_{\text{год}}$, кг:

$$G_{\text{год}} = g_{\text{с.ч}} \cdot n \cdot p \cdot d \cdot m \quad (5.2)$$

где: $g_{\text{с.ч}}$ – средний часовой расход топлива; n – среднее количество часов в смену; p – количество смен в сутки; d – среднее количество рабочих дней в месяц, m – количество месяцев в году.

$$G_{\text{год}} = 21,9 \cdot 11 \cdot 2 \cdot 28 \cdot 12 = 161884,8 \text{ кг.}$$

Находим годовую экономию топлива $G_{\text{т}}$, кг:

$$G_{\text{т}} = G_{\text{год}} \cdot l / 100 \quad (5.3)$$

где l – снижение расходуемого топлива при эксплуатации дизеля с замещением 30% дизельного топлива природным газом.

$$\text{Тогда, имеем } G_{\text{т}} = 161884,8 \cdot 3,8 / 100 = 6151,6 \text{ кг.}$$

Находим стоимость сэкономленного топлива за 1 год:

$$K_1 = G_{\text{т}} \cdot k_{\text{т}} \quad (5.4)$$

где $k_{\text{т}}$ - стоимость 1 кг топлива, руб.

$$\text{Тогда, имеем } K_1 = 6151,6 \cdot 37,0 = 227609,2 \text{ руб.}$$

Ожидаемый экономический эффект от разницы стоимости дизельного топлива и природного газа

Эксплуатационные расходы на дизельное топливо составят:

$$K_{\text{э1}} = G_{\text{год}} \cdot k_{\text{т}} \quad (5.5)$$

$$K_{\text{э1}} = 161884,8 \cdot 37 = 5989,7 \text{ тыс.руб}$$

При замещении 30% дизельного топлива природным газом расходы на дизельное топливо составят:

$$K_T = 0,7 G_{\text{год}} k_T \quad (5.6)$$

где

$G_{\text{год}}$ - годовой расход топлива, кг, k_T - стоимость 1 кг топлива, руб

$$K_T = 0,7 \cdot 161884,8 \cdot 37 = 4192,8 \text{ тыс. руб.}$$

Расходы на природный газ составят:

$$K_{\text{ПГ}} = 0,3 G_{\text{год}} k_T \quad (5.7)$$

$$K_{\text{ПГ}} = 0,3 \cdot 161884,8 \cdot 16,8 = 815,9 \text{ тыс.руб.}$$

Эксплуатационные расходы на топливо при замещении природным газом составят:

$$K_{\text{Э2}} = K_T + K_{\text{П}} \quad (5.8)$$

$$K_{\text{Э2}} = 4192,8 + 815,9 = 5008,7 \text{ тыс.руб.}$$

Экономия эксплуатационных расходов на топливо на один тепловоз составит:

$$K_2 = K_{\text{Э1}} - K_{\text{Э2}} \quad (5.9)$$

$$K_2 = 5989,7 - 5008,7 = 981 \text{ тыс. руб}$$

Как показывает вышеприведенный расчет экономической эффективности целесообразность применения природного газа в качестве добавки к дизельному топливу, приносит вполне ощутимый экономический эффект, составляющий в расчете на один маневровый тепловоз ЧМЭЗ – 981 тыс. руб. (экономия топлива).

Годовой экономический эффект от внедрения системы подачи природного газа в качестве добавки к дизельному топливу по снижению расхода топлива и повышению эффективности использования тепловоза ЧМЭЗ

$$\text{Э}_T = (\text{Э}_1 + \text{Э}_2 + \text{Э}_3) - \text{З}_K - \text{Е}_H \Delta K \quad (5.10)$$

где

Э_1 – экономический эффект от т замещения 30% дизельного топлива природным газом;

Э_2 – экономический эффект от разницы стоимости дизельного топлива и природного газа;

Э_3 -эффективность от замещения 30% дизельного топлива природным газом по технико-экологическим показателям работы тепловозов ЧМЭЗ

Z_k – общая величина текущих затрат, связанная с внедрением системы подачи природного газа в качестве добавки к дизельному топливу ($Z_k=650$ тыс.руб.);

E_n – нормативный коэффициент сравнительной экономической эффективности капитальных вложений ($E_n =0,15$);

ΔK – дополнительные капитальные вложения, потребные для научных исследований, разработок аппаратуры, ее изготовления и внедрения ($\Delta K=500$ тыс.руб.)

$$\mathcal{E}_r=(227609,2 + 981000)-650000-0,15 \cdot 500000=483610 \text{ руб.}$$

Годовой экономический эффект, отнесенный к одному тепловозу ЧМЭЗ за счет применения смесового топлива составляет 483610 руб. в год (в ценах середины 2018 г.).

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

По результатам проведенных исследований сформулированы следующие выводы и результаты:

1. Обобщены и проанализированы данные по особенностям применения природного газа в тепловозных дизелях. Выполнен анализ существующих систем подачи природного газа в дизельное топливо и выявлены их недостатки. Установлено, что способ подачи КПП в дизельное топливо позволяет улучшить качество распыла и сгорания смесового топлива путем дополнительного разрушения его топливной струи продуктами горения газа, что способствует разрушению струи дизельного топлива и более тонкому и однородному распыливанию с множеством начальных очагов воспламенения.

2. Усовершенствована математическая модель, определяющая действительную объемную подачу природного газа, учитывающая низшую теплоту сгорания смесового топлива для оценки показателей работы тепловозных дизелей в зависимости от замещения дизельного топлива природным газом. Установлено, что при замещении дизельного топлива природным газом теплотворная способность смесового топлива растет, поэтому действительная объемная подача природного газа должна быть снижена примерно на 10%.

3. Разработана методика расчета теплоты, выделившейся при сгорании смесового топлива с учетом компонентного состава природного газа, позволяющая получить оптимальные показатели работы дизеля тепловоза в зависимости от режима его работы. Установлено, что диапазон содержания метана в природном газе равен 83-99% и для обеспечения его теплоты сгорания равной $35,8 \text{ МДж/м}^3$ коэффициент компонентного состава K_0 должен быть в пределах 0,92-1,08.

4. Разработана система подачи смесового топлива (Патент № 180762 от 22.06.2018г.) и выполнен расчет характеристик разработанного перемешивающего устройства (Патент № 174710 от 30.10.2017г.) для растворимости природного газа в дизельном топливе, которая оценивается величиной $m_{\text{пр}} = 0,10-0,14\%$.

5. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали, что замещение дизельного топлива природным газом в диапазоне 1-90% при работе дизеля 6ЧН 31/36 на номинальном режиме приводит к повышению мощности в среднем на 2-5% при снижении удельного эффективного расхода дизельного топлива от 8 до 12%, снижению выбросов CO в среднем на 8-12%, NOx в среднем на 6-10%, а N^{OG} в среднем на 15-20% в зависимости от номинальной мощности дизеля при этом, оптимальные расчетные значения показателей работы дизеля тепловоза наблюдаются при коэффициенте компонентного состава $K_0=1,08$. Получены сравнительные результаты энергоэкономических и экологических показателей в зависимости от доли замещения дизельного топлива природным газом для расчетного прогнозирования показателей работы дизелей тепловозов и выбора рациональных регулировочных решений.

6. Результаты расчетно-экспериментальных исследований показали снижение давления и температуры от добавки природного газа, что положительно сказывается на динамической нагруженности деталей кривошипно-шатунного механизма и подшипников коленчатого вала. При работе дизеля на смесевом топливе сгорание получается относительно плавным, приближенным к изобарному процессу. Сопоставление индикаторных диаграмм и кривых тепловыделения показало, что при добавке природного газа в топливо максимальное давление цикла уменьшилось на 0,29 МПа или на 3,3 %, жесткость рабочего процесса уменьшилась на 1,7 % при практически неизменной задержке самовоспламенения, а на кривых тепловыделения отсутствует явный максимум, характерный для взрывного горения.

В качестве направлений дальнейших исследований предлагаются: исследование надежности работы газодизельных двигателей на основе математического моделирования процесса насыщения газом дизельного топлива; дальнейшее усовершенствование схем дизелей тепловозов с утилизацией теплоты отработавших газов; использование хладоресурса, позволяющего повысить эффективность работы дизелей тепловозов, работающих на смесевом топливе.

Список использованных источников

1. Анисимов А.С., Чернышков И.В. Особенности математического моделирования рабочего процесса двухтопливного двигателя // Локомотивы. Смесевое топливо (Проблемы. Решения. Перспективы). Материалы I Международной научно-практической конференции. – Самара :СамГУПС, 2016. – 135с.
2. Боксерман Ю.И., Мкртчян Я.С., Чириков К.Ю. Перевод транспорта на газовое топливо. – М.: Недра, 1988. – 220 с.
3. Булыгин Ю.И. Основы моделирования внутрицилиндровых процессов и токсичности дизелей тепловозов. Дисс. док. тех. наук.: 05.04.02 – Ростов-на-Дону, 2006. – 328 с.
4. Булыгин Ю.И. Экспериментальное и компьютерное исследование рабочего процесса и токсичности тепловозных двигателей внутреннего сгорания. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2006. – 145с.
5. Балакин А.Ю., Носырев Д.Я., Курманова Л.С., Петухов С.А. Математическое моделирование перемешивающего устройства для работы автономных локомотивов на смесевом топливе // В сборнике тезисов докладов Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018» / сост. Зенкин В.А., Мягков Л.Л. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – С. 48-49.
6. Вагнер В.А. Улучшение экономических и экологических характеристик методом насыщения жидкого топлива водородом. Дисс. канд. техн.наук. Барнаул, 1984г. - 218с.
7. Warnatz J., Maas U., Dibble R.W. Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente Schadstoff entstehung. 3.Aufl age. – Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2001. – S. 350.
8. Володин А.И., Зюбанов В.З., Кузьмич В.Д. и др. Локомотивные энергетические установки. М.: ИПК «Желдориздат», 2002. – 718с.
9. Гайворонский А.И. Совершенствование технологий использования природного газа в качестве моторного топлива[Текст] :учеб.пособие для вузов / А. И. Гайворонский, Д. А. Савченков, В. А. Федоров. - Москва : ИРЦ Газпром, 2006. - 111 с.

10. Гальшев Ю.В. Конвертирование рабочего процесса транспортных ДВС на природный газ и водород: Дисс. док. техн. наук- 05.04.02 – Санкт-Петербург, 2010, 365 с.
11. Гапанович В.А. Внедрение газомоторных локомотивов в ОАО «РЖД» // Железнодорожный транспорт. – № 9. – 2017. – С. 35-38.
12. Гапанович В.А. и др. Создание современных локомотивов на сжиженном природном газе // Локомотив. – №8. – 2017. – С.2-9
13. ГОСТ 27577-2000 Газ природный топливный компримированный для двигателей внутреннего сгорания. Москва : Издательство стандартов, 2001. -8 с.
14. ГОСТ 31845-2012 Локомотивы на газовом топливе. Требования взрывобезопасности. Москва : Стандартинформ, 2013. – 23с.
15. Губертус Г. Диагностика дизельных двигателей: Пер. с немецкого Ю.Г. Грудского. М.: Изд-во «За рулем», 2004. 176 с.
16. Грехов Л.В., Кулешов А.С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 64 с.
17. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. – М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2004. 344 с.
18. Григорович Д.Н., Заручейский А.В. Опытная эксплуатация газотепловозов на Московской железной дороге // Транспорт на альтернативном топливе. Международный научно-технический журнал. – №5 (23). – 2011. – С. 47-50
19. Данковцев В.Т. Комбинированная система топливоподачи в цилиндры двигателей внутреннего сгорания / Данковцев В.Т., Милютина Л.В. // Межвузовский сборник научных трудов «Повышение надежности, экономичности и экологичности дизелей» – Омск: ОмГУПС, 2004 С. 46-51.
20. Девянин С. Н., Марков В. А., Микитенко А. В. Метод совершенствования процесса смесеобразования быстроходного дизеля. // Известия вузов. Машиностроение. – 2006, № 8. – С. 25-36.
21. Джонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы планирования эксперимента. – М.: Мир. 1981. – 520с.

22. Дизели. Справочник. Л. Машиностроение. под редакцией Ваншейдта, 1977, 480 с.
23. Еременко Л.И. Опыт использования смесового топлива в сельскохозяйственных районах Тюменской области // НТС ОАО «Газпром» М., 2006. – С. 20-21.
24. Загорский М. В. Крюков А. Д. Маневровый газотепловоз ТЭМ18Г // Локомотив. – 1997, №7. – С. 11-13.
25. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменский Д.А., Окисление азота при горении. М. - Л: Изд-во АН СССР, 1947. – 146с.
26. Инструкция по реостатным испытаниям маневровых тепловозов. И103.11.368-2005. ОАО «РЖД». 2005. – 70с.
27. Камалтдинов В.Г. Абелиович Е.В. Влияние состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания в двигателе с объемным самовоспламенением от сжатия // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. – 2008. – № 23(123). – С. 46-53
28. Кавтарадзе Р.З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 238с.
29. Капустин А.А., Пономарев А.В., Соколов М.Г. Об особенностях конструкции ДВС при работе на природном газе // НТС ОАО «Газпром» -М., 2006.-С. 22-32.
30. Колесников В. И., Мартынюк И. В. О научных разработках в области применения газовых систем для тяговых двигателей на железнодорожном транспорте // Бюллетень ОУС ОАО «РЖД» №5-6, 2017. – С. 1-16
31. Кобзев С.А., Котельников А.В. Актуализация энергетической стратегии ОАО «РЖД» // Железнодорожный транспорт. – №4. – 2008. С.40-43
32. Коссов В.С. О технико-экономическом обосновании эффективности применения газотурбовоза ГТ1h-002 // Железнодорожный транспорт. – № 9. – 2017. С. 43-45
33. Конвертация дизелей на питание природным газом : Сб. ст. / Открытое АО "Газпром", Информ. реклам, центр газовой пром-сти(ИРЦ Газпром). – М. : ИРЦ Газпром, 2001, – 40. с.

34. Коссов Е.Е. Оптимизация режимов работы тепловозных дизель-генераторов / Е.Е. Коссов, С.И. Сухопаров – М.: Интекст, Труды ВНИИЖТа, 1999. – 183 с.
35. Курманова Л.С. Повышение эффективности работы тепловозов путем применения газомоторного топлива / Известия Транссиба. – 2017. – №3(31). – С. 22-31
36. Курманова Л.С., Способы организации рабочего цикла в тепловых двигателях для работы на смеси дизельного топлива и природного газа // Вестник транспорта Поволжья. – 2018. – № 6(72). – С. 113-120.
37. Седелев К.П., Лазарев Е.А., Лаврик А.Н., Павлов А.Н. Способ подачи и дозирования топлива в газодизеле и устройство для подачи и дозирования топлива. Патент на изобретение RUS 21379937 от 03.03.1998г.
38. Малышев В.С. Корегин А.Ю. Техническая диагностика двигателей методом косвенного индицирования // Сб. научн. статей. Всероссийская научн.-техн. конф. «Наука и образование 2002» / МГТУ. М., 2002
39. Марков В.А. Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд., перераб. и д./ Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И.- М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с.
40. Марков В.А. Топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей / Марков В.А., Козлов С.И. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 296 с.
41. Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов С.Г., Шахов А.В., Багров В.В. Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях : Монография. – М.: ООО НИЦ «Инженер» (Союз НИО), ООО «Онико-М», 2011. – 536с.
42. Миронов А.Ю. О подконтрольной эксплуатации газомоторных локомотивов на полигоне Свердловской железной дороги // Железнодорожный транспорт. – № 9. – 2017. – С. 46-49
43. Носырев Д.Я. Курманова Л.С., Петухов С.А. Улучшение энергоэкономических показателей дизелей тепловозов путем применения смеси дизельного топлива и природного газа // Вестник транспорта Поволжья. – 2019. – № 1(73). – С. 110-117.

44. Носырев Д.Я. Курманова Л.С., Петухов С.А. Расчетно-экспериментальная оценка эффективности использования смеси дизельного топлива и природного газа в тепловозных дизелях // Вестник транспорта Поволжья. – 2019. – № 1(73). – С. 118-125.
45. Назаров О.Н. Природный газ – моторное топливо будущего // Техника железных дорог. – № 1 (25). – 2014. – С.17
46. Носырев Д.Я., Росляков А.Д., Муратов А.В. Перспективы и проблемы применения альтернативных видов топлива в локомотивных энергетических установках : монография. – Самара : СамГУПС, 2009. 117 с.
47. Носырев Д.Я. и др. Научные основы контроля и диагностирования тепловозных дизелей по параметрам рабочих процессов. – Самара: СамИИТ, 2001. – 174с.
48. Носырев Д.Я., Муратов А.В., Курманова Л.С. Проблемы и перспективы эксплуатации газотепловозов на Куйбышевской железной дороге - филиале ОАО «РЖД» // Вестник транспорта Поволжья. – 2014 - .№5 – С. 20 - 23.
49. Носырев Д.Я., Просвиров Ю.Е., Муратов А.В., Петухов С.А. Инновационные энергосберегающие технологии в локомотивном хозяйстве: монография. - Самара :СамГУПС, 2012. 123 с.
50. Носырев Д.Я. Муратов А.В., Курманова Л.С., Петухов С.А. Экспериментальная оценка влияния природного газа на работу энергетических установок рельсовых автобусов // Вестник транспорта Поволжья. – 2017. – № 4 (64). – С. 38-41.
51. Носырев Д.Я., Балакин А.Ю., Петухов С.А., Курманова Л.С. Оценка влияния соотношения углерода к водороду на теплофизические свойства композитных топлив для работы тепловозных дизелей // Вестник транспорта Поволжья. – 2016. – № 2 (56). – С. 33-38.
52. Носырев Д.Я., Муратов А.В., Курманова Л.С., Петухов С.А. Влияние насыщения дизельного топлива метаном на эксплуатационные показатели тепловозных дизелей // Вестник транспорта Поволжья. –2016. –№ 6 (60). – С. 25-28.

53. Носырев Д.Я., Муратов А.В., Курманова Л.С., Петухов С.А. Оценка экономичности тягового автономного подвижного состава при использовании природного газа в качестве моторного топлива // Вестник транспорта Поволжья. – 2017. – № 2 (62). – С. 34-38.
54. Носырев Д.Я., Муратов А.В., Курманова Л.С. Экспериментальная оценка влияния природного газа на работу дизелей тепловозов // В сборнике: Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов. Материалы третьей Всероссийской научно-технической конференции с международным участием. Омский государственный университет путей сообщения. – 2016. – С. 124-132.
55. Носырев Д.Я., Муратов А.В., Петухов С.А. Теоретическая модель расчета внутрицилиндровых параметров локомотивных энергетических установок при использовании альтернативных видов топлива // Вестник транспорта Поволжья. – 2012. – № 5 (35). – С. 26-29.
56. Носырев Д.Я., Муратов А.В., Курманова Л.С., Петухов С.А. Применение природного газа в локомотивных энергетических установках // Наука и образование транспорту. – 2016. – № 1. – С. 51-54.
57. Носырев Д.Я., Муратов А.В., Петухов С.А. Перспективы и проблемы применения водорода в локомотивных энергетических установках : монография. – Самара : СамГУПС, 2014. – 112 с.
58. Носырев Д.Я., Курманова Л.С. Патент № 174710 на полезную модель Российская Федерация МПК7B01F5/00. Перемешивающее устройство – 2017113782; Заявлено 20.04.17; Опубл. 30.10.2017. Бюл. № 31.
59. Носырев Д.Я., Курманова Л.С., Петухов С.А., Муратов А.В. Особенности конвертации дизелей автономных локомотивов на газомоторное топливо // Вестник КазАТК. 2017. №4 (103). С. 70-77
60. Носырев Д.Я. Курманова Л.С., Муратов А.В., Петухов С.А. Патент № 180762 на полезную модель Российская Федерация МПК⁷ F02B43/00. Система топливоподачи газодизеля с внутренним смесеобразованием. – 2017118141; заявл. 25.05.2017; опубл. 22.06.2018. – Бюл. № 18.

61. Носырев Д.Я., Муратов А.В., Курманова Л.С., Петухов С.А. К вопросу применения когенерационных энергетических установок на железнодорожном транспорте // В сборнике: Локомотивы. Газомоторное топливо (Проблемы. Решения. Перспективы) Материалы I Международной научно-практической конференции. – Самара. – 2016. С. 101-104.
62. Носырев Д.Я., Муратов А.В., Курманова Л.С., Петухов С.А. Мероприятия по повышению экологической безопасности тепловозов // В сборнике: Проблемы безопасности на транспорте Материалы VIII Международной научно-практической конференции, посвященной Году науки: в 2 частях. Под общей редакцией Ю. И. Кулаженко. – Гомель. 2017. – С. 243-245.
63. Носырев Д.Я., Балакин А.Ю., Курманова Л.С. Петухов С.А. Математическое моделирование перемешивающего устройства для работы автономных локомотивов на смесевом топливе // В сборнике тезисов докладов Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018» / сост. Зенкин В.А., Мягков Л.Л. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – С. 48-49.
64. Нотик З.Х. Тепловозы ЧМЭЗ, ЧМЭЗТ, ЧМЭЗЭ: Пособие машинисту. – М.: Транспорт, 1996. 444 с.
65. Орлин А.С. Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания. Справочное пособие. – М., 1958 – 124 с.
66. Патрахальцев Н.Н., Гусаков С.В., Медведев Е.В. Возможности организации газодизельного процесса с внутренним смесеобразованием на базе дизеля 8Ч 13/14 // Двигателестроение, 2004. – №3. – С 10-13
67. Пехтерев Ф.С. Об использовании магистральных газотурбовозов на полигоне Свердловской железной дороги и северном широтном ходе // Железнодорожный транспорт. – № 9. – 2017. – С. 39-42
68. Прогноз развития энергетики мира и России до 2040 года. Аналитический центр при Правительстве РФ ИНЭИ РАН. 2013. – 107с.
69. Пронин Е.Н. Природный газ моторное топливо XXI века. – М., ООО «ИРЦГазпром», 2006. – С. 28-31.
70. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков: Высш. школа, 1980. 169с.

71. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие/ Пер. с англ. Под ред. Б.И. Соколова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1982. -592 с., ил. – Нью-Йорк, 1977г.
72. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2002610605 от 25.04.2002 Расчет энерго-экологических параметров ДВС “ENGINE”.
73. Симсон А.Э., Хомич А.З., Куриц А.А. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1987. 536с.
74. Смоленская С.М. Улучшение экономичности двигателей с искровым зажиганием за счет применения газовых композитных топлив: Дисс.канд.техн. наук. Тольятти : ТГУ, 2015, 165 с.
75. Сковородников Е.И., Анисимов А.С., Гришина Ю.Б. Методика определения физико-химических характеристик топливных смесей различного элементарного состава // ИЗВЕСТИЯ Транссиба. №4 (8) . 2011. – С. 31-41
76. Стратегия научно-технического развития холдинга «Российские железные дороги» на период до 2020г. и на перспективу до 2025 г. – М.: ОАО РЖД, 2015. – 60 с.
77. Фомин Ю.Я., Никонов Г.В., Ивановский В.Г. Топливная аппаратура дизелей: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 168 с.
78. Фофанов Г.А. Природный газ – моторное топливо для тепловозов // ЖДМ – 2006. – №7. – С. 43-48.
79. Фофанов Г.А. Маневровые и магистральные тепловозы использующие в качестве моторного топлива СПГ // Экип-Газ – 2005. – №3. – С. 12-14.
80. Фофанов Г.А., Григорович Д.Н., Нестрахов А.С. Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта // Труды ОАО «ВНИИЖТ». М.: Интек, 2008. 144 с.
81. Фурман В.В. и др. Экспериментальные исследования газодизельного двигателя трактора К-700А // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 10. С. 7-9.
82. Фурман В.В. и др. Системы топливоподачи для газодизельных и газовых двигателей // Грузовик. 2013. № 4. С. 38-45.

83. Фурман В.В., Коссов Е.Е. Патент на полезную модель № 2207441 Оpubл. 27.03.2003 Бюл. №14 способ питания газодизеля. Заявитель и патентообладатель ОАО «Проектно-производственное предприятие Дизельавтоматика».
84. Хачиян А.С. Использование природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта // Двигателестроение. 2002. №1. с. 34-36
85. Четвергов В.А., Пузанков А.Д. Надежность локомотивов. М: Маршрут, 2003. – 415с.
86. Шишков В.А. Подача газового топлива при наддуве цилиндров двигателя с искровым зажиганием // Транспорт на альтернативном топливе. – 2013. – № 4 (34). – С. 66-69.
87. Шишков В.А. Цикловые параметры газового поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием с электронной системой управления // Вестник СГАУ им. академика С.П. Королёва. – 2014. – № 5-1 (47). – С. 45-53.
88. Шайкин А.П. и др. Взаимосвязь концентрации несгоревших углеводородов с шириной зоны турбулентного горения при сгорании топливно-воздушной смеси с добавкой водорода // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2017. – Т. 19. – № 1. – С. 64-69.
89. Шайкин А.П. Галиев И.Р. Влияние добавок водорода на давление на давление в камере сгорания двигателя // В сборнике: Проблемы и инновационные решения в области инженерного обеспечения экологической и промышленной безопасности урбанизированных территорий. СамГТУ. – 2017. – С. 230-233
90. Шароглазов Б. А., Фарафонов М. Ф., Клементьев В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 403 с.
91. Gupta A.K. Model for predicting air-fuel mixing and combustion for direct injection diesel engine //SAE Techn. Pap. Ser. N 860331. 1986. – S. 1 – 19.

92. Daisho Y., Takahashi Y. I., Nakayama S., Kihara R., Saito T., "Controlling Combustion and Exhaust Emissions in a Direct-Injection Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas" // SAE Technical Paper Series. 1995. № 952436.
93. Dardalis D., Matthews R. D., Lewis D., Davis K., "The Texas Project, Part 5 - Economic Analysis: CNG and LPG Conversions of Light-Duty Vehicle Fleets" // SAE Technical Paper Series. 1998. № 982447.
94. Dell R.M. Hydrogen as a future alternative fuel // Inst. Energy. 1980. № 416. S. 116-119.
95. Harrington J., Munshi S., Nedelcu C. et al. Direct injection of Natural Gas in a Heavy-Duty Diesel Engine // SAE Technical Paper Series. 2002. № 200201-1630. S. 1-10.
96. Chen S.K., Beck N.J. Gas Engine Combustion Principles and Applications // SAE Technical Paper Series. 2001. Vol. 01. – S. 1-10.
97. Dietrich, W.R. Die Gemischbildung bei Gas- und Dieselmotoren sowie ihr Einfluss auf die Schadstoffemissionen Rückblick und Ausblick / W. R. Dietrich // MTZ. – 1999. – Teil 1. – S. 28-38 ; teil 2 – S. 126-134.
98. Gebert, K. Strategies to Improve Combustion and Emission Characteristics of Dual Fuel Pilot Ignited Natural Gas Engines / K. Gebert, N. J. Beck, R. L. Barkhimer, H. Wong // SAE Paper 971712.
99. Krishnan, S.R. Strategies for reduced NO_x emissions in pilot-ignited natural gas engines / S.R. Krishnan, K. K. Srinivasan, S. Singh // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power July. 2004. – Vol. 126. – S. 665-671.
100. Ishida, M. Effect of EGR and preheating on natural gas combustion assisted with gas-oil in a diesel engine / M. Ishida, T. Tagai, H. Ueki // JSME International Journal. – 2003. – №1. – Series B. – Vol. 46. – S. 124-130.
101. Nigge K.M. Life cycle assessment of natural gas vehicles : Development a. application of site-dependent impact indicators : Diss. / K. – M. Nigge // Berlin etc. : Springer, cop. 2000. XVI, 166 p.
102. Nanthagopal, K. Hydrogen enriched compressed natural gas - a futuristic fuel for internal combustion engines / K. Nanthagopal, R. Subbarao, T. Elango, P. K. Baskar // Thermal science. – 2011. – Vol. 4. – S. 45-54.

103. Nosyrev D.Ya., Kurmanova L.S., Petukhov S.A., Muratov A.V., Erzamaev M.P. Environmental Efficiency of Using Alternative Types of Fuel in Power Facility of Railway Transport // Ecology and Industry of Russia, 2019. – Vol. – 23. Iss. – 2. – P. 19 – 23. DOI: 10.18412/1816-0395-2019-02-19-23
104. Kleinschmidt W. Einfl ussparameter auf den Wirkungsgrad und auf die NO-Emission von Aufgeladenen Dieselmotoren // 4.Aufl adetechnische Konferenz.: VDI Bericht. – Dusseldorf, 1991. – № 910. – 28 s.
105. Pischinger R., Klell M., Sams Th. Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. – Wien–New-York: Springer-Verlag, 1989. – 524 s.
106. Heider G., Woshni G., Zeilinger K. 2-Zonen Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emission von Dieselmotoren // MTZ. – 1998. – № 11. – S. 770-775.
107. Baulch D.L., Drysdale D.D., Horne D.D., Lloyd A.C. High Temperature Reaction Rate Data // Rep. University of Leeds Report. – 1969. – № 4. – P. 156.
108. Baulch D.L., Cobos C.I., Cox A.M. et all. Compilation of rate data for combustion modeling // Supplement I.J. Phys. Chem. – 1991. – Ref. Data 22, № 847. – P. 226.
109. Whitehouse, H. D. Advances in British dual fuel and gas engines / Whitehouse H.D. // Diesel Eng. and Esers Assoc. 1973. -№ 353. - P. 1-11.
110. Hellen, G. Emission control of medium speed diesel engines in marine applications [Text] / G. Hellen// Proceedings of International Shipbuilding Conference (ISC). Section G. “EcologyandEnvironmentalProtections”, St. - Petersburg, 1994.
111. Deltoro, A. Development and demonstration of hydrogen and compressed natural gas (H/CNG) blend transit buses [Text] / A. Deltoro, M. Frailey, F. Lynch // Technical report, 2005. – 30 p.
112. Ramesh, A. ,Nagalingam B. Effect of hydrogen induction on the performance of a natural-gas-fuelled lean-burn SI engine [Text] / A. Ramesh, B. Nagalingam. J Inst Energy 2000; 73(496): 143-8.
113. Phillips, J. N. Hydrogen-enriched natural gas offers economic NOx reduction alternative [Text] / Power Eng (Barrington, Illinois) 2000; 104(5):3.

114. Bauer, C. G. "Effect of Hydrogen Addition on the Performance of Methane-Fueled Vehicles. Part I: Effect on S.I. Engine[Text] / Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 26, pp. 55-70(2001).
115. Golub A. Modeling NO_x Formation in a Small Bore, Lean Natural Gas, Spark Ignition Engine // SAE Paper. Toronto. - 1999. - №1999-01-3480.-W.P.
116. Andreassi L., Cordiner S., Rocco V. Analysis of combustion instability phenomena in a CNG-fueled heavy-duty turbocharged engine // SAE Paper. Orlando. - 2001. - №2001-01-1907. - W.P.
117. Dietrich W.R., Grundman W., Langeloth G. Pollutant Reduction on Stationary S.I. Engines from Motoren Werke Mannheim for Operation on Natural Gas Applying the Lean - Burn Principle MTZ. Motortechnische Zeitschrift. 1986. - №47. - 5s.
118. Johansson B. Influence of the Velocity Near the Spark Plug on Early Flame Development // SAE Paper. W.C. - 1993. - №930481. - W.P.
119. Woschni G., Anisits F. Experimental Investigation and Mathematical presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Engine Operating Conditions // SAE Tech. Pap. Ser. No.740086. 1974. P. 1-18.
120. Johansson B., Olsson K. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines. Part I: Fluid Flow and Combustion // SAE Paper. W.C. -1995.-№950469.-W.P.
121. Lancaster D.R., Krieger R.B., Sorenson S.C. Effects of Turbulence on Spark-Ignition Engine Combustion // SAE Paper. W.C. - 1976. -№760160.-W.P.
122. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York: McGraw Hill, 1988. - 17p.
123. Beaty K., Egnell R., Ekelund M. Development of a low Emission Volvo 9.GL Natural Gas fueled Bus Engine // SAE Paper. W.C. -1992.-№921554.-W.P.
124. Singh M.K., Moore Jr J.S. Preliminary assessment of the availability of U.S. natural gas resources to meet U.S. transportation energy demand // SAE Paper. Hyatt Crystal City. - 2002. - №2002-01-1926.-W.P.
125. Ludwig P. Die Untersuchung der örtlichen Wärmeübertragung in grossen Dieselmotoren unter besonderer Berücksichtigung der Strahlung mit Hilfe der Sonnenmethode // Schiffbauforschung. -1981. N1. - S.3-11

126. Akira Harada, Naoki Shimazaki, Satoru Sasaki. The effects of mixture formation on premixed lean diesel combustion // SAE Paper. -Detroit. 1998. - №980533. - W.P.
127. De Hong Zhang, Frankel S. Optimization of natural gas engine performance by multidimensional modeling // SAE Paper. Peoria. -1997.-№971567.-W.P.
128. Poläsek M., Macek J., Takäts M. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modelling of hydrogen-fueled engine emission potentials // SAE Paper. Detroit. -2002. - №2002-01-0373. - W.P.
129. Stan C., Troeger R., Guenther S. Internal mixture formation and combustion—From gasoline to ethanol // SAE Paper. Detroit. -2001. - №2001-01-1207. - W.P.
130. Edited by Roy G.D., Frolov S.M., Starik A.M. Combustion and Atmospheric Pollution. Moscow: TORUS PRESS Ltd., 2003. -680p.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ОАО «Газпром»
Химическая лаборатория
филиала ООО «Газпром ПХГ» «Степновского УПХГ»

413211, Россия, Саратовская область
Советский район, п. Стелное
тел. (8452) 306-908 (3-47)
факс. (8452) 306-908 (3-01)

Свидетельство об оценке состояния измерений № 1113
Срок действия с 09.09.11 до 09.09.14

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ № 175/13 Г от 26.04.2013г.

**Расчёт компонентного состава и параметров природного газа
по ГОСТ 31371.7-2008 и ГОСТ 31369-2008**

1. Коррекция по воздуху: *нет коррекции*
2. Способ определения доли метана: *по разности*
3. Время/дата отбора пробы: *09.20/26.04.2013 г.*
4. Место отбора пробы, № пробы: *Степновское УПХГ стр.5, № 201/13 Г*
5. Номер баллона: *В 565*
6. № акта отбора пробы: *1312*
7. Расчёт по ГОСТ 31371.7-2008:

Состав газа, оценка неопределённости

Таблица 1

Название	Молярная доля, %	Расширенная абс. неопред., мол. %	Диапазон мол. доли, %
Метан	96,88	± 0,07	40-99,97
Этан	1,58	± 0,06	0,001-15
Пропан	0,50	± 0,03	0,001-6,0
изо-Бутан	0,082	± 0,005	0,001-4,0
н-Бутан	0,084	± 0,005	0,001-4,0
нео-Пентан	0,0012	± 0,0003	0,0005-0,05
изо-Пентан	0,0163	± 0,0012	0,001-2,0
н-Пентан	0,0127	± 0,0010	0,001-2,0
Гексаны	0,0064	± 0,0006	0,001-1,0
Гептаны	0,0019	± 0,0004	0,001-0,25
Диоксид углерода	0,092	± 0,007	0,005-10,0
Кислород	0,0055	± 0,0015	0,005-2,0
Азот	0,71	± 0,03	0,005-15
Водород	0,0012	± 0,0003	0,001-0,5
Гелий	0,0119	± 0,0010	0,001-0,5

8. Расчёт по ГОСТ 31369-2008:

Температура сгорания: *25 °C*
Температура измерения: *20 °C*
Давление измерения: *101,325 МПа*

Физико-химические показатели газа

Таблица 2

Параметр	Единица измерения	Значение	Расширенная абс. неопределённость
Объёмная теплота сгорания низшая	МДж/м ³	34,00	0,06
Плотность относительная		0,5744	-
Плотность абсолютная	кг/м ³	0,6919	0,0019
Число Воббе высшее	МДж/м ³	49,74	-

9. Дата проведения анализа: *26.04.2013 г.*

Лаборант хим. анализа:

Е.Г. Попова

Инженер-химик:

Л.Н. Луценко

ОАО «ГАЗПРОМ»
 ООО «Газпром ПХГ»
 Степновское УПХГ

ПАСПОРТ КАЧЕСТВА № 8/13

Газ горючий природный, СТО Газпром 089-2010

Код ОКП 02 7150 0000

Поставляющая сторона ООО «Газпром трансгаз Саратов»
 Юридический адрес РФ, 410052, г. Саратов, пр. 50 лет Октября, 118-А
 Период поставки с 20.04.2013 г по 30.04.2013 г.
 Место отбора проб ЗУ КС-3, стр.5
 Период проведения испытаний с 20.04.2013 г по 30.04.2013 г.

Результаты испытаний газа горючего природного

№ п/п	Наименование показателя	Метод испытаний	Норма	Фактически
1.	Температура точки росы по воде при абсолютном давлении 40 кгс/см ² , °С	ГОСТ 20060-83	не выше: летом (-10,0) зимой (-10,0)	-10,9
2.	Температура точки росы по углеводородам при абсолютном давлении от 2,5 до 7,5 МПа, °С	ГОСТ 20061-84	не выше: летом (-2,0) зимой (-2,0)	-
3.	Массовая концентрация сероводорода, г/м ³	ГОСТ 22387.2-97	не более 0,007 (0,020)	<0,0001
4.	Массовая концентрация меркаптановой серы, г/м ³	ГОСТ 22387.2-97	не более 0,016 (0,036)	<0,0002
5.	Теплота сгорания низшая при 20 °С и 101,325 кПа, МДж/м ³ (ккал/м ³)	ГОСТ 31369-2008	не менее 31,8 (7600)	33,99 (8118)
6.	Молярная доля кислорода, %	ГОСТ 31371.7-2008	не более 0,020	0,0055
7.	Молярная доля диоксида углерода, %	ГОСТ 31371.7-2008	не более 2,5	0,092
8.	Массовая концентрация механических примесей	ГОСТ 22387.4	не более 0,001	не обнаружено
9.	Плотность при стандартных условиях, кг/м ³	ГОСТ 31369-2008	не нормируют	0,6917
10.	Температура газа, °С			+ 7,9
11.	Давление, кгс/см ²			41,3

Результаты испытаний газа горючего природного за период с 26 апреля 2017 года по 1 октября 2017 года

Дата	Молярная доля, %								
	26.04.2013	30.04.2013	31.05.2013	25.06.2013	01.07.2013	01.08.2013	28.08.2013	02.09.2013	01.10.2013
Метан	96,88	96,9	96,5	95,97	96,2	92,1	90,8	91,93	94,91
Этан	1,580	1,57	1,84	2,14	1,99	3,63	4,39	3,67	2,45
Пропан	0,500	0,5	0,58	0,72	0,64	0,87	0,84	0,82	0,69
изо-Бутан	0,082	0,081	0,092	0,112	0,1	0,093	0,062	0,085	0,085
н-Бутан	0,084	0,083	0,095	0,131	0,109	0,145	0,1	0,139	0,115
нео-Пентан	0,001	0,0012	0,0013	0,0014	0,0012	0,0008	0,00052	0,00084	0,00087
изо-Пентан	0,016	0,0162	0,0185	0,0275	0,022	0,0316	0,0205	0,029	0,0245
н-Пентан	0,013	0,127	0,0143	0,0241	0,0181	0,0284	0,0192	0,0274	0,0229
Гексаны	0,006	0,0066	0,0078	0,0125	0,0099	0,0154	0,0087	0,0146	0,0111
Гептаны	0,002	0,0021		0,004				0,0041	
Диоксид углерода	0,092	0,092	0,106	0,123	0,127	0,25	0,226	0,222	0,198
Кислород	0,006	0,0055	0,0055	0,0048	0,056	0,008	0,0095	0,0084	0,0081
Азот	0,710	0,71	0,72	0,703	0,75	2,8	3,5	3,03	1,46
Гелий	0,012	0,012	0,0119	0,0133	0,0122	0,0188	0,0184	0,0188	0,0184
Водород	0,001	0,001	0,0012	0,0014	0,0012	0,001	0,001	0,001	0,001
Точка росы по H ₂ O, °C		-10,9	-14,1	-14	-11,1	-10,8	-10,8	-10,6	
Hi, МДж/м ³	34,0	33,99	34,12	34,35	34,08	33,97	33,94	34,08	
Плотность ρ, кг/м ³	0,692	0,6917	0,6949	0,7002	0,7227	0,7227	0,7279	0,7051	
Температура газа t, °C		7,9	15,9	16,8	16,4	16,6		15,1	
Давление P, кг/см ²		41,3	42	45,5	47,2	45,9		45,8	
Число Воббе высшее				49,93			48,36		

Компонентный состав (%(об.)) и плотность¹⁾ природного газа основных месторождений России [99]

Месторождение	Углеводороды					Прочие компоненты			Плотность при 20°C, кг/м ³
	СН ₄	С ₂ Н ₆	С ₃ Н ₈	С ₄ Н ₁₀	С ₅ Н ₁₂ и выше	Н ₂ S	СО ₂	Н ₂ + редкие	
Уренгойское	99,05	0,06	0,01	—	—	—	0,08	0,80	0,6733
Ямбургское	95,20	0,04	0,06	0,001	0,10	—	0,30	4,50	0,6956
Заполярное	98,80	0,07	0,01	0,004	0,01	—	0,116	0,99	0,6756
Медвежье	98,56	0,17	0,01	0,02	0,02	—	0,22	1,00	0,6775
Бованенковское	95,96	3,32	0,06	0,05	—	—	0,06	0,55	0,6927
Восточно-Таркосалинское	80,40	12,20	4,20	1,70	0,40	—	0,50	0,60	0,8408
Средне-Ямальское	78,97	4,53	2,34	1,02	0,27	—	1,02	11,84	0,8194
Крузенштерновское	88,06	0,91	0,07	0,04	—	—	4,73	6,19	0,7604
Оренбургское	83,68	3,81	1,53	0,84	1,58	1,75	0,57	6,23	0,8167
Астраханское	47,55- 54,15	1,92- 5,54	0,93- 1,68	0,44- 0,93	0,35- 1,57	20,7- 22,5	17,90- 21,55	1,98	—
Вуктыльское	75,1	8,9	3,6	1,5	6,4	—	0,1	4,4	0,8130
Лаявожское	79,71	3,53	1,17	0,49	0,33	—	2,19	12,91	0,8126
Средневилюйское	90,6	4,9	1,7	0,6	1,4	—	0,5	0,3	0,7621

1) Плотность при 20°C рассчитана по аддитивности, исходя из ρ_{20}^{20} индивидуальных компонентов, приведенных в Приложении 2 к ГОСТ 22667-82, пересчетом их в кг/м³ умножением на ρ_{20} для воздуха, равной 1,2047 кг/м³.





УТВЕРЖДАЮ:

И.о. ректора Самарского государственного
университета путей сообщения

И.К. Андрончев

2018г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящим актом подтверждается, что система топливоподачи газодизеля и входящее в нее перемешивающее устройство (диспергатор), разработанные Курмановой Л.С., внедрены и используются в лаборатории СамГУПС «Локомотивные энергетические установки» кафедры «Локомотивы». Разработки используются при проведении лабораторных работ по курсу «Перспективные энергетические установки подвижного состава» для ознакомления студентов с методами повышения эффективности эксплуатации тепловозных дизелей путем применения газомоторного топлива. Использование перемешивающего устройства позволяет визуально объяснить студентам о возможности применения газомоторного топлива на железнодорожном транспорте.

Исполнитель
Заведующий лабораторией
_____ А.В. Мокшанов

Зав.кафедрой «Локомотивы»
к.т.н., доцент
_____ А.Ю. Балакин

Разработчик:
_____ Л.С. Курманова

Продолжение прил. В



УТВЕРЖДАЮ:

И.о. ректора Самарского государственного
университета путей сообщения

И.К. Андрончев

2018г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

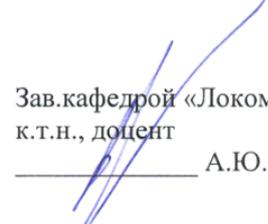
РЕЗУЛЬТАТОВ КАНДИДАТСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ

Настоящим актом подтверждается, что результаты кандидатской диссертации на тему «Повышение эффективности работы дизелей тепловозов путем применения смеси дизельного топлива и природного газа» Курмановой Л.С. внедрены в учебный процесс и используются при чтении лекционных курсов «Локомотивные энергетические установки» и «Перспективные энергетические установки подвижного состава».

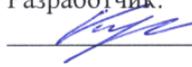
Научный руководитель работы
д.т.н., профессор

 Д.Я. Носырев

Зав.кафедрой «Локомотивы»
к.т.н., доцент

 А.Ю. Балакин

Разработчик:

 Л.С. Курманова

Южно-Уральская железная дорога – филиал ОАО «РЖД»
 Сервисное локомотивное депо Орск – филиал ОАО «РЖД»
 Самарский государственный университет путей сообщения
 (СамГУПС)

УТВЕРЖДАЮ:

Начальник
 сервисного локомотивного
 депо Орск

Р.А. Коконин



2016г.

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной
 работе и инновациям СамГУПС

С.А. Никищенков



2016г.

А К Т

от «11» 09 2016г

О проведении испытаний тепловоза серии ЧМЭЗ №5295 с добавками метана к топливу и на вход в воздушный ресивер дизеля на станции реостатных испытаний и пункте экологического контроля сервисного локомотивного депо Орск

Комиссия в составе: Улакулов А.Б. - заместитель начальника по ремонту; Петрашевич А.А. - заместитель по качеству ремонта; Швец Д.А. - начальник технического отдела; Манин А.С. – начальник пункта диагностики и станции реостатных испытаний; Носырев Д.Я. – руководитель работ; Петухов С.А., Курманова Л.С. – ответственные исполнители, составила настоящий акт, которым подтверждается, что в условиях станции реостатных испытаний и пункта экологического контроля сервисного локомотивного депо Орск, проведены испытания тепловоза серии ЧМЭЗ №5295, с добавками метана к топливу в количестве 1 – 5% от расхода топлива на номинальном режиме и на вход воздушного ресивера в дизель К6S310DR (6ЧН31/36) в следующем объеме:

1. На тепловозе ЧМЭЗ №5295 проведены отладочные испытания системы подачи добавки метана к топливу и в воздушный ресивер дизеля, изготовленной кафедрой «Локомотивы» СамГУПС.
2. Произведена оценка влияния добавки метана на удельный расход топлива дизеля тепловоза ЧМЭЗ №5295 при его работе на холостом ходу и под

Продолжение прил. В

нагрузкой. При добавке метана происходит снижение удельного расхода топлива на 4-10% в зависимости от позиции контроллера машиниста.

3. На тепловозе ЧМЭЗ №5295 на режиме холостого хода и под нагрузкой проведены испытания дизеля с добавками метана с регистрацией уровней выбросов вредных веществ. При добавке метана происходит снижение вредных выбросов (оксидов углерода, дымности) на 8-14% в зависимости от позиции контроллера машиниста.
4. Результаты испытаний представлены в виде протоколов №1, №2, которые прилагаются к настоящему акту.

Председатель комиссии

 Р.А. Коконин

Члены комиссии:

От сервисного локомотивного депо Орск:

 А.Б. Улакулов
 А.А. Петрашевич
 Д.А. Швец
 А.С. Манин

От СамГУПС:

 Д. Я. Носырев
 С.А. Петухов
 Л.С. Курманова

Южно-Уральская железная дорога – филиал ОАО «РЖД»
Сервисное локомотивное депо Орск – филиал ОАО «РЖД»

УТВЕРЖДАЮ:

Начальник
сервисного локомотивного
депо Орск
Коконин Р.А.

« 28 » 10 2016 г.



А К Т

от « 28 » 10 2016 г.

О передаче результатов диссертационной работы Курмановой Л.С.
«Повышение эффективности работы дизелей тепловозов путем применения
смеси дизельного топлива и природного газа» в производственную деятельность
СЛД «Орск» Южно-Уральской железной дороги

Комиссия СЛД «Орск» в составе: заместителя начальника по ремонту Улакулова А.Б., заместителя по качеству ремонта Петрашевича А.А., начальника технического отдела Швеца Д.А., начальника пункта диагностики и станции реостатных испытаний Манина А.С. рассмотрела вопрос об использовании результатов диссертационной работы Курмановой Лейлы Салимовны и установила следующее:

1. Разработанная методика проведения испытаний тепловозов на газомоторном топливе проверена экспериментально и рекомендуется к внедрению в производственную деятельность сервисного локомотивного депо «Орск» Южно-Уральской железной дороги.
2. Разработанные варианты смесителя и диспергатора для подачи добавок водородсодержащих газов в воздушный ресивер и топливо проверены и рекомендуются к внедрению в производственную деятельность сервисного локомотивного депо «Орск» Южно-Уральской железной дороги.

Начальник технического отдела

Д.А. Швец

Таблица 1.1

Работа тепловоза на дизельном топливе без подачи метана

Позиция КМ	0	1	2	3	4	5	6	7	8
n_d , об/мин	350	350	370	410	450	490	550	650	750
$I_{гг}$, А	-	420	710	1050	1230	1340	1510	1620	1850
N_e , кВт	0	41,2	123,6	192	293,5	422,3	576,8	720	885
b_e , (кг/кВт·ч)	7,5 кг/ч	0,350	0,335	0,30	0,255	0,231	0,222	0,224	0,225

Таблица 1.2

Работа тепловоза на дизельном топливе с подачей метана

Позиция КМ	0	1	2	3	4	5	6	7	8
n_d , об/мин	350	352	379	419	458	491	553	651	751
$I_{гг}$, А	-	420	804	1135	1346	1464	1650	1710	2041
N_e , кВт	0	41	109	225	310	437	588	735	912
$P_{метана}$, МПа	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
$t_{метана}$, °С	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40
$V_{метана}$, г/с	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2
b_e , (кг/кВт·ч)	7,5 кг/ч	0,317	0,291	0,279	0,260	0,243	0,237	0,228	0,221

Примечание:

$P_{метана}$ – избыточное давление метана по показаниям манометра.

Таблица 1.3

Работа тепловоза на дизельном топливе без нагрузки
(настройка системы измерения)

Позиция КМ	0	1	2	3	4	5	6	7	8
n_d , об/мин	350	350	370	410	450	490	550	650	750
t_r , °C	136	138	135	142	151	162	163	181	202
O_2 , %	18,9	18,3	18,6	18,6	18,5	17,8	18,2	17,7	17,6
CO_2 , %	1,7	2,1	1,9	1,9	1,8	2,1	2,1	2,3	2,8
CO , ppm	139	159	144	171	236	251	262	346	552
NO_x , ppm	459	465	512	516	535	584	591	615	671
α , %	5,8	5,1	4,6	4,2	3,9	3,5	3,1	2,7	2,1

Таблица 1.4

Работа на дизельном топливе на нулевой позиции без добавки метана
(оценка воспроизводимости результатов измерения выбросов вредных веществ)

№ замера	1	2	2	4	5
n_d , об/мин	350	352	352	350	353
t_r , °C	131	134	133	132	132
O_2 , %	19,2	18,6	19,2	19,9	19,0
CO_2 , %	1,8	2,1	1,8	1,9	1,8
CO , ppm	160	119	114	123	116
NO_x , ppm	355	437	381	422	396
α , %	5,6	5,95	4,6	5,5	5,0

Таблица 1.5

Работа на дизельном топливе на нулевой позиции с добавкой метана
(оценка воспроизводимости результатов измерения выбросов вредных веществ)

№ замера	1	2	3	4	5
n_d , об/мин	350	352	352	350	353
$P_{\text{метана}}$, МПа	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
$t_{\text{метана}}$, °С	-40	-40	-40	-40	-40
$V_{\text{метана}}$, г/с	2,9	3,2	3,2	2,8	3,2
t_g , °С	133	136	136	133	135
O_2 , %	19,0	18,6	18,7	19,0	18,6
CO_2 , %	1,8	2,2	2,1	1,8	2,2
CO , ppm	642	801	993	749	668
NO_x , ppm	218	345	314	268	348
α , %	5,0	4,5	4,5	5,0	4,5

Примечание:

Подача метана производилась на каждом замере после регистрации параметров, приведенных в таблице 1.4.

$P_{\text{метана}}$ – избыточное давление метана по показаниям манометра.

Таблица 1.6

Уровень дымности и содержание вредных выбросов в отработанных газах до подачи метана к топливу на линии низкого давления

Позиция	Мощность ДГУ, % от N_e	Значение параметра дымности N , %	C_{NO_x} , г/н·м ³ (%,об)	C_{CO} , г/н·м ³ (%,об)
0	0-25	19	0,51	0,162
2		22	1,68	0,63
4	50	26	2,91	1,51
6	75	38	3,14	1,84
8	100	44	3,92	2,12

Продолжение прил. В

Таблица 1.7

Средние значения по цилиндрам внутрицилиндровых параметров дизеля К6S310DR на 4-8 позициях контроллера машиниста без подачи метана и с подачей метана к дизельному топливу на линии низкого давления

Позиция КМ	Без подачи метана			С подачей метана		
	Pz, МПа	Pc, МПа	Tz, °C	Pz, МПа	Pc, МПа	Tz, °C
0 хх	3,7	1,15	620	1,25	3,82	632
1	4,3	1,65	656	1,75	4,45	664
2	6,25	2,25	795	2,35	6,35	808
3	7,2	2,65	1384	2,75	7,32	1395
4	7,9	3,1	1447	3,25	8,1	1452
5	8,1	3,3	1457	3,5	8,23	1464
6	8,3	4,45	1467	4,6	8,43	1476
7	8,5	5,55	1431	5,7	8,65	1447
8	8,65	6,1	1429	6,15	8,94	1454

Примечание: Pz – давление сжатия; Pc – давление сгорания; Tz – температура по цилиндрам

Продолжение прил. В

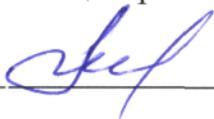
Таблица 1.8

Уровень дымности и содержание вредных выбросов в отработанных газах
после подачи метана к топливу на линии низкого давления

Позиция	Мощность ДГУ, % от N_e	Значение параметра дымности N , %	C_{NOx} , г/н·м ³ (%,об)	C_{CO} , г/н·м ³ (%,об)
0	0-25	10	0,41	0,10
2		13	1,59	0,54
4	50	15	2,52	1,49
6	75	23	3,06	1,73
8	100	29	3,43	1,81

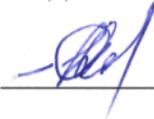
От сервисного локомотивного
депо Орск:

Начальник пункта диагностики
и станции реостатных испытаний

 А.С. Манин

От Самарского государственного
университета путей сообщения:

Руководитель работ д.т.н., профессор

 Д.Я. Носырев

Ответственные исполнители: к.т.н., доцент

 С.А. Петухов

Аспирант кафедры «Локомотивы»

 Л.С. Курманова

Южно-Уральская железная дорога – филиал ОАО «РЖД»
Сервисное локомотивное депо Орск – филиал ОАО «РЖД»

УТВЕРЖДАЮ:

Начальник сервисного
локомотивного депо Орск
Р.А. Коконин



2016 г.

ПРОТОКОЛ №2 РЕОСТАТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТЕПЛОВОЗА

СЕРИИ ЧМЭЗ №5295

Дата испытаний 23.09.2016г.

Начало испытаний 8 ч. 00 мин.

Конец испытаний 18 ч. 00 мин.

Контрольные испытания после ТР-2

1. Температура окружающего воздуха 19°C.
2. Барометрическое давление 750 мм. рт. ст.
3. Работа на холостом ходу и под нагрузкой с замерах удельного расхода топлива и вредных выбросов.

Цель испытаний:

1. Отладочные испытания системы подачи добавки метана в воздушный ресивер дизеля, изготовленной СамГУПС кафедрой «Локомотивы».
2. Работа тепловоза на холостом ходу с добавками метана в воздушный ресивер с замерах удельного расхода топлива и вредных выбросов.
2. Работа тепловоза под нагрузкой с добавками метана в воздушный ресивер с замерах удельного расхода топлива и вредных выбросов.

Продолжение прил. В
Таблица 1.1

Работа тепловоза на дизельном топливе без подачи метана

Позиция КМ	0	1	2	3	4	5	6	7	8
n_d , об/мин	350	350	380	420	460	520	560	660	730
$I_{гг}$, А	-	400	700	1000	1200	1300	1500	1600	1800
N_e , кВт	0	32	87,5	160	264	403	555	720	837
b_e , (кг/кВт·ч)	7,2 кг/ч	0,316	0,284	0,268	0,254	0,248	0,241	0,236	0,228

Таблица 1.2

Работа тепловоза на дизельном топливе с подачей метана

Позиция КМ	0	1	2	3	4	5	6	7	8
n_d , об/мин	352	354	386	436	472	533	575	674	749
$I_{гг}$, А	-	410	712	1080	1220	1342	1512	1645	1854
N_e , кВт	0	30	92,5	181	284	433	585	738	880
$P_{метана}$, МПа	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28
$t_{метана}$, °С	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40
$V_{метана}$, г/с	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4
b_e , (кг/кВт·ч)	7,2 кг/ч	0,312	0,271	0,251	0,242	0,241	0,238	0,231	0,224

Примечание:

$P_{метана}$ – избыточное давление метана по показаниям манометра.

Продолжение прил. В

Таблица 1.3

Работа на дизельном топливе без нагрузки
(настройка системы измерения)

Позиция КМ	0	1	2	3	4	5	6	7	8
n_d , об/мин	352	354	386	426	462	523	565	664	739
t_r , °C	134	138	137	144	147	160	161	179	199
O_2 , %	18,8	18,2	18,5	18,5	18,4	17,9	18,0	17,6	17,0
CO_2 , %	1,6	2,0	1,8	1,8	1,9	2,2	2,2	2,4	2,9
CO, ppm	138	157	140	168	228	249	272	326	512
NO_x , ppm	429	545	499	501	525	564	571	605	661
α , %	5,9	4,7	4,3	3,9	3,6	3,1	2,8	2,3	1,8

Таблица 1.4

Работа на дизельном топливе на нулевой позиции без добавки метана
(оценка воспроизводимости результатов измерения выбросов вредных веществ)

№ замера	1	2	2	4	5
n_d , об/мин	350	352	352	350	353
t_r , °C	132	133	132	133	132
O_2 , %	19,1	18,8	19,1	18,9	19,0
CO_2 , %	1,7	2,0	1,7	1,9	1,8
CO, ppm	160	119	114	123	116
NO_x , ppm	345	427	371	412	386
α , %	5,8	5,9	5,6	5,5	5,0

Продолжение прил. В

Таблица 1.5

Работа на дизельном топливе на нулевой позиции с добавкой метана
(оценка воспроизводимости результатов измерения выбросов вредных веществ)

№ замера	1	2	3	4	5
n_d , об/мин	350	352	352	350	353
$P_{\text{метана}}$, МПа	0,28	0,29	0,28	0,28	0,3
$t_{\text{метана}}$, °С	-40	-40	-40	-40	-40
$V_{\text{метана}}$, г/с	2,9	2,8	3,0	2,8	3,1
t_g , °С	133	136	136	133	135
O_2 , %	19,0	18,6	18,7	19,0	18,6
CO_2 , %	1,8	2,2	2,1	1,8	2,2
CO , ppm	642	801	993	749	668
NO_x , ppm	218	345	314	268	348
α , %	5,0	4,0	4,5	5,0	4,0

Примечание:

Подача метана производилась на каждом замере после регистрации параметров, приведенных в таблице 1.4.

$P_{\text{метана}}$ – избыточное давление метана по показаниям манометра.

Таблица 1.6

Уровень дымности и содержание вредных выбросов в отработанных газах до подачи метана в воздушный ресивер

Позиция	Мощность ДГУ, % от N_e	Значение параметра дымности N , %	C_{NO_x} , г/н·м ³ (%,об)	C_{CO} , г/н·м ³ (%,об)
0	0-25	18	0,50	0,165
2		21	1,67	0,73
4	50	24	2,90	1,61
6	75	37	3,15	1,94
8	100	43	3,90	2,10

Продолжение прил. В

Уровень дымности и содержание вредных выбросов в отработанных газах
после подачи метана в воздушный ресивер

Позиция	Мощность ДГУ, % от N_e	Значение параметра дымности N, %	C_{NOx} , г/н·м ³ (%,об)	C_{CO} , г/н·м ³ (%,об)
0	0-25	12	0,45	0,12
2		14	1,62	0,65
4	50	18	2,60	1,58
6	75	28	3,12	1,82
8	100	34	3,75	1,95

От сервисного локомотивного
депо Орск:

Начальник пункта диагностики
и станции реостатных испытаний

 А.С. Манин

От Самарского государственного
университета путей сообщения:

Руководитель работ д.т.н., профессор

 Д.Я. Носырев

Ответственные исполнители: к.т.н., доцент

 С.А. Петухов

Аспирант кафедры «Локомотивы»

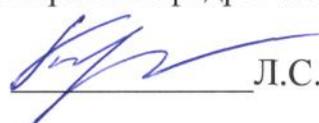
 Л.С. Курманова

Таблица 1.1

Работа тепловоза на дизельном топливе без подачи метана

Позиция КМ	0	1	2	3	4	5	6	7	8
n_d , об/мин	352	354	386	426	462	523	565	664	739
$I_{ГГ}$, А	-	400	700	1000	1200	1300	1500	1600	1800
N_e , кВт	0	32	87,5	160	264	403	555	720	837
b_e , (кг/кВт·ч)	7,4 кг/ч	0,277	0,271	0,279	0,270	0,273	0,277	0,276	0,274

Таблица 1.2

Работа тепловоза на дизельном топливе с подачей метана

Позиция КМ	0	1	2	3	4	5	6	7	8
n_d , об/мин	352	354	386	426	462	523	565	664	739
$I_{ГГ}$, А	-	400	700	1000	1200	1300	1500	1600	1800
N_e , кВт	0	32	87,5	160	264	403	555	720	837
$P_{метана}$, МПа	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$t_{метана}$, °С	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40
$V_{метана}$, г/с	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4
b_e , (кг/кВт·ч)	7,4 кг/ч	0,217	0,210	0,221	0,232	0,241	0,244	0,243	0,245

Примечание:

$P_{метана}$ – избыточное давление метана по показаниям манометра.

Таблица 1.3

Работа на дизельном топливе без нагрузки
(настройка системы измерения)

Позиция КМ	0	1	2	3	4	5	6	7	8
n_d , об/мин	352	354	386	426	462	523	565	664	739
t_r , °C	134	138	137	144	147	160	161	179	199
O_2 , %	18,8	18,2	18,5	18,5	18,4	17,9	18,0	17,6	17,0
CO_2 , %	1,6	2,0	1,8	1,8	1,9	2,2	2,2	2,4	2,9
CO, ppm	138	157	140	168	228	249	272	326	512
NO_x , ppm	429	545	499	501	525	564	571	605	661
α , %	9,95	7,74	8,71	8,73	8,36	6,97	7,21	6,33	5,36

Таблица 1.4

Работа на дизельном топливе на нулевой позиции без добавки метана
(оценка воспроизводимости результатов измерения выбросов вредных веществ)

№ замера	1	2	2	4	5
n_d , об/мин	350	352	352	350	353
t_r , °C	132	133	132	133	132
O_2 , %	19,1	18,8	19,1	18,9	19,0
CO_2 , %	1,7	2,0	1,7	1,9	1,8
CO, ppm	160	119	114	123	116
NO_x , ppm	345	427	371	412	386
α , %	11,6	9,95	11,6	10,5	11,0

Продолжение прил. В

Таблица 1.5

Работа на дизельном топливе на нулевой позиции с добавкой метана
(оценка воспроизводимости результатов измерения выбросов вредных веществ)

№ замера	1	2	3	4	5
n_d , об/мин	350	352	352	350	353
$P_{\text{метана}}$, МПа	0,29	0,3	0,29	0,28	0,3
$t_{\text{метана}}$, °С	-40	-40	-40	-40	-40
$V_{\text{метана}}$, г/с	2,9	2,8	3,0	2,8	3,1
t_g , °С	133	136	136	133	135
O_2 , %	19,0	18,6	18,7	19,0	18,6
CO_2 , %	1,8	2,2	2,1	1,8	2,2
CO , ppm	642	801	993	749	668
NO_x , ppm	218	345	314	268	348
α , %	11,0	9,09	9,5	11,0	9,09

Примечание:

Подача метана производилась на каждом замере после регистрации параметров, приведенных в таблице 1.4.

$P_{\text{метана}}$ – избыточное давление метана по показаниям манометра.

Таблица 1.6

Уровень дымности и содержание вредных выбросов в отработанных газах до подачи метана в воздушный ресивер

Позиция	Мощность ДГУ, % от N_e	Значение параметра дымности N , %	C_{NO_x} , г/н·м ³ (%,об)	C_{CO} , г/н·м ³ (%,об)
0	0-25	18	0,50	0,165
2		21	1,67	0,73
4	50	24	2,90	1,61
6	75	37	3,15	1,94
8	100	43	3,90	2,10

Продолжение прил. В

Уровень дымности и содержание вредных выбросов в отработанных газах
после подачи метана в воздушный ресивер

Позиция	Мощность ДГУ, % от N_e	Значение параметра дымности N , %	C_{NOx} , г/н·м ³ (%,об)	C_{CO} , г/н·м ³ (%,об)
0	0-25	12	0,45	0,12
2		14	1,62	0,65
4	50	18	2,60	1,58
6	75	28	3,12	1,82
8	100	34	3,75	1,95

От сервисного локомотивного
депо Оренбургское:

Начальник пункта диагностики
и станции реостатных испытаний



П.В. Чижов

От Самарского государственного
университета путей сообщения:

Руководитель работ к.т.н., доцент

 А.В. Муратов

Ответственный исполнитель к.т.н., доцент

 С.А. Петухов

Южно-Уральская Дирекция моторвагонного подвижного состава –
моторвагонное депо Сакмарская – филиал ОАО «РЖД» Центральная Дирекция
моторвагонного подвижного состава

УТВЕРЖДАЮ:

Заместитель начальника по ремонту
моторвагонного депо Сакмарская



А.В. Пашков

2015 г.

**ПРОТОКОЛ
ИСПЫТАНИЙ РЕЛЬСОВОГО АВТОБУСА
РА-2 № 06902**

Дата испытаний 02.02.2015г.

Начало испытаний 18 ч. 00 мин.

Конец испытаний 23 ч. 00 мин.

Сдаточные испытания после ТР-1

1. Температура окружающего воздуха – 16°C.
2. Барометрическое давление 751 мм. рт. ст.
3. Работа на холостом ходу и под нагрузкой с замерами удельного расхода топлива.

Цель испытаний: 1. Отладочные испытания на метане системы подачи газообразных добавок к топливу в воздушный ресивер дизеля, изготовленной СамГУПС кафедрой «Локомотивы».

2. Работа на холостом ходу с добавками метана в воздушный ресивер с замерами удельного расхода топлива.

2. Работа под нагрузкой с добавками метана в воздушный ресивер с замерами удельного расхода топлива.

Продолжение прил. В

Таблица 1.1

Работа силовой установки на дизельном топливе без подачи метана

Позиция КМ	0	1	2	3	4	5	6	7
n_d , об/мин	44	358	530	810	1219	1339	1352	1329
N_e , кВт	800	800	1019	1366,5	1737	1818	1797,6	1800
$P_{возд}$	1000	1060	1120	1460	2200	2440	2460	2520
$t_{возд}$	10	10	10	11	12	14	18	22
V , (л/ч)	2,022	7,806	14,354	31,094	58,979	68,956	67,526	68,296

Таблица 1.2

Работа тепловоза на дизельном топливе с подачей метана

Позиция КМ	0	1	2	3	4	5	6	7
n_d , об/мин	44	358	530	810	1219	1339	1352	1329
N_e , кВт	800	800	1019	1366,5	1737	1818	1797,6	1800
$P_{возд}$	1000	1060	1120	1460	2200	2440	2460	2520
$t_{возд}$	10	10	10	11	12	14	18	22
$P_{метана}$, МПа	0,27	0,26	0,25	0,24	0,23	0,22	0,21	0,20
$t_{метана}$, °С	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10
$V_{метана}$, г/с	2,74	2,62	2,51	2,42	2,33	2,24	2,16	2,12
V , (л/ч)	2,020	6,712	13,453	29,904	56,797	65,569	66,625	67,629

Примечание:

 $P_{метана}$ – избыточное давление метана по показаниям манометра.От моторвагонного депо
Самарская:От Самарского государственного
университета путей сообщения:Мастер участка производства
по ремонту автотормозного,
электроаппаратного и КИП
оборудования

Руководитель работ к.т.н., доцент

Ю.В. Родионов

А.В. Муратов



Ответственный исполнитель к.т.н., доцент

С.А. Петухов

Сервисное локомотивное депо Оренбургское – филиал ОАО «РЖД»

УТВЕРЖДАЮ:

Главный инженер сервисного
локомотивного депо Оренбургское



С.П. Сухов

2015 г.

ПРОТОКОЛ РЕОСТАТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТЕПЛОВОЗА

СЕРИИ 2ТЭ10В № 4235

Дата испытаний 02.02.2015г.

Начало испытаний 9 ч. 00 мин.

Конец испытаний 19 ч. 00 мин.

Контрольные испытания после ТР-2

1. Температура окружающего воздуха – 15°C.
2. Барометрическое давление 750 мм. рт. ст.
3. Работа на холостом ходу и под нагрузкой с замерами удельного расхода топлива и вредных выбросов.

Цель испытаний: 1. Отладочные испытания на метане системы подачи газообразных добавок к топливу в воздушный ресивер дизеля, изготовленной СамГУПС кафедрой «Локомотивы».

2. Работа на холостом ходу с добавками метана в воздушный ресивер с замерами удельного расхода топлива и вредных выбросов.

2. Работа под нагрузкой с добавками метана в воздушный ресивер с замерами удельного расхода топлива и вредных выбросов.

Таблица 1.1

Работа тепловоза на дизельном топливе без подачи метана

Позиция КМ	0	1	2	3	4	9	12	13	14	15
n_d , об/мин	400	420	440	450	500	650	750	800	820	850
$I_{гг}$, А	-	1000	1350	1450	2150	2950	3550	3650	3900	4200
N_e , кВт	0	75	185	350	420	1050	1390	1520	1610	1780
b_e , (г/кВт·ч)	210	220	225	227	231	238	245	252	259	272

Таблица 1.2

Работа тепловоза на дизельном топливе с подачей метана

Позиция КМ	0	1	2	3	4	9	12	13	14	15
n_d , об/мин	400	420	440	450	500	650	750	800	820	850
$I_{гг}$, А	-	1000	1350	1450	2150	2950	3550	3650	3900	4200
N_e , кВт	0	75	185	350	420	1050	1390	1520	1610	1780
$P_{метана}$, МПа	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$t_{метана}$, °С	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10
$V_{метана}$, г/с	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4
b_e , (г/кВт·ч)	204	212	216	220	226	230	238	246	250	265

Примечание:

$P_{метана}$ – избыточное давление метана по показаниям манометра, после редуктора

Продолжение прил. В

Таблица 1.3

Работа на дизельном топливе без нагрузки
(настройка системы измерения)

Позиция КМ	0	1	2	3	4	9	12	13	14	15
n_d , об/мин	400	420	440	450	500	650	750	800	820	850
O_2 , %	18,8	18,2	18,5	18,5	18,4	17,9	18,0	17,6	18,5	19,4
CO_2 , %	1,6	2,0	1,8	1,8	1,9	2,2	2,2	2,4	2,3	2,4
CO, ppm	138	157	140	168	228	249	272	326	448	575
NO_x , ppm	429	545	499	501	525	564	571	605	890	1150
α , %	9,95	7,74	8,71	8,73	8,36	6,97	7,21	6,33	7,15	8,54

Таблица 1.4

Работа на дизельном топливе на нулевой позиции без добавки метана
(оценка воспроизводимости результатов измерения выбросов вредных веществ)

№ замера	1	2	2	4	5
n_d , об/мин	400	410	410	415	415
t_r , °C					
O_2 , %	20,3	20,8	20,1	20,9	20,0
CO_2 , %	1,8	2,1	1,9	2,0	1,9
CO, ppm	180	135	134	137	120
NO_x , ppm	354	472	387	421	368
α , %	12,6	10,95	11,5	11,5	12,0

Таблица 1.5

Работа на дизельном топливе на нулевой позиции с добавкой метана
(оценка воспроизводимости результатов измерения выбросов вредных веществ)

№ замера	1	2	3	4	5
n_d , об/мин	400	410	410	415	415
$P_{\text{метана}}$, МПа	0,21	0,24	0,23	0,27	0,27
$t_{\text{метана}}$, °С	-10	-10	-10	-10	-10
$V_{\text{метана}}$, Г/с	3,1	3,3	3,2	3,4	3,3
O_2 , %	19,0	18,6	18,7	19,0	18,6
CO_2 , %	1,8	2,2	2,1	1,8	2,2
CO, ppm	642	801	993	749	668
NO_x , ppm	218	345	314	268	348
α , %	10,0	10,09	10,5	10,0	11,09

Примечание:

Подача метана производилась на каждом замере после регистрации параметров, приведенных в таблице 1.4.

$P_{\text{метана}}$ – избыточное давление метана по показаниям манометра.

Таблица 1.6

Уровень дымности и содержание вредных выбросов в отработанных газах до подачи метана в воздушный ресивер

Позиция	Мощность ДГУ, % от N_e	Значение параметра дымности N, %	C_{NO_x} , г/н·м ³ (%,об)	C_{CO} , г/н·м ³ (%,об)
0	0-25	21	1,85	0,45
1		23	1,96	0,92
2	26-51	26	2,02	1,19
3		28	2,43	1,28
5		35	2,65	1,34
9	51-75	34	3,87	1,45
12		29	3,98	1,25
13	76-100	27	4,46	1,18
14		25	4,58	1,15
15		29	4,89	1,24

Уровень дымности и содержание вредных выбросов в отработанных газах
после подачи метана в воздушный ресивер

Позиция	Мощность ДГУ, % от N_e	Значение параметра дымности N , %	C_{NOx} , г/н·м ³ (%,об)	C_{CO} , г/н·м ³ (%,об)
0	0-25	12	1,58	0,23
1		12	1,76	0,87
2	26-51	13	1,92	0,93
3		15	2,34	0,98
5		17	2,56	1,15
9	51-75	18	3,78	1,21
12		19	3,89	0,98
13	76-100	20	4,24	0,75
14		22	4,35	0,85
15		23	4,67	1,05

От сервисного локомотивного
депо Оренбургское:

Начальник пункта диагностики
и станции реостатных испытаний



П.В. Чижов

От Самарского государственного
университета путей сообщения:

Руководитель работ к.т.н., доцент

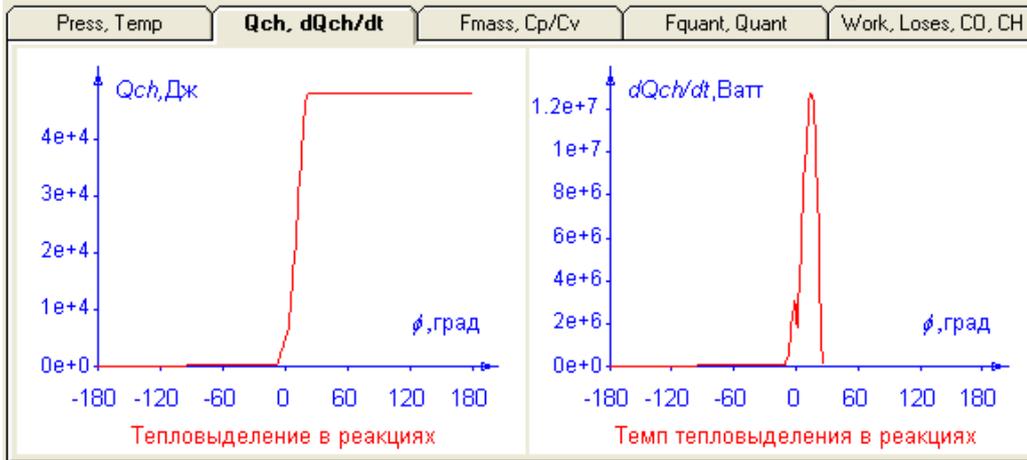
 А.В. Муратов

Ответственный исполнитель к.т.н., доцент

 С.А. Петухов

Формы результатов расчета дизеля тепловоза ЧМЭЗ на номинальном режиме с замещением 5% дизельного топлива метаном по программе ENGINE

КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ:								
Тактность $i=$	4	Число цилиндров $N=$	6	Объем КС $V=$	27200	ДП $D=$	31	
Частота $\omega=$	750	Степень сжатия $\varepsilon=$	13	РК/ХП $\gamma=$	0.25			
ХАРАКТЕРИСТИКИ МОТОРНОГО ТОПЛИВА:								
Вид топлива	95ДТ+5Метан			Агрегатное состояние	смесь		Теплотворность	43237 Дж/г
Состав топлива, массовых %	C	H	O	N	S	Pb	A	W
	86.4	13.2	0.01	0.03	0.05	0	0.01	0
ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА:								
Начальное давление $P_0=$	1	Начальная температура $T_0=$	300	ТКС $T_w=$	550			
КИБ $\alpha=$	2	ДРК $\Delta=$	50	МНВ $\tau_{\text{МВ}}=$	15	ДВ $\Delta\tau=$	20	
Модель горения: <input checked="" type="radio"/> Газодинамическая <input type="radio"/> Химкинетическая				<input type="button" value="Копировать форму в файл"/>				
				<input type="button" value="« Вернуться"/>		<input type="button" value="Рассчитать химгазодинамику >>"/>		
Press, Temp	Qch, dQch/dt	Fmass, Cp/Cv	Fquant, Quant	Work, Loses, CO, CH				
<p style="text-align: center;">Индикаторная диаграмма - $T(\phi)$</p>				<p style="text-align: center;">Индикаторная диаграмма - $P(\phi)$</p>				
Расчетные энергетические характеристики двигателя								
Тепловыделение при $\phi = 0$ - 9.2%				P_{max} - 54.7 атм				
Тепловыделение при P^{max} - 85.4%				T_{max} - 1728 К				
Длительность сгорания $\phi^T - \phi^P$ - 4.1 град. ПКВ				$P_{\phi=180 \text{ град. ПКВ}}$ - 2.9 атм				
Мощность N - 1201.2 л.с. КПД тепловой η - 26.5 %				$T_{\phi=180 \text{ град. ПКВ}}$ - 848 К				
Удельный расход топлива - 226.7 г/л.с.ч.				$P_{\text{мнд}}$ - 7.7 атм				
Жесткость сгорания $dP/d\phi^{\text{max}}$ - 1.546 атм/град.ПКВ				$dT/d\phi^{\text{max}}$ - 61.5 К/град.ПКВ				
<input type="button" value="Копировать форму в файл"/>								
<input type="button" value="« Вернуться"/>				<input type="button" value="Рассчитать экологические характеристики >>"/>				



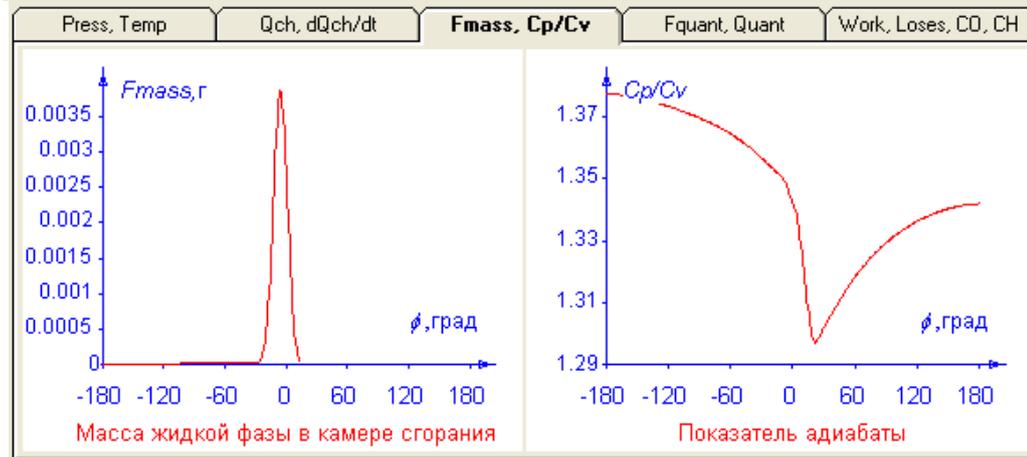
Расчетные энергетические характеристики двигателя

Тепловыделение при $\phi = 0$ - 9.2%	P_{\max} - 54.7 атм
Тепловыделение при P^{\max} - 85.4%	T_{\max} - 1728 К
Длительность сгорания $\phi^T - \phi^P$ - 4.1 град. ПКВ	$P_{\phi=180 \text{ град. ПКВ}}$ - 2.9 атм
Мощность W - 1201.2 л.с. КПД тепловой η - 26.5 %	$T_{\phi=180 \text{ град. ПКВ}}$ - 848 К
Удельный расход топлива - 226.7 г/л.с.ч.	$P_{\text{нд.}}$ - 7.7 атм
Жесткость сгорания $dP/\alpha\phi^{\max}$ - 1.546 атм/град.ПКВ	$dT/\alpha\phi^{\max}$ - 61.5 К/град.ПКВ

Копировать форму в файл

<< Вернуться

Расчитать экологические характеристики>>



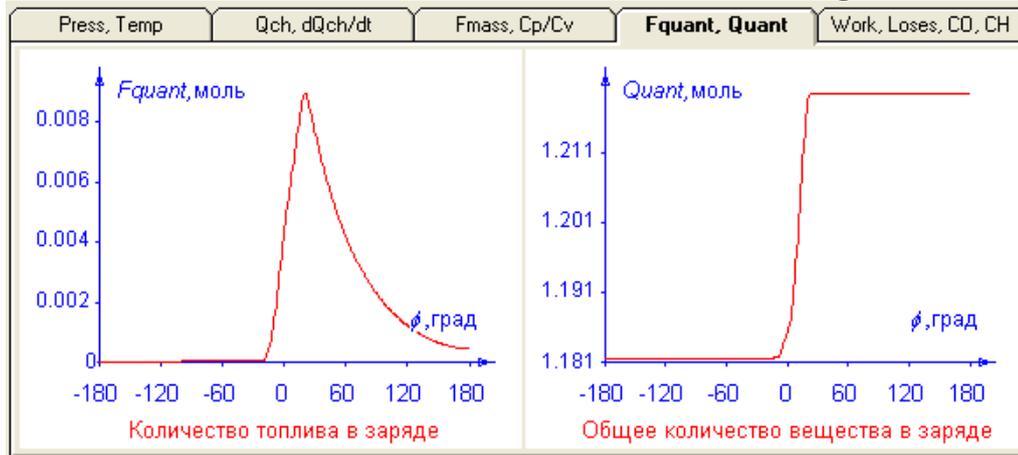
Расчетные энергетические характеристики двигателя

Тепловыделение при $\phi = 0$ - 9.2%	P_{\max} - 54.7 атм
Тепловыделение при P^{\max} - 85.4%	T_{\max} - 1728 К
Длительность сгорания $\phi^T - \phi^P$ - 4.1 град. ПКВ	$P_{\phi=180 \text{ град. ПКВ}}$ - 2.9 атм
Мощность W - 1201.2 л.с. КПД тепловой η - 26.5 %	$T_{\phi=180 \text{ град. ПКВ}}$ - 848 К
Удельный расход топлива - 226.7 г/л.с.ч.	$P_{\text{нд.}}$ - 7.7 атм
Жесткость сгорания $dP/\alpha\phi^{\max}$ - 1.546 атм/град.ПКВ	$dT/\alpha\phi^{\max}$ - 61.5 К/град.ПКВ

Копировать форму в файл

<< Вернуться

Расчитать экологические характеристики>>



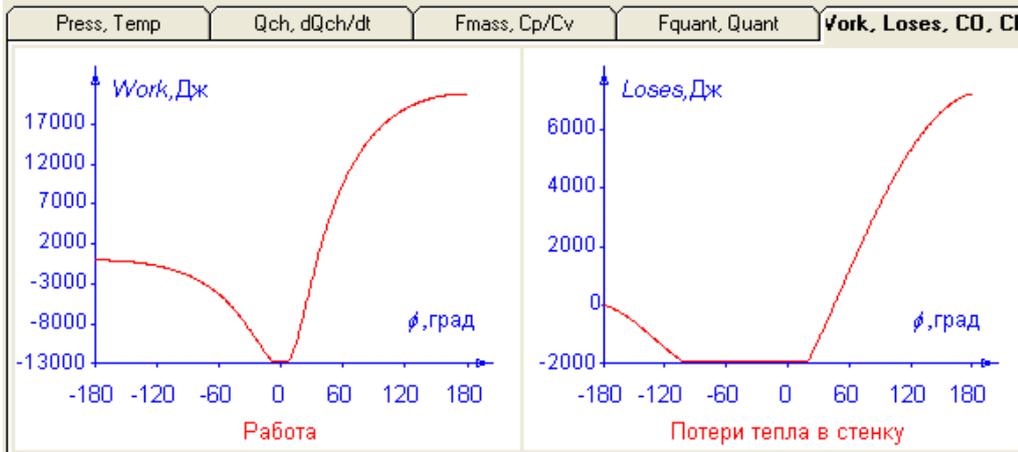
Расчетные энергетические характеристики двигателя

Тепловыделение при $\phi = 0$ - 9.2%	P_{\max} - 54.7 атм
Тепловыделение при P^{\max} - 85.4%	T_{\max} - 1728 К
Длительность сгорания $\phi^T - \phi^P$ - 4.1 град. ПКВ	$P_{\phi = 180 \text{ град. ПКВ}}$ - 2.9 атм
Мощность И-1201.2 л.с. КПД тепловой η - 26.5 %	$T_{\phi = 180 \text{ град. ПКВ}}$ - 848 К
Удельный расход топлива - 226.7 г/л.с.ч.	$P_{\text{нд.}}$ - 7.7 атм
Жесткость сгорания $dP/d\phi^{\max}$ - 1.546 атм/град.ПКВ	$dT/d\phi^{\max}$ - 61.5 К/град.ПКВ

Копировать форму в файл

<< Вернуться

Расчитать экологические характеристики>>



Расчетные энергетические характеристики двигателя

Тепловыделение при $\phi = 0$ - 9.2%	P_{\max} - 54.7 атм
Тепловыделение при P^{\max} - 85.4%	T_{\max} - 1728 К
Длительность сгорания $\phi^T - \phi^P$ - 4.1 град. ПКВ	$P_{\phi = 180 \text{ град. ПКВ}}$ - 2.9 атм
Мощность И-1201.2 л.с. КПД тепловой η - 26.5 %	$T_{\phi = 180 \text{ град. ПКВ}}$ - 848 К
Удельный расход топлива - 226.7 г/л.с.ч.	$P_{\text{нд.}}$ - 7.7 атм
Жесткость сгорания $dP/d\phi^{\max}$ - 1.546 атм/град.ПКВ	$dT/d\phi^{\max}$ - 61.5 К/град.ПКВ

Копировать форму в файл

<< Вернуться

Расчитать экологические характеристики>>

Дифференциальные экологические показатели:		
Вещество	Химическая формула	Содержание в ОГ, мольных %
Оксид углерода	CO	0.254
Углеводороды	C _n H _m	0.0092
Оксиды азота	N _x O _y	0.0012
Оксиды серы	SO _x	0.0013
Соединения свинца	PbO, PbCN	0 усл. г/кг топл.
Углекислый газ	CO ₂	6.6949
Водяной пар	H ₂ O	7.2736
Кислород	O ₂	9.7359
Азот	N ₂	75.9783
Углерод сажи	Ств	0.0126329
Сера зольная	Ств	0.0002614

<< Вернуться

Интергальные экологические показатели:		
Параметр	Обозначение	Величина
Дымность выхлопа	Д	15.3239%
Экологичность по CO	Е	560.9 усл. г/кг топл.

Копировать

Эколого-экономический коэффициент =
 = [экологичность по CO] × [удельный расход топлива] =
 = 127.1203 усл. г/л.с. час

**Расчетно-количественные показатели параметров работы дизеля
K6S310DR (6ЧН 31/36) тепловоза ЧМЭ-3 при добавке природного газа от 1
до 90% (при $\alpha = 1; 1,4$)**

Параметры		При $\alpha=1$				При $\alpha=1,4$			
		N, л.с	be, г/л.с·ч)	Pmax, атм	Tmax, К	N, л.с	be, г/л.с·ч)	Pmax, атм	Tmax, К
Процент добавки природного газа к дизельному топливу	1	1195	235,2	51,2	1842,4	1190	232,8	49,6	1840,2
	2	1194	234,8	51,7	1845,6	1192	232,5	50,7	1841,8
	3	1196	234,5	52,5	1846,3	1194	232,1	51,3	1847,2
	5	1209	234,2	53,9	1850,1	1207	231,7	52,7	1849,1
	10	1218	233,2	55,1	1852,3	1215	230,8	54,2	1851,4
	20	1221	231,4	60,4	1855,4	1219	229	59,3	1853,7
	30	1229	230,6	64,8	1857,5	1226	227,8	62,4	1856,2
	40	1232	229,2	70,1	1860,2	1229	226,7	65,6	1858,3
	50	1240	226,2	76,2	1862,8	1237	223,9	75,2	1860,8
	60	1246	224,3	81,3	1865,2	1240	222,1	79,3	1863,1
	70	1249	222,6	84,6	1867,4	1243	220,6	83,4	1865,4
	80	1250	220,4	88,3	1870,3	1247	218,8	87,7	1867,7
90	1256	219,6	90,2	1872,6	1250	217,2	91,2	1870,2	

**Расчетно-количественные показатели параметров работы дизеля
K6S310DR (6ЧН 31/36) тепловоза ЧМЭ-3 при добавке природного газа от 1
до 90% (при $\alpha = 2; 4$)**

Параметры		При $\alpha=2$				При $\alpha=4$			
		N, л.с	be, г/л.с·ч)	Pmax, атм	Tmax, К	N, л.с	be, г/л.с·ч)	Pmax, атм	Tmax, К
Процент добавки природного газа к дизельному топливу	1	1201	229,4	51,4	1846,4	1196	228,6	48,7	1841,4
	2	1201	229,1	51,9	1846,9	1200	228,3	48,9	1841,7
	3	1206	228,7	52,6	1847,5	1202	227,8	49,5	1842,1
	5	1212	226,7	54,7	1848,4	1210	227,4	50,9	1842,8
	10	1221	224,4	55,4	1851,6	1218	226,8	53,1	1849,2
	20	1226	223,9	60,8	1854,7	1222	225,8	58,4	1852,8
	30	1230	223,1	65,2	1857,7	1228	224,6	61,8	1855,4
	40	1236	222,6	70,6	1860,3	1231	222,4	67,1	1859,5
	50	1241	224,1	76,4	1863,8	1234	219,6	74,2	1862,7
	60	1248	222,4	81,9	1866,2	1236	218,3	79,3	1865,4
	70	1251	220,5	85,6	1870,1	1238	216,4	82,6	1867,2
	80	1252	219,2	89,3	1872,8	1242	215,2	86,3	1869,6
90	1257	217,4	92,4	1876,8	1249	213,5	91,8	1872,4	

Продолжение прил. Д

Результаты расчета дизеля K6SD310DR при $\alpha=1$ с добавкой природного газа к дизельному топливу от 1 до 90%

Вид топлива CH ₄ / ДТ, %	Нетоксичные продукты сгорания, мольных %				Токсичные вещества в выхлопных газах, мольных %						Дымность, %	Эколого- эконом. коэфф. усл.г/л.с. ч
	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	CO	CH	NO ₂	Сажа	SO ₂	S		
90/10	112,4	150,5	727,4	3,6	5,55	0,183	0,098	0,000288	0,016	0,00001	0,0384	42,52
80/20	113,99	147,78	728,4	3,59	5,65	0,183	0,097	0,000292	0,033	0,00002	0,0404	45,65
70/30	115,6	144,9	729,5	3,58	5,75	0,183	0,097	0,000297	0,05	0,00003	0,0424	48,83
60/40	117,28	142,1	730,6	3,57	5,8	0,183	0,096	0,0003	0,067	0,00004	0,0445	52,06
50/50	118,97	139,2	731,7	3,56	5,9	0,183	0,096	0,0003	0,084	0,00005	0,0467	55,35
20/80	124,2	130,1	735,2	3,53	6,3	0,183	0,094	0,00032	0,139	0,00009	0,0533	65,5
10/90	126,0	127,0	736,35	3,52	6,42	0,183	0,093	0,00033	0,158	0,0001	0,0556	68,97
5/95	127,0	125,25	737	3,517	6,48	0,183	0,093	0,00033	0,167	0,0001	0,057	70,78
3/97	127,3	124,8	737,2	3,515	6,5	0,183	0,093	0,00033	0,171	0,0001	0,0574	71,44
2/98	127,5	124,5	737,3	3,514	6,5	0,183	0,093	0,00033	0,173	0,0001	0,0576	71,8
0/100	137,9	123,9	737,4	3,5	6,5	0,183	0,092	0,00034	0,177	0,0001	0,0581	72,5

Продолжение прил. Д

Результаты расчета дизеля К6SD310DR при $\alpha=1,4$ с добавкой природного газа к дизельному топливу от 1 до 90%

Вид топлива CH ₄ / ДТ, %	Нетоксичные продукты сгорания, мольных%.				Токсичные вещества в выхлопных газах, мольных%						Дымность. %	Эколого- эконом. коэфф. усл.г/л.с. ч
	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	CO	CH	NO ₂	Сажа	SO ₂	S		
90/10	83,7	111,8	743,49	56,33	3,877	0,131	0,086	0,0046	0,012	0,000355	0,643	47,3
80/20	84,87	109,7	744,29	56,38	3,953	0,131	0,086	0,0047	0,024	0,000719	0,703	51,11
70/30	86,06	107,58	745,1	56,4	4,031	0,131	0,087	0,0048	0,036	0,001	0,764	54,99
60/40	87,27	105,4	745,9	56,48	4,11	0,131	0,087	0,0049	0,049	0,00147	0,83	58,95
50/50	88,5	103,18	746,78	56,54	4,19	0,131	0,087	0,005	0,061	0,00186	0,89	62,96
20/80	92,31	96,3	749,4	56,7	4,454	0,131	0,087	0,0055	0,1	0,003	1,1	75,45
10/90	93,63	93,93	750,3	56,76	4,55	0,131	0,087	0,0056	0,114	0,0035	1,17	79,76
5/95	94,39	92,55	750,8	56,8	4,6	0,131	0,087	0,0057	0,121	0,0037	1,21	82,01
3/97	94,56	92,23	750,95	56,8	4,613	0,131	0,087	0,0057	0,124	0,0038	1,22	82,84
2/98	94,68	92,02	751,02	56,8	4,622	0,131	0,087	0,0057	0,125	0,0039	1,232	83,27
0/100	95,00	92,53	751,17	56,82	4,661	0,131	0,087	0,0058	0,128	0,004	1,26	84,42

Продолжение прил. Д

Результаты расчета дизеля K6SD310DR при $a=2$ с добавкой природного газа к дизельному топливу от 1 до 90%

Вид топлива CH ₄ / ДТ, %	Нетоксичные продукты сгорания, мольных %				Токсичные вещества в выхлопных газах, мольных %						Дымность, %	Эколого- эконом. коэфф. усл.г/л.с. ч
	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	CO	CH	NO ₂	Сажа	SO ₂	S		
90/10	61,93	82,1	75,62	96,89	2,254	0,092	0,012	0,108	0,008	0,0014	13,2	108,2
80/20	62,78	80,50	75,68	96,96	2,301	0,092	0,012	0,111	0,015	0,0029	13,69	116,32
70/30	63,65	78,88	757,42	97,03	2,349	0,092	0,012	0,114	0,024	0,0044	14,18	124,8
60/40	64,54	77,23	758,05	97,1	2,399	0,092	0,012	0,117	0,032	0,0059	14,69	133,43
50/50	65,44	75,56	758,7	97,18	2,45	0,092	0,012	0,12	0,04	0,0072	15,19	141,82
20/80	68,22	70,37	760,67	97,41	2,62	0,092	0,012	0,131	0,065	0,0117	16,875	169,4
10/90	69,18	68,58	761,39	97,49	2,676	0,092	0,012	0,1356	0,074	0,0133	17,48	179,1
5/95	69,73	67,55	761,78	97,54	2,71	0,092	0,012	0,138	0,079	0,0141	17,83	184,33
3/97	69,86	67,3	761,88	97,55	2,72	0,092	0,012	0,1386	0,081	0,0144	17,92	186,06
2/98	69,95	67,15	761,94	97,55	2,725	0,092	0,012	0,139	0,081	0,01457	17,98	187,0
0/100	70,15	66,76	762,09	97,57	2,738	0,092	0,012	0,14	0,083	0,0161	18,24	191,4

Продолжение прил. Д

Результаты расчета дизеля K6SD310DR при $\alpha=4$ с добавкой природного газа к дизельному топливу от 1 до 90%

Вид топлива CH ₄ / ДТ, %	Нетоксичные продукты сгорания, мольных %				Токсичные вещества в выхлопных газах, мольных %						Дымность Д	Эколого- эконом. коэфф. усл.г/л.с. ч К
	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	CO	CH	NO ₂	Сажа	SO ₂	S		
90/10	33,95	50,01	770,13	145,7	0,178	0,046	0	5,06	0,004	0,0015	99,8545	7115,19
80/20	34,45	49,05	770,52	145,76	0,18	0,046	0	5,07	0,008	0,003	99,8565	7132,95
70/30	34,96	48,07	770,9	145,83	0,182	0,046	0	5,079	0,011	0,0045	99,8582	7148,95
60/40	35,48	47,08	771,31	145,9	0,184	0,046	0	5,087	0,016	0,006	99,8599	7165,64
50/50	36,00	46,07	771,72	145,98	0,185	0,046	0	5,094	0,019	0,0076	99,8614	7180,16
20/80	37,62	42,94	772,98	146,22	0,191	0,046	0	5,12	0,034	0,0125	99,8669	7234,56
10/90	38,18	41,87	773,41	146,29	0,193	0,046	0	5,125	0,038	0,0141	99,8679	7246,02
5/95	38,54	41,25	773,63	146,34	0,195	0,046	0	5,127	0,038	0,0151	99,8685	7253,27
3/97	38,62	41,1	773,69	146,35	0,195	0,046	0	5,128	0,038	0,0154	99,8687	7255,89
2/98	38,67	41,0	773,72	146,35	0,195	0,046	0	5,129	0,039	0,0156	99,8689	7255,97
0/100	38,79	40,77	773,8	146,37	0,196	0,046	0	5,13	0,04	0,016	99,87	7257,96