Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тамбовский государственный технический университет»

На правах рукописи

Аль-Майди Али Аббас Хашим

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ В АПК

Специальность 05.20.01 – Технологии и средства механизации сельского хозяйства

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
д.т.н., профессор
Родионов Юрий Викторович

Тамбов 2020

РЕФЕРАТ

Диссертационная работа представлена на 135 страницах машинописного текста, из которых на 121 странице – основной текст, графическое содержание раскрывается 50-ю рисунками, а также 18 таблиц. Список литературы состоит из 131 наименования, среди которых 10 на иностранных языках.

Ключевые слова: сельское хозяйство, газодизель, топливная экономичность, снижение токсичности, отработавшие газы.

Цель работы. Улучшение экологических и экономических показателей газодизелей, установленных на сельскохозяйственной технике.

Объект исследований: процесс терморегулирования в системе топливоподачи газодизеля, и сама система.

Предмет исследований: закономерности изменения эксплуатационных показателей работы газодизельных ДВС от температуры компонентов топлива в системе подачи.

В результате теоретического и экспериментального исследования определены зависимости показателей эффективности работы системы топливоподачи газодизельного двигателя.

Обоснованы оптимальные показатели работы системы топливоподачи. Установлена экономическая эффективность и целесообразность применения системы топливоподачи газодизельного двигателя.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 5
1 Анализ состояния вопроса, цели и задачи исследования 10
1.1 Анализ применения газовых топлив 10
1.2 Анализ способов переоборудования мобильной сельскохозяйственной техники на сжатый метан 17
1.3 Перспективы переоборудования дизельных двигателей в АПК на газомоторное топливо 21
1.4 Анализ систем топливоподачи газодизельных двигателей 26
1.5 Анализ характеристик компримированного природного газа 36
1.6 Выводы. Цель и задачи исследования 43
2 Теоретические исследования процесса топливоподачи газодизеля 45
2.1 Гипотеза исследования 45
2.2 Анализ обобщенного термодинамики цикла 46
2.3 Система топливоподачи газодизельного двигателя 51
2.4 Математическое моделирование терморегулирования топлива в газодизельных двигателях 56
2.5 Выводы 63
3 Программа и методика экспериментальных исследований 65
3.1 Программа экспериментальных исследований 65
3.2 Методика проведения стендовых исследований 65
3.2.1 Подготовка оборудования для экспериментальных исследований .. 67
3.2.2 Определение зависимости рабочих параметров от мощности ДВС 68
3.2.3 Определение токсичности отработавших газов газодизеля 73
3.2.4 Обработка экспериментальных данных 78
3.3 Методика эксплуатационных испытаний 80
3.4 Оптимизация конструктивных параметров терморегулятора 81

4 Результаты исследований системы топливоподачи газодизеля и их анализ 84
4.1 Результаты стендовых испытаний 84
4.2 Результаты оптимизации системы топливоподачи 91
4.3 Анализ результатов эксплуатационных испытаний 100
4.4 Выводы 101
5 Технико-экономическая оценка эффективности системы топливоподачи газодизеля 102
5.1 Затраты на модернизацию системы топливоподачи 102
5.2 Снижение затрат на топливо 103
5.3 Годовой экономический эффект и срок окупаемости 104
5.4 Выводы 105
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 106
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ 108
Приложение А 122
Приложение Б 123
Приложение В 124
Приложение Г 125
Приложение Д 126
Приложение Е 127
Приложение Ж 128
Приложение И 129
Приложение К 130
Приложение Л 131
Приложение М 132
Приложение Н 133

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Использование в качестве моторного топлива дизельных топлив и бензина вызывает ряд проблем, определяющей из которых является то, что нефть является невозобновляемым источником энергии и ее интенсивная добыча может привести к недостатку такого вида топлив.

Другая немаловажная проблема – экологическое воздействие сельскохозяйственной техники на природную среду. Одной из самых важных причин загрязнения воздуха являются отработавшие газы двигателей внутреннего сгорания. Вредные выбросы транспорта в атмосферу по России составляют 42 % от их суммарного количества [1].

Большое значение имеет экономическая проблема. Транспортные затраты в себестоимости сельскохозяйственной продукции составляют в среднем 20%. Следовательно, при повышении стоимости бензина, дизельного топлива увеличивается и цена конечной продукции. В связи с этим приоритетным направлением в большинстве стран является переход на более экономичный вид топлива.

Обеспечить существенную экономию топлива и сократить токсичность выбросов отработавших газов, сохраняя паспортную мощность двигателя, надежность и долговечность возможно при переоборудовании дизельного ДВС на работу по газодизельному циклу. Анализ существующих систем подачи топлива газодизельных двигателей показывает, что возможно осуществлять качественное регулирование топливоподачи, но обеспечение качественной подачи топлива на всех режимах работы двигателя и в различных климатических условиях вызывает ряд проблем. Поэтому разработаны различные схемы и технологии их решения, но единого мнения по применению общей универсальной схемы подачи топлива на двигателях, работающих по газодизельному циклу, отсутствует.

Для снижения себестоимости сельскохозяйственной продукции и уменьшения воздействия выхлопных газов ведутся работы по исследованию и разработке альтернативных видов топлива.

Применение топлив в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) вместо нефтесодержащих альтернативных источников позволяет получить более широкую сырьевую базу для получения моторных топлив, способствует более простому снабжению топливом двигателей стационарных установок и мобильной техники. Предоставляется возможность производства топлив с необходимыми физико-химическими свойствами и требуемыми параметрами, что, в свою очередь, позволяет улучшать экологические и экономические показатели двигателей. Поэтому совершенствование систем топливоподачи двигателей мобильной техники является актуальной задачей для народного хозяйства страны.

Степень разработанности темы. Разработке и исследованию систем топливоподачи дизельных двигателей, работающих по газодизельному циклу, посвящены работы ряда отечественных и зарубежных ученых, таких как Савельев Г.С., Лиханов В.А., Лукшо В.А., Желобов Л.А., Манаенков К.А., Генкин К.И, Бебенин Е.В. Коллеров Л.К., Васильев Ю.Н., Ксенофонтов С.И., Равкинд А.А., Долганов К.Е., Капустин А.А., Varde, K. S., Liu. Z., Tanaka, Karim, G. A. и др.

Имеющиеся экспериментальные данные об оптимальной температуре подачи различных топлив вызывают ряд разногласий, которые возникают из-за отсутствия детализованного описания процессов теплообмена в системах топливоподачи газодизелей. Поэтому необходимо детально изучить процессы теплообмена, протекающие при подаче топлива в газодизельном двигателе.

Цель исследований. Улучшение эксплуатационных показателей газодизельных двигателей мобильной техники в АПК за счет совершенствования системы топливоподачи.

Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд задач:

- провести анализ существующих систем топливоподачи газодизельных двигателей;

- разработать и обосновать конструктивную схему топливоподачи двигателей, работающих по газодизельному циклу;

- разработать математическую модель описания процесса терморегулирова-

ния, протекающего в системе топливоподачи газодизельного двигателя;

- провести экспериментальные исследования и определить зависимости показателей эффективности работы системы топливоподачи газодизелей;

- провести технико-экономическую оценку эффективности применения разработанной системы топливоподачи газодизельных двигателей мобильной техники в АПК.

Объект исследований: процесс терморегулирования в системе топливоподачи газодизеля, и сама система.

Предмет исследований: закономерности изменения эксплуатационных показателей работы газодизельных ДВС от температуры компонентов топлива в системе подачи.

Научная новизна диссертационного исследования:

- конструктивная схема топливоподачи двигателя, работающего по газодизельному циклу;

- математическая модель процесса терморегулирования, протекающего в системе топливоподачи газодизеля;

- зависимости, полученные при проведении экспериментальных исследований.

Теоретическая значимость. В результате диссертационного исследования были получены:

- оптимальные параметры терморегулятора экспериментальной системы топливоподачиДВС, работающих по газодизельному циклу;

- математическая модель процесса терморегулирования, протекающего в системе топливоподачи газодизеля;

- получены эмпирические модели, устанавливающие зависимость экономических и экологических параметров от мощности двигателя.

Практическая значимость. Разработанная система топливоподачи двигателей, работающих по газодизельному циклу, применяется на мобильной технике в ЗАО «Агрофирма «Свобода», ООО «АгроМашТамбов», ООО «Агропрофиль», а

также система и полученные зависимости в учебном процессе при изучении систем топливоподачи дизельных двигателей транспортно-технологических машин и комплексов в ФГБОУ ВО «ТГТУ» и ТОГАПОУ «Колледж техники и технологии наземного транспорта им. М.С. Солнцева».

Методология и методы исследования. Теоретические исследования выполнены на основании законов состояния идеальных и реальных газов, а также механики их движения. Экспериментальные исследования проведены с использованием частных и общих методик проведения испытаний дизельных двигателей, ГОСТов, применяя современные приборы и оборудование. Результаты исследований обработаны с использованием методов математической статистики.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

- конструктивно-технологическая система топливоподачи газодизельного двигателя;

- математическая модель процесса терморегулирования, протекающего в системе топливоподачи газодизельного двигателя;

- зависимости критериев экономической и экологической эффективности системы топливоподачи от мощности и режимов работы двигателя.

Достоверность результатов подтверждается достаточным количеством проведенных испытаний, применением современных методик и оборудования при проведении экспериментов, соответствием экспериментальных данных результатам, полученным при теоретическом исследовании, результатами внедрения в производство, совпадением полученных результатов с результатами других авторов, занимающихся по данной тематике.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались, одобрены и опубликованы в открытой печати:

– на научно-технических семинарах Института архитектуры, строительства и транспорта, кафедр «Агроинженерия» и «Механика и инженерная графика» ФГБОУВО «ТГТУ» (2017-2019 гг.);

– на 69-й научно-практической конференции студентов и аспирантов, Ми-

чуринск, 21-23 марта 2017 г.;

- на XVII международной научно-практической конференции «Фундаментальные и прикладные научные исследования: актуальные вопросы, достижения и инновации», Пенза, 15 ноября 2018 г;

- на национальной научно-практической конференции, «Приоритетные направления развития садоводства (I Потаповские чтения)» посвященной 85-й годовщине со дня рождения Потапова Виктора Александровича, Мичуринск, 2019;

- журналах, рецензируемых Scopus.

Соответствие диссертационной работы паспорту научной специальности. Диссертационная работа соответствует паспорту специальности 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства», п. 6 – исследование условий функционирования сельскохозяйственных и мелиоративных машин, агрегатов, отдельных рабочих органов и других средств механизации технологических процессов в сельскохозяйственном производстве, вт.ч. с применением альтернативных видов топлив и п. 11 – разработка инженерных методов и технических средств обеспечения экологической безопасности в сельскохозяйственном производстве.

Публикация результатов исследований. По результатам диссертационной работы опубликовано 9 печатных работ, в том числе 3 работы в изданиях, рецензируемых Scopus, 2 работы в изданиях, рекомендованных ВАК РФ. Общий объём публикаций составляет 2,8 п. л., из них автору принадлежит 1,85 п. л.

Структура и объём диссертации. Работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений. Диссертация изложена на 135 страницах машинописного текста, основной текст на 121 странице, содержит 50 рисунков, 18 таблиц, списка используемых источников из 131 наименования, в том числе 10 на иностранных языках.

1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Анализ применения газовых топлив в России

В России широкомасштабное использование газа в качестве моторного топлива двигателей внутреннего сгорания для транспортных средств началось в тридцатых годах двадцатого века, когда уже на уровне государства решался вопрос по увеличению сырьевой базы моторного топлива составляя конкуренцию топливам нефтяного происхождения.

В конце тридцатых годов в центральном научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ) были разработаны легковые автомобили марок ЗИС-21 и ГАЗ-42, работающие на древесных поленьях, работающие природном газе (сжатом) ЗИС30 и ГАЗ-44, которые были поставлены на производство. Модели грузовых автомобилей ЗИС и ГАЗ, трактор и автобус, работающие на жидком газе, были предложены в 1938 году.

Основной проблемой тогда являлась доступность газовых заправок, поэтому в пятидесятых годах по решению Правительства СССР началось строительство автомобильных газонаполнительных компрессорных станций (АГНКС), которые осуществляли заправку транспортных средств природным газом под давлением 20МПа.

К началу пятидесятых годов начался серийный выпуск транспортных средств различно грузоподъемности, работающих как на сжатом природном, так и на сжиженном нефтяном газах (СНГ). После десяти лет развития газового топлива более 20 тысяч автомобилей имели систему питания с газобаллонным оборудованием (ГБО). Среди выпускаемых автомобилей с ГБО были такие как: ГАЗ-51Б, ГАЗ-51Ж, ЗИС-156, ЗИС-156А.

Ближе к началу восьмидесятых годов значительно расширился парк автомобилей, особенно в крупных городах, работающих на СНГ.

В начале восьмидесятых годов правительством страны было издано постановление, в котором формировалась стратегия расширении использования природного газа в качестве моторного топлива, что требовало увеличения выпуска транспортных средств с ГБО и расширения сети АГНКС, в качестве контрольной точки в течение 10 лет автомобильная промышленность страны должна была выпустить 1 млн. автомобилей с газобаллонным оборудованием.

Мингазпром СССР за это время на территории страны ввел в эксплуатацию порядка пятисот газозаправочных станций, в стране выпускалось порядка 30 моделей газобаллонных автомобилей, что позволило выполнить программу к установленному сроку.

Среди выпускаемых марок были транспортные средства:

- на сжиженном нефтяном газе автомобили ЗИЛ-138, ЗИЛ-138В1, самосвалы ЗИЛ-ММЗ, автомобили ГАЗ-53-07, ГАЗ-52-07, ГАЗ-52-08, автомобили фургоны типа ГЗСА -37041, ГЗСА-0891Б, ГЗСА-893А, ряд машин коммунального назначения;

- на сжатом природном газе выпускались автомобили ЗИЛ-138А, самосвалы ЗИЛ-ММЗ, автомобили ГАЗ-53-27 и ГАЗ-52-27, автобус ЛАЗ-695НГ, фургоны ГЗСА и машины для коммунального хозяйства.

Помимо выпуска новых транспортных средств, осуществлялось оборудование автомобилей комплектами ГБО, поэтому такие заводы как ЗИЛ И ГАЗ в середине восьмидесятых выпускал за год 40 тысяч автомобилей с ГБО и комплектов ГБО.

В начале девяностых годов, на фоне дефицита жидких моторных топлив и более привлекательной потребительской цене газовых альтернатив, спрос на газовые виды топлива стремительно начал расти, особенно на легковые автомобили с ГБО. Без особых усилий правительства страны парк газобаллонных автомобилей в течении пяти лет достиг почти двух миллионов единиц.

В 1993 г было выпущено Постановление Правительства РФ от 15 января 1993 г. № 31 «О неотложных мерах по расширению замещения моторных топлив

природным газом» (подписанное В.С. Черномырдиным Председателя Совета Министров – Правительства РФ).

В Постановлении предписывалось: «Установить на период действия регулируемых цен на природный газ, поставляемый населению, предельную отпускную цену на сжатый природный газ, производимый автомобильными газонаполнительными компрессорными станциями, в размере не более 50 процентов от цены реализуемого в данном регионе бензина АИ-76, включая налог на добавленную стоимость».

И несмотря на то, что бензина АИ-76 уже давно не производится, но Постановление действует, хотя и требует доработки в плане других источников сравнения.

Основное преимущество КПГ для физических лиц – владельцев транспортных средств – это экономическая составляющая, при отсутствии экономической выгоды все другие положительные факторы использования природного газа в качестве моторного топлива не заставят автовладельцев переоборудовать свой автомобиль.

В первое десятилетие двадцать первого века в некоторых субъектах страны активно реализовывались правительственные программы по переводу автомобильного транспорта на КПГ, что отразилось на загрузках АГНКС.

Так, в 2013 г. на всех заправочных станциях страны было реализовано 243 млн. $м^3$ компримированного природного газа, что в 4 раза больше, чем в 1998г. Активно внедряются программы по переводу пассажирского транспорта на КПГ

За границей перевод транспортных средств на альтернативные виды топлива, в том числе и на КПГ начался в конце 80-х, начале 90-х годов. В США в 1992 году принят Закон «Об энергетической политике» (Energy Policy Act), который был направлен на снижение энергетической зависимости США от других посредством экономии нефтяных топлив и их замены альтернативными топливами (рисунок 1.1), производимыми из собственного сырья [3].

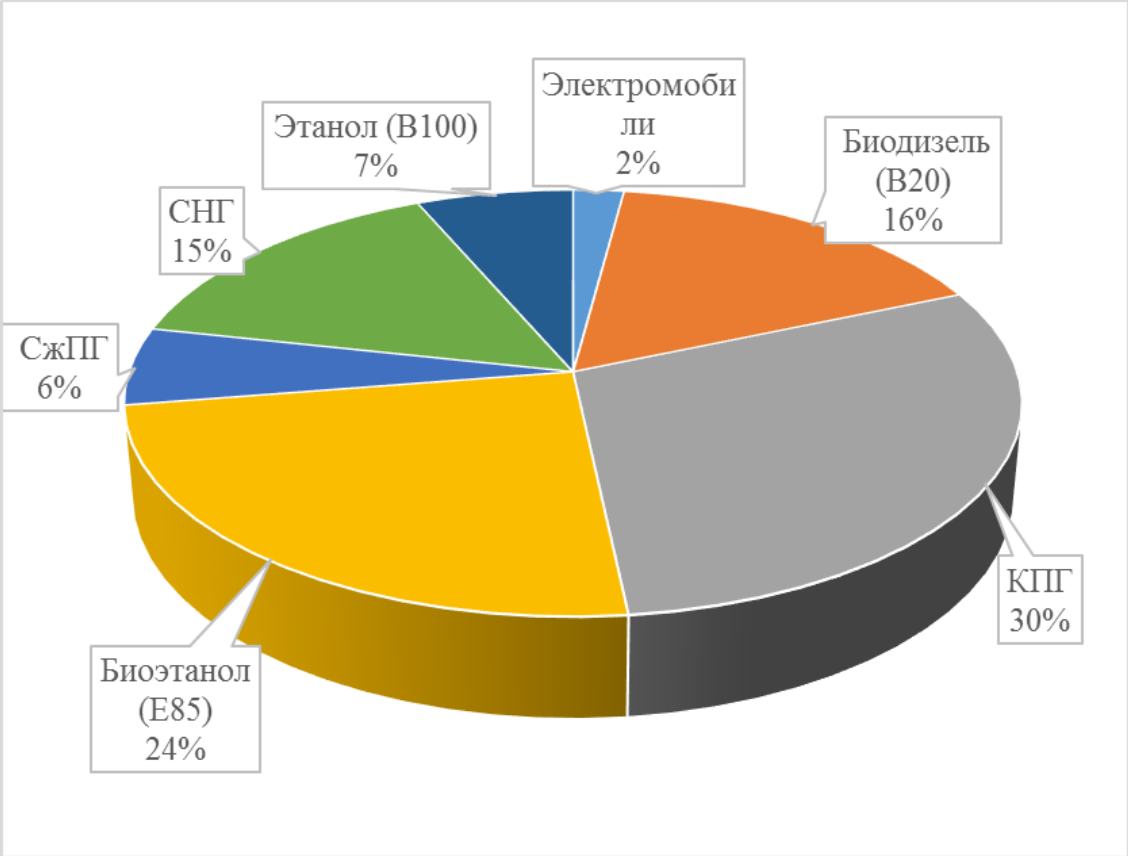


Рисунок 1.1 – Структура распределения альтернативных топлив по программе Energy Policy Act (в бензиновом эквиваленте)

Анализ рисунка 1.1 показывает, что основная часть (около 30%) в замещении моторных топлив нефтяного происхождения приходится на компримированный природный газ.

Программа CIVITAS (Cleaner and better transport in cities) «Более чистый и лучший транспорт в городах», действующая в Европе в начале 2000-х годов, направленная на объединение усилий Европейского Союза по улучшению экологической ситуации в городах путем применения перспективных экологически более чистых транспортных технологий и оптимизации управления городскими транспортными потоками, так как наиболее распространёнными объектами для применения газовых двигателей являются городские автобусы и коммунальная техника. Для таких видов транспортных средств газовые двигатели создаются на базе дизельных двигателей [3].

Компримированный природный газ возможно получать из газовых скважин, в результате переработки нефти и путем выделения фракции газового конденсата или нефтяного попутного газа. По ряду своих преимуществ КПГ может заменить нефтяные топлива, но и некоторые из них превосходит [4].

В месторождениях газа нашей страны его состав практически одинаков во всех регионах и является достаточно чистым: состоит из (82-98%) метана CH_4 с разными примесями (до 6%) этана C_2H_6, до 1,5% пропана C_3H_8 и до 1% бутана C_4H_{10}. Добыча природного газа на месторождениях нефти может приводить к разным результатам, диапазон содержания метана варьируется от 40 до 82%, а бутана и пропана – от 4 до 20% [5].

Метан CH_4 имеет высшую критической температуру минус 82°С, что способствует сложности перевода метана в жидкую фазу, даже при высоком давлении метан остается в виде газа, а, чтобы его перевести в жидкость необходимо охладить его до температуры ниже критической.

За счет высокого содержания водорода в метане КПГ лучше сгорает в цилиндрах двигателя, что позволяет повысить индикаторный КПД и снизить токсичность отработавших газов. Метан более безопасен, так как легче воздуха и при негерметичности системы поднимается вверх, то есть не скапливается в зоне утечки, в отличии от сжиженного пропан-бутана.

Высокая детонационная стойкость метана допускает форсирование двигателя по степени сжатия (9,5-10,5) [6].

По энергетическим параметрам 1 $м^3$ природного газа приравнивают к 1 л бензина. В то же самое время природный газ обладает очень низкой объемной концентрацией энергии. Если теплота сгорания 1 литра жидкого топлива равна 31426 кДж, то у природного газа она равна 33,52-35,62 кДж, т.е. почти в 1000 раз меньше. Поэтому природный газ необходимо сжать до высокого давления.

Для сжатого газа применяют газобаллонные установки (баллоны, арматура, редуктор, газопроводы и др.), рассчитанные на работу при высоком давлении - 19,6 МПа (200 кгс/$см^2$). По мере расходования газа из баллона непрерывно

уменьшается и рабочее давление в нем. Баллоны для КПГ имеют вместимость от 34-400 л, рассчитаны на давление 19,6 МПа [4-6].

Для обеспечения надежности заправочные баллоны сжатого газа изготавливают из толстостенной стали, что при увязке нескольких баллонов в батарею на автомобиле приводит к значительному увеличению массы транспортного средства и снижению полезной грузоподъемности, к тому же почти в два раза снижается пробег на одной заправке. В связи с этим наиболее перспективной и целесообразной является криогенная технология хранения КПГ на автомобиле

Компримированный природный газ регламентируется по ГОСТ 27577-2000 "Газ топливный компримированный для двигателей внутреннего сгорания", который определяет физико-химические и эксплуатационные показатели КПГ (таблица 1.1) [7].

Таблица 1.1 – Физико-химические и эксплуатационные показатели КПГ

Показатель	Значение
Объемная теплота сгорания низшая, кДж/м^3, не менее	31 800
Относительная плотность к воздуху	0,55-0,7
Концентрация сероводорода, г/м^3, не более	0,02
Концентрация меркаптановой серы, г/м^3, не более	0,036
Масса механических примесей, мг/м^3, не более	1,0
Концентрация паров воды, мг/м^3, не более	9,0
Суммарная объемная доля негорючих компонентов, %, не более	7,0
Объемная доля кислорода, %, не более	1,0

Примечание. Значение показателей установлены при температуре 293К (20 °С) и давлении 0,1013 МПа.

Согласно ГОСТ на КПГ температура газа, заправляемого в баллоны транс-

портного средства, должна быть не более 40°С. При температуре окружающей среды выше 35°С температура заправляемого газа должна быть не более чем на 5°С выше температуры воздуха. Температуру КПГ при заправке определяют по требованию потребителей. В зависимости от климатических условий, в которых расположен регион, заправочные станции устанавливают определенную температуру, так как температура окружающей среды и условия разные.

По данным Национальной Газомоторной Ассоциации (НГА, www.ngvrus.ru) на 01.01.15 российский парк автомобилей, работающих на газомоторном топливе, насчитывал 86,0 тыс. ед. и около 200 АГНКС для заправки транспортных средств КПГ.

При общем положительном экономическом эффекте от перехода на газовое топливо обращает на себя внимание то, что автобусы с газовыми двигателями имеют более высокий расход топлива (эксплуатационный расход КПГ - 69 $м^3$/100 км) чем с дизельными (расход дизтоплива - 48 л/100 км). Для грубой оценки можно принять, что по теплотворной способности 1 литр дизельного топлива эквивалентен 1 н.$м^3$ КПГ, то есть газовые двигатели на 30% имеют меньшую экономичность.

Этот вывод сделан на основе многолетней эксплуатации газовых автобусов. Аналогичные данные были получены и в результате зарубежного опыта эксплуатации газовых двигателей. Поэтому этот факт является предметом исследований и современных разработок газодизельных двигателей, переоборудуемых из дизельных двигателей, в том числе и в настоящей работе.

1.2 Анализ способов переоборудования мобильной сельскохозяйственной техники на сжатый метан

Температура самовоспламенения дизельного топлива составляет 320°С, а сжатого метана выше в два раза – около 700 градусов. Поэтому дизельный двигатель на одном сжатом газе работать не может, так как температуры сжатого воз-

духа в цилиндрах недостаточно для самовоспламенения сжатого метана.

Дизельный двигатель можно приспособить для работы на компримированном (сжатом) природном газе двумя основными способами:

- путем реконструкции в двигатель с искровым зажиганием (конвертирование);

- переводом на работу по газодизельному циклу.

Реконструирование в двигатель с искровым зажиганием является достаточно простым и радикальным способом, в результате которого получается газовый двигатель, но при этом требуется существенная конвертация ДВС. Для выполнения реконструкции на дизельном двигателе снимается топливная аппаратура и монтируется вместо нее система зажигания, а вместо форсунок устанавливаются свечи зажигания. Устанавливается газобаллонное оборудование (ГБО) и природный газ (метан) подается через дозатор.

Ресурс такого двигателя был бы достаточно мал, так как он бы разрушился в результате детонации, в связи с тем, что степень сжатия дизельного двигателя слишком высока для детонационной стойкости природного газа. Поэтому, для обеспечения нормального режима работы двигателя, необходимо снизить степень сжатия до 12-14 посредством снятия слоя металла на днищах поршней или в камерах сгорания, что снижает прочность указанных элементов. При отсутствии такой возможности можно снизить степень сжатия путем увеличения объема камеры сгорания посредством установки прокладки под головку блока цилиндров. По сравнению с базовым дизельным ДВС снижение степени сжатия приводит к снижению индикаторного КПД газового двигателя, а повышение потерь на дросселирование, особенно на малых нагрузках, обуславливает низкий эффективный эффективного КПД. Всё это приводит к увеличению (до 30%) эксплуатационных расходов газового топлива (в объёмных единицах) на мобильной технике с газовым двигателем, по сравнению с дизельным аналогом [8].

В результате конвертации получится газовый двигатель, а не дизельный, то есть который работает только на компримированном природном газе, отличаю-

щийся от переоборудованного бензинового мотора с аналогичной степенью сжатия только высоким ресурсом. Конвертация двигателя позволит получить более экономичный и экологичный ДВС с повышенным ресурсом. Двигатель в таком конструктивном исполнении может работать только на природном газе, поэтому в связи со слабо развитой сетью газовых заправок эксплуатировать мобильную сельскохозяйственную технику нецелесообразно.

Основными преимуществами способа конвертации являются: высокие экономические показатели и экологический эффект. Основной недостаток этого способа заключается в том, что полученный путем конвертации газовый двигатель уже на дизельном топливе работать не может, а вернуть обратно можно, но при этом будут определенные потери, как экономические так и в эксплуатационной надежности двигателя, что является нецелесообразным.

При переоборудовании дизеля на газ с искровым зажиганием применяются разные варианты изменения конструкции двигателя, представленные на рисунке 1.2 [9].

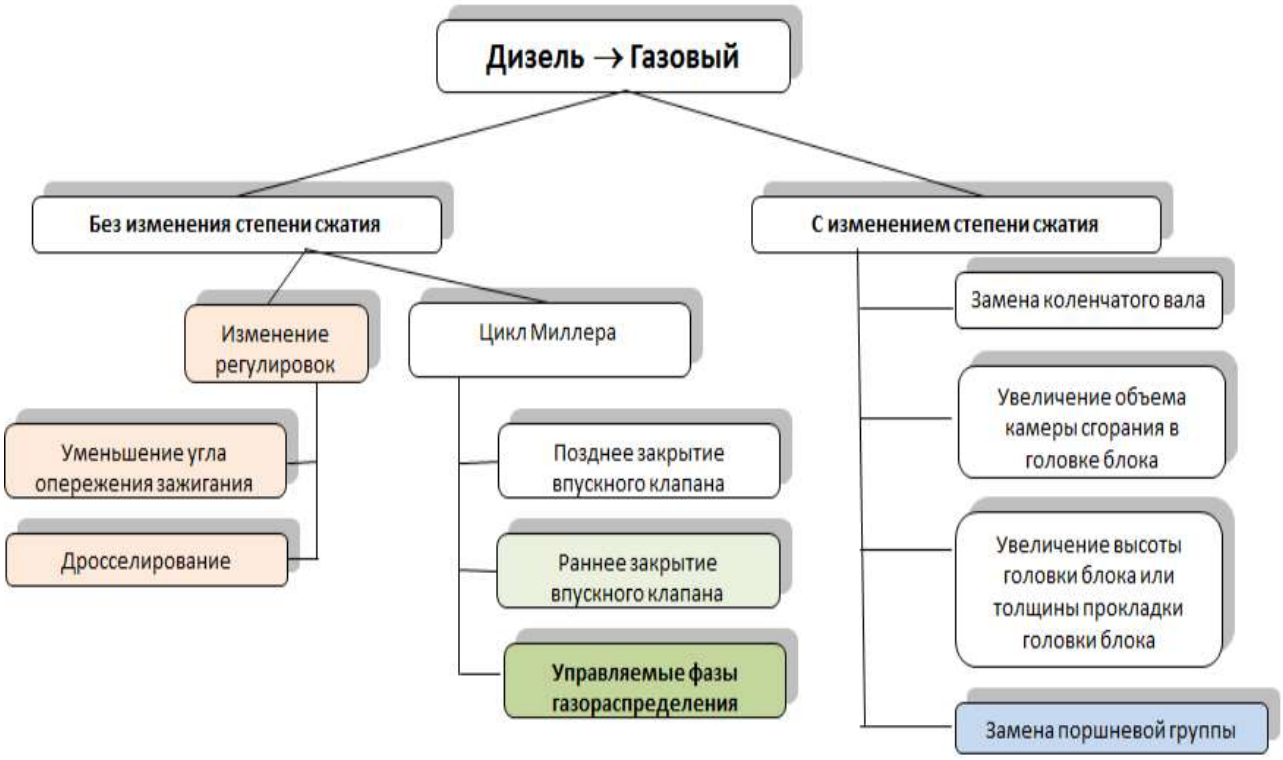


Рисунок 1.2 – Способы конвертирования дизельного двигателя в газовый

Практически все моторные заводы мира сегодня имеют газовые модификации двигателей на базе дизелей, то есть базовые конструкции двигателей переделывают на метан и выпускают уже в виде модификации с газобаллонным оборудованием.

Второй основной способ приспособления дизельного двигателя для работы на природном газе применяется достаточно давно, но мало распространен, и заключается в переходе на газодизельный процесс, сущность которого состоит в том, что дизельный двигатель, сохраняя свои конструктивные параметры, работает на смеси дизельного топлива и метана (газодизельный двигатель).

Газодизельный цикл основан на замещении основной части дизельного топлива природным газом, но для воспламенения топливной смеси (газо-воздушной) необходима подача запальной порции (дозы) – определенное количество дизельного топлива, которое подается в конце такта сжатия.

Запальная доза воспламенившись поджигает газо-воздушную смесь, которая поступает в цилиндры двигателя на такте впуска [10].

Запальная доза для газодизелей составляет 15-30% от порции дизельного топлива базовых двигателей и изменяется в зависимости от типа установленного ГБО, типа двигателя и его технического состояния. Запальная порция представляет собой минимальное количество, которое в результате самовоспламенения гарантирует поджигание газо-воздушной смеси в цилиндрах [10]. Преимуществом такого мотора является то, что при полном израсходовании газа, двигатель может работать на дизельном топливе.

При работе в газодизельном режиме, когда 70-85% топлива составляет природный газ, у дизеля полностью пропадает свойственный ему черный дым, но в выхлопе несколько увеличивается содержание углеводородов. Но это не канцерогены, которые выбрасываются дизельным двигателем (бензопирен), а только незначительное количество несгоревшего, совершенно безвредного метана. По сравнению с базовым дизельным двигателем у двигателя, работающего по газодизельному циклу, возрастают ресурс (из-за уменьшения отложений на деталях ци-

линдропоршневой группы) и срок службы масла[11].

Для приспособления двигателя необходима не только установка ГБО, но и специфическая регулировка установленной аппаратуры. Особенной это касается ТНВД, обеспечивающего стабильную подачу запальной дозы дизельного топлива на всех режимах работы двигателя.

Двигатели, работающие по газодизельному циклу, имеют следующие преимущества:

- мощностные характеристики базового двигателя сохраняются;
- возможность увеличить максимальный крутящий момент и получить его при более низкой частоте вращения коленчатого вала;
- снижение токсичности ОГ в 2-4 раза;
- экономия до 80% дизельного топлива путем замещения его газом;
- низкий уровень шума;
- простота переоборудования двигателя в газодизель, дающая возможность переоборудования техники, находящейся в эксплуатации;
- увеличение срока службы моторного масла и уменьшение износа цилиндропоршневой группы.

Анализ существующих способов переоборудования дизельных двигателей мобильной сельскохозяйственной техники на КПГ позволяет сделать вывод, что оптимальным является применение газодизельного двигателя.

1.3 Перспективы переоборудования дизельных двигателей в АПК на газомоторное топливо

Рынок природного газа, охватывающий большое количество техники, активно развивается в нашей стране. Компримированный природный газ – сжатый метан используется в России более чем на 14 млн. автомобилей, что составляет 1,5% от мирового парка (рисунок 1.3) [3].

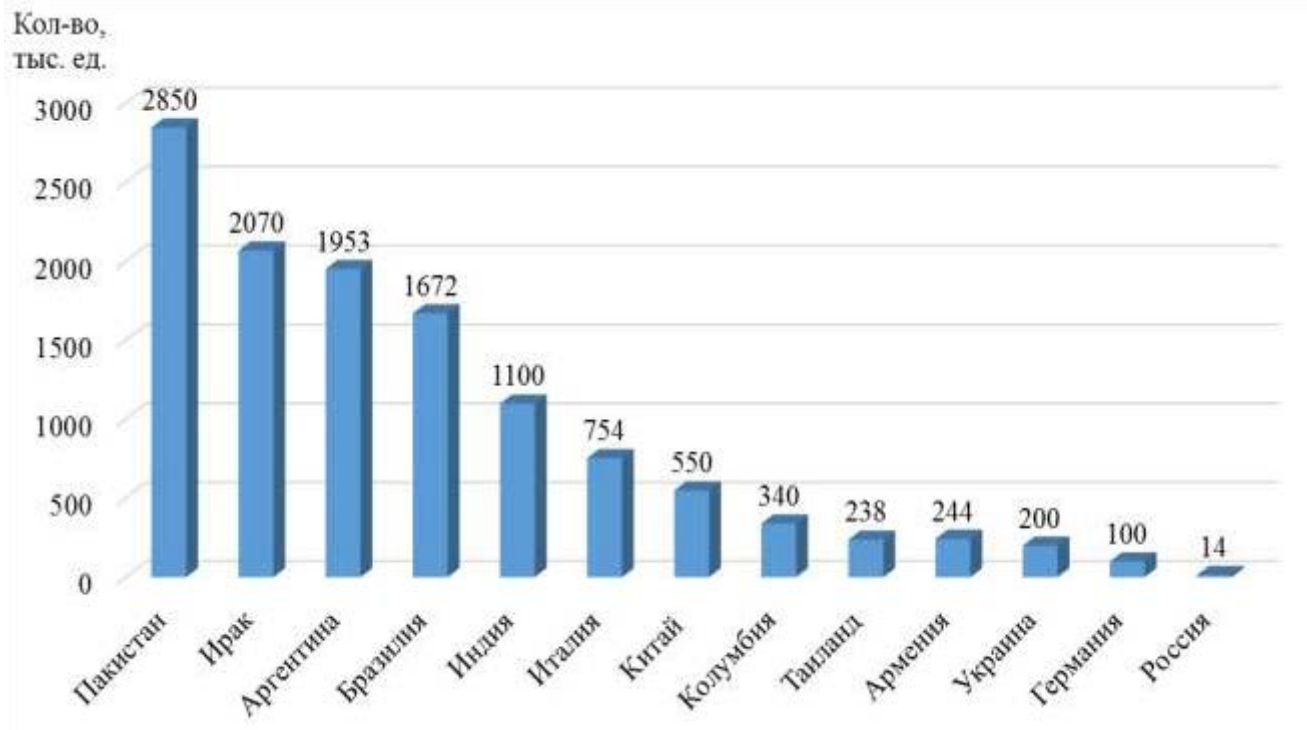


Рисунок 1.3 – Мировой парк автотранспорта, работающих на КПГ

Парк транспортных средств, работающих на компримированном природном газе, каждый год возрастает на 25-30% и по прогнозам Международного газового союза составит к 2020 г. 50 млн. единиц, а к 2030 г. – 100 млн. единиц [3].

Многие мировые автомобильные концерны осуществляют серийный выпуск автомобилей, использующих КПГ (Audi, BMW, Cadillac, Ford, Mercedes-Benz, Chrysler, Honda, Kia, Toyota, Volkswagen и другие).

Анализ рисунка 1.3 позволяет сделать вывод о начальной стадии развития России, значительно отстающей от других стран, по переводу транспортной техники на природный газ, тогда как Ирак превосходит по применению КПГ в качестве моторного топлива на транспорте и занимает лидирующие позиции.

Применение КПГ в качестве моторного топлива не транспортной технике дает ряд преимуществ:

- метан не вызывает коррозии металлов;
- в малых концентрацияхне токсичен;
- метан имеет сравнительно низкую температуру кипения, что дает гарантии

полного испарения газа при низких температурах окружающей среды;

- не оставляет сажевых отложений, практически полностью сгорает, что снижает вредное воздействие отработавших газов на окружающую среду.

- примеси серы в отработавших газах отсутствуют;

- случае утечки метан он быстро испаряется, так как легче воздуха, предотвращая при этом возможность взрыва, то есть он более безопасен по сравнению с другими топливами;

- КПГ дешевле топлив нефтяного происхождения (рисунок 1.4);

- природный газ, добытый на месторождениях, не требует переработки;

- мировые запасы природного газа больше запасов топлив нефтяного происхождения.

Кроме этого, в соответствии с постановлением Правительства России цена на природный газ в качестве моторного топлива для транспортных средств не не должен превышать 50% от стоимости бензина марки АИ-76. Средняя розничная цена КПГ в Российской Федерации по данным «Газпром» в июле 2019 года составляет 16 руб/м^3, а в Тамбовской области – 17,4руб/м^3 [12].

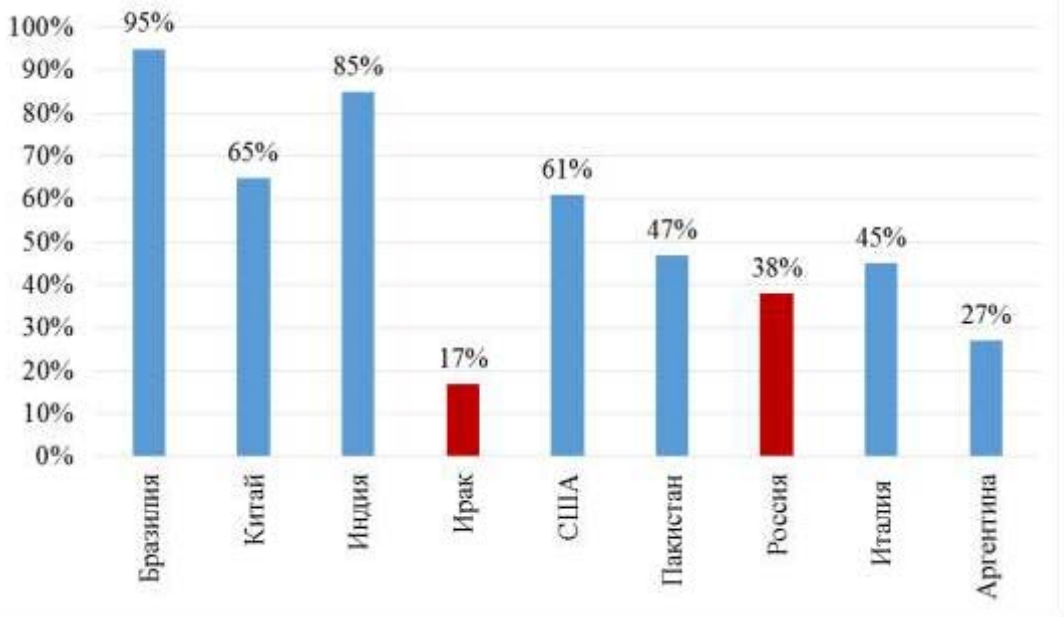


Рисунок 1.4 – Соотношение цены на газомоторное топливо на крупнейших рынках в процентах от цены дизельного

Эти преимущества способствуют стремительному переоборудованию на КПГ транспорта: автомобильного, железнодорожного и воздушного. Но есть и сдерживающие факторы, определяющие скорость распространения газомоторного топлива.

В Ираке снижена капитализация со стороны внешних государств компаний, занимающихся добычей газа и нефти, что вызвано постоянными боевыми действиями, становлением и развитием террористической организации «Исламское государство» (ИГИЛ). Все это ведет к снижению поддержки существующих месторождений газа и разработке новых

Российские компании Лукойл, Газпромнефть и Башнефть активно инвестируют развитие в Ираке нефтегазовой промышленности, ведут совместные проекты, обмениваясь технологиями и опытом, в частности, по переходу транспорта на газомоторное топливо.

Россия обладает уникальным аграрным потенциалом, поэтому и является одним из крупнейших зерносеющих и зерноперерабатывающих регионов мира. Будущее сельского хозяйства страны заключается в использовании высокопроизводительных и высокорентабельных технологий. Совместная работа по расширению использования природного газа в качестве моторного топлива будет способствовать повышению конкурентоспособности российского продовольствия.

В России техника агропромышленного комплекса продолжает работать преимущественно на дизельном топливе (рисунок 1.5) [12]. Это связано, в первую очередь, со слабо развитой сетью (АГНКС).

К началу 2019 года количество газонаполнительных станций в стране возросло до 314 единиц по сравнению с началом 2016 года, когда насчитывалось 270 заправочных станций. В настоящее время 80% газовых заправок в России находится под контролем ПАО «Газпром», а сточки зрения реализации объемов газа на рынке КПГ еще выше: в 2016 году ПАО «Газпром» через свои АГНКС продал 478 млн. м³ газа, или 89% от общего показателя по стране.

Рисунок 1.5 – Структура потребляемого топлива в России

Отсутствие заправочных станций рядом с предприятиями сельского хозяйства замедляет перевод техники на компримированный природный газ, из-за отсутствия мобильных заправочных комплексов затруднена поставка газомоторного топлива к непосредственному местоположению мобильной техники.

Также одной из проблем является сложность массового переоборудования парка мобильной техники с дизельными двигателями, вызванная несовершенством конструкции системы питания газодизельных моторов, стоимость переоборудования остается достаточно высокой.

ПАО «Газпром» несмотря на существующие проблемы прогнозирует повышение спроса на газомоторное топливо в России в 10 раз за период с 2015 по 2023 годы (рисунок 1.6) [12].

Таким образом, можно сделать вывод, что для выполнения запланированного прогноза необходимо выполнить ряд решений [3].

Во-первых, усовершенствовать конструкции систем подачи топлива для газодизельных двигателей и ДВС, работающих только на газе.

Так как существующих мобильная техника в АПК в основном имеет дизельные двигатели, то переоборудовать уже существующие ДВС на КПГ путем установки системы питания газом экономически выгоднее и быстрее.

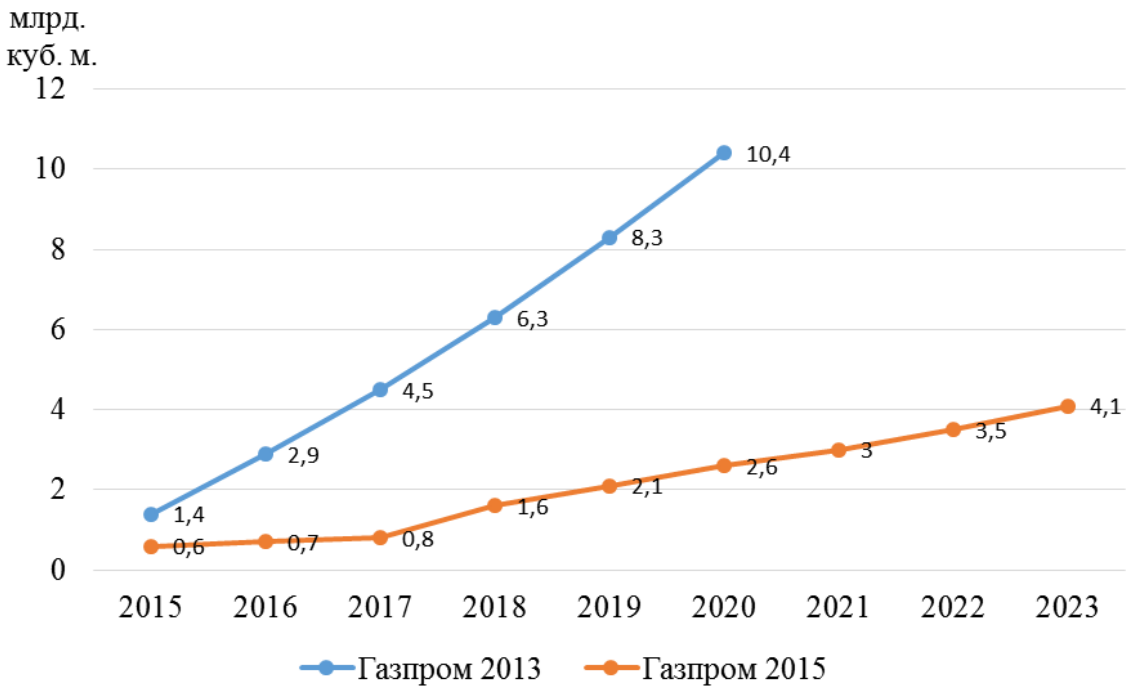


Рисунок 1.6 – Прогноз спроса на КПГ в России

Во-вторых, необходимо разработать мини-газонаполнительные компрессорные станции (МГНКС), доступные для сельхозпроизводителей, а также мобильные заправочные комплексы, осуществляющие поставку газа на места непосредственной работы мобильной техники.

1.4 Анализ систем топливоподачи газодизельных двигателей

Системы топливоподачи двигателей, работающих по газодизельному циклу, можно разделить на следующие [3, 10]:

- системы электронного управления с регулированием подачи газа с помощью рычажного механизма;
- инжекторные системы с центральным впрыском газа;
- инжекторные системы с распределенным впрыском газа.

Системы электронного управления с регулированием подачи газа с помощью рычажного механизма – этот класс систем представлен фирмами «Ловато»,

«ЛандиРенцо» (Италия), GFI, ECO (Канада), Nippon (Япония) и др. Системы, которые представляют данные фирмы, применяются на двухтактных и четырехтактных двигателях, позволяющих получить широкий диапазон мощностей: от мопедов до автомобилей с большой грузоподъемностью и автобусов.

В настоящее время, широкое внедрение получили электронные блоки управления, обеспечивающие новые функциональные возможности:

– регулирование количества подаваемого газа не только по разрежению во впускном коллекторе, но и по зонду для поддержания параметров токсичности в заданных пределах, а также по изменению температуры двигателя, воздуха и газа;

– поддержание стабильных оборотов холостого хода за счет регулирования подачи воздуха или топлива дополнительными шиберными или лопастными устройствами с электроприводом, управляемыми на основе данных от датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Введение элементов электронного регулирования в традиционные рычажно-мембранные системы, конечно, не устранило их основные недостатки (неравномерность дозирования газа по цилиндрам, большая инерционность газового потока, недостаточная надежность механических регуляторов давления).

В то же время, частичная электронизация позволила значительно увеличить стабильность работы оборудования, что при относительно невысокой стоимости сохраняет привлекательность механических систем для потребителя. При повседневной эксплуатации транспортных средств никто жесткой проверки на токсичность отработавших газов не проводит, а проверка переносными приборами (слабо чувствительные) значительных отклонений от нормы не определяют.

Значительный объем рынка приходится на механические системы в силу их сравнительной дешевизны. В первую очередь следует назвать страны, в которых по лицензии выпускаются (и вближайшие несколько лет будут выпускаться) значительные объемы автомобилей «доэлектронного» поколения, такие, как: Аргентина, Бразилия, Египет, Индия, Иран, Китай, Турция. Существенную долю рынка рычажно-мембранные системы сохраняют и в Европе [10, 13, 14].

Инжекторные системы с центральным впрыском газа, оснащенные микропроцессорными блоками управления, занимают промежуточное положение между эжекторными и инжекторными системами подготовки газовоздушной смеси с распределенной подачей. Они имеют следующие преимущества:

– стабильное дозирование газа независимо от внешних условий (степени засоренности воздушного фильтра, уменьшения плотности газа при повышении температуры);

– необходимость минимальной доработки двигателя при установке газовой системы (по сравнению с распределенной инжекторной);

– высокие энергетические показатели;

– стабильность параметров системы во времени;

– возможность коррекции состава газовоздушной смеси по зонду (при работе с 3-х компонентным нейтрализатором).

В то же время инжекторным системам с центральным впрыском газа присущ ряд недостатков, главными из которых являются [10, 14]:

– значительная инерционность систем за счет больших объемов впускного ресивера;

– невозможность дозирования топливной смеси индивидуально для каждого цилиндра;

– выброс несгоревшего метана в выпускную систему за счет значительного перекрытия фаз открытия впускных и выпускных клапанов современных двигателей (снижение экономичности и увеличение выбросов CH).

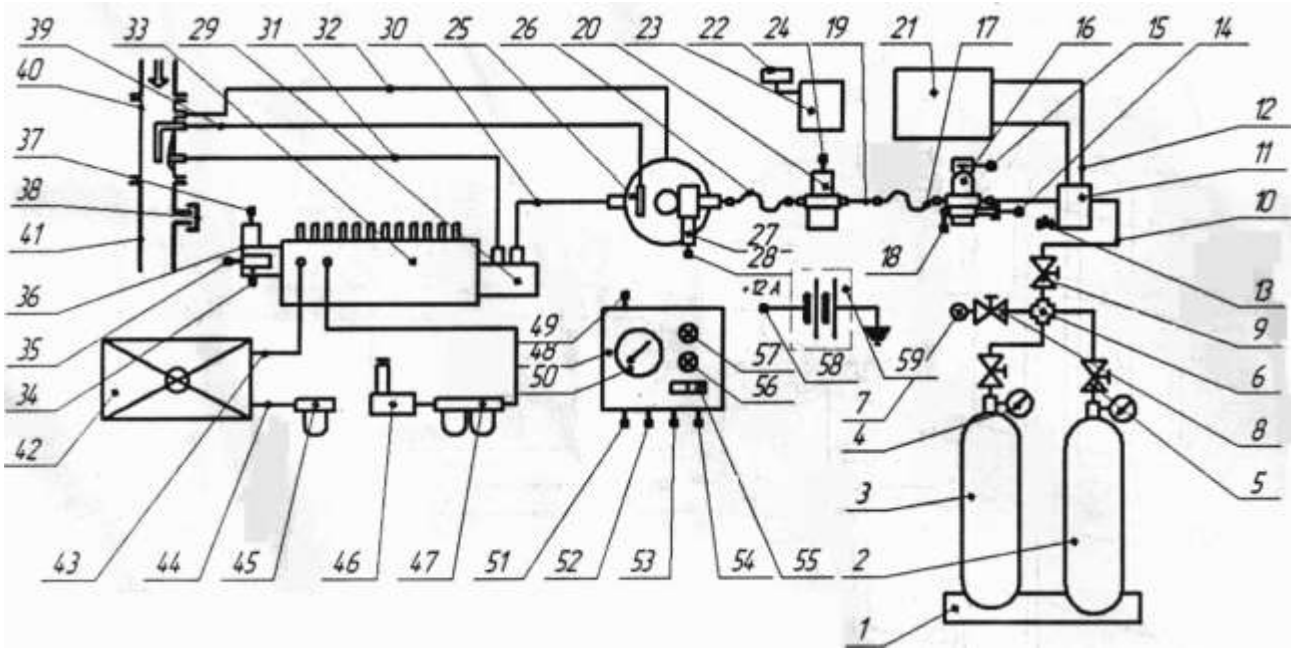
Такие системы производят фирмы КамАЗ – МАДИ (Россия), «Мерседес-Бенц» (Германия), Woodward, GFI, AFS (Канада), Nippon (Япония).

Топливные системы с центральным инжекторным впрыском применяют известные фирмы Европы такие как: VOLVO и SKANIA (Швеция), причем их специалисты считают такие системы разумным компромиссом между ценой и качеством, но при этом признают, что дальнейшее совершенствование таких систем бесперспективно[10].

В России разработкой газодизельных систем занимается ряд предприятий: ЗАО «Газомотор», НПФ «САГА», ООО «ППП «Дизельавтоматика», ЗАО«Автосистема» и др. Все работы в данном направлении не имеют достаточно широкого распространения и находятся в состоянии научного поиска [3, 10].Практически все разработки представлены в виде опытных образцов, которые требуют дальнейших научных исследований, испытаний и апробации ГБО в условиях эксплуатации.

В виду того, что двигатели, работающие по газодизельному циклу, имеют возможность работать как на газовом, так и на дизельном топливах, поэтому для сельского хозяйства страны применение таких ДВС предпочтительнее. Применение газодизельных двигателей повышает гибкость использования мобильной техники в АПК и увеличивает продолжительность работы на одной заправке [10, 11].

Принципиальная схема газодизельной системыподачи топлива с механическим всережимным эжекторным регулированием подачи газа представлена на рисунке 1.7 [3].



1 – кронштейн; 2, 3 – секции баллонов; 4 – манометр; 5 – запорная арматура; 6 – соединительный фитинг; 7 – заправочное устройство; 8 – вентиль; 9 – магистральный вентиль; 10 – газопровод; 11 – подогреватель газа; 12 – подвод теплоносителя; 13 – сливной кран; 14, 15 – регулятор; 16 редуктор высокого давления; 17, 26 – рукав высокого давления; 18 – переключатель; 19 – газопровод; 20 –

фильтр; 21 – система охлаждения двигателя; 22 – расширитель; 23 – емкость; 24 – переключатель; 25 – редуктор низкого давления; 27, 28 –регулятор; 29 – приемник; 30 – рукав низкого давления; 31 – магистраль подачи топлива; 32 – возврат газового топлива; 33 – ТНВД; 34, 35, 36 и 37 – регулятор; 38 – редукционный клапан; 39 – линия подачи газа; 40 – впускной коллектор; 41 – ресивер; 42 – топливный бак; 43 – топливопровод; 44 – трубка; 45 – фильтр-отстойник; 46 – насос; 47 – фильтр тонкой очистки; 48 – блок индикации; 49 – переключатель; 50 – манометр; 51, 52, 53, 54 – регуляторы; 55 – датчик уровнядизельного топлива; 56, 57 – сигнальные лампы; 58, 59 – полюсы аккумуляторной батареи

Рисунок 1.7 – Принципиальная схема эжекторной системы подачи газа трактора К-701 при механическом регулировании дозатора газа на всех режимах

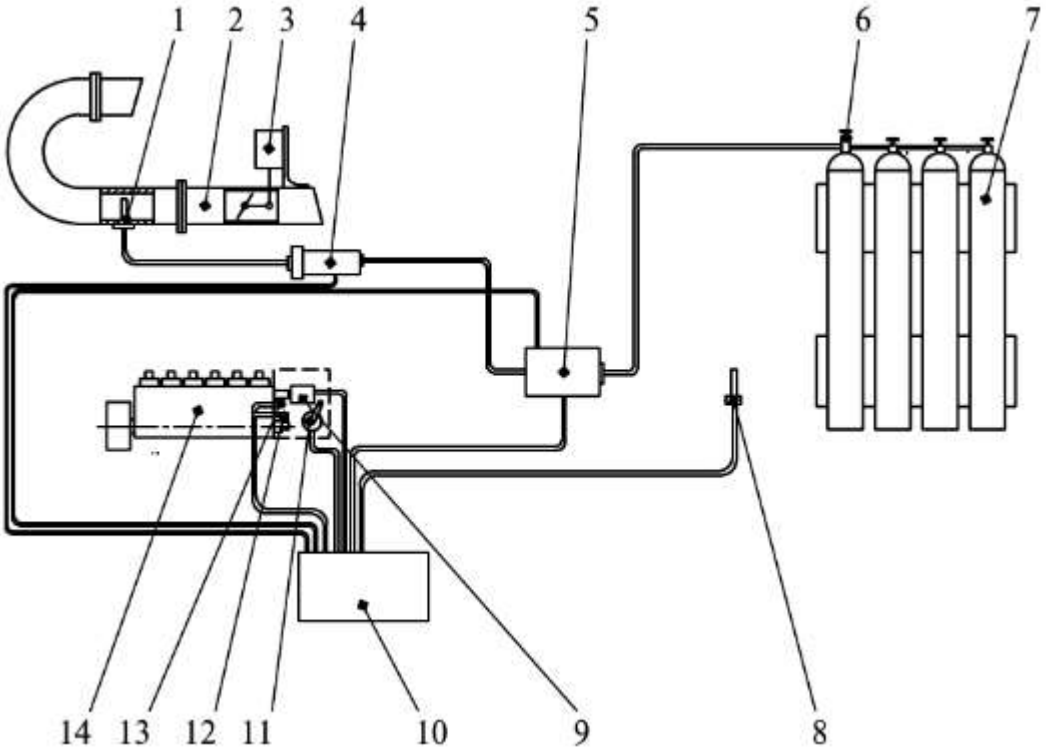
Она включает в себя две секции 2 и 3, каждая из которых имеет по девять стальных баллонов объемом 50 литров с манометрами на каждой секции, устройство для заправки 7, магистральный вентиль 9, подогреватель 11, который нагревает газ при отрицательных температурах окружающего воздуха, с подводом теплоносителя из системы охлаждения двигателя 21, редуктор высокого давления (РВД) 16, электромагнитный клапан с фильтром 20, редуктор низкого давления (РНД) 25.

В данной схеме регулирование подачи газа осуществляется на основе эффекта эжекции на всех режимах работы двигателя, но привод дозатора имеет механический привод, что с одной стороны является преимуществом, так как достаточно надежная система, но с другой стороны, точность регулировки в процессе эксплуатации снижается, в связи с чем требуется постоянное техническое обслуживание привода. К тому же подогрев газа осуществляется только при отрицательных температурах окружающей среды, что не дает возможности поддерживать температуру газового топлива в нужном диапазоне.

Саратовским государственным аграрным университетом им. Н. И. Вавилова совместно с НТЦ «Авангард» для решения задачи динамического регулирования подачи как газа, так и запальной порции дизельного топлива была разработана система для двигателя ЯМЗ-236, которая отличается от существующих тем, что механический регулятор частоты вращения двигателя полностью упраздняется (ри-

сунок 1.8) [15, 16].

На кулачковом валу топливного насоса установлен датчик частоты вращения, а на рейке – шаговый электродвигатель для ее перемещения и датчик положения топливной рейки. Рычаг управления оборудован датчиком углового перемещения. Управление осуществляется от электронного блока, который получает информацию с датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя (скоростной режим работы двигателя) и датчика положения рычага управления (нагрузочный режим работы двигателя) и устанавливает требуемую величину запальной дозы дизельного топлива (перемещением рейки топливного насоса) и газа (газовым дозатором).



1 – смеситель; 2 – впускной трубопровод; 3 – дроссельныйпатрубок; 4 – дозатор; 5 – редуктор; 6 – вентиль; 7 – баллон;8 – датчик температуры; 9 – шаговый электродвигатель;10 – электронный блок управления; 11 – датчик положения рычага управления; 12 – датчик частоты вращения;13 – датчик положения рейки ТНВД; 14 – ТНВД

Рисунок 1.8 – Система питания газодизеля под управлением СЭРГ-500

Таким образом, на всех режимах работы двигателя можно устанавливать соответствующее соотношение дизельного топлива и газа [15].

Еще одним решением задачи может послужить переход к количественно-качественному (смешанному) регулированию и ограничению максимального коэффициента избытка воздуха на уровне близком к оптимальному [16]. Именно такое регулирование реализуется в системе управления топливоподачей газодизеля «КамАЗ-7409.10». Она включает в себя электронный блок управления, газовую заслонку и электромагнитный клапан в магистрали подачи газа, заслонку во впускном трубопроводе после смесителя, кулачок-ограничитель длярегулирования запальной дозы дизельного топлива (при работе с механическим регулятором частоты вращения), исполнительные механизмы управления заслонками и кулачком-ограничителем, датчики частоты вращения и разрежения во впускном трубопроводе после заслонки дозирования смеси [15].

Следует отметить, что электронное управление различными параметрами в настоящее время широко применяется на зарубежных газовых и газодизельных двигателях. В ходе испытаний такой системы были выявлены следующие недостатки [17]:

– значительная инерционность системы за счет больших паразитных объемов впускного ресивера;

– выброс несгоревшего метана в выпускную систему за счет значительного перекрытия впускных и выпускных клапанов (снижение экономичности и увеличение выбросов СН);

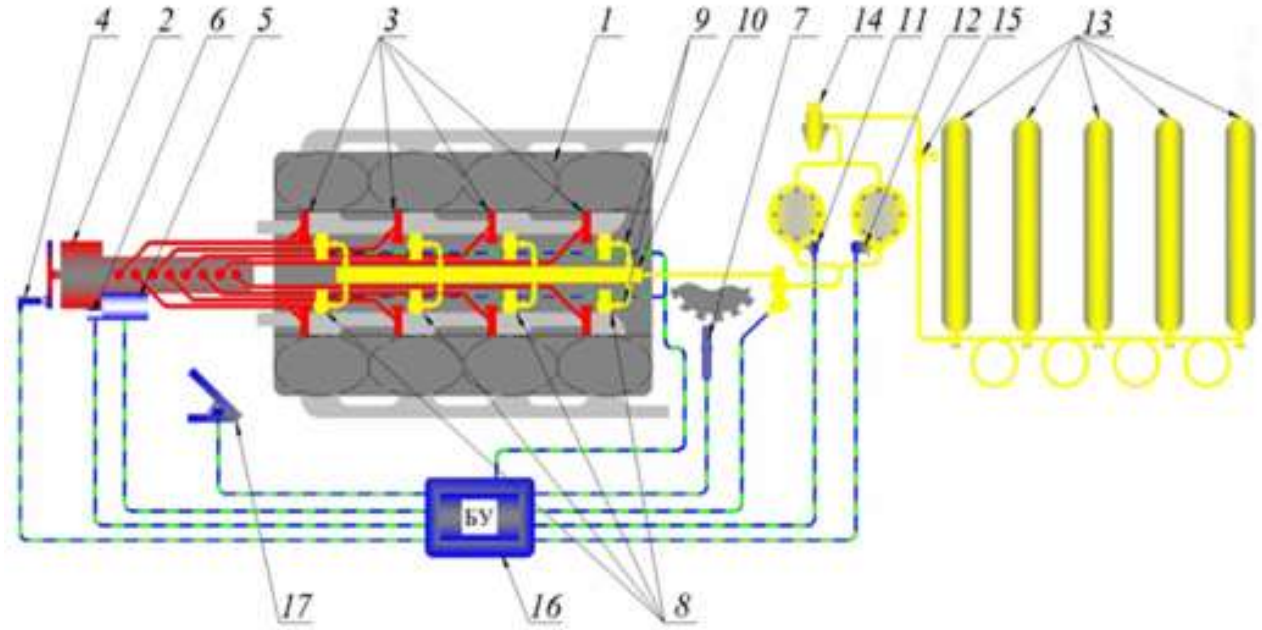
– невозможность дозирования топливной смеси индивидуально для каждого цилиндра, в результате его наблюдается непостоянство состава смеси в камере сгорания.

Для рационального использования дизельного и газообразного топлива Саратовским государственным аграрным университетом им. Н. И. Вавилова совместно с ООО «ППП Дизельавтоматика» разработана система питания газодизеля

с распределенной подачей газообразного топлива (рисунок 1.9) [18].

Конструкция системы с распределенным впрыском топлива (рисунок 1.9) отличается от серийных аналогов наличием газовых клапанов, установленных в воздушном коллекторе напротив каждого цилиндра двигателя, что обеспечивает распределенную подачу газа, и электронного регулятора положения топливной рейки ТНВД [18].

Конструкция системы также позволяет использовать эффект эжекции, заключающийся в передаче энергии потока газа, подаваемого под давлением через электромагнитный клапан в смеситель, потоку воздуха, поступающего из впускного коллектора при их турбулентном смешении, тем самым улучшая наполнение камеры сгорания во время цикла всасывания, т. е. увеличивает коэффициент наполнения камеры сгорания, который непосредственно влияет на мощность двигателя [19].



1 – двигатель, 2 – топливный насос высокого давления, 3 – дизельные форсунки, 4 –датчик фазы, 5 – электронно-регулирующее устройство, 6 – датчик положения топливной рейки, 7 – датчик частоты вращения коленчатого вала, 8 – устройство эжекционнойподачи газообразного топлива в двигатель, 9 – газовые рукава, 10 – газовый коллектор,11 – датчик температуры, 12 – датчик давления га-

за,13 – газовые баллоны, 14 – газовыйредуктор высокого давления, 15 – вентильная группа, 16 – электронный блок управления, 17 – педальный электронный задатчик

Рисунок 1.9 – Система распределенного эжекционного впуска газообразного топлива

Для повышения равномерности подачи топлива в системе применен газовый коллектор Его выходные патрубки расположены на одном расстоянии от впускного. Это позволяет добиться равного давления в трубопроводах, подводящих газ к газовым форсункам. Кроме того, коллектор выполняет функцию фильтра, задерживающего абразивные частицы, которые поступают вместе с газом.

В последние годы во многих регионах России (Рязанской, Владимирской, Пензенской, Самарской, Саратовской областях, Ставропольском и Краснодарском краях) активно реализуются программы по переводу автомобильного транспорта и сельскохозяйственных тракторов на газомоторное топливо. В отдельных хозяйствах указанных регионов работают тракторы К-700А, Т-150К, МТЗ-80/82, ДТ-75М, РТМ-160 с газобаллонным оборудованием [15].

Результаты экспериментальных исследований и опыт эксплуатации газодизельных сельскохозяйственных тракторов и автомобильного транспорта свидетельствуют об их значительном преимуществе по сравнению с дизелями, работающими на минеральном дизельном топливе.

К достоинству применения компримированного (сжатого) газа в дизельных двигателях следует отнести также экономическую целесообразность его использования.

Запальная доза существующих в настоящее время систем подачи газообразного топлива достигает 20-25 %, что позволяет экономить до 80 % дизельного топлива. В России экономическим стимулом для перевода на газомоторное топливо является постановление правительства РФ №31 от 15.01.93 г. «О неотложных мерах по расширению замещения моторных топлив природным газом», кото-

рое устанавливает, что стоимость 1 м^3 природного газа для автомобильного транспорта и сельскохозяйственной техники не должна превышать 50 % стоимости 1 литра бензина марки А-76. Это постановление действует до настоящего времени.

В работе [20] Савельева Г. С. отмечается, что наиболее эффективно переоборудовать мощные тракторы (типа К-701) вследствие большей экономии дизельного топлива. В то же время постоянный рост цен на газобаллонное оборудование и топливо влияет на эффективность использования тракторов. Повышение стоимости и монтажа газобаллонного оборудования для трактора пятого классаК-700А системы с распределенным впрыском газа по эжекционному принципу, по сравнению с системой с центральным впрыском, в 3,5 раза компенсируется за счет увеличения разницы цен на дизельное топливо и газ в 2,5 раза позволило увеличить чистый дисконтированный доход [20-25].

Главное преимущество природного газа – это его экологичность, то есть низкое вредное воздействие на окружающую среду. Отработавшие газы двигателей, работающих на природном газе, содержат мало вредных веществ. По составу природный газ на 90-98 % состоит из метана – нетоксичного углеводорода, который при сгорании дает, главным образом, диоксид углерода и воду. Двигатель на природном газе производит примерно на 65 % меньше выбросов оксидов азота и на 80 % меньше выбросов твердых частиц, чем дизельный двигатель, оборудованный окисляющим каталитическим нейтрализатором [12].

Работа на природном газе предполагает и ряд других преимуществ. Он фактически не содержит серы, которая влияет на здоровье людей и приводит к окислению почвы и воды. Если брать все в комплексе, то отработавшие газы двигателя, работающего на природном газе, по наиболее вредным компонентам в несколько раз менее опасны, чем у двигателей, работающих на бензине или дизельном топливе [10, 13].

Анализ токсичности и дымности отработанных газов дизеля и газодизеля показал, что дымность отработавших газов газодизеля ниже на 40 и более процен-

тов по сравнению с дизельным двигателем. На 20 % происходит уменьшение концентрации оксидов азота (NO_x) в отработавших газах. При этом содержание выбросов CO и CH изменяется несущественно. Современные методики позволяют оценить не количество выбросов вредных веществ с ОГ автомобилей, а экологическую опасность этих выбросов для человека.

Таким образом, одним из преимуществ применения газообразного топлива является снижение показателей дымности и токсичности отработавших газов. Наиболее совершенными системами подачи газообразного топлива в двигатель считаются системы с распределенной подачей, но в открытых литературных источниках нет данных по показателям дымности и токсичности таких систем. Отсутствует анализ выбросов с европейскими нормами токсичности Евро-III, Евро-IV, Евро-V, Евро-VI.

1.5 Анализ характеристик компримированного природного газа

В настоящее время в мире выпускаются около 80 моделей транспортных средств, которые используют в качестве газомоторного топлива (ГМТ) компримированный природный газ [26].

Стандарты на газоиспользующее оборудование, в том числе и на сельскохозяйственную технику, работающую на КПГ, изначально были отнесены к качеству применяемого газа, поступающего по газотранспортной сети (ГТС). Поэтому помимо требований к теплотворной способности природного газа, поставляемого потребителям по ГТС, нормируются показатели, определяющие работоспособность газотранспортного и газоиспользующего оборудования (так как предельное содержание кислых газов, кислорода может вызвать коррозию; наличие капельной влаги – привести к образованию газогидратных пробок), а также показатели, определяющие моторные свойства ГМТ (определенную теплотворную способность и достаточную детонационную стойкость).

Требования к газомоторным топливам (в первую очередь к теплотворной

способности), использующимся в газовых двигателях сельскохозяйственной техники, определены Правилами ЕЭК ООН №49 [27]. Ими регламентируется применение эталонных топлив в экспериментальном исследовании при получении «официального утверждения двигателя (семейства двигателей)» в отношении уровня выброса загрязняющих газообразных веществ, твердых частиц и дымности.

В соответствии с этими Правилами во время испытаний на КПГ базовый двигатель должен либо продемонстрировать свою способность адаптации к любому составу топлива (сортам, представленным на газовом рынке), либо работать только на одном из сортов топлива.

Представленные на европейском рынке сорта КПГ (высококалорийный Н-газ с соответствующим допуском на теплотворную способность) при испытаниях имитируются эталонными топливами (таблица 1.2) [27].

Таким образом, границы качества газового топлива определены диапазоном теплотворной способности эталонных топлив и нижним значением детонационной стойкости эталонного топлива 75 метановое число (МЧ) [26].

Таблица 1.2 – Характеристики эталонных топлив

Показатель	Эталонное топливо		
	GR	G23	G25
Компонентный состав:			
метан, % мольн.	84-89	92,5	86
этан, % мольн.	13	-	-
азот, % мольн.	-	7,5	14
инертные газы, % мольн.	1	1	1
содержание серы (не более), мг/м^3	10	10	10
Низшая теплотворная способность, МДж/кг	49,5	43,9	39,0
Число Воббе низшее, МДж/м^3	50,2	43,4	39,2

Низшая теплота сгорания, МДж/м^3	3,47	3,41	3,38
Детонационная стойкость, МЧ	75,6	102	104,2

Одним из основных параметров, определяющих эффективность использования газа в качестве моторного топлива на сельскохозяйственной технике, является его детонационная стойкость, характеризующаяся метановым числом (по аналогии с октановым числом для бензина, ОЧ). МЧ показывает, сколько объемных процентов метана содержится в смеси метана и водорода, которая начинает детонировать при той же степени сжатия, что и проверяемый газ [28]. Единой (общепризнанной) методики, регламентирующей условия и режимы определения МЧ, в настоящее время не существует. Поэтому МЧ, установленное по разным расчетным методикам, может отличаться от 5 до 8 ед. [29]. При использовании газа из различных источников его низшая теплотворная способность (НТС) также может изменяться в значительных пределах. При изменении НТС для Н-газа с 33,23 (эталонное топливо G23) до 39,55 МДж/м^3 (GR), т.е. при увеличении на 16 %, детонационная стойкость снизится со 100 до 72 МЧ.

Снижение детонационной стойкости газомоторного топлива, во-первых, ограничивает степень сжатия двигателя, на которой он может работать без детонации (таблица 1.3), и его топливную экономичность [30]. Во-вторых, приводит к снижению крутящего момента и мощности двигателя, при которой он может работать без детонации, что значительно сказывается при эксплуатации сельскохозяйственных машин.

Таблица 1.3 – Детонационная стойкость и степень сжатия компонентов газа

Показатель	Газ			
	метан	этан	пропан	бутан
Критическая степень сжатия	15	14	12	8
Детонационная стойкость, МЧ	100	11	34	11

В работе [31] проведено исследование моторных качеств альтернативных газообразных топлив. По его результатам были определены детонационная стойкость газовых топлив, компонентный состав которых изменялся в довольно широких пределах, и критическая степень сжатия (ε), при которой наступает детонация (таблица 1.4).

Расчетным путем определялся теоретический эффективный коэффициент полезного действия двигателя, который может быть получен при использовании топлив, имеющих различную детонационную стойкость.

Детонационная стойкость газомоторного топлива на основе метана обычно лежит в пределах 70–90 МЧ, что соответствует диапазону критических степеней сжатия от 12 до 14. Это может привести к изменению КПД двигателя на 0,62–0,65, т.е. на 4,6 % [32].

Таблица 1.4 – Характеристики образцов газов

Наименование газа	Компонентный состав					МЧ	Критическая степень сжатия
	CH_4,%	H_2, %	N_2, %	CO, %	CO_2, %		
Синтез-газ (из ПГ)	39,7	46,7	0,8	0,9	11,9	62,4	10,49
Угольный газ	0	24,8	16,3	58	1	30,0	8,42
Синтез-газ (древо)	10	40	3	24	23	61,5	11,39
Синтез-газ (древо)	1	31	35	18	15	70,2	10,33
Газ сточных вод	60	0	2	0	38	139,1	17,6
Свалочный газ	60	0	0	0	40	139,6	17,6
Синтез-газ (из ПГ)	1,2	30,8	49	15,6	3,4	66,3	10,91
Угольный газ	7	44	0	43	6	23,9	7,96

Влияние степени сжатия на показатели работы подтверждается исследованиями, проведенными на многоцилиндровом газовом двигателе [33]. В частности,

влияние степени сжатия на мощностные параметры работы двигателя, показатели экономичности и выбросов токсичных компонентов исследовалось на двигателе ChaiyotDamrongkijkosol объемом 2 л, переоборудованном для работы на газе. Эксперименты проводились при четырех различных величинах ε (9; 9,5; 10 и 10,5). При увеличении значения ε с 9 до 10,5 крутящий момент двигателя возрос на 5 %. Удельный расход топлива газового двигателя при увеличении степени сжатия снижается приблизительно на 5,5 % и имеет минимум при ε = 9,5.

При увеличении степени сжатия процесс сгорания интенсифицируется, что приводит к снижению выбросов оксида углерода с отработавшими газами двигателя приблизительно на 38 %, которые достигают минимальных значений при ε = 9,5 (рисунок 1.10)[33].

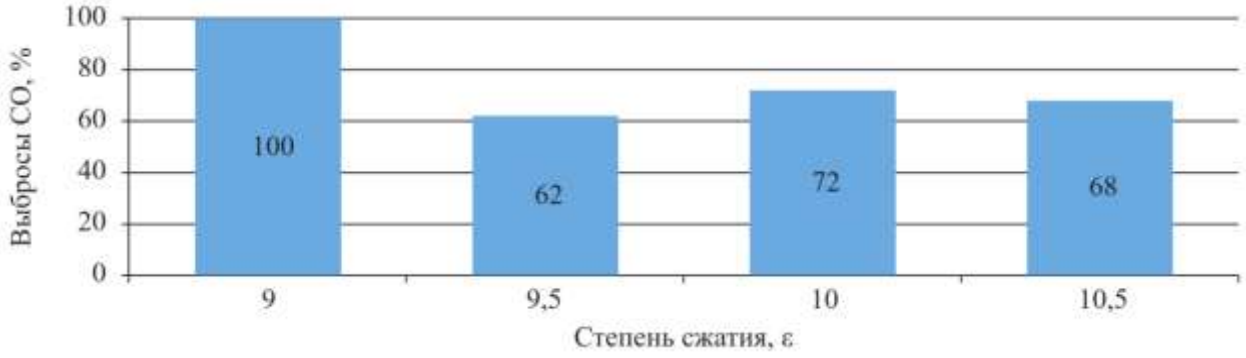


Рисунок 1.10 – Влияние степени сжатия на выбросы оксида углерода

Влияние детонационной стойкости КПГ на токсичность отработавших газов газовых двигателей, применяемых на сельскохозяйственных машинах, было изучено М. Фестом [34]. Исследование проводилось на пяти газовых двигателях моделей CumminsISLG (2007), CumminsCGasPlus (2006), JohnDeere 6081H (2005), DetroitDieselSeriesS50GTK (1999), Cummins C Gas (1998) (рисунки 1.11, 1.12) [35].

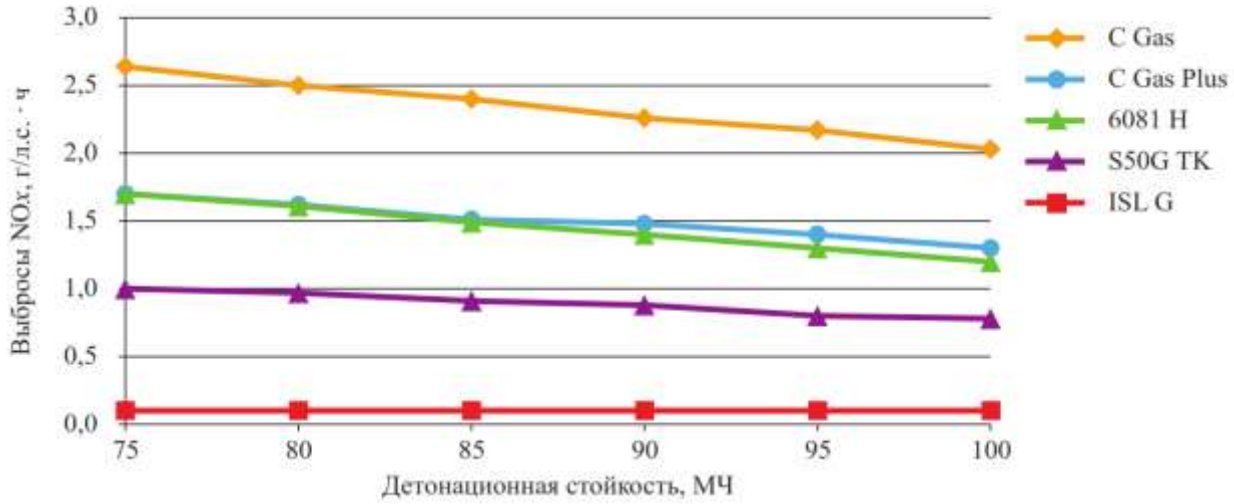


Рисунок 1.11 – Удельные выбросы оксидов азота при работе двигателей на газовом топливе с различной детонационной стойкостью

Приведенные данные показывают, что практически на всех типах двигателей выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами с увеличением МЧ снижаются.

Производители газовых двигателей, устанавливаемых на сельскохозяйственных машинах, изначально ориентируются на качество природного газа, поставляемого по ГТС в регионы их эксплуатации.

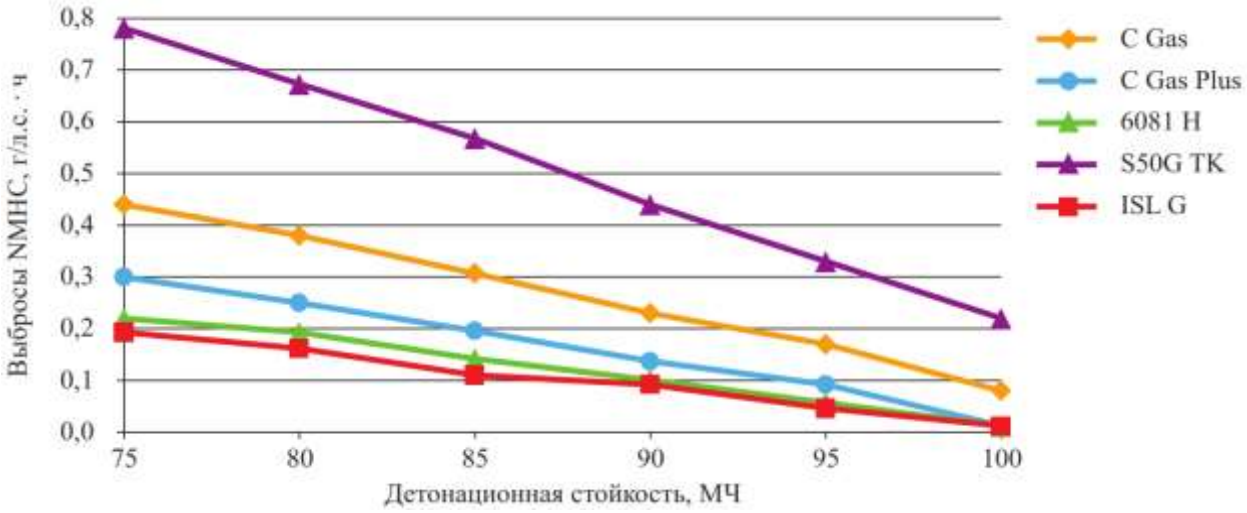


Рисунок 1.12 – Удельные выбросы неметановых углеводородов при работе двигатлея на газовом топливе с различной детонационной стойкостью

В настоящее время система управления двигателем выполнена на базе микропроцессорной техники и имеет определенные возможности адаптации. Обычно она снабжена датчиком детонации, что позволяет за счет увеличения угла опережения зажигания, управления дроссельной заслонкой работать на ГМТ с более низкой детонационной стойкостью.

Системы нейтрализации отработавших газов снабжены датчиком кислорода (лямбда-зондом), что позволяет поддерживать оптимальный режим работы нейтрализатора при изменении качества КПГ.

Производители газовых двигателей CAT и Cummins, используемых на сельскохозяйственной и дорожно-строительной технике, ограничивают содержание серы в КПГ на уровне 10 ppm (10 мг/кг), что соответствует требованиям Евро-5 к содержанию серы в моторном топливе [36].

Метанол может вызвать коррозию баллонов с природным газом и повреждения компонентов топливной системы. По ISO 15403 не допускается добавлять метанол в природный газ на газонаполнительных станциях. Природный газ не должен содержать гликоля или метанола. Топливо не должно содержать твердых частиц.

Возможное содержание масла в природном газе не должно оказывать негативного воздействия на надежность работы сельскохозяйственной машины. Рекомендуется использовать фильтры на линии подачи топлива. Важно, чтобы в баллоны сжатого газа не попадали частицы пыли. Следует отметить, что с этой целью стандарт США на КПГ SAE J1616 рекомендует устанавливать фильтры с допустимыми величинами частиц механических примесей:

• на соединитель для заправки – 40 мкм;

• инжекторную систему и регулятор – 5 мкм;

• инжекторы – 1 мкм.

Допустимая величина частиц механических примесей, устанавливаемых стандартом ISO 15403-2 (в зависимости от занимаемого места в системе подачи газа), составляет от 400 (на входе) до 1 мкм (перед инжекторами).

Максимальное содержание этана в КПГ ограничивается стандартом PCD 3 (2370) C (8 %) и спецификацией CARB (6 %). Максимальный уровень содержания пропана в КПГ установлен стандартами PNS 2029:2003 (12 %), 10K/34/DDJM/1993 (8 %), DIN 51624 (6 %) и Regulation of the Polish Ministry of Economy (5,8 %). Максимальный уровень содержания бутана в КПГ установлен стандартами PNS 2029:2003 (4 %) и 10K/34/DDJM/1993 (4 %)[33-35].

Климатические условия этих стран позволяют иметь высокий уровень содержания пропана и бутана в КПГ без его выпадения в жидкой фазе. Содержание бутана в КПГ стандартами других стран ограничено уровнем 1,8–4 %.

Содержание пентана в стандартах DIN 51624 и 10K/34/DDJM/1993 ограничено уровнями 1 и 4 % соответственно. Гексан и высшие углеводороды ограничены уровнем 0,2–0,5%. Допустимое содержание водорода регламентируется на уровне 0,1 % [34-36].

На основании проведенного анализа можно сделать однозначный вывод, что наилучшие экологические и технико-экономические показатели работы двигателя, установленного на сельскохозяйственной технике, достигаются при работе на ГМТ с высокой детонационной стойкостью. Параметры газомоторного топлива должны быть в пределах, установленных нормативами на КПГ. Так, при высоких величинах теплотворной способности, может наблюдаться перегрев двигателя, при низких – недобор мощности[37]. Поэтому качество, поставляемого КПГ для современных двигателей, используемых на мобильной технике в АПК значительно влияет на их ресурс и показатели работы.

1.6 Выводы. Цель и задачи исследования

Анализ систем топливоподачи газодизельных двигателей сельскохозяйственной техники показывает, что:

1. Поиск путей обеспечения топливной экономичности и экологической безопасности сельскохозяйственной техники страны приводит к необходимости

применения альтернативных видов топлив, совершенствования конструкции современных двигателей и разработке устройств снижения токсичности отработавших газов двигателей. Поэтому использование компримированного природного газа в качестве моторного топлива приобретает все большую целесообразность.

2. На основании анализа существующих способов переоборудования двигателей сельскохозяйственной техники на КПГ установлено, что находящуюся в эксплуатации технику оптимально переводить на газодизельный цикл, так как этот способ позволяет перейти к газовой топливной системе без существенных изменений конструктивных параметров ДВС.

3. Анализ существующих способов топливоподачи при газодизельном цикле позволил установить, что наиболее перспективной считается система с распределенной подачей газа, которая также, как и другие не совершенна.

4. Распределенная подача топлива в двигателях, работающих по газодизельному циклу, недостаточно изучена: исследования в области топливной экономичности и экологичности находятся на первоначальном этапе, поэтому необходимо их дальнейшее изучение.

Целью данной работы является улучшение экологических и экономических показателей газодизельных двигателей мобильной техники в АПК.

Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд задач:

- провести анализ существующих систем топливоподачи газодизельных двигателей;

- разработать и обосновать конструктивную схему топливоподачи двигателей, работающих по газодизельному циклу;

- разработать математическую модель описания процесса, протекающего в системе топливоподачи газодизельного двигателя;

- провести экспериментальные исследования и определить зависимости показателей эффективности работы системы топливоподачи двигателей, работающих по газодизельному циклу;

- провести технико-экономическую оценку эффективности применения раз-

работанной системы топливоподачи газодизельных двигателей мобильной техники в АПК.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ ГАЗОДИЗЕЛЯ

2.1 Гипотеза исследований

Компримированный природный газ, как и другие газы, подчиняется основным газовым законам физики и термодинамики. Поэтому зависимости основных термодинамических параметров и объединенный газовый закон также справедливы и для КПГ [38-43].

Согласно объединенному газовому закону [42], определенное соотношение между давлением, объемом газа и его термодинамической температурой – величина постоянная:

$$\frac{p \cdot V}{T} = const\,, \tag{2.1}$$

где p - давление газа, Па;

V - объем газа, м^3;

T - абсолютная или термодинамическая температура, К.

Из выражения (2.1) следует, что изменение одного из параметров приводит к соответствующему изменению других.

Опыт применения и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания на различных видах топлива показывает, что значительное влияние на экологичность и топливную экономичность оказывает состав топливно-воздушной смеси при сгорании, который в свою очередь зависит от параметров подаваемого в камеру сгорания топлива.

Для наиболее эффективной работы двигателя необходимо определенное количество топлива на соответствующем режиме работы, что обеспечивается конструкцией самого двигателя в зависимости от требуемого результата. Все регулировки, особенно настройки электронных блоков управления (ЭБУ) двигателем выполнены с учетом физико-механических свойств используемого топлива, кото-

рые с изменением условий окружающей среды также изменяются, соответственно, состав топливно-воздушной смеси тоже изменяется, что может привести к повышенному расходу топлива и повышению токсичности отработавших газов.

Считаем, что изменение температуры окружающей среды сказывается на температуре топлива, что в свою очередь, значительно влияет на его физико-механические свойства. В диссертационном исследовании поэтому предлагается исследовать термодинамический процесс регулирования температуры топлива в системе питания двигателя, работающего по газодизельному циклу, чтобы выявить зависимости изменения эксплуатационных показателей ДВС от температуры топлива.

2.2 Анализ термодинамики цикла ДВС

При установлении целесообразности предлагаемых решений по усовершенствованию систем подачи топлива в двигателях внутреннего сгорания, а также для их оценки, необходимо проводить термодинамический расчет процессов, протекающих при различных циклах.

Двигатели, работающие по смешанному циклу (цикл Тринклера), исследовались и продолжают исследоваться, так как смешанный отвод и подвод теплоты достаточно сложный термодинамический процесс. Такой цикл в термодинамике называется обобщенным, к частными случаями которого относят циклы Аткинсона и Миллера. Данные циклы можно считать идентичными и рассматривать их как циклы с подводом теплоты при постоянном объёме и со смешанным отводом теплоты, или с продолженным расширением (цикл Отто, Дизеля, Тринклера).

Изучение обобщенных термодинамических циклов проводится для установления отличий в коэффициентах полезного действия (КПД), что даст возможность в дальнейшем установить пути улучшения и совершенствования конструкций ДВС.

Исследованию термодинамических циклов ДВС посвящены работы Стеч-

кина Б.С., Иващенко Н.А., Матюхина Л.М., Ивина В.И. и др. отечественных исследователей, изучающих всевозможные факторы, влияющие на термический КПД двигателей [44-46].

В работах Стечкина Б.С. [46] проведен подробный анализ термодинамического цикла тепловой машины. Он впервые показал, что функция объёма рабочего тела от приращения теплоты однозначно характеризует функцию его состояния.

$$V^{k-1}dQ = 0, \tag{2.2}$$

где: V –значение объёма;

k – показатель адиабаты;

dQ – динамика ввода теплоты в круговой цикл.

На основании этого вывода продолжились дальнейшие изучение тепловых двигателей с практическим использованием термодинамического анализа.

Для различных циклов с подводом теплоты при постоянном объёме (цикл Отто), при постоянном давлении (цикл Дизеля), при смешанном подводе теплоты (обобщённый цикл или цикл Тринклера) Стечкин Б.С. предложил метод расчёта термического КПД.

Для смешанного цикла с подводом теплоты только при постоянном объёме и постоянном давлении Стечкин Б.С. предложил определять термический КПД следующим образом.

$$\eta_{tp-v} = 1 - \left(\lambda\rho^k - 1\right) / \left(\varepsilon_u^{k-1} \cdot \left[\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot \left(\rho - 1\right)\right]\right), \tag{2.3}$$

где: η_{tp-v} – термический КПД;

$\varepsilon_г$ - геометрическая степень сжатия - (Va/Vc);

λ - степень повышения давления - (p_Z/p_C);

ρ - степень предварительного расширения - (V_Z/Vc).

Процессы сжатия и расширения при проведении вычислений термического КПД рассматривались как адиабатные.

Эти исследования были продолжены в работах учёных МАДИ (ГТУ) [47,

48], которые рассматривали термодинамический цикл, в котором на такте расширения (рабочего хода) продолжалась передача теплоты, а на такте сжатия передача тепла не рассматривалась.

В работе [47] термический КПД для обобщённого термодинамического цикла (со смешанным отводом и подводом теплоты и изоэнтропными процессами сжатия и расширения) предлагается устанавливать по выражению:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_г^{k-1}} \cdot \frac{\rho' \left[\lambda \frac{\rho}{\rho'} - 1 \right] + k \cdot (\rho' - 1)}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda (\rho - 1)}, \qquad (2.4)$$

где: ρ' – степень предварительного сжатия (*Vb/Va)*.

В отечественной технической литературе работ, которые посвящены термодинамическому анализу цикла Миллера, совсем мало. Оценке возможности улучшения показателей двигателя путём применения продолженного расширения посвящены работы Дьяченко В.Г [49, 50], который для определения термического КПД цикла с продолженным расширением получил следующую зависимость:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_1}{Q_2} = 1 - \frac{\left[\lambda - (\delta / \varepsilon_д)^k \right] + k (\delta / \varepsilon_д)^{k-1} \cdot (\delta / \varepsilon_д - 1)}{\delta^{k-1} \cdot (\lambda - 1)}, \qquad (2.5)$$

где: $\varepsilon_д$-действительная степень сжатия - (*Va/Vc*);

δ - степень последующего расширения - (*Vb/Vz*).

Особое внимание в последние годы уделяется зарубежными исследователями, занимающихся анализом термодинамических циклов, циклам с продолженным расширением. При реализации цикла с укороченным тактом впуска (цикла Миллера) возможно повышение индикаторного КПД, как показано работах [51-67], но количественная оценка у исследователей варьируется в достаточно широких пределах – от 4 до 18%.

Подробный анализ термодинамических циклов Отто, Дизеля, Тринклера и Миллера проведен в работе [58]. Термический КПД для цикла Миллера предлагается рассчитывать по выражению:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_г^{\gamma-1}} - \frac{\sigma^{\gamma} \cdot (\gamma - 1) - \gamma \cdot \sigma^{\gamma-1} + 1}{(\gamma - 1) \cdot \sigma^{\gamma-1} \cdot B}, \qquad (2.6)$$

где: γ - показатель адиабаты;

$\sigma = \frac{\varepsilon_г}{\varepsilon_д}$ - коэффициент, показывающий во сколько раз геометрическая степень сжатия превышает действительную.

Термодинамический анализ известных циклов проведен и в работе [68] (см. рисунок 2.1).

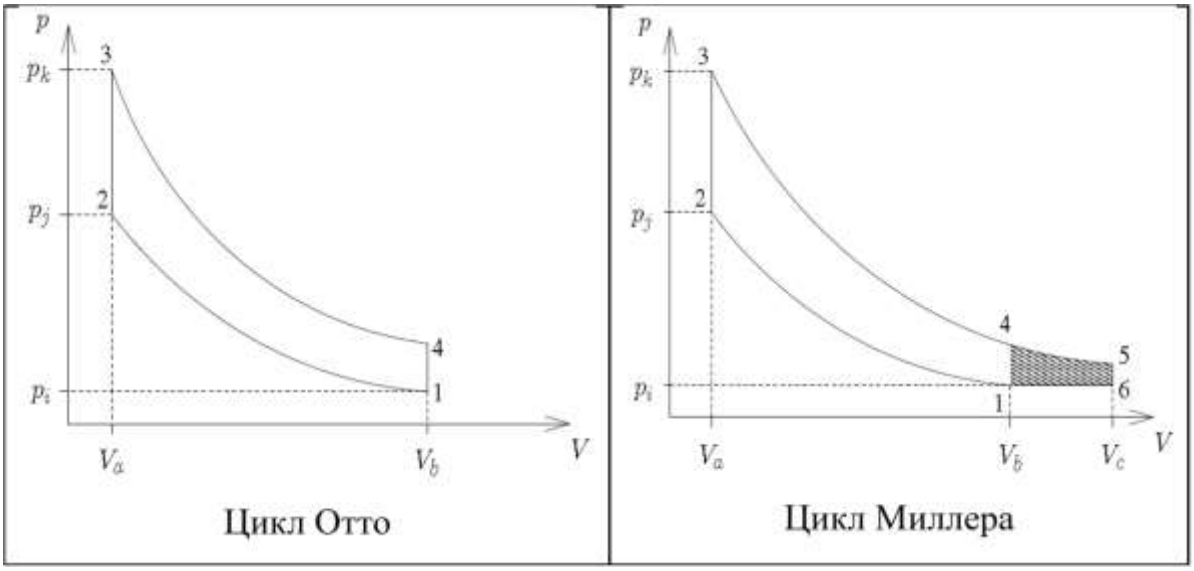


Рисунок 2.1 –Отличительные особенности циклов

При сравнении цикла Отто и цикла Миллера были взяты одинаковые действительные рабочие объёмы, соответственно при этом геометрический рабочий объём в цикле Миллера был больше геометрического объёма в цикле Отто. Это не совсем корректное сравнение, поскольку в действительности принимаются одинаковыми геометрические рабочие объёмы, в этом заключалась особенность данного исследования.

Полученные в работе [56] результаты расчета эффективности цикла Миллера в зависимости от соотношения степени расширения к степени сжатия при различных степенях сжатия представлены на рисунке 2.2.

Расчётные исследования цикла Миллера с учётом конечной скорости выде-

ления теплоты проведены в работах [57-60]. Цикл Миллера наиболее эффективен для двигателей с более низкой степенью сжатия, поэтому более экономичен, чем цикл Отто, но при этом отмечено снижение мощности и увеличение механических потерь.

1 – при $\varepsilon = 4,0$; 2 – при $\varepsilon = 6,0$; 3 – при $\varepsilon = 8,0$

Рисунок 2.2–Изменение расчётной эффективности цикла Миллера в зависимости от соотношения степени расширения к степени сжатия

Рассмотренные работы по термодинамическому анализу теоретических циклов строятся в основном на классической теории ДВС, которая предполагает передачу теплоты только при постоянных объёмах и давлении. Процессы сжатия и расширения рассматриваются как адиабатные или как политропные, но теплообмен при этих тактах не учитывается. Фактически, введение в расчёт политропного процесса используется только для определения значений давления и температуры в характерных точках цикла и для расчёта работы цикла (фактически по Гринивецкому). Результаты по оценке мощностных показателей, получаемые при этом, хорошо коррелируются с экспериментальными данными.

Но значения термического КПД, полученные при расчете, достаточно сильно отличаются от индикаторного, даже с введением различного рода коэффициентов и поправок на несовершенство сгорания.

Дальнейшие расчётные исследования рабочих процессов газового двигателя проводились в направлениях [69-72]:

- анализ термодинамических процессов идеализированных теоретических циклов для проведения сравнения изменения индикаторных показателей газового двигателя при работе по разным циклам;

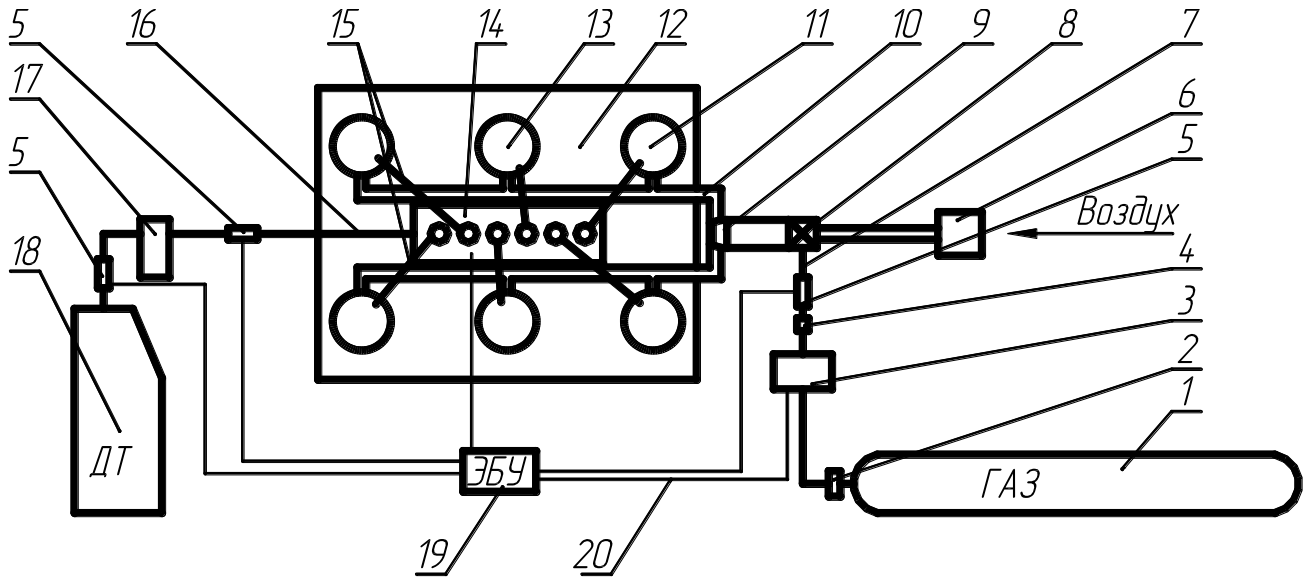
- анализ показателей теоретического цикла с конечной скоростью выделения теплоты для количественной оценки изменения индикаторных и эффективных показателей ДВС.

- анализ возможности повышения индикаторных и эффективных показателей цикла с укороченными тактами впуска и выпуска.

2.3 Экспериментальная система топливоподачи газодизеля

Учитывая изложенное в пунктах 2.1 и 2.2, можно сделать вывод, что на эффективный КПД двигателя, работающего по газодизельному циклу, значительное влияние оказывает температура топлива, как дизельного, так и газового, поступающего во впускной коллектор, поэтому поддержание оптимальной температуры в топливной системе является значимым фактором при обеспечении оптимальных параметров работы двигателя, обеспечивающих улучшение его эксплуатационных показателей.

На кафедре «Механика и Инженерная графика» ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный университет» совместно с Военным учебно-научным центром «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» г. Воронежа, предложена система топливоподачи двигателя, работающего по газодизельному циклу (рисунок 2.3).



1 – газовый баллон; 2 – заправочный вентиль; 3 – газовый редуктор; 4 – дозатор газа; 5 – терморегулятор; 6 – турбокомпрессор; 7 – газопровод; 8 – смеситель; 9 – дозатор газовоздушной смеси; 10 – впускной трубопровод; 11, 13 – цилиндры двигателя; 12 – двигатель; 14 – топливный насос высокого давления (ТНВД); 15 – рукав высокого давления; 16 – топливопровод низкого давления; 17 – топливный фильтр тонкой очистки; 18 – бак с дизельным топливом; 19 – электронный блок управления (ЭБУ); 20 – информационная магистраль

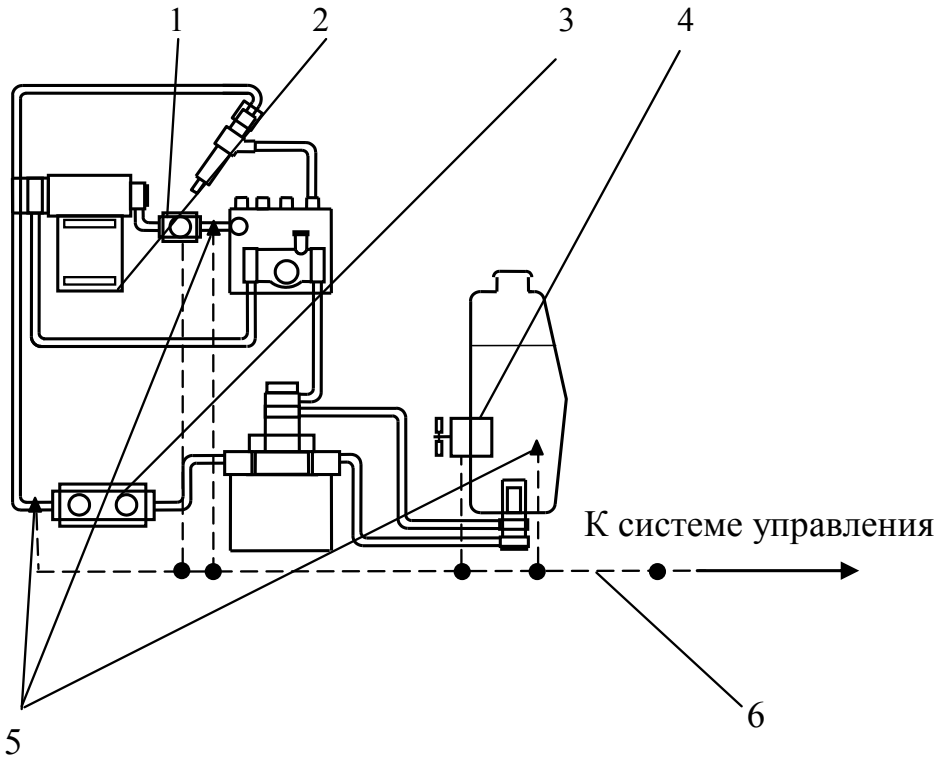
Рисунок 2.3 – Схема системы топливоподачи газодизеля

Наддув двигателя осуществляется с помощью турбокомпрессора 6 (рисунок 2.3), воздух нагнетаемый в систему смешивается с газом, имеющим температуру, набравшую в терморегуляторе 5, далее с помощью дозатора газовоздушной смеси 9 обеспечивается разделение потока газовоздушной смеси на два, смесь поступает в впускные трубопроводы, одинаково в обе половинки блока цилиндров.

Впрыск запальной дозы топлива осуществляется штатным ТНВД, секции насоса для снижения подачи запальной дозы топлива имеют диаметр плунжера меньше, чем у базового.

Для обеспечения оптимального температурного режима для топлива разработана система терморегулирования.

Система терморегулирования топлива в дизельной линии системы топливоподачи, представленной на рисунке 2.4, состоит из основного термоэлектрического модуля для топлива 1, расположенного после фильтра тонкой очистки 2; вспомогательных модулей расположенных перед фильтром тонкой очистки 3 и в топливном баке 4 [73].



1 - основной термоэлектрический модуль для топлива; 2 – фильтр тонкой очистки; 3 – вспомогательные модули; 4 – топливный бак; 5 – датчики температуры; 6 – информационно-силовая магистраль

Рисунок 2.4– Система терморегулирования дизельного топлива

Контроль температуры осуществляется датчиками температуры 5. Питающие токопроводы для термоэлектрических модулей и информационные линии для вспомогательных и температурных датчиков подключаются к информационно-силовой магистрали 6 соединенной с системой управления.

Терморегулирование производится за счёт энергии от штатной системы электропитания дизельного двигателя, что налагает ряд ограничений на потребля-

емую мощность. С целью повышения энергетической эффективности терморегулирования система управления термоэлектрических модулей включает в себя программируемый логический контроллер, который в зависимости от температуры и давления окружающей среды формирует сигнал на терморегулятор.

На рисунке 2.5 представлена схема работы терморегулятора системы топливоподачи двигателя, работающего по газодизельному циклу.

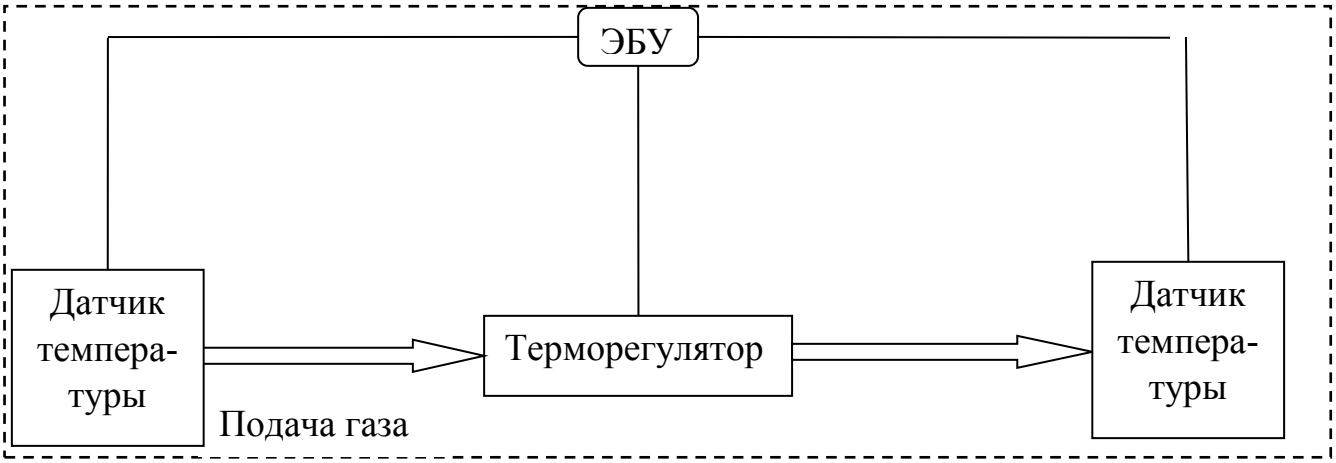
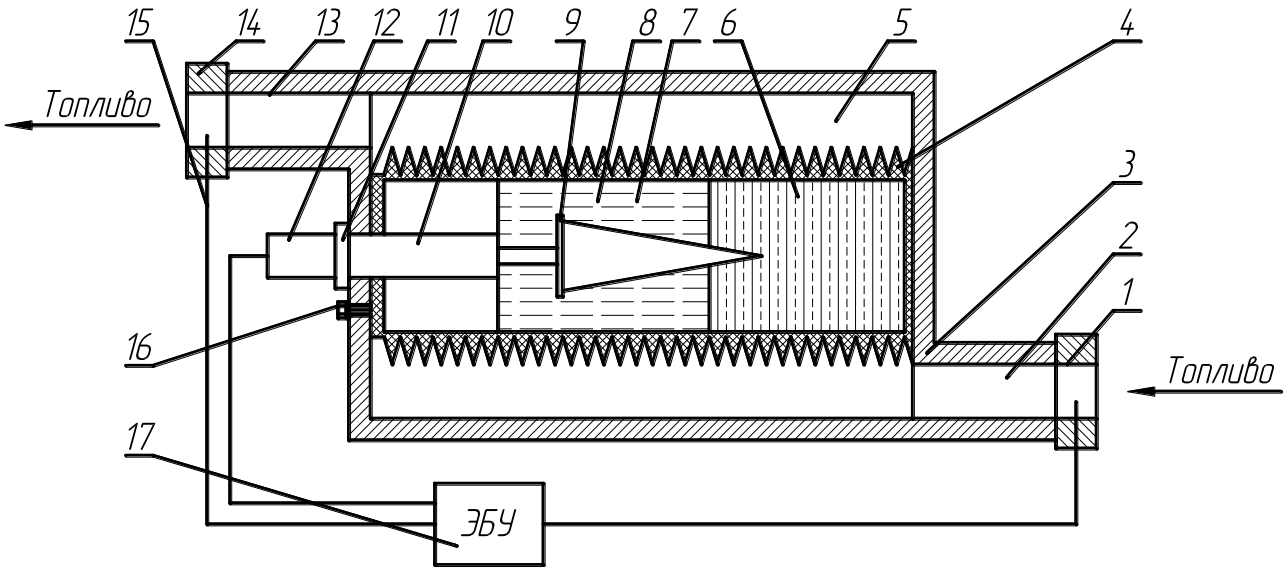


Рисунок 2.5 – Принципиальная схема терморегуляции топлива

По рисунку 2.5 показано, как осуществляется взаимосвязь элементов системы подачи топлива. При прохождении топлива по магистрали замеряется датчиком его температура и подается сигнал на электронный блок управления, где сравнивается показание датчика с запрограммированным диапазоном требуемых температур.

Если показание датчика соответствует или входит в допускаемый диапазон значений, то ЭБУ просто записывает данное значение, но если значение ниже, то ЭБУ подает сигнал на реле включения терморегулятора, который нагревает топливо. После прохождения топлива через терморегулятор происходит замер температуры и подается сигнал на ЭБУ, который по алгоритму управляет работой терморегулятора. Таким образом осуществляется регулирование температуры топлива.

Устройство терморегулятора топлива представлено на рисунке 2.6.



1 – датчик температуры топлива на входе; 2 – штуцер входной; 3 – теплоизолятор; 4 – корпус терморегулятора; 5 – полость для топлива; 6 – электропроводящий слой; 7 – слой с теплоаккумулирующим диэлектрическим материалом; 8 – электрод; 9 – шайба; 10 – шток; 11 – соленоид; 12 – реле управления; 13 – штуцер выходной; 14 – датчик температуры топлива на выходе; 15 – информационная магистраль; 16 – заземление; 17 – электронный блок управления

Рисунок 2.6 – Терморегулятор топлива

Терморегулятор топлива (рисунок 2.6) содержит оребренный корпус 4, в котором помещен электропроводящий слой 6 (углеродный наноматериал, смешанный с парафином), слой с теплоаккумулирующим диэлектрическим материалом 7, выполненный в виде конуса электрод 8, который закреплен на штоке 10 посредством диэлектрической шайбы 9. Корпус 4 имеет полость 5 со штуцером подвода среды 2 и штуцером отвода среды 13. Электропитание в нагреватель подается через соленоид11 от аккумуляторной батареи через реле управления 12.

Терморегулятор работает следующим образом. Датчик 1 замеряет температуру входящего топлива и отправляет сигнал на ЭБУ. Если температура недостаточная, то ЭБУ подает сигнал на реле управления 12, которое подает электриче-

ское напряжение на соленоид 11 напряжение на изолированный электрод 8 подается по штоку 9. Электрический ток протекает между электродом 9 и электропроводящим слоем 6 на корпус 4 регулятора, имеющий заземление 16. Результатом такого протекание становится объемное тепловыделение. Посредством оребрения стенки корпуса 4 теплота передается в окружающую среду и на верхний теплоаккумулирующий слой. При подаче топлива через штуцеры подвода и отвода среды 2 и 13 в полость между корпусом 4 и теплоизолятором 3 тепло отводится из электротеплоаккумулирующего нагревателя. В электропроводящем слое 6 и в слое с теплоаккумулирующим диэлектрическим материалом 7, при достижении температуры фазового перехода, происходит увеличение объемов, что вызывает подъем штока 10 и перемещение электрода 8 прослойку в диэлектрические слои 7, что сопровождается размыканием электрической цепи.

На выходе из терморегулятора установлен датчик 14, замеряющий температуру подогретого воздуха и отправляющий сигнал на ЭБУ, которое подает сигнал на реле управления 12, которое в свою очередь размыкает цепь.

2.4 Математическое моделирование терморегулирования топлива в газодизельных двигателях

Важное значение в процессе работы газодизельного двигателя имеют тепловые процессы. Определяя выделение тепла при работе дизельного двигателя можно исследовать процесс сгорания топливовоздушной смеси в двигателе. Другим характерным параметром может является сжигание 50% топливной дозы (масса горючего топлива). Этот индикатор позволяет провести сравнительное определение фазы горения, поскольку это указывает на угловое положение при 50% отпускаемого тепла. Этот индикатор можно использовать для контроля процесса горения в газодизельном двигателе, что позволит уменьшить выброс токсичных компонентов и снизить расход топлива.

В исследовательской работе [73] автор предлагает учитывать при управле-

нии двигателем параметры крутящего момента и процесса горения топлива. Процесс контроля горения может быть оценен с использованием угла топливоподачи, на котором выделяется 50% теплоты. Автором было показано влияние такого контроля на скорость выделения теплоты в области частичной нагрузки. В результате использования двухпараметрической стратегии управления двигателем можно получить оптимальные настройки для доз дизельного топлива и природного газа, при которых достигается оптимальный критерий Парето.

В работе [74] проводится оценка влияния на показатели двухтопливного дизельного двигателя различного соотношения впрыскиваемого топлива. Авторами установлено, что условие воспламенения предварительно смешанной смеси в основном контролируется вторым впрыском дизельного топлива. Соотношение между NOx - CH4 и NOx - CO достигается при применении двойного впрыска. По сравнению с последовательным впрыском (10° до верхней мертвой точки (ВМТ) первое время впрыска 50° до ВМТ уменьшало несгоревшие выбросы метана и CO на 60% и 63% соответственно и увеличило тепловой КПД на 8,9%, но выбросы NO_x поддерживались на том же уровне, что и режим однократного впрыска (10° до ВМТ).

Авторы исследуют режим дизельного двигателя с двойной топливоподачей с целью нахождения вспомогательного параметра для оценки коэффициента теплового эффекта (η_e) и оксидов азота (NO_x) [75]. В результате исследования выявлено, что время впрыска дизельного топлива оказывает заметное влияние на угол продолжительности сгорания (α), который тесно связан с η_e и NO_x. При низких и средних нагрузках, когда α находится вблизи ВМТ и после нее, η_e и NO_x выше. Тем не менее, когда α находится до ВМТ, результат эмиссии NO_x противоположный. Поэтому для оптимальной эмиссии η_e и NO_x при низких и средних нагрузках было бы лучшим способом изменить время впрыска дизельного топлива, чтобы задержать α до ВМТ и обеспечить α в ВМТ на 1-2 °.

Проведено экспериментальное исследование для изучения поведения выбрасываемых частиц в дизельном/природном газовом двухтопливном двигателе.

Экспериментально изучались выбросы частиц в отработавших газах, характерные для дизельного/природного газа с двойным топливным двигателем с изменяющимися нагрузками на двигатель при постоянной частоте вращения двигателя [76]. Авторы установили, что на число частиц и массу этих частиц оказывают значительное влияние давление впрыска и процентное замещение энергии, но распределение частиц по размерам не чувствительно к изменению этих параметров. Кроме того, концентрация числа частиц в выхлопных газах может быть резко уменьшена при увеличении давления впрыска в топливной системе, а также нагрузках двигателя. Кроме того, более 60% количества частиц, испускаемых дизельным / природным газом с двойным топливным двигателем, являются дисперсной частицей, в то время как они обеспечивают массу частиц не более 10%.

В статье [77] предлагается алгоритм регулирования горения в режиме реального времени, основанный на контроле давления, для снижения дисперсии горения от дизельных двигателей. Предлагаемый алгоритм управляет основным количеством и временем впрыска, а также местоположением угла поворота коленчатого вала, при котором происходит 50% сжигаемой массы (MFB50) и максимальное значение скорости выхода теплоты. Этот алгоритм управления уменьшает дисперсию сгорания топлива, контролируя кривую теплоотдачи для каждого рабочего состояния. В своих экспериментах авторы установили, что происходит снижение дисбаланса крутящего момента на 30%, снижение концентрации NOx на 10% и сокращение содержания твердых частиц (ТЧ) на 65% в ОГ.

Причём для повышения энергоэкологических показателей дизельных двигателей существует резерв, заложенный в оптимизации температурного режима для топлива, поступающего по системе питания.

Связано это с тем, что при критических значениях температуры для топлива, происходит физико-химические изменения, вызывающие ухудшение их технологических характеристик. Это влечёт за собой снижение индикаторной мощности, повышение расхода топлива, токсичности выхлопных газов и интенсивный износ двигателя в целом [78-85].

Таким образом, обеспечение оптимального температурного режима для топлива является актуальной научной и технической задачей.

Тепловой баланс в устройстве терморегулирования для слоёв ЭТН–охладитель и термоаккумулятор имеет вид:

$$(Q_{1э}+Q_{2э})+(Q_{1а}+Q_{2а})-Q_{топ}-Q_{пот}=0, \qquad (2.7)$$

где $Q_{1э}$, $Q_{2э}$– термическая энергия, полученная путем преобразования электрической энергии, Дж;

$Q_{1а}$, $Q_{2а}$ – термическая энергия запасённая в периоды наименьшей нагрузки двигателя, Дж;

$Q_{пот}$– тепловые потери устройства терморегулирования в окружающую среду, Дж;

$Q_{топ}$ – термическая энергия, которую необходимо сообщить топливу для доведения его до задаваемой температуры, Дж.

На основе схемы тепловых потоков и особенностей устройства для терморегулирования топлива произведено построение системы дифференциальных уравнений [86]:

$$\left.\begin{aligned}
&\rho_1 C_1\left(h_1 F_1\right)\frac{dT_1}{d\tau}=\tau P\left(T_2\right)-\alpha_{1-2}F_1(T_1-T_2)\\
&(\rho_{20}-N(T_2-20))C_T\frac{dT_2}{d\tau}=\frac{\tau\left(\alpha_{1-2}F_1(T_1-T_2)-\alpha_{2-3}F_2(T_2-T_3)\right)}{D_T}\\
&\rho_F c_F\left(\pi\cdot r^2\cdot h_F\right)\frac{dT_3}{d\tau}=\alpha_{2-3}F_2(T_2-T_3)-K\cdot F_3(T_3-T_4)
\end{aligned}\right\}, \qquad (2.8)$$

где T_1, T_2, T_3, T_4 - начальные условия – температуры топлив, К;

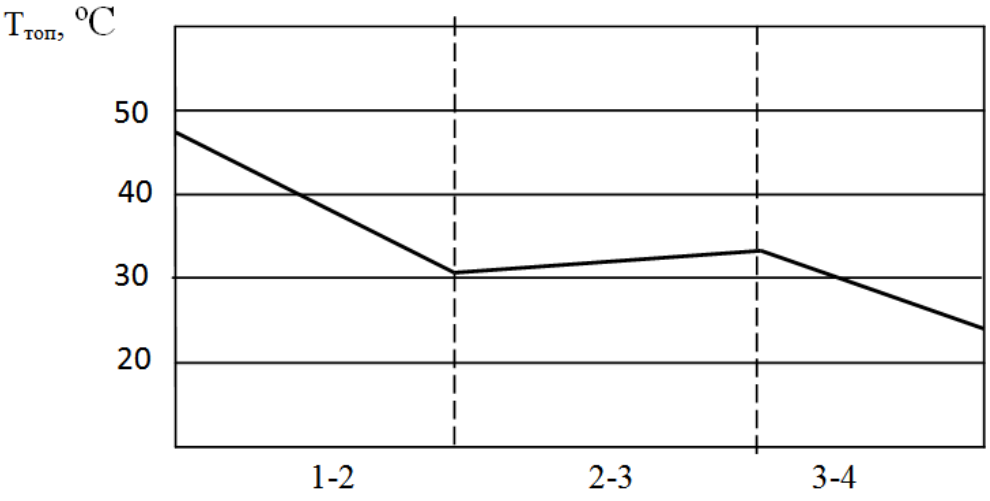
D_T, F_1, F_2, F_3 - параметры варьирования.

Расход КПГ варьировался согласно пуску, холостому ходу и работе двигателя под нагрузкой: 8; 10 и 25 л/ч. Площадь теплоотдающей поверхности терморегулятора изменялась от 0,03 до 0,07 м^2.

Математическая модель позволяет производить учёт изменения температурного состояния топлива на значимых участках топливной магистрали, как дизельной, так и газовой. В соответствии с этим математическая модель разделяет

вычисление на этапы, которые соответствуют продвижению топлива по соответствующим участкам топливной магистрали: участок (1-2) от бака до термоэлектрического модуля 3, участок (2-3) от термоэлектрического модуля 3 до фильтра 2, участок (3-4) от фильтра 2 до топливного насоса высокого давления (рисунок 2.4). На каждом этапе определяется динамическое изменение температурных показателей с учетом энергетических характеристик терморегулирующих модулей. Связь температурных изменений для каждой стадии осуществляется на основе согласования начальных условий в математической модели (2.8). Решение системы дифференциальных уравнений производится на основе метода Рунге-Кутта 4-го порядка.

На рисунке 2.7 представлен график температурного профиля, который соответствует прохождению топлива по магистрали перед впрыском. Итоговая температура, а также значения температур на различных стадиях может корректироваться в зависимости от эффективности работы газодизельного двигателя на конкретном виде топлива.



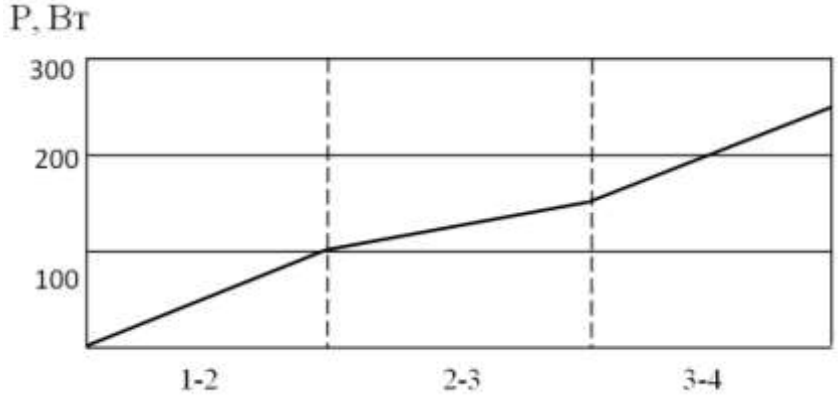
участок топливной магистрали

Цикл топливоподачи при нагрузке 50%

1-2 от бака до модуля; 2-3 от модуля до фильтра; 3-4 от фильтра до топливного насоса высокого давления

Рисунок 2.7 –Температурный профиль в системе топливоподачи

На рисунке 2.8 показан график профиля мощности термоэлектрических модулей в зависимости от корректируемого температурного профиля в системе топливоподачи газодизельного двигателя.



участок топливной магистрали

1-2 от бака до терморегулятора; 2-3 от регулятора до фильтра; 3-4 от фильтра до топливного насоса высокого давления

Рисунок 2.8 – Изменение мощности термоэлектрических модулей

Наибольшая мощность системы терморегулирования затрачивается на участке 3-4 и доходит до значения 250 Вт.

Значения рациональных энергетических параметров терморегулятора, полученные на основании математического моделирования представлены в таблице 2.1 [87].

Таблица 2.1 – Энергетические параметры системы терморегулирования

Максимальная мощность модулей системы терморегулирования, Вт			
Дизельное топливо			Компримированный природный газ
Бак	Перед фильтром	После фильтра	
200	150	200	150
Площадь теплоотдающей поверхности терморегулятора, м^2			
0,050	0,055	0,050	0,053

После анализа профилей температур и мощностей, а также сопоставления энергетических параметров решение системы уравнений (2.8) в графическом виде подвергается аппроксимации. Аппроксимированные выражения соответствующего вида составляют математическую основу программного обеспечения управляющего контроллера:

$$P(T_2) = \left(a - b \cdot \exp\left(-c \cdot D_T^e\right)\right) \cdot G_{ti}, \qquad (2.9)$$

где D_T – расход топлива л/ч;

G_{ti} – массовый часовой расход топлива, кг/ч;

a, *b*,*c*, *e* – коэффициенты аппроксимации и коррекции для управляющего контроллера.

Коэффициенты аппроксимирующего выражения (2.9) представлены в таблице 2.2 [87-89].

Таблица 2.2– Коэффициенты аппроксимации и коррекции

Режим топливоподачи	Коэффициенты аппроксимирующего выражения				Корректирующий температурный коэффициент (G_{ti})		
	a	b	c	e	G_{t1}, T_4<10	G_{t2}, T_4<20	G_{t3}, T_4<30
Пуск	110	176	0,09	0,9	1,1	1,2	1,27
Холостой ход	100	120	0,09	0,4	1	1,1	1,2
Нагрузка	170	199	0,11	1,2	0,9	1,2	1,4

Пример расчета:

T_4<10

P (T_2)= (110-176 exp (-0,09*$10^{0,9}$))1,1=26,202 Вт (расход D_T – 10 л/ч)

P (T_2)= (100-120 exp (-0,04*$8^{0,9}$))1=10 Вт (расход D_T – 8 л/ч)

P (T_2)= (170-199 exp (-0,11*$25^{1,2}$))0,9=152 Вт (расход D_T – 25 л/ч)

$T_4<20$

$P(T_2)=(110-176\exp(-0{,}09*10^{0,9}))1{,}2=28{,}82$ Вт (расход D_T – 10 л/ч)

$P(T_2)=(100-120\exp(-0{,}04*8^{0,4}))1{,}1=11$ Вт (расход D_T – 8 л/ч)

$P(T_2)=(170-199\exp(-0{,}11*25^{1,2}))1{,}2=185{,}77$ Вт (расход D_T – 25 л/ч)

$T_4<30$

$P(T_2)=(110-176\exp(-0{,}09*10^{0,9}))1{,}27=30{,}25$ Вт (расход D_T – 10 л/ч)

$P(T_2)=(100-120\exp(-0{,}04*8^{0,4}))1{,}2=12$ Вт (расход D_T – 8 л/ч)

$P(T_2)=(170-199\exp(-0{,}11*25^{1,2}))1{,}4=236{,}4$ Вт (расход D_T – 25 л/ч)

Результаты представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Сравнительные показатели

Параметр	С системой терморегуляции	Стандартное исполнение
Расход топлива - рабочий режим, кг/ч	25	28,75
Расход топлива - пуск, кг/ч	10	12
Суммарные токсичные выбросы, г/кВт · ч	30	35,1

Таким образом применение терморегулятора топлива позволит снизить расход топлива при рабочем режиме на 13 %, при пуске двигателя на 17% и снизить суммарные выбросы токсичных компонентов на 14,5%.

Результаты расчета часового расхода воздуха, газа и дизельного топлива, мощности и крутящего момента в зависимости от заданной частоты вращения приведены в таблице А1 (Приложение А).

2.5 Выводы

Математическая модель (формула (2.8)) позволяет производить учёт стадийного изменения температурного состояния топлива на значимых участках

топливной магистрали.

Модель позволяет контролировать физико-механическое состояние как газового, так и дизельного топлива в линии подачи.

Теоретические расчеты по математической модели показали улучшение энергоэкологических характеристик работы газодизельного двигателя:

- снижение расхода топлива составляет при пуске 17% и в рабочем режиме 13%;
- снижение уровня токсичности отработавших газов 14,5%;
- рациональная мощность терморегулятора для КПГ 150 Вт;
- площадь теплоотдающей поверхности терморегулятора 0,053 $м^2$.

Разработанная математическая модель может быть использована для анализа температурных режимов для газодизельных двигателей [90]. Наибольшая мощность системы терморегулирования затрачивается на участке 3-4 и доходит до значения 250 Вт.

3 ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Программа экспериментальных исследований

Целью исследований является проверка математической модели процессов, протекающих в газодизельных двигателях, используемых в сельском хозяйстве, обоснование параметров системы топливоподачи газодизельного двигателя и определение зависимостей эффективности работы системы.

Для достижения цели требуется

1. Подготовить оборудование для выполнения исследований.

2. Определить зависимости $f(N) = \Delta p, G_t, T_{\text{ог}}$.

3. Определить изменение токсичности отработавших газов газодизеля.

4. Обосновать оптимальные параметры системы топливоподачи газодизеля и устройства для регуляции температуры газа.

5. Провести обработку экспериментальных данных.

Использование ГОСТов и типовых, апробированных методик обеспечивает качественное получение результатов, высокую точность оценки, исключения маловажных факторов.

3.2 Методика проведения стендовых исследований

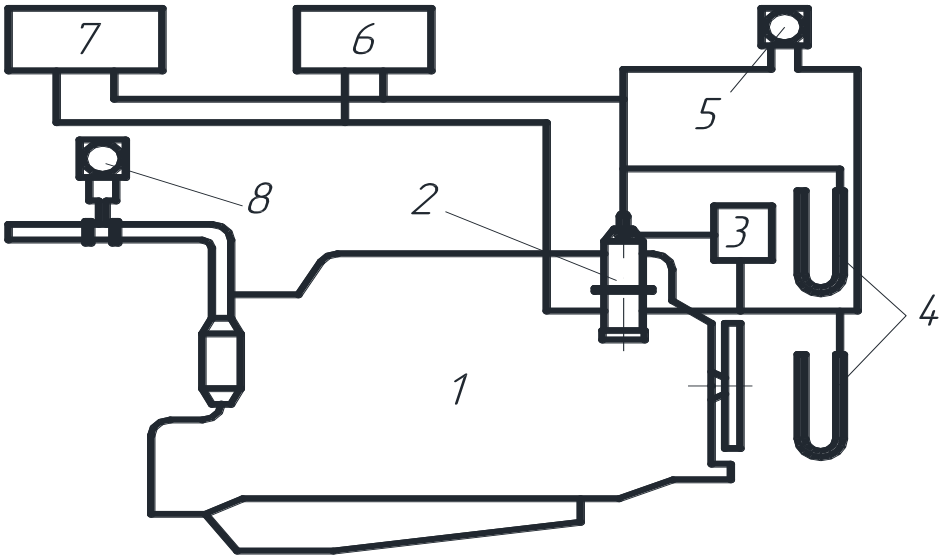
Исследования проводились согласно государственным и отраслевым стандартам [91-98] в ТОГАПОУ «Колледж техники и технологии наземного транспорта им. М.С. Солнцева» на основании трехстороннего договора с ФГБОУ ВО «ТГТУ» и Академией им. Жуковского на испытательном стенде (рисунки 3.1, 3.2). Исследовался двигатель ЯМЗ-236НЕ, техническая характеристика которого представлена в приложении Б.

При проведении стендовых исследований устанавливались рабочие параметры ДВС под действием нагрузки.

Рисунок 3.1 – Испытательный тормозной стенд

Рисунок 3.2 – Двигатель ЯМЗ-236НЕ, работающий по газодизельному циклу, установленный на стенд

На рисунке 3.3 представлена схема установки оборудования на ДВС.



1 – двигатель ЯМЗ-236НЕ; 2 – экспериментальная система топливоподачи; 3 – термометр; 4 – измерители давления; 5 – измеритель расхода ОГ; 6 – газоанализатор; 7 - дымомер; 8 – измеритель расхода топлива

Рисунок 3.3 – Схема подсоединения приборов

3.2.1 Подготовка оборудования для экспериментальных исследований

Перед проведением экспериментов определялось состояние ДВС, которое должно отвечать требованиям [76]:

- герметичность топливной системы;

- герметичность системы охлаждения;

- согласно паспортным данным проведена регулировка секций топливного насоса высокого давления (приложение В);

- согласно паспортным данным на двигатель ЯМЗ-236НЕ отрегулировано давление впрыска топлива.

Обкаточно-тормозной стенд проходил метрологическую аттестацию.

Оборудование и приборы, которые используются в экспериментах, оттарированы и подвергались поверке.

3.2.2 Определение зависимости рабочих параметров от мощности ДВС

Перепад давления между входом топлива в терморегулятор и выходом определялся манометром, представленным на рисунке 3.4, устанавливаемым соответственно.

Рисунок 3.4 – Жидкостный манометр

Замер давления осуществлялся в следующем порядке:

1. Манометр устанавливается на впускной коллектор ДВС.
2. Запускается ДВС и прогревается до рабочей температуры 82°С±2°С.
3. Устанавливается соответствующий установившийся нагрузочный режим.
4. Проводится замер давления по прибору.
5. Результаты заносятся в таблицу 3.1.
6. Операции 3-5 повторяются аналогично для всех режимов работы.
7. Останов двигателя и отсоединение манометра.
8. Устанавливается терморегулятор на линию топливоподачи.
9. Жидкостный манометр подсоединяется к входу терморегулятора.
10. Повторяются операции 2-6 .
11. Останов двигателя и отсоединение манометра.

Нагрузочный режим задается с интервалом 15 кВт, начиная со 150 до 0 кВт.

Таблица 3.1 – Результаты измерения падения давления в терморегуляторе

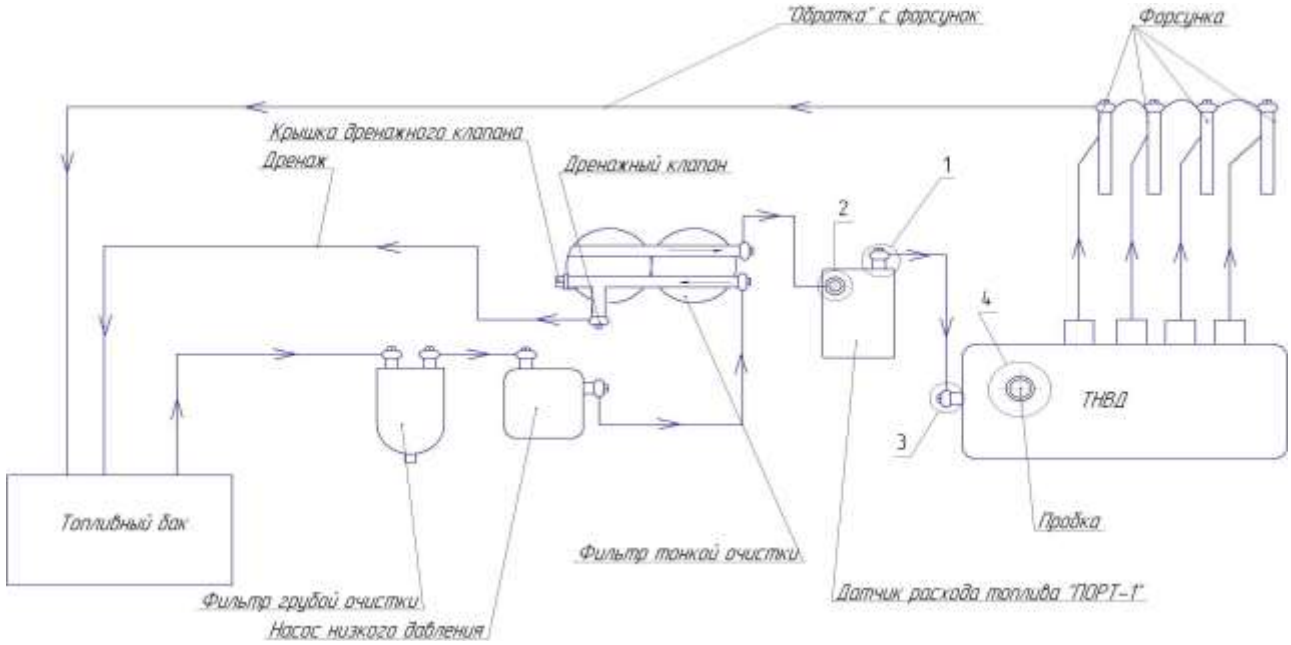
Мощность N, кВт	Температура воздуха, T, К	Атмосферное давление, P, Па	Падение давления, Δp , Па
15	293	102410	$23{,}6\cdot10^3$
30	293	101745	$26{,}5\cdot10^3$
45	291	101900	$28{,}5\cdot10^3$
60	292	101950	$36{,}6\cdot10^3$
75	292	102100	$43{,}4\cdot10^3$
90	293	102200	$54{,}7\cdot10^3$
105	293	102320	$69{,}5\cdot10^3$
120	294	102350	$80{,}6\cdot10^3$
135	294	102400	$94{,}7\cdot10^3$
150	295	102400	$106{,}6\cdot10^3$

Измерение часового расхода топлива осуществлялось с помощью расходомера серии «Порт-1» (рисунок 3.5) [99].

Рисунок 3.5 – Расходомер «Порт-1»

Расходомер включает в себя датчик расхода топлива (ДРТ), контроллер и монитор. ДРТ формирует электрические импульсы, частота которых устанавливается путем замера расхода топлива, проходящего через датчик, которые поступа-

ют в контроллер. В контроллере осуществляется вычисление часового расхода топлива, суммарного массового расхода и время работы ДВС. В ДРТ размещен датчик для учета температуры топлива, которая учитывается контроллером при проведении расчетов. Вывод параметров осуществляется посредством монитора. Схема установки ДРТ на ДВС представлена на рисунке 3.6 [99].



1 – выходной канал ДРТ; 2 – входной канал ДРТ; 3 – топливная магистраль ТНВД; 4 – дренажный клапан

Рисунок 3.6 – Схема монтажа датчика расхода топлива на ДВС

Отверстие дренажного клапана 4 топливного насоса высокого давления (см. рисунок 3.6) закрывается пробкой. Удаляется дополнительный клапан в фильтре тонкой очистки топлива. Измерение расхода топлива проводится в следующем порядке.

1. Согласно монтажной схеме устанавливается расходомер на линию подачи топлива ДВС (см. рисунок 3.6).

2. ДВС запускается и осуществляется прогрев до рабочей температуры 82°С±2°С в режиме холостого хода.

3. Устанавливается соответствующий режим нагрузки.

4. Измеряется часовой расход топлива.

5. Результаты с монитора расходомера фиксируются в таблице 3.2.

6. Показания расходомера сбрасываются.

7. Операции 3-6 повторяются для других режимов нагрузки.

8. Останов ДВС. На линию подачи топлива устанавливается терморегулятор.

9. Повторяются операции 2-7 с установленным терморегулятором.

10. Останов ДВС. Снимается расходомер с линии подачи топлива.

Режим нагрузки изменяется с интервалом 15 кВт, начиная со 150 до 0 кВт.

Таблица 3.2 – Результаты измерения расхода топлива

Мощность N, кВт	Температура воздуха, T, К	Атмосферное давление, P, Па	Расход топлива, G_T, кг/ч
15	293	102410	10,2
30	293	101745	11,6
45	291	101900	12,5
60	292	101950	14,9
75	292	102100	16,7
90	293	102200	18,4
105	293	102320	21,6
120	294	102350	26,5
135	294	102400	30,2
150	295	102400	36,8

Для измерения температуры топлива на входе и выходе устройства терморегулирования использовался измеритель портативный (ИТП-2) (рисунок 3.7). Диапазон измерения 0…1000°С.

Прибор работает с термоэлектрическим преобразователем (термопара) по ГОСТ Р 8.585-2001 и обеспечивает измерение температуры по двум каналам.

Рисунок 3.7 – Общий вид ИТП-2

Измерение температуры топлива как жидкого, так и газового осуществляется в следующем порядке:

1. ИТП-2 монтируется на входе впускного коллектора ДВС.

2. Запуск ДВС и прогрев до температуры 82°С±2°С.

3. Переключатель электронного блока переводится в положение «I».

4. Устанавливается необходимый режим нагрузки ДВС.

5. Показания снимаются и результат фиксируется в таблице 3.3.

6. Для всех режимов нагрузки ДВС повторяются операции 4 и 5.

7. Переключатель электронного блока переводится в положение «0», останов ДВС.

8. На выпускной коллектор устанавливается и закрепляется комбинированное устройство снижения токсичности (КУСТ) отработавших газов [100].

9. На выходе устройства вставляется измерительный зонд.

10. Повторяются операции 2-6 для всех режимов.

11. Переключатель электронного блока устанавливается в положение «0», останов ДВС.

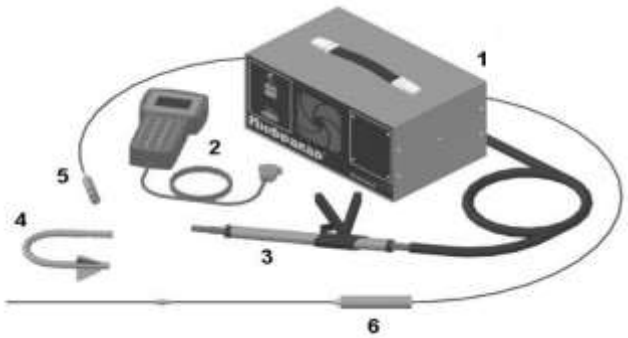
Замер осуществляется с интервалом 15 кВт, начиная со 150 до 0 кВт.

Таблица 3.3 – Результаты измерения температуры

Мощ-ность N, кВт	Температура воздуха, Т, К	Атмосферное давление, Р, Па	Температура, $T_{ОГ}$, °С
15	293	102410	250,2
30	293	101745	308,6
45	291	101900	375,1
60	292	101950	421,7
75	292	102100	485,3
90	293	102200	532,3
105	293	102320	583,9
120	294	102350	632,6
135	294	102400	663,1
150	295	102400	698,6

3.2.3 Определение токсичности отработавших газов газодизеля

Для измерения дымности ОГ газодизеля применяется дымомер Инфракар 1 (рисунок 3.8) [101, 102], соответствующий ГОСТ Р 41.24-2003 и ГОСТ Р 52160-2003.



1 – блок оптики; 2 – пульт; 3 – зонд забора пробы отработавших газов; 4 – зонд забора проб при вертикальной выпускной системе; 5 – датчик вращения коленвала; 6 – измеритель температуры масла

Рисунок 3.8 – Дымомер Инфракар 1

Замер дымности осуществлялся согласно методике определения содержания сажевых частиц в отработавших газах дизельных двигателей.

Дымомер включает в себя оптический блок 1, пульт управления 2 и пробоотборное устройство 3. В процессе работы газодизельного ДВС измерительный блок при помощи пробоотборника устанавливается на выхлопной трубе.

Дымомер должен быть установлен так, чтобы исключалась возможность попадания на его заднюю поверхность прямых солнечных лучей.

Процесс измерения дымности ОГ проводился в следующем порядке:

1. Сетевой кабель подключается к разъему оптического блока. Осуществляется соединение всех элементов дымомера. Сетевой выключатель переводится в положение «I».

2. Рабочая камера оптического блока прогревается до температуры 65°С.

3. Датчик устанавливается на место масляного щупа ДВС и выбирается на мониторе режим измерения температуры двигателя.

4. Пуск ДВС и прогрев до температуры 82°С±2°С на холостом ходе.

5. Останов ДВС и устанавливается зонд для отбора отработавших газов из выпускной трубы в дымомер.

6. Выставляется дымомер на ноль.

7. Пуск ДВС и установка нагрузочного режима.

8. Производится измерение дымности ОГ. Значение дымности отображается на дисплее дымомера. Измерение повторяется до получения действительного результата.

9. Результат замера фиксируется в таблице 3.4.

10. Операции 6-9 проводятся аналогично на всех режимах;

11. Выключатель устанавливается в положение «0».

12. Останов ДВС.

13. Устанавливается и герметично закрепляется терморегулятор на линии топливоподачи и КУСТ на выпускной коллектор ДВС.

14. Выключатель переводится в «I».

15. Операции 2-10 повторяются на всех остальных нагрузочных режимах двигателя.

16. Дымомер отключается и все элементы системы дымомера отсоединяются.

17. Останов ДВС.

Таблица 3.4 – Результаты измерения дымности отработавших газов

Мощность N, кВт	Температура воздуха, Т, К	Атмосферное давление, Р, Па	$C(C)$, г/м^3
15	292	102411	0,0065
30	292	101745	0,0086
45	293	101900	0,0107
60	292	101950	0,0130
75	293	102100	0,0157
90	292	102200	0,0183
105	293	102320	0,0216
120	294	102350	0,0247
135	294	102405	0,0281
150	295	102406	0,0311

При проведении измерений режим начинает устанавливается со150 кВт с интервалом 15 кВт.

Для замера токсичности отработавших газов газодизельного двигателя использовалась измерительная аппаратура, соответствующая ГОСТ 13320-81 [102].

Измерение значений концентраций CO, CO_2, NO, NO_2, NO_x и O_2 осуществлялось высокоточным газоанализатором TESTO-350 (рисунок 3.9) [103].

Измерительный прибор газоанализатора состоит из датчика и преобразователя-анализатора. Датчик осуществляет преобразование и перерасчёт концентра-

ций токсичных компонентов в аналоговый и цифровой сигнал.

Рисунок 3.9 – Общий вид газоанализатора TESTO-350

Прибор имеет стандартный интерфейс RS232 для вывода на печатающее устройство или на персональный компьютер. Прибор позволяет замеры основных токсичных компонентов отработавших газов, забирая пробы ОГ из выхлопной трубы посредством встроенного насоса.

Замеры токсичности отработавших газов газодизельного двигателя проводятся в следующем порядке.

1. Пуск ДВС и прогрев на холостом ходу до рабочей температуры 82°С±2°С.

2. Измерительный зонд устанавливается в выхлопную трубу.

3. Устанавливается требуемый режим нагрузки.

4. Переключатель сети устанавливается положение «I». На дисплее прибора выбираются соответствующие параметры.

5. Измеряется состав всех компонентов CO, CO_2, NO, NO_2, NO_x и O_2.

6. Замеры фиксируются в таблице 3.5.

7. Осуществляется сброс показаний.

8. Аналогично операции 3-7 проводятся для других режимов.

9. Переключатель сети устанавливается в положение «О».

10. Заборник проб демонтируется.

11. Останов ДВС.

12. На линию подачи топлива монтируется терморегулятор, а на выпуске КУСТ.

13. Операции 1-8 повторяются для остальных режимов.

14. Переключатель переставляется в «0».

15. Снимается заборник проб, питание приборы отключается.

16. Останов ДВС.

Нагрузка на ДВС устанавливается, начиная со 150 до 0 кВт, через 15 кВт.

Таблица 3.5 – Результаты замера содержания токсичных компонентов

Мощность N, кВт	Концентрация компонентов ОГ				Температура воздуха, Т, К	Давление атмосферы, Р, Па
	СН, г/м^3	CO_2, г/м^3	NO_x, г/м^3	O_2, %		
15	0,007	0,092	0,121	18,2	293	102410
30	0,008	0,104	0,133	18,1	292	101744
45	0,008	0,129	0,152	17,7	292	101906
60	0,008	0,145	0,174	17,5	292	101950
75	0,013	0,165	0,196	17,0	292	102110
90	0,015	0,187	0,221	16,8	293	102205
105	0,020	0,211	0,245	16,4	294	102320
120	0,025	0,238	0,271	15,8	294	102350
135	0,032	0,270	0,298	15,2	296	102400
150	0,038	0,303	0,352	14,7	296	102410

3.2.4 Обработка экспериментальных данных

Обработка экспериментальных данных, полученных при замере дымности

ОГ, осуществляется по ГОСТ Р 52160-2003.

Коэффициент ослабления света переводится в коэффициент поглощения света по формуле [101]:

$$k = -\frac{1}{L} \cdot \ln\left(1 - \frac{N}{100}\right), \tag{3.1}$$

где k - коэффициент поглощения света, м$^{-1}$;

$L = 0{,}43$ м - эффективная база дымомера;

N - коэффициент ослабления света, %.

Полученный коэффициента поглощения света приводится к нормальным условиям:

$$k_{пр} = F \cdot k,$$

где F - коэффициент, учитывающий влияние атмосферных условий.

$$F = \left(\frac{100}{P}\right)^{0,65} \cdot \left(\frac{T}{298}\right)^{0,5}, \tag{3.2}$$

где P - барометрическое давление во время проведения измерений, кПа;

T - температура воздуха во время проведения измерений, К.

Приведённый коэффициент поглощения света по таблице Г1 (Приложение Г) переводится в массовую концентрацию.

Значения измеренных концентраций токсичных компонентов отработавших газов газодизеля приводятся к концентрации кислорода, равной 15%, по ГОСТ Р 52408-2005 [101]:

$$C_{i(O_2=15\%)} = C_{i(O_2=x\%)} \cdot \frac{20{,}8 - 15{,}0}{20{,}8 - x},$$

где x - измеренная концентрация кислорода в ОГ при работе ДВС на контролируемом режиме, %;

$C_{i(O_2=x\%)}$ - измеренная концентрация вредного вещества в ОГ при работе ДВС на контролируемом режиме, млн$^{-1}$;

$20{,}8$ - среднестатическое содержание кислорода в воздухе, %.

Перевод концентрации токсичных компонентов из частей на миллион осуществляется по формуле:

$$C_i\left(г/м^3\right) = C_i\ (ppm) \cdot \frac{M_i}{V} \cdot 1000,$$

где $C_i\ (ppm)$ - измеренная концентрация i-го компонента при работе ДВС на конкретном режиме, млн$^{-1}$;

M_i - молекулярная масса i-го токсичного компонента, г/моль;

V - объём токсичного компонента, приходящийся на единицу вещества, л/моль.

Перевод концентрации токсичных компонентов в удельный показатель осуществляется по формуле:

$$q_i = C_i\left(г/м^3\right) \cdot \frac{G_{ОГ}^{ср}}{\rho \cdot N_{ср}},$$

где $G_{ОГ}^{ср}$ - часовой расход ОГ, кг/ч;

ρ - плотность ОГ, кг/м^3;

$N_{ср}$ - средняя мощность газодизельного двигателя, кВт.

Давление на входе и выходе, расход ОГ, температура ОГ приводятся к нормальным атмосферным условиям:

$$X_i^{пр} = F \cdot X_i,$$

где F - коэффициент, учитывающий атмосферные условия, согласно формуле 3.2;

X_i - измеренный параметр на входе и выходе при проведении i-ого испытания.

Нахождение средних значений и ошибок осуществляется по общепринятой методике. Среднее значение рассчитывается по формуле:

$$\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i,$$

где x_i - измеренный параметр при i-том испытании;

n - количество испытаний.

Оценка дисперсии определяется по формуле:

$$\sigma^2 = s_n^2 = \frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{(n-1)},$$

Среднеквадратичная ошибка определяется по формуле:

$$s_x = \frac{s_n}{\sqrt{n}},$$

Модуль доверительного интервала определяется по формуле:

$$\Delta x = s_x \cdot t,$$

где t - коэффициент Стьюдента.

Истинное значение измеряемого параметра записывается в виде:

$$X = \bar{x} \pm \Delta x.$$

Систематические погрешности учитываются посредством установления и указания предельных погрешностей приборов.

3.3 Методика эксплуатационных испытаний

Испытания разработанной системы топливоподачи с терморегулятором топлива, установленной на газодизельные двигатели, проводились на предприятиях АПК Тамбовской области. Для проверки системы топливоподачи в эксплуатации была проведена ее установка на тракторы мощностью от 150 до 400 кВт. В ходе эксплуатационных испытаний проводился ежедневный осмотр разработанной системы топливоподачи и оценивалась работа двигателя в целом:

- осуществлялся осмотр систем питания, смазки, и охлаждения, проводилась проверка их герметичности;

- осматривались крепежные элементы топливной системы с целью предотвращения нарушения герметичности;

- проверялись и сравнивались эксплуатационные показатели работы двигателя.

Испытуемые трактора с установленной системой топливоподачи за время наработки 700 моточасов показали надежную работу и эффективность использования предложенной системы.

На основании ежедневных осмотров и результатов проведенных эксплуатационных испытаний составлены и запротоколированы акты (Приложения Е, Ж, И).

3.4 Оптимизация параметров терморегулятора топлива

Оптимизация терморегулятора топлива заключается в выборе рациональных конструктивных параметров устройства на основании полученных экспериментальных данных. Критериями эффективности устройства являются удельные показатели: энергоёмкости регулятора и качества нагрева топлива. В процессе оптимизации требуется решение компромиссной задачи в виду того, что анализируются два критерия.

Для решения компромиссной задачи в этом случае наиболее важными факторами являются: диаметр терморегулятора (диаметр теплоотдающей поверхности), высота регулятора (высота теплоотдающей поверхности) и диаметр штока регулятора.

В процессе оптимизации устройства был реализован трёхуровневый план Бокса-Бенкина.

Для обеспечения доверительной вероятности 0,9 и ошибке $\varepsilon = \pm 3\sigma$ опыты повторялись трёхкратно. Верхние, нижние и основные уровни факторов задавались с учётом особенностей самого терморегулятора и условиями монтажа на топливную систему газодизельного ДВС.

План эксперимента и уровни варьирования факторами представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Матрица плана эксперимента

Уровень и интервал варьирования факторами	Фактор			Критерий оптимизации	
	Диаметр регулятора, D_p, м	Высота регулятора, H_p, м	Диаметр штока, $d_г$, м	Энергоёмкость, $q_{\Delta p}$, %/(кг/ч)	Качество нагрева топлива, $q_{\Delta G}$, %/(кг/ч)
	x_1	x_2	x_3	y_1	y_2
Верхний уровень (+)	0,120	0,200	0,009	-	-
Основной уровень (0)	0,100	0,150	0,006	-	-
Нижний уровень (-)	0,080	0,100	0,003	-	-
Интервал варьирования	0,020	0,050	0,003	-	-
План опытов					
1	+	+	0	$29 \cdot 10^{-3}$	1,81
2	-	-	0	$27 \cdot 10^{-3}$	1,56
3	+	-	0	$22 \cdot 10^{-3}$	1,73
4	-	+	0	$35 \cdot 10^{-3}$	1,65
5	+	0	+	$21 \cdot 10^{-3}$	1,51
6	-	0	-	$36 \cdot 10^{-3}$	1,77
7	+	0	-	$30 \cdot 10^{-3}$	1,93
8	-	0	+	$26 \cdot 10^{-3}$	1,36
9	0	+	+	28·10-3	1,49
10	0	-	-	$29 \cdot 10^{-3}$	1,82
11	0	+	-	$38 \cdot 10^{-3}$	1,90
12	0	-	+	$20 \cdot 10^{-3}$	1,40
13	0	0	0	$25 \cdot 10^{-3}$	1,70
14	0	0	0	$25 \cdot 10^{-3}$	1,70
15	0	0	0	$25 \cdot 10^{-3}$	1,70

Расчёт коэффициентов регрессии проводится по формулам:

$$b_0 = \bar{y}_0,$$

$$b_i = A \cdot \sum_{u=1}^{N} \left(x_{iu} \cdot y_u \right),$$

$$b_{ij} = D \cdot \sum_{u=1}^{N} \left(x_{iu} \cdot x_{ju} \cdot y_u \right),$$

$$b_{ii} = B \cdot \sum_{u=1}^{N} \left(x^2{}_{iu} \cdot y_u \right) + C \cdot \sum_{i=1}^{k} \sum_{u=1}^{N} \left(x^2{}_{iu} \cdot y_u \right) - \frac{\bar{y}}{\rho},$$

где $\bar{y}_0$ - среднее значение отклика в нулевых точках;

u - номер опыта;

N - количество опытов;

k - число факторов;

y_u - значение функции отклика в u-ом опыте;

x_{iu} - кодированное значение i-го фактора в u-ом опыте;

A, B, C, D, ρ - константы, зависящие от числа факторов (таблица 3.7).

Таблица 3.7 – Постоянные трехуровнего плана Бокса-Бенкина

Число факторов, k	A	B	C	D	ρ
3	$1/8$	$1/4$	$-1/16$	$1/4$	2
4	$1/12$	$1/8$	$-1/48$	$1/4$	2
5	$1/16$	$1/12$	$-1/96$	$1/4$	2
7	$1/24$	$1/16$	$-1/144$	$1/8$	3

Оптимизация параметров эффективности работы регулятора проводилась по методу условного центра масс. С целью определения конструктивных параметров регулятора и обеспечения оптимальной эффективности проведена однокритериальная оптимизация для каждого показателя по методу Ньютона.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ГАЗОДИЗЕЛЯ И ИХ АНАЛИЗ

4.1 Результаты стендовых испытаний

Изучение зависимостей изменения топливных показателей газодизеля ЯМЗ-236НЕ с экспериментальной системой топливоподачи при изменении его нагрузочных режимов позволяет оценить воздействие на эксплуатационные показатели газодизеля (тяговые, скоростные, топливной экономичности и др.).

На рисунках 4.1-4.4 представлены зависимости эксплуатационных показателей двигателя ЯМЗ-236НЕ с установленной экспериментальной системой топливоподачи.

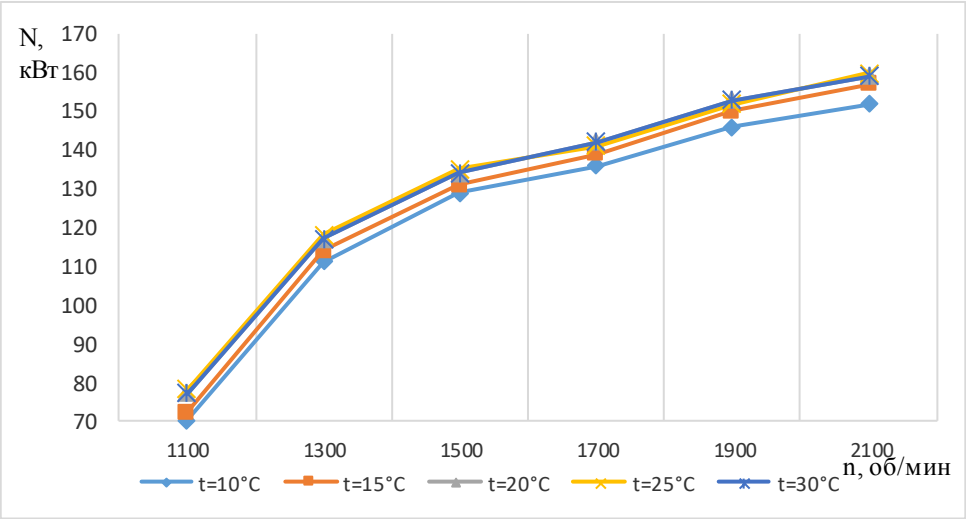


Рисунок 4.1 – Зависимость мощности ДВС от частоты вращения коленчатого вала при различной температуре топлива

Анализ рисунка 4.1 показывает, что при снижении температуры подаваемого топлива происходит уменьшение мощности двигателя в среднем на 4,5%. При температурных режимах 25 и 30 градусов мощность ДВС практически одинакова.

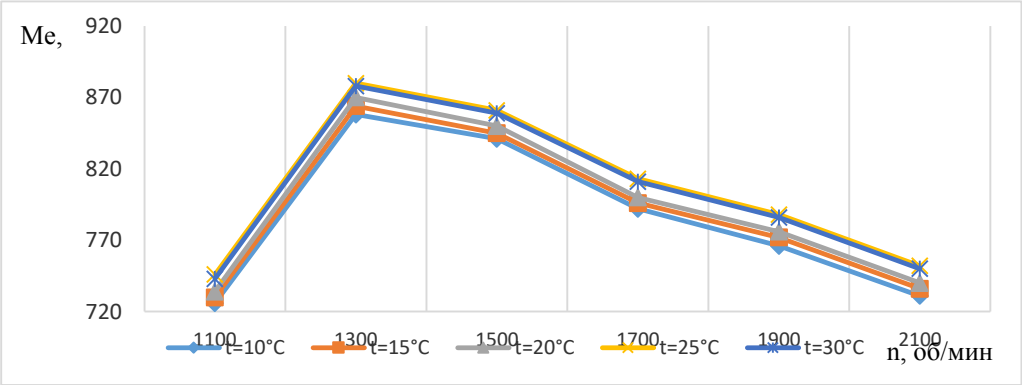


Рисунок 4.2 – Зависимость крутящего момента ДВС от частоты вращения коленчатого вала при различной температуре топлива

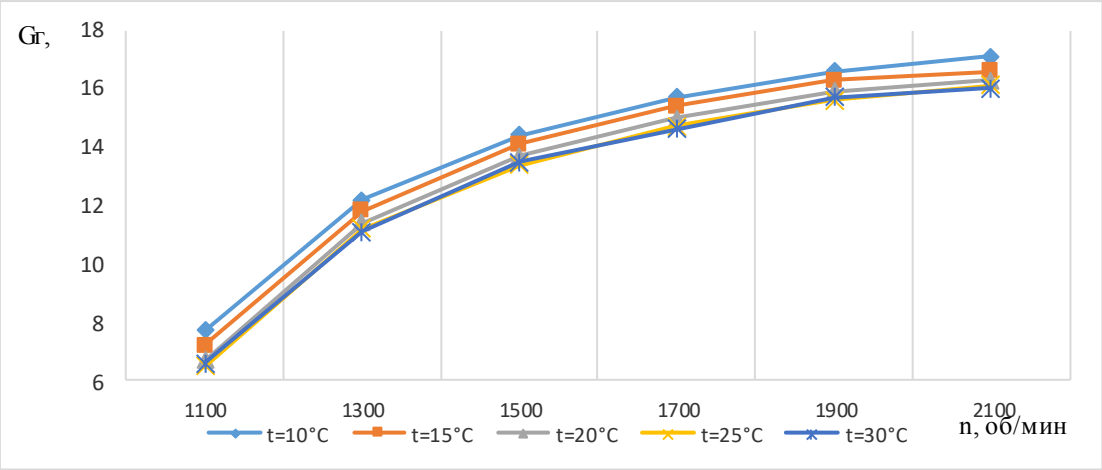


Рисунок 4.3 – Зависимость расхода природного газа от частоты вращения коленчатого вала при различной температуре топлива

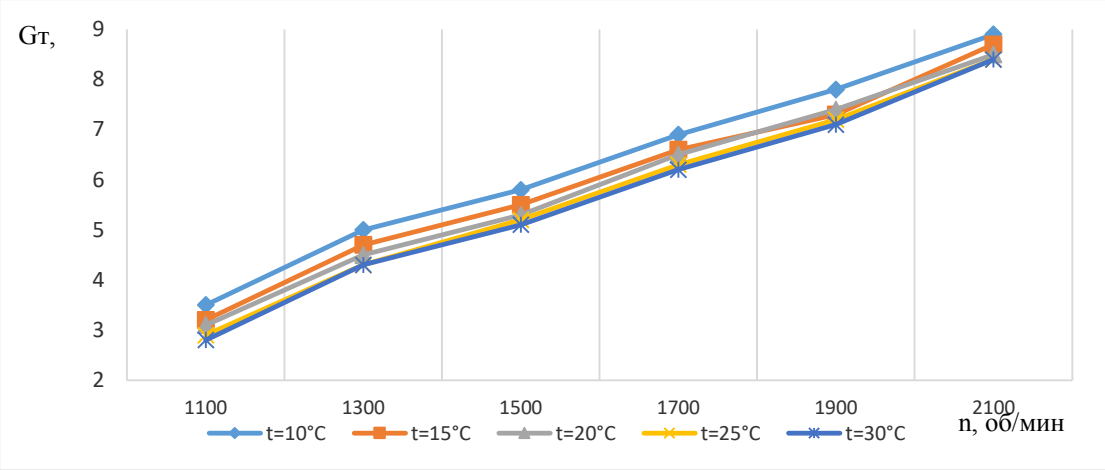


Рисунок 4.4 – Зависимость расхода ДТ от частоты вращения коленчатого вала при различной температуре топлива

По рисунку 4.2 видно, что при увеличении температуры топлива крутящий момент увеличивается на 3,3% и при температурах топлива 25 и 30 градусов достигает 880 Н·м.

Зависимости, представленные на рисунках 4.3 и 4.4, показывают, что рост температуры топлива приводит к снижению его расхода: дизельного – на 6,7%, газа – на 6,4%. Поэтому, а также учитывая, что выбросы ОГ менее токсичны при высокой температуре топлива следует выставить регулятор топлива на 25°С.

На рисунках 4.5-4.8 представлены зависимости токсичных компонентов от мощности ДВС, при работе по газодизельному циклу, полученные при исследованиях.

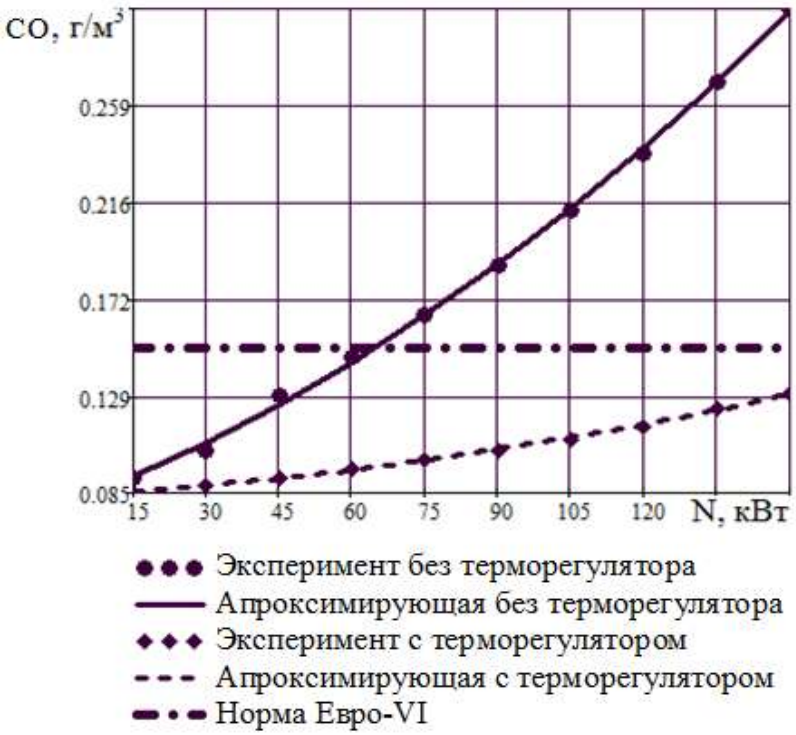


Рисунок 4.5 – Зависимость содержания СО в отработавших газах от используемой мощности двигателя

Зависимость содержания оксидов углерода, представленная на рисунке 4.5, повышение концентрации СО с 0,092 г/м^3 до 0,303 г/м^3 при увеличении нагрузки на двигатель, что объясняется неполнотой сжигания топлива и увеличении скорости протекания тактов цикла [114].

Уравнения регрессии содержания оксидов углерода имеют вид:

- без регулятора $C_{CO}(N) = 0,079 + 7,986 \cdot 10^{-4} \cdot x + 4,529 \cdot 10^{-6} \cdot x^2$;

- с регулятором $C_{CO}^{P}(N) = 0,083 + 1,209 \cdot 10^{-4} \cdot x + 1,246 \cdot 10^{-6} \cdot x^2$.

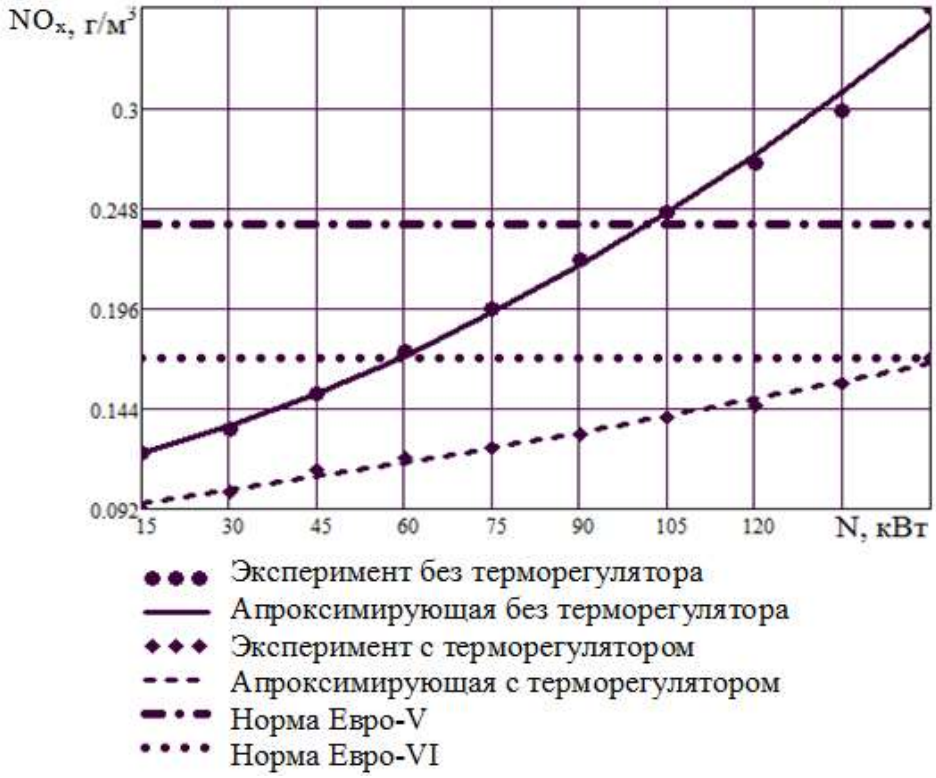


Рисунок 4.6 – Зависимость концентрации NO_x в ОГ от используемой мощности двигателя

Зависимость содержания оксидов азота, представленная на рисунке 4.6, показывает, что увеличение нагрузки двигателя приводит к линейному росту содержания NO_x и достигает максимальной величины при максимальной нагрузке, при высокой нагрузке на ДВС содержание оксидов азота более резко растет, что обусловлено недогоранием топлива, в связи с увеличением мощности двигателя и снижением коэффициента избытка воздуха.

Уравнения регрессии содержания оксидов азота в ОГ:

- без регулятора $C_{NOx}(N) = 0,11 + 6,75 \cdot 10^{-4} \cdot x + 5,875 \cdot 10^{-6} \cdot x^2$;

- с регулятором $C_{NO_x}^{P}(N) = 0,088 + 4,307 \cdot 10^{-4} \cdot x + 6,566 \cdot 10^{-7} \cdot x^2$.

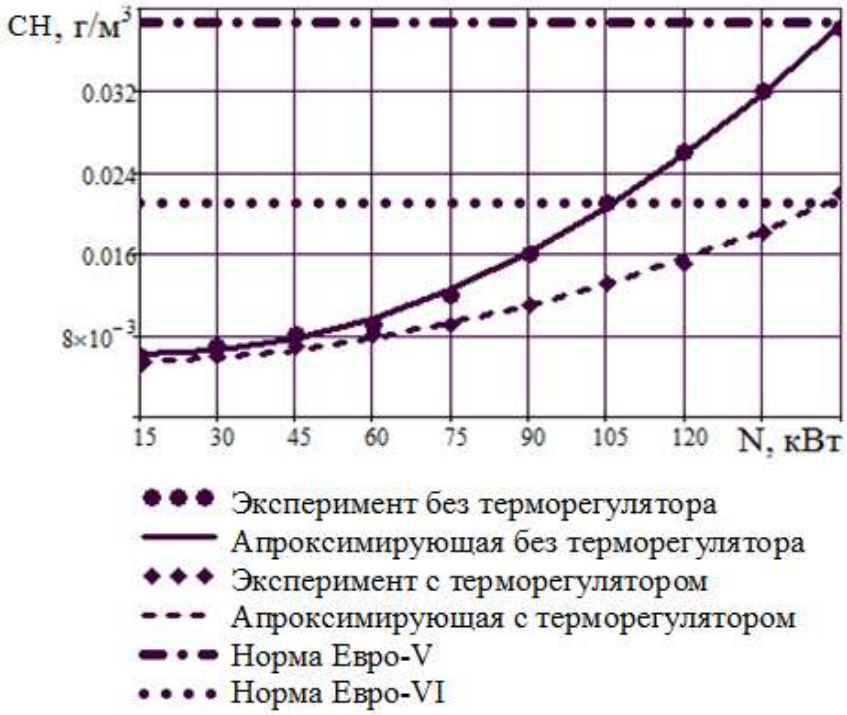


Рисунок 4.7 – Зависимость содержания углеводородов в ОГ от мощности двигателя

При увеличении нагрузки на двигатель (рисунок 4.7) содержание углеводородов в отработавших газах увеличивается с 0,006 г/м^3 до 0,038 г/м^3, значит при максимальной мощности выбросы углеводородов в шесть раз выше, чем при минимальной нагрузке Такое повышение связано с ростом расхода топлива, что обуславливает увеличение содержания СН при сгорании топлива в камере сгорания [115-118].

Уравнения регрессии содержания углеводородов:

- без регулятора $C_{CH}(N) = 6{,}567 \cdot 10^{-3} - 5{,}485 \cdot 10^{-5} \cdot x + 1{,}785 \cdot 10^{-6} \cdot x^2$;

- с регулятором $C_{CH}^{P}(N) = 5{,}35 \cdot 10^{-3} - 6{,}212 \cdot 10^{-6} \cdot x + 7{,}576 \cdot 10^{-7} \cdot x^2$.

По графикам, представленным на рисунке 4.8 можно установить, что с повышением нагрузки двигателя содержание сажи увеличивается практически линейно, что вызвано недогоранием топлива. Содержание сажи повышается с 0,007 до 0,031 г/м^3 (в 4,5 раза) без нейтрализатора и с 0,002 до 0,007 (в 3,5 раза) с термо-

регулятором топлива и КУСТ ОГ.

Рисунок 4.8 – Зависимость концентрации сажи в ОГ от мощности ДВС

Уравнения концентрации сажи от нагрузки ДВС имеют вид:

- без регулятора $C_C(N) = 4{,}587 \cdot 10^{-3} + 1{,}196 \cdot 10^{-4} \cdot x + 3{,}906 \cdot 10^{-7} \cdot x^2$;

- с регулятором $C_C^P(N) = 2{,}1 \cdot 10^{-3} + 1{,}677 \cdot 10^{-5} \cdot x + 9{,}428 \cdot 10^{-8} \cdot x^2$.

В таблице 4.1 представлено сравнение содержания токсичных веществ в ОГ двигателя ЯМЗ-236НЕ, полученных при испытаниях, с нормами [119].

Таблица 4.1 – Сравнение содержания токсичных компонентов в ОГ газодизеля с нормативными

Токсичный компонент	Нормативы				ДВС ЯМЗ-236НЕ	
	Евро-III	Евро-IV	Евро-V	Евро-VI	Без регулятора и КУСТ	С регулятором и КУСТ
CO, г/кВт·ч	2,10	1,50	1,50	1,5	3,71	1,48
CH, г/кВт·ч	0,66	0,46	0,26	0,26	0,46	0,25
NO_x, г/кВт·ч	5,00	3,50	2,00	0,4	4,31	1,94
C, г/кВт·ч	0,127	0,08	0,08	0,08	0,38	0,076

Анализируя таблицу 4.1 можно сделать вывод, что применение разработанной системы топливоподачи газодизельного ДВС с нейтрализатором ОГ позволяет выполнять нормы Евро-VI по всем токсичным компонентам [120]. Степень очистки отработавших газов от токсичных компонентов составляет: по CO – 60%, по CH – 45%, по NO_x – 55% и по саже – 80%.

Сравнения расчетных данных и результатов экспериментов, выполненные для внешней скоростной характеристики, показывает удовлетворительное их совпадение (рисунок 4.9) (Приложения А и Ж).

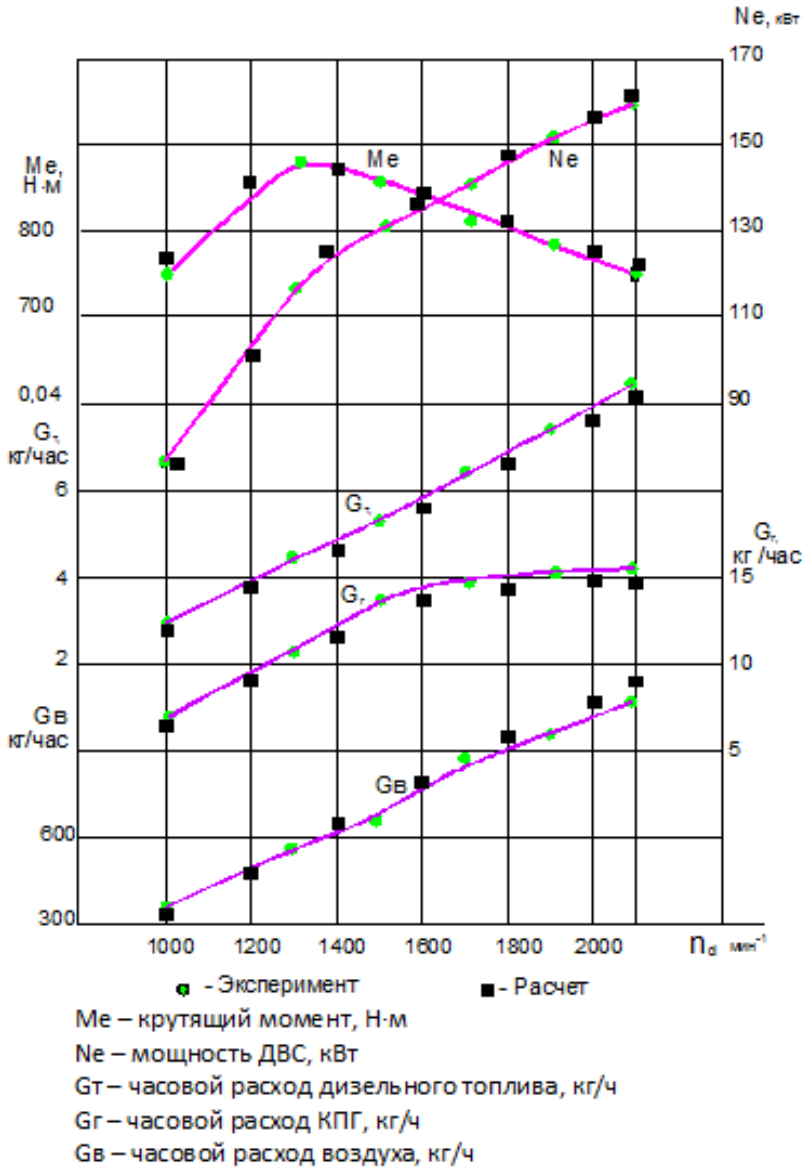


Рисунок 4.9 – Сравнение по внешней характеристике экспериментальных и расчетных параметров

Анализ рисунка 4.9 показывает, что наблюдаются наибольшие различия расхода воздуха и топлива, что связано с неточностями задания газодинамических сопротивлений впускных и выпускных трактов, которые надо уточнить по данным статической продувки.

Проведенные экспериментальные исследования позволили установить, что при переоборудовании системы топливоподачи газодизельного двигателя сохраняются его энергетические показатели, а также повышаются экономические показатели при снижении токсичности вредных компонентов отработавших газов. Расчетные данные (приложение А) отличаются от результатов экспериментальных исследований (Приложение Ж) в среднем на 3,5 %, что подтверждает достоверность теоретических расчетов.

4.2 Результаты оптимизации конструктивных параметров регулятора

В результате проведённых экспериментов получена модель описания удельного показателя энергоёмкости регулятора, которая имеет вид:

$$\begin{aligned} y_1 &= 0{,}02773 - 0{,}00275 \cdot x_1 + 0{,}004 \cdot x_2 - 0{,}00475 \cdot x_3 - \\ &- 0{,}00025 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0{,}00025 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0{,}00025 \cdot x_2 \cdot x_3 + , \\ &+ 0{,}00001 \cdot x_1^2 + 0{,}00051 \cdot x_2^2 + 0{,}00051 \cdot x_3^2 \end{aligned} \qquad (4.1)$$

Математическая модель описания удельного показателя качества нагрева топлива имеет вид:

$$\begin{aligned} y_2 &= 1{,}6687 + 0{,}08 \cdot x_1 + 0{,}0425 \cdot x_2 - 0{,}2075 \cdot x_3 - \\ &- 0{,}0025 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0{,}0025 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0{,}0025 \cdot x_2 \cdot x_3 + , \\ &+ 0{,}0044 \cdot x_1^2 + 0{,}0144 \cdot x_2^2 - 0{,}0306 \cdot x_3^2 \end{aligned} \qquad (4.2)$$

Для модели (4.1) значение F-критерия равно $F = 0{,}015 < 19{,}2 = F_{0,05}$, где $F_{0,05} = 19{,}2$ - табличное значение F-критерия для уровня значимости 0,05. Для модели (4.2) $F = 0{,}11 < 19{,}2 = F_{0,05}$. Так как табличные значения F-критериев больше рассчитанных, то (4.1) и (4.2) адекватны полиномам второго порядка [121].

Полученные при расчете доверительные интервалы коэффициентов регрессии приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Результаты расчета доверительных интервалов коэффициентов регрессии

Параметр	Критерий оптимизации	
	y_1	y_2
n_0	3	
k	3	
S_y^2	$11{,}179 \cdot 10^{-6}$	$146{,}95 \cdot 10^{-6}$
$S_{b_0}^2$	$3{,}726 \cdot 10^{-6}$	$48{,}98 \cdot 10^{-6}$
$S_{b_i}^2$	$1{,}397 \cdot 10^{-6}$	$18{,}36 \cdot 10^{-6}$
$S_{b_{ij}}^2$	$2{,}794 \cdot 10^{-6}$	$36{,}73 \cdot 10^{-6}$
$S_{b_{ii}}^2$	$3{,}027 \cdot 10^{-6}$	$39{,}79 \cdot 10^{-6}$
$t_{0,05}$	2,13	
Δb_0	±0,00411	±0,0471
Δb_i	±0,00252	±0,0289
Δb_{ij}	±0,00356	±0,0408
Δb_{ii}	±0,00371	±0,0425

Для дальнейшего применения уравнений (4.1) и (4.2) в виде формул их необходимо раскодировать [121].

Раскодированные уравнения имеют вид:

$$\begin{aligned} q_{\Delta p} &= 0{,}04311 - 0{,}13 \cdot D_p + 0{,}0538 \cdot H_p - 2{,}43 \cdot d_г - 0{,}25 \cdot D_p \cdot H_p + \\ &+ 4{,}17 \cdot D_p \cdot d_г - 1{,}67 \cdot H_p \cdot d_г + 0{,}025 \cdot D_p^2 + 0{,}204 \cdot H_p^2 + 56{,}67 \cdot d_г^2 , \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$q_{\Delta G} = 1{,}6259 + 2{,}425 \cdot D_p - 0{,}728 \cdot H_p - 26{,}7 \cdot d_г - 2{,}5 \cdot D_p \cdot H_p - \\ - 41{,}7 \cdot D_p \cdot d_г + 16{,}7 \cdot H_p \cdot d_г + 11 \cdot D_p^2 + 5{,}76 \cdot H_p^2 - 3400 \cdot d_г^2 \quad (4.4)$$

Результаты решения однокритериальной оптимизации по методу Ньютона представлены в таблице 4.3 [122]. Результаты поликритериальной оптимизации приведены в таблице 4.4 [123-125].

Таблица 4.3 – Оптимальные значения факторов и критериев оптимизации

Функция	Фактор			Критерий оптимизации	
	D_p, м	H_p, м	$d_г$, м	$q_{\Delta p}$, %/(кг/ч)	$q_{\Delta G}$, %/(кг/ч)
$q_{\Delta p} \to \min$	0,120	0,127	$9{,}0 \cdot 10^{-3}$	0,0190	1,450
$q_{\Delta G} \to \max$	0,112	0,200	$3{,}1 \cdot 10^{-3}$	0,1325	1,945

Таблица 4.4 – Результаты оптимизации конструктивных параметров терморегулятора

Условная масса, m_j	Оптимальный параметр			Оптимальный критерий	
	D_p, м	H_p, м	$d_г$, м	$q_{\Delta p}$, %/(кг/ч)	$q_{\Delta G}$, %/(кг/ч)
7,97	0,118	0,144	$8{,}0 \cdot 10^{-3}$	0,02205	1,586
2,34					

На рисунках 4.10, 4.11 и 4.12 показана зависимость удельного показателя энергоёмкости терморегулятора от D_p, H_p, $d_г$ соответственно.

Уравнение регрессии показателя энергоёмкости от диаметра терморегулятора топлива:

$$q_{\Delta p} = 0{,}0374 - 0{,}13264 \cdot D_p + 0{,}025 \cdot D_p^2$$

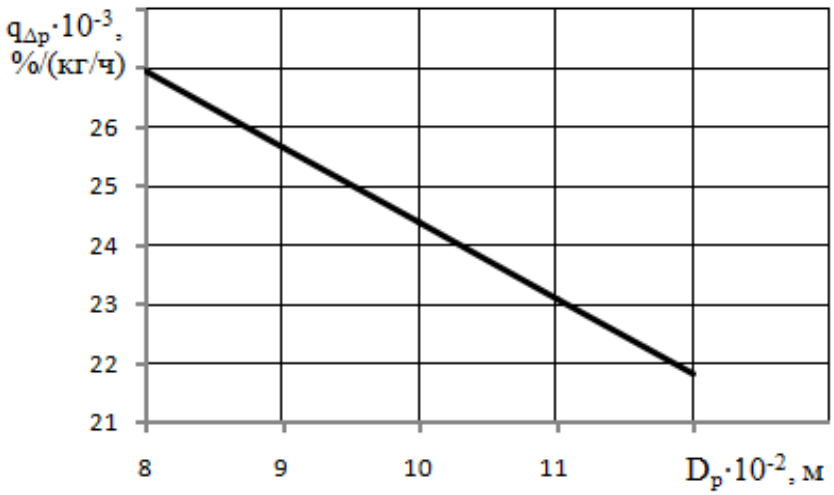


Рисунок 4.10 – Зависимость энергоёмкости от диаметра регулятора

Анализ результатов расчёта оптимизации параметров регулятора показывает, что увеличение его диаметра приводит к снижению удельного перепада давления (показателя энергоёмкости) в нем (см. рисунок 4.10) вследствие падения скорости потока топлива в регуляторе.

Уравнение регрессии удельного показателя энергоёмкости от высоты регулятора имеет вид:

$$q_{\Delta p} = 0{,}01624 + 0{,}01094 \cdot H_p + 0{,}204 \cdot H_p^2 .$$

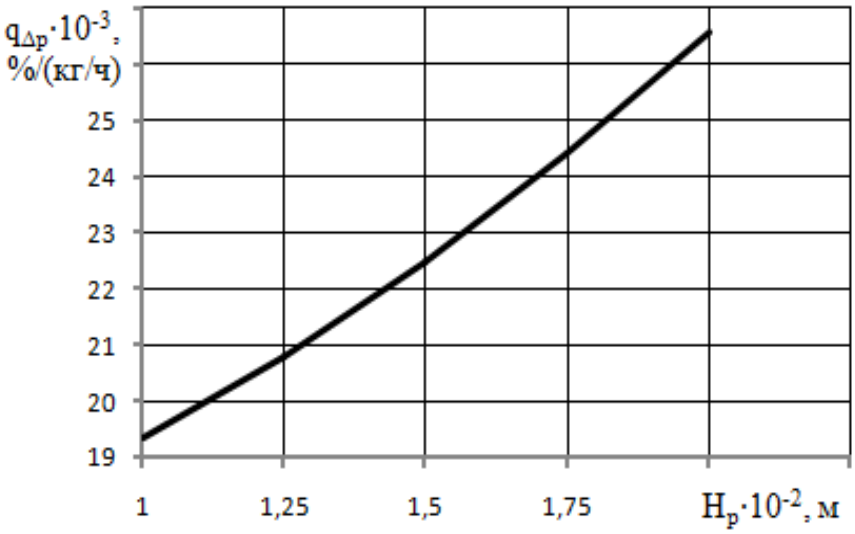


Рисунок 4.11 – Зависимость удельного показателя энергоёмкости от высоты терморегулятора

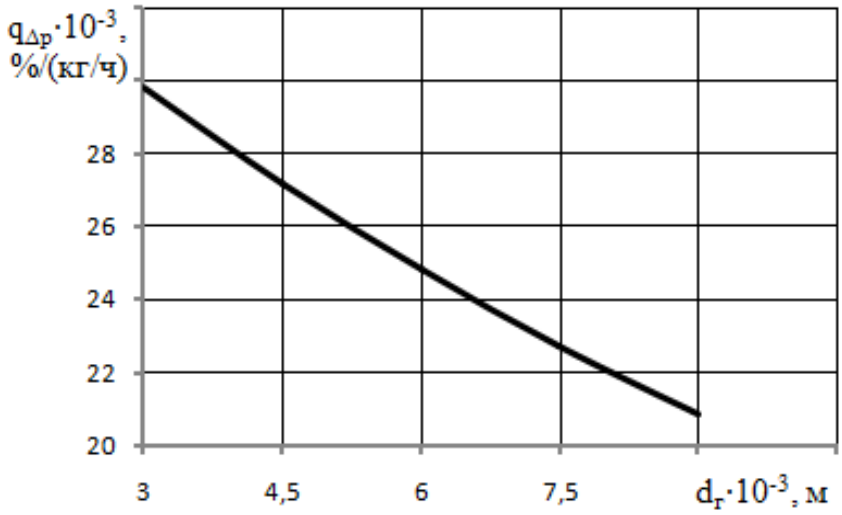


Рисунок 4.12 – Зависимость показателя энергоёмкости от диаметра штока термо-регулятора

С увеличением высоты регулятора (высоты теплоотдающей поверхности) удельный перепад давления возрастает по параболической зависимости (рисунок 4.11) вследствие увеличения пути прохождения потока топлива через терморегулятор.

Уравнение регрессии энергоёмкости от диаметра штока терморегулятора топлива:

$$q_{\Delta p} = 0{,}03585 - 2{,}17842 \cdot d_г + 56{,}67 \cdot d_г^2 .$$

Анализ зависимости (рисунок 4.12) показывает, что с увеличением диаметра штока регулятора удельные потери уменьшаются за счёт снижения коэффициента газодинамического сопротивления.

На рисунках 4.13, 4.14 и 4.15 представлены зависимости показателя качества нагрева топлива от D_p, H_p, $d_г$ соответственно.

Уравнение регрессии удельного показателя качества нагрева от диаметра регулятора имеет вид:

$$q_{\Delta G} = 1{,}2286 + 1{,}7314 \cdot D_p + 11 \cdot D_p^2 .$$

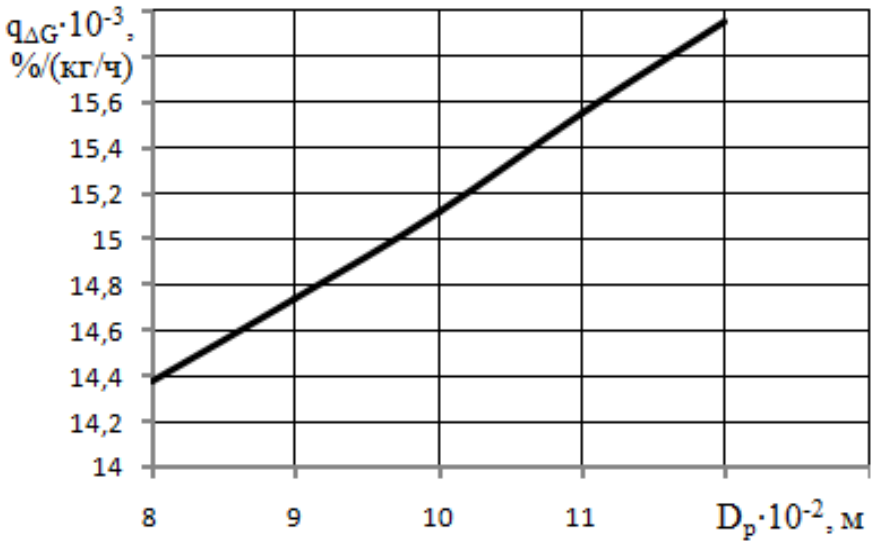


Рисунок 4.13 – Зависимость нагрева топлива от диаметра терморегулятора

Анализ рисунка 4.13 показывает, что качество нагрева топлива растет с увеличением диаметра терморегулятора, что связано с повышением площади теплоотдающей поверхности терморегулятора.

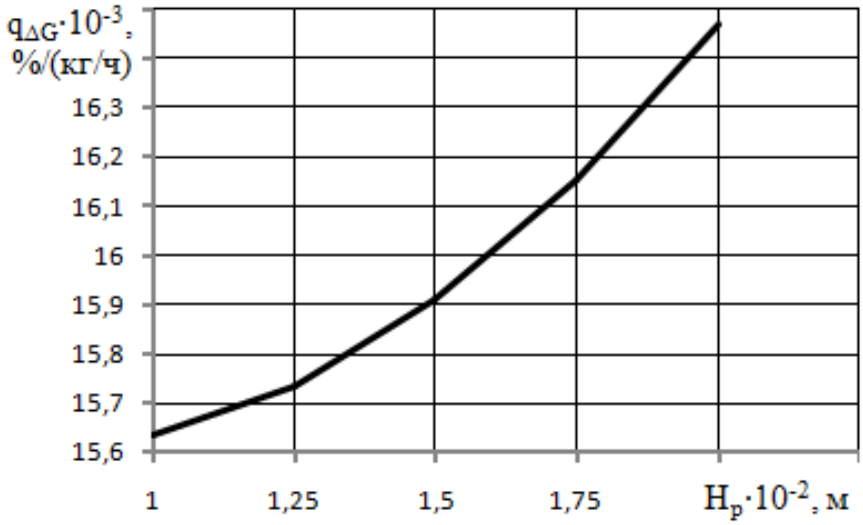


Рисунок 4.14 – Зависимость качества нагрева от высоты терморегулятора

Уравнение регрессии качества нагрева топлива от высоты терморегулятора имеет вид:

$$q_{\Delta G} = 1{,}5947 - 0{,}8894 \cdot H_p + 5{,}76 \cdot H_p^2 .$$

Качество нагрева возрастает по параболе с увеличением высоты теплоотдающей поверхности регулятора (рисунок 4.14), так как происходит увеличение активной площади теплоотдачи регулятора.

Уравнение регрессии удельного показателя качества нагрева топлива от высоты регулятора имеет вид:

$$q_{\Delta G} = 2{,}0373 - 29{,}2158 \cdot d_г - 3400 \cdot d_г^2 .$$

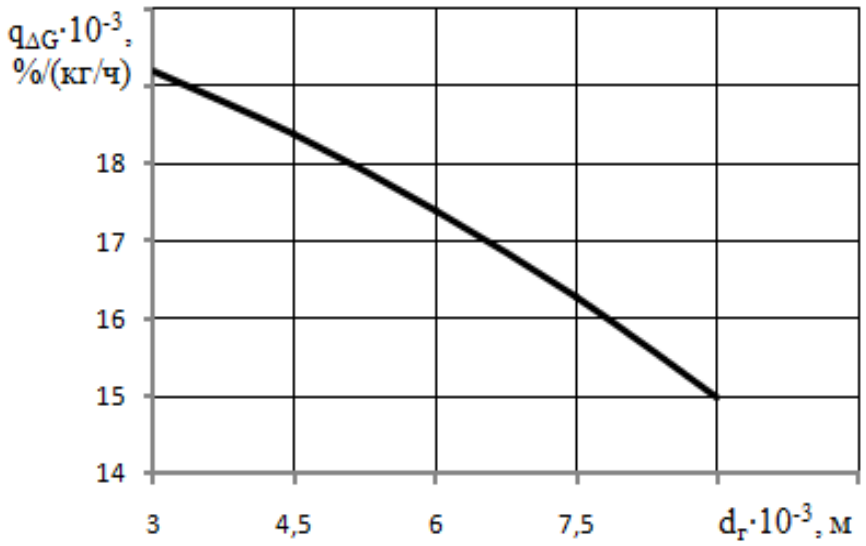


Рисунок 4.15 – Зависимость качества нагрева топлива от диаметра штока регулятора

С увеличением диаметра штока регулятора снижается качества нагрева топлива.

Зависимости функции $q_{\Delta p}$ при постоянных $d_г = 0$, $H_p = 0$, $D_p = 0$ соответственно представлены на рисунках 4.16, 4.17, и 4.18.

Анализ представленных на рисунках 4.16-4.18 поверхностей отклика показывает, что с увеличением диаметра терморегулятора и его штока и уменьшением высоты теплоотдающей поверхности энергоёмкость устройства понижается, вследствие уменьшения коэффициента газодинамического сопротивления терморегулятора, так как уменьшается теплоотдающая поверхность [117].

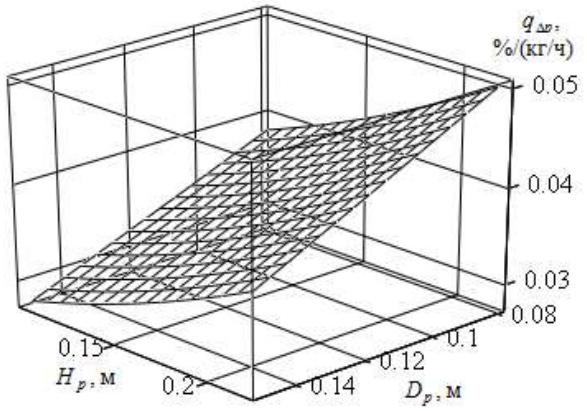


Рисунок 4.16 – Зависимость энергоёмкости от диаметра и высоты терморегулятора

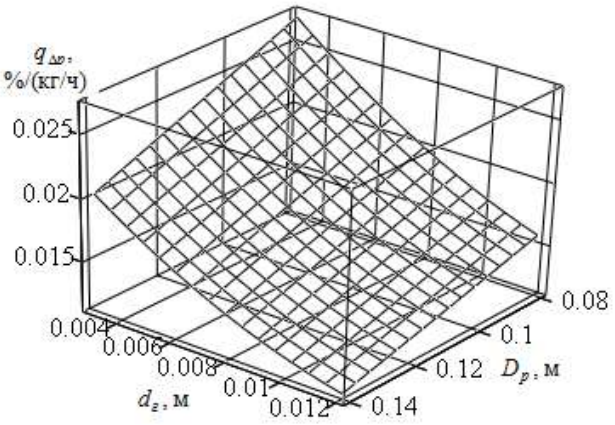


Рисунок 4.17 – Зависимость энергоёмкости от диаметра регулятора и диаметра штока

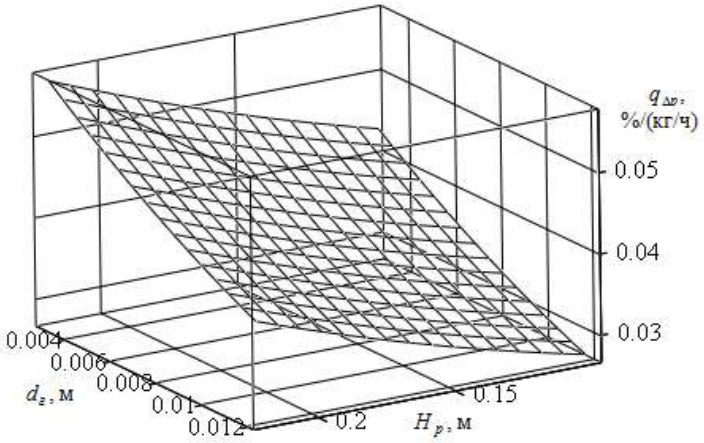


Рисунок 4.18 – Зависимость энергоёмкости от высоты терморегулятора и диаметра штока

Зависимости, представленные на рисунках 4.19, 4.20 и 4.21, функции $q_{\Delta G}$ при постоянных $d_ш = 0$, $H_p = 0$, $D_p = 0$ соответственно.

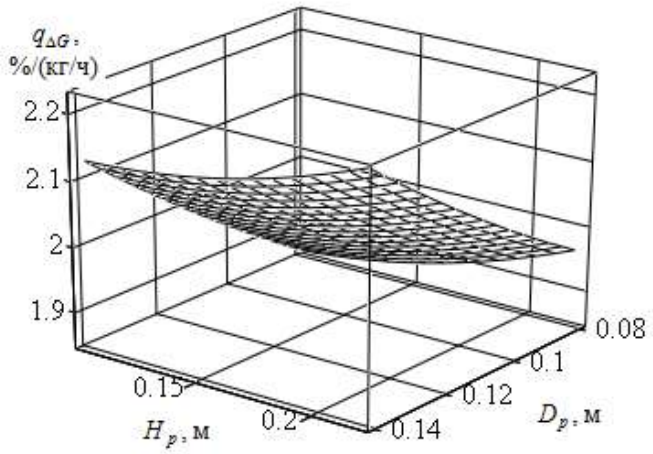


Рисунок 4.19 – Зависимость качества нагрева топлива от диаметра и высоты терморегулятора

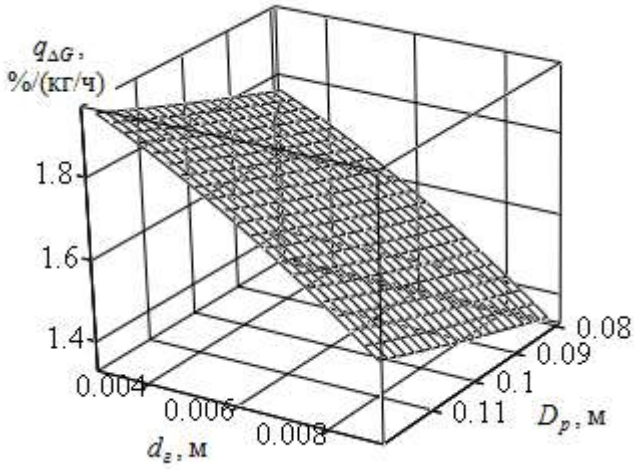


Рисунок 4.20 – Зависимость качества нагрева топлива от диаметра регулятора и диаметра штока

Анализ поверхностей отклика, представленных на рисунках 4.19-4.21, показывает, что с уменьшением диаметра штока регулятора, увеличением диаметра и высоты терморегулятора качество нагрева топлива повышается, что объясняется увеличением теплоотдающей поверхности, то есть количество топлива, нагретое до нужной температуры в единицу времени, повышается [117].

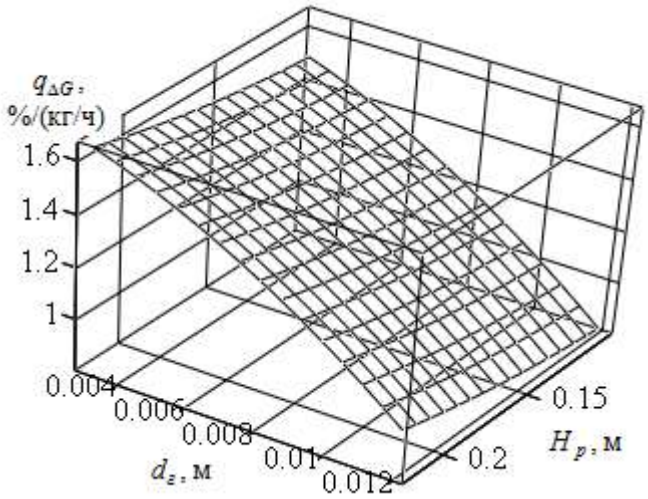


Рисунок 4.21 – Зависимость показателя качества нагрева топлива от высоты регулятора и диаметра штока

Программа расчёта по модели оптимизации конструктивных параметров терморегулятора топлива является универсальной и может использоваться для дизельных ДВС мощностью 150-400 кВт при диаметре регулятора $D_p = 0{,}08 - 0{,}12$ м, высоте регулятора $H_p = 0{,}1 - 0{,}2$ м и диаметре штока терморегулятора $d_г = 0{,}003 - 0{,}009$ м.

4.3 Анализ результатов эксплуатационных испытаний

Испытания в эксплуатационных условиях разработанной системы топливоподачи газодизельного двигателя показали высокую работоспособность и надёжность конструкции.

В процессе испытаний, наработка которых на каждом тракторе составила 700 моточасов, эффективность была высокой на протяжении всей наработки, что подтверждено соответствующими актами (приложения Д, Е).

В результате отмечено снижение расхода газового топлива на 12% и снижение токсичности ОГ на 13,5%.

4.4 Выводы

Проведенные экспериментальные исследования позволили установить, что при переоборудовании дизельного двигателя в газодизель сохраняются его энергетические показатели, а также повышаются экономические показатели при снижении токсичности вредных компонентов отработавших газов.

1. В результате испытаний установлено:

- газ замещает до 85% дизельного топлива на нагрузочных режимах при сохранении параметров базового дизеля по частоте вращения и крутящему моменту;

- оптимальная мощность регулятора и эксплуатационные показатели ДВС наблюдаются при температуре топлива 25°С;

- часовой расход КПГ снизился на 13%;

- токсичность отработавших газов двигателя снизился на 14,5% и с устройством очистки ОГ отвечает нормам Евро-VI.

2. На основании проведенных экспериментальных исследований для двигателя ЯМЗ-236НЕ с экспериментальной системой топливоподачи выбраны значения параметров терморегулятора: оптимальная мощность – 150 Вт; рациональная площадь теплоотдающей поверхности 0,053 м^2:

- диаметр – 0,118 м;

- высота регулятора – 0,144 м;

и диаметр штока терморегулятора – 0,008 м.

3. Расчетные данные отличаются от результатов экспериментальных исследований в среднем на 3,5 %, что подтверждает достоверность теоретических расетов.

4. При проведении эксплуатационных испытаний была показана высокая работоспособность и надёжность конструкции системы топливоподачи в условиях эксплуатации.

5 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ГАЗОДИЗЕЛЯ

Технико-экономическое обоснование системы топливоподачи газодизелей, применяемых на самоходных машинах в АПК, позволяет установить экономический эффект принятых технических решений, а также сделать вывод о целесообразности применения разработанной системы топливоподачи газодизелей.

Расчет будет осуществляться в следующем порядке: определить издержки на закупку и установку системы топливоподачи компримированного природного газа; определить экономическую выгоду за счет снижения расхода топлива, определить годовой экономический эффект использования системы топливоподачи газодизеля для парка тракторов; определить срок окупаемости [126].

5.1 Затраты на модернизацию системы топливоподачи

Внедрение системы газодизеля в эксплуатацию ведет за собой затраты на его производство и дальнейшее обслуживание, которые определяются по формуле:

$$З_{общ} = З_{П} + З_{Э}, \tag{5.1}$$

где $З_{П}$ - годовые затраты на производство, руб;

$З_{Э}$ - годовые затраты на эксплуатацию, руб.

$$З_{П} = З_{П}^{уд} \cdot n, \tag{5.2}$$

где $З_{П}^{уд}$ - удельные затраты на производство единицы, руб;

n - количество произведенных терморегуляторов, ед.

$З_{П} = 2200 \cdot 12 = 26400$ руб.

Годовые затраты на эксплуатацию системы топливоподачи определяются по формуле [127-129]:

$$З_Э = З_Э^{уд} \cdot \frac{G_{ОГ}^{н}}{\rho} \cdot \Delta p \cdot T_н \cdot n \quad , \qquad (5.3)$$

где $З_Э^{уд}$ - удельные годовые затраты на эксплуатацию одного терморегулятора, руб/кВт·ч. Удельные затраты при расчетах принимаются, учитывая индекс потребительских цен на 01.01.2019 года, равные $З_Э^{уд} = 133{,}5$ руб/(кВт·ч);

$\rho_{ОГ}$ - плотность отработавших газов, кг/м^3. В расчётах $\rho_{ОГ} = 0{,}7$ кг/м^3 (таблица Е1);

Δp - потери давления в устройстве очистки ОГ, кПа;

$T_н$ - суточное время работы единицы техники;

Для экспериментальной системы по формуле (5.3):

$$З_Э = 133{,}5 \cdot \frac{812{,}4}{0{,}7 \cdot 3600} \cdot 1{,}5 \cdot 10 \cdot 12 = 7747 \text{ руб.}$$

$$З_{общ} = 26400 + 7747 = 34147 \text{ руб.}$$

Таким образом, установка системы топливоподачи газодизеля потребует дополнительных затрат. Это связано с приобретением элементов системы, а также с их монтажом, к томуже дополнительные расходы на обслуживание системы.

5.2 Снижение затрат на топливо

Система топливоподачи газодизеля позволяет сократить часовой расход топлива на 2%, соответственно и затраты на топливо сократятся на такую же величину.

Расход топлива сельскохозяйственной техникой за определённый период можно определить по формуле:

$$G_W = G_T \cdot W \cdot n \, , \qquad (5.4)$$

где G_T -часовой расход топлива, кг/ч;

W - наработка за рассматриваемый период, ч.

Затраты на топливо будут определяться по формуле:

$$З_T = G_W \cdot Ц_T, \quad (5.5)$$

где $Ц_T$ - цена дизельного топлива, руб/кг. В расчете принимаем

$Ц_T = 32{,}5$ руб/кг, так как 1 литр дизельного топлива стоит 46 рублей, а газ – 15 руб/кг [130, 131].

Если выражение (5.4) подставить в формулу (5.5), то тогда затраты по статье «Топливо» составят:

$З_Т = 34{,}7 \cdot 500 \cdot 12 \cdot 15 + 4{,}2 \cdot 500 \cdot 12 \cdot 32{,}5 = 3942000$ руб.

Для газодизеля затраты на топливо составят:

$З_Т = 34 \cdot 500 \cdot 12 \cdot 15 + 4{,}2 \cdot 500 \cdot 12 \cdot 32{,}5 = 3879000$ руб.

Изменение затрат составит:

$\Delta З_Т = 3942000 - 3879000 = 63000$ руб.

5.3 Годовой экономический эффект и срок окупаемости

Годовой экономический эффект для дизелей, оснащенных блочными нейтрализаторами, используемых на автотракторной технике, будет определяться по формуле:

$$Э_г = \Delta З_T - З, \quad (5.6)$$

Тогда годовой экономический эффект установки и эксплуатации газодизельной установки будет равен:

$Э_г = 63000 - 34147 = 28853$ руб.

Срок окупаемости мероприятий по модернизации системы топливоподачи будет рассчитываться по формуле:

$$T_{ок} = \frac{З}{\Delta З_T}, \quad (5.7)$$

где $\Delta З_T$ - изменение затрат на производство элементов системы топливоподачи газодизеля, руб.

$$T_{ок} = \frac{34147}{63000} = 0,54 \text{ года.}$$

Таким образом, можно сделать вывод, что применение системы топливоподачи газодизеля оптимальными параметрами, по сравнению с промышленным, позволяет снизить расход топлива газодизелем в среднем на 2%, что приводит к экономии по статье затрат «Топливо».

5.4 Выводы

Технико-экономическое обоснование эффективности использования системы топливоподачи газодизельных двигателей, используемых на тракторах, позволило установить:

1. Дополнительные расходы на модернизацию системы топливоподачи газодизеля с оптимизированными параметрами составили 34147 руб. для конкретного машинно-тракторного парка сельскохозяйственной организации.

2. Снижение затрат на топливо при эксплуатации автотракторной техники, оснащенной системой топливоподачи газом, составило 63000 руб., при этом годовой экономический эффект составил 28853 руб. с учетом полных дополнительных расходов.

3. Срок окупаемости принятых мероприятий оснащению и модернизации системы топливоподачи газодизеля, имеющую оптимизированные параметры, составил 0,54 года.

В приложениях к диссертационной работе приведены материалы, подтверждающие достоверность и дополняющие ее.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ существующих способов подачи топлива в газодизельных двигателях, применяемых на мобильной технике АПК, позволил установить, что оптимальным способом является эжекторная система с распределенным впрыском.

2. Обоснована конструкция системы топливоподачи газодизельного двигателя, позволяющая поддерживать оптимальную температуру как жидкого, так и газообразного топлива.

3. В результате теоретических исследований системы топливоподачи получена математическая модель описания процессов, протекающих в ней. Расчет по модели показал, что при установке системе топливоподачи с терморегулятором топлива его рациональная мощность составила 150 Вт, а площадь теплоотдающей поверхности 0,053 $м^2$, при этом расход топлива снизился на 3,75 кг/ч, а суммарные токсичные выбросы уменьшились на 5,1 г/кВт·ч и составили 30 г/кВт·ч.

4. При испытаниях установлены оптимальные конструктивные параметры терморегулятора:

- диаметр теплоотдающей поверхности (регулятора) – 0,118 м;
- высота регулятора – 0,144 м;

и диаметр штока терморегулятора – 0,008 м.

Экспериментальные испытания системы топливоподачи подтвердили результаты теоретических исследований для газодизельных двигателей, устанавливаемых на сельскохозяйственной технике: результаты отличаются на 3,5%. Улучшены эксплуатационные показатели ДВС: Ме=880Н·м при 1300 $мин^{-1}$, при этом расход газового топлива снизился на 13%, а токсичность отработавших газов снизилась на 14,5%, что отвечает нормам Евро-VI. Расчетные максимальные давления и температура цикла в газодизельном двигателе ЯМЗ-236НЕ с экспериментальной системой топливоподачи не превышают их значения в базовом двигателе и составляют $P_{мах}$=10,7 МПа, $T_{мах}$=1864 К.

5. Снижение затрат на топливо при эксплуатации автотракторной техники,

оснащенной системой топливоподачи газом, составило 63000 руб., при этом годовой экономический эффект составил 28853 руб. Срок окупаемости предложенной системы топливоподачи газодизеля, имеющей терморегулятор, составил 0,54 года. Годовой экономический эффект установки системы топливоподачи на одном тракторе показывает, что применение системы на двигателях, работающих по газодизельному циклу, экономически целесообразно.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПРОИЗВОДСТВУ И ПЕРСПЕКТИВЫ ДАЛЬНЕЙШЕГО РАЗВИТИЯ

Разработанная система топливоподачи газодизельных двигателей мощностью 150-400 кВт рекомендуется использовать на мобильной технике АПК при температуре топлива 25°С, установленной на терморегуляторе.

В перспективе дальнейшее исследование системы топливоподачи газодизеля при более высоких температурах, разработка программы регулирования температуры топлива для двигателей большей мощности, применение на стационарной технике.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пепина, Л.А.Загрязнение атмосферного воздуха автомобильно-дорожным комплексом/ Л.А. Пепина, А.Н. Созонтова А.Н. //Alfabuild. 2017. №1(1). – С.99-110.

2. Вырубов, Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И., Круглов М.Г., Леонов О.Б., Меднов А.А., Мизернюк Г.Н., Орлин А.С., Роганов С.Г.; Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. / Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. /– 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

3. Лукшо, В.А. Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска : диссертация ... доктора технических наук : 05.04.02 / Лукшо Владислав Анатольевич; [Место защиты: Центр. науч.-исслед. автомобил. и автомотор. ин-т "НАМИ"]. – Москва, 2015. – 369 с. : ил.

4. Коровин, Н.В. Общая химия : учеб. для студ. учреждений высш. проф. образования / Н.В.Коровин. - 14-е изд., перераб. –М. : Издательский центр«Академия», 2013 – 496 с.

5. Смидович, Е. В. Технология переработки нефти и газа. Ч. 2-я. М.: Химия, 1980. – 328 с.

6. Частухин, В.И. Топливо и теория горения: Учеб. пособие. / В.И. Частухин, В.В.Частухин// К.: Высш. шк. Головное изд-во, 1989. – 223 с.

7. Гюльмалиев, А.М. Классификация горючих ископаемых по структурно-химическим показателям и основные пути использования ископаемых углей / А. М. Гюльмалиев, Г. С. Головин, С. Г. Гагарин. - Москва : Трек, 2007. – 149 с.

8. Экспертно-аналитический доклад. Газомоторное топливо: произойдет ли реальное изменение баланса на внутреннем рынке? // Фонд национальной энергетической безопасности, Москва, 2015. – 48 с.

9. Вибе. И.И. «Новое о рабочем цикле двигателей» – М. – Свердловск:

Машгиз, 1962.

10. Луканин, В.Н., Морозов К.А, Хачиян А.С. [и др.]; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. –/ Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / 3-е изд., перераб и испр. – М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.

11. Аль-Майди, А.А.Х. Перспективы переоборудования сельскохозяйственных дизельных машин на газомоторное топливо / А.А.Х. Аль-Майди, Д.А. Чернецов, Ю.В. Родионов, П.И. Селиванова // Вопросы современной науки и практики. Университет им. В.И. Вернадского №4(66)/2017, Тамбов. – С. 200-206.

12. https://www.gazprom.ru/about/marketing/russia/

13. Льотко, В. Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания /– М., 2000. – 310 с.

14. Генкин, К.И. Газовые двигатели. — М.: Машиностроение, 1977. –193 с.

15. Бебенин, Е.В. Совершенствование топливной системы тракторных дизелей для работы по газодизельному циклу: дис. … канд. техн. наук: 05.20.01 / Е.В. Бебенин. – Саратов, 2009 – С. 14–15.

16. Пат. 105372 РФ МПК F02M21/02. Система распределенного эжекционного впрыска газообразного топлива / Б.П. Загородских, В.В. Володин , Е.В. Бебенин. – № 2010152293/28, заявл. 21.12.2010; опубл. 10.06.2011,Бюл. №16.

17. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина. Учебнопрактическоепособие.-М.:Легион-Автодата, 2001. – 176 с.

18. Патент №105372 Российская Федерация МПК: P02M21/02. Система распределенного эжекционного впрыска газообразного топлива / Володин В. В., Загородских Б. П., Бебенин Е. В.; патентообладатель Бебенин Е. В. -2010152293/28; заявл. 21.12.2010; опубл. 10.06.2011, бюл № 16.

19. Володин, В. В. Эжекционная система распределенной подачи газообразного топлива в дизельный двигатель / В. В. Володин, Б. П. Загородских, Е. В. Бебенин // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса. -2012. – №

1(25). – С. 147-150.

20. Савельев, Г. С Испытания газодизельного трактора К-701 /Шапкайц А.Д., Подосинников В.В., Лупачев П.Д., Заробян С.Р., Кирилюк А.Ф.//Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1997, №7. С. 13-15.

21 Савельев, Г.С. Пилотные образцы тракторов К-701 и МТЗ-82, работающих наСПГ/Шапкайц А.Д.//Труды 5-й Международной научно-технической конференции. - М.,ГНУ ВИЭСХ, 2006.

22 Савельев, Г.С. Технология конвертирования дизеля Д-240 в газоискровой двигатель//Тракторы и с.-х. машины, № 10, 2008 С. 19-24.

23. Савельев, Г.С. Эксплуатационные испытания тракторов, переоборудованных дляработы на компримированном природном газе/Коклин И.М., Наумов О.П.//Тракторы и с.-х. машины, № 10, 2008 С. 24-29.

24. Савельев, Г.С. Современные возможности использования рапсового масла в качестве топлива в дизельных двигателях/Измайлов А.Ю., Кочетков М.Н.//С.-х. машины и технологии, № 5, 2009 С. 20-23.

25 Савельев, Г.С. Перевод дизеля КамАЗ -740.13-260 на газовое топливо / Гайворонский А.И.//Грузовик, №6, 2006.

26. Гнедова, Л.А. Газомоторные топлива на основе метана. Анализ требований к качеству и исходному сырью / Л.А. Гнедова, К.А. Гриценко, Н.А. Лапушкин, В.Б. Перетряхина, И.В. Федотов // Современные технологии переработки и использования газа. Научно-технический сборник – Вести газовой науки. – 2015. – № 1 (21). – С. 86-97.

27.Правила ЕЭК ООН № 49 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей с воспламенением от сжатия и двигателей, работающих на природном газе…» (пересмотр 4; поправки серии 05; введ. 3.02.2008 г.).

28.Кириллов, Н.Г. Сможет ли угольный метан заменить природный газ? / Н.Г. Кириллов // Нефть. Газ. Промышленность. – 2008. – № 5 (41). – http://www.oilgasindustry.ru/?id=9391.

29. Гнедова Л.А. Проблемы оценки детонационной стойкости КПГ / Л.А. Гнедова, К.А. Гриценко, Н.А. Лапушкин и др. // Транспорт на альтернативном топливе. – 2011. – № 5.– С. 53–56.

30. Caterpillar gas engines G3600–G3300l: application and installation guide. Fuels. l. Fuel systems / Caterpillar. – USA: Caterpillar, 2007.

31. MalenshekM. Methane number testing of alternative gaseous fuels / M. Malenshek, D.B. Olsen // Fuel 88. – 2009. – P. 650–656.

32. Гнедова, Л.А. Анализ качества исходного сырья, применяемого для получения компримированного природного газа / Л.А. Гнедова, К.А. Гриценко, Н.А. Лапушкин, В.Б. Перетряхина, И.В. Федотов // Современные технологии переработки и использования газа. Научно-техническийсборник – Вестигазовойнауки. – 2015. – № 1 (21). – С. 98-107.

33. Damrongkijkosol Ch. An experiment study on influence of compression ratio for performance and emission of natural gas retrofi t engine / Ch. Damrongkijkosol. – www.gits.kmutnb.ac.th/.../isbn9741908709.

34. Feist M. Fuel composition testing using cummins: final report / M. Feist, J. Deere; Detroit diesel natural gas engines; SwRI®; Project № 03.13721. – April 2009.

35. Germany country report / B. Linke // IEA Bioenergy. – Moss, Norway, 2012. – Task 37. – http://www.iea-biogas.net

36. Chiu J.P. Paper study on the effect of varying fuel composition on fuel supplied to Detroit diesel gas engines: final report / J.P. Chiu; SwRI®; Project № 03.32.40.10646. – March 15, 2005.

37. Al-Maidi, A. A.H. Analysis of the characteristics of natural gas as fuel for vehicles and agricultural tractors / A. A.H. Al-Maidi, D.A. Chernetsov, Y.V. Rodionov, E.S. Vdovina, D.V. Nikitin, N.V. Mikheev //Plant archives(international journal of plant research) vol. 19 no.1 april, 2019. –pp. 1213-1218.

38.Борщевский, А.Я. Физическая химия. Т. 1.: Общая химическая термодинамика: Учебник / А.Я. Борщевский. - М.: Инфра-М, 2013. - 224 с.

39. Ляшков, В.И. Теоретические основы теплотехники. Учеб. пособие для

вузов / Под ред. В.И. Ляшкова. – М.: Высш.шк. 2008. - 318 с.

40. Техническая термодинамика и теплотехника: учебное пособие для вузов / Л.Т.Бахшиева, Б.П.Кондауров, А.А.Захарова [и др.]; под ред. А.А.Захаровой. - М.: Академия, 2006. - 272 с.

41.Мирам, А.О. Техническая термодинамика. Тепломассообмен: Учебное издание / А.О. Мирам, В.А. Павленко. - М.: АСВ, 2016. - 352 с.

42.Сивухин, Д.В. Общий курс физики Том 2 Термодинамика и молекулярная физика: Учебное пособие / Д.В. Сивухин. - М.: Физматлит, 2011. - 576 с.

43. Шачнева, Е.Ю. Термодинамика в современной химии / Е.Ю. Шачнева. - М.: Русайнс, 2017. - 384 с.

44. Луканин В.Н., Морозов К.А, Хачиян А.С. [и др.]; под ред. В.Н.Луканина и М.Г. Шатрова. –/ Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1.Теория рабочих процессов: учебник для вузов / 3-е изд., перераб и испр. –М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.

45. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З. Многозонные модели рабочегопроцесса двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие. – М.: Изд-воМГТУ им. Н.Э.Баумана, 1997. – 58 с.

46. Стечкин Б.С. Теория тепловых двигателей. Избранные труды. М.,"Наука", 1977. 13. Васильев, Ю. Н., Золотаревский Л. С, Ксенофонтов С. И. Газовые и газодизельные двигатели: монография / - М.: [б. и.], 1992. –127 с.

47. Луканин В.Н., Морозов К.А, Хачиян А.С. [и др.]; под ред. В.Н.Луканина и М.Г. Шатрова. –/ Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1.Теория рабочих процессов: учебник для вузов / 3-е изд., перераб и испр. –М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.

48. Луканин В.Н., Шатров М.Г., Камфер Г.М., Нечаев С.Г., Иванов И.Е.,Матюхин Л.М., Морозов К.А. Под ред. Луканина В.Н., / Теплотехника: / - 2-е изд., перераб. - М., Высшая школа, 2000г.– 671 с.

49. Дьяченко В.Г., Дизель или двигатель с искровым зажиганием?/Двигатели внутреннего сгорания 1,2004. – С. 122-126.

50. Дьяченко В.Г., Термодинамические циклы двигателей внутреннегосгорания с продолженным расширением/ Двигатели внутреннего сгорания1,2005. – С. 174-186.

51. Коклин И.М. Перевод автомобилей и тракторов на газ в Невинномысском ЛПУМГе // Газовая промышленность. - 1999. - № 10. - 21.

52. Корнилов Г.С. Анализ математических моделей процессов образования и выгорания сажевых частиц в дизелях // Автомобильные двигатели: Сб. науч. тр. НАМИ. – М., 2005. – С.96-106.

53. Корнилов Г.С., Голубков Л.Н., Скороделов С.Д., Гришин А.В. /Математическое моделирование рабочих процессов автотракторного дизеля / // Двигатели внутреннего сгорания: Проблемы, перспективы развития: Сб. науч. тр. МАДИ (ТУ). М., 2000. – С. 80-93.

54. Кулешов А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач. М., МГТУ им. Баумана, 2004. – 123 с., ил.

55. Панов Ю.В., Корякин А.А., Воронкович А.В. Разработка норм расхода компримированного природного газа для автобусов Икарус -280 с двигателем, работающим на КПГ. Отчет о научно-исследовательской работе. М.:2001. – 27 с.

56. Панов Ю.В., Корякин А.А., Воронкович А.В. Результаты испытаний автобуса Икарус 280 с газовым двигателем RABA G-10. Автотранспортноепредприятие №10 2003. с 9-11.

57. Eriksson, I. Andersson. An Analytic Model for Cylinder PressureinaFour Stroke SI Engine // Copyright © 2002 Society of Automotive Engineers, Inc 121. L. Eriksson. Spark Advance Modeling and Control.// PhD thesis, Link¨oping University, May 1999. ISBN 91-7219-479-0, ISSN 0345-7524

58. Mikalsen R., Wang Y.D., Roskilly A.P., A comparison of Miller and Otto cycle natural gas engines for small scale CHP applications. Sir Joseph Swan Institute for Energy Research, Newcastle University, Newcastle upon Tyne, NE1 7RU, United Kingdom. 25 february 2009.

59. Wang Y, Lin L, Roskilly AP, Zeng S, Huang J, He Y, Huang X, Huang H, Wei H, Li S, Yang J. An analytic study of applying Miller cycle to reduce NOx emission from petrol engine. Applied Thermal Engineering 2007:27:1779–1789.

60. Al-Sarkhi A, Jaber JO, Probert SD. Efficiency of a Miller engine. Applied Energy 2006:83:343–351.

61. Al-Sarkhi, E. Abu-Nada, I. Al-Hinti, B. Akash, “Performance evaluation of a miller engine under various specific heat models”. Int. Comm. Heat Mass Transfer, (2007), 34, 897-906.

62. Al-Sarkhi, A., et al., Efficiency of Atkinson Engine at Maximum Power Density Using Temperature Dependent Specific Heats, Jordan J. Mech. Industrial Engineering, 2(2008), 2, pp. 71-75.

63. Abu-Nada, E., et al., Thermodynamic Modeling of Spark-Ignition Engine: Effect of Temperature Dependent Specific Heats, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 32(2005), 8, pp. 1045-1056.

64. Al-Sarkhi, A., et al., Performance Evaluation of Irreversible Miller Engine under Various Specific Heat Models, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 34(2007), 7, pp. 897-906.

65. Zhao, Y., Chen, J., An Irreversible Heat Engine Model Including Three Typical Thermodynamic Cycles and the Optimum Performance Analysis, Int. J. Thermal Science, 46(2007), 6, pp. 605-613.

66. Бурцев, В.А. Бурцев, Микропроцессорная система управления газоводородным автомобилем с бортовым генератором водорода / Транспорт на альтернативном топливе. Международный научнотехнический журнал. – 2009. – №6(12). – С. 20-25.

67. Вахошин, Л.И., Маркова И.В. «Повышение показателей двигателей с искровым зажиганием», Сб. науч. тр. НАМИ, вып. 111, 1969.

68. Сонкин В.И., Цапов Н.Н. «Контроль внутрицилиндровых течений эффективный путь совершенствования многоклапанного бензинового двигателя», Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. науч. тр. НАМИ, вып. 224,

1999.

69. Вахошин Л.И., Истомин С.С., Партон М.М., Рунов А.Н., Сонкин В.И., Кутенев В.Ф. «Особенности рабочего процесса с вихревым движением заряда в карбюраторном двигателе», Автомобильная промышленность, № 4, 1979.

70. Ерохов, В. И. Физико-химические и моторные свойства газового топлива / АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. Международный научно-технический журнал. – 2003. – №5 (11). – С. 64-69.

71. Ерохов, В. И. Электронные системы питания двухтопливных бензиновых и газовых двигателей / АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. Международный научно-технический журнал. – 2004. – №3 (29). – С. 66-72.

72. Ерохов, В.И., Мурачёв Е.Г., Ревонченков А.М. /Математическая модель и алгоритм управления газовых ДВС /Материалы Международного научного симпозиума «Автотракторостроение-2009» 25-26 марта 2009. – М.: МГТУ «МАМИ». – 2009. – Книга 2. – С. 75-77.

73. Аль-Майди, А.А.Х. Оптимальная конструкция и особенности системы топливоподачи для двигателей, работающих на компримированном газе // Конкурентоспособность в глобальном мире: экономика, наука, технологии, 2017 – С. 1659 -1661.

74. IreneuszPielecha, Krzysztof Wisłocki, WojciechCies´lik, WojciechBueschke, MaciejSkowron, ŁukaszFiedkiewicz Application of IMEP and MFB50 indexes for controlling combustion in dual-fuel reciprocating engine Applied Thermal Engineering 132 (2018) 188–195.

75. Amin Yousefia ,HongshengGuob, MadjidBiroukaAn experimental and numerical study on diesel injection split of a natural gas/diesel dual-fuel engine at a low engine load Fuel 212 (2018) 332–346.

76. Bo Yang, Le Ning, WeiHuangChe , Biao Wang, Ke Zeng, Wei Dong Parametric investigation the particle number and mass distributions characteristics in a diesel/natural gas dual-fuel engine Applied Thermal Engineering 127 (2017) 402–408

77. ChunhuaZhangaAo Zhou Yachong Shen a YangyangLi Qiang Shi Effects of combustion duration characteristic on the brake thermal efficiency and NOx emission of a turbocharged diesel engine fueled with diesel-LNG dual-fuel Applied Thermal Engineering Volume 127, 25 December 2017, Pages 312-318.

78.Jaesung Chung, Kyunghan Min, Seungsuk Oh, MyounghoSunwoo, Incylinder pressure based real-time combustion control for reduction of combustion dispersions in light-duty diesel engines, Applied Thermal Engineering (2016) Volume 99, 25 April 2016, Pages 1183-1189.

79. Akira Tsunoda, Hiromi Shimoda, Tatsuo Takaishi, MITSUBISHI Leanburn as Engine with World's Highest Thermal Efficiency. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol.40 No.4 (Aug. 2003)

80. Tatsuo Takaishi, Akira Numata, Ryouji Nakano, Katsuhiko Sakaguchi. Approach to High Efficiency Diesel and Gas Engines Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol. 45 No. 1 (Mar. 2008).

81. Gordon Exel Compelling Case For Natural Gas. Cummins Westport Inc. 2011. 21p. www.cumminswestport.com

82. Natural Gas Engines For Truck And Bus. Bulletin 4103996 Printed in U.S.A. Rev. Cummins Westport Inc. 2011. 6p.

83. D.Hug IAA premiere: MAN presents Euro VI exhaust-gas technology for trucks and coaches. 2012. http://www.mantruckandbus.com/com/en/press

84.Калини, В.Ф. Снижение токсичности выбросов дизельных двигателей путем применения электроадаптивной системы термостабилизации топлива / В.Ф. Калинин, А.В. Щегольков // Вопросы современной науки и практики. Университетим. В.И. Вернадского. №3 2008. Том 2. вып. 13,С. 173 – 178.

85. Kalinin, V.F. Simulators of joint working modes of fuel and feed air temperature control means in diesel engines / V.F. Kalinin, A.V. Shchegolkov // Aspects of modern science and practice. University named after V.l. Vernadskij. -2010. - № 1 - 3(28). - P. 23 - 27.

86. Al-Maidi, A. A.H. Mathematical modeling of thermo-regulation of fuel in

diesel engines YAMZ-238 / A. A.H. Al-Maidi, A.V. Shchegolkov, D.V. Nikitin, D.A. Chernetsov, N.V. Mikheev // Iraqi Journal of Agricultural Sciences –2018:49(4), pp. 670-676.

87. Савельев Г.С, Шапкайц А.Д., Кауров ЕЛ. Тракторы нагазомоторном топливе // Газовая промышленность. -1999. - № 10. - 40.

88. Хачиян А.С., Синявский В.В., Шишлов И.Г., Карпов Д.М.Моделирование показателей и характеристик двигателей, питаемыхприродным газом / Транспорт на альтернативном топливе. Международныйнаучно-технический журнал. – 2010. – № 3 (15). – С. 14-19.

89. Аль-Майди, А.А.Х. Обоснование необходимости исследования параметров работы двигателей, установленных на сельскохозяйственной технике, работающих на компримированном газе // 69-я научно-практическая конференция студентов и аспирантов, Мичуринск, 21-23 марта 2017 г. – С. 20-23.

90. Аль-Майди, А.А.Х. Анализ теоретических исследований процессов, протекающих при сгорании компримированного газа // Сборник статей XVII Международной научно-практической конференции. в 2 частях, Пенза, 2018. – С. 102-104.

91. ГОСТ 14846-81 Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. – М: ИПК изд. стандартов, 2003. – 41 с.

92. ГОСТ 17.2.2.01-84 Охрана природы. Атмосфера. Дизели автомобильные. Дымность отработавших газов. Нормы и методы измерений – М.: Изд. стандартов, 1984. – 6 с.

93. ГОСТ 17.2.2.02-98 Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы определения дымности отработавших газов дизелей, тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин – М.: Изд. стандартов, 1998. – 5 с.

94. ГОСТ 17.2.2.05-97 Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы определения выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей, тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин – М.: Изд. стандартов, 1997. – 8 с.

95. ГОСТ Р ИСО 11614-2011 Двигатели внутреннего сгорания поршневые с

воспламенением от сжатия. Прибор для измерения дымности и определения коэффициента поглощения светового потока в отработавших газах. – М.: Стандартинформ, 2012. – 50 с.

96. ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. – М.: Изд. стандартов, 1988 – 77 с.

97. ГОСТ Р 52160-2003 Автотранспортные средства, оснащённые двигателями с воспламенением от сжатия. Дымность отработавших газов. Нормы и методы контроля при оценке технического состояния. – М.: Изд. стандартов, 2007. – 10 с.

98. ГОСТ Р 41.24-2003 Единообразные предписания, касающиеся: I. Сертификации двигателей с воспламенением от сжатия в отношении дымности; II. Сертификации автотранспортных средств в отношении установки на них двигателей с воспламенением от сжатия, сертифицированных по типу конструкции; III. Сертификации автотранспортных средств с двигателями с воспламенением от сжатия в отношении дымности; IV. Измерение мощности двигателей. – М.: Изд. стандартов, 2006. – 40 с.

99. Паспорт. ПОРТ-1 и его модификации. Москва, 2006. – 17 с.

100. Патент № 2459091 Российская Федерация, МПК^{7}F01N3/02. Комбинированное устройство снижения токсичности отработавших газов дизеля / Чернецов Д.А., Капустин В.П., Гончаров А.В.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО ТГТУ – 2010143617/06; заявл. 25.10.2010; опубл. 20.08.2012, Бюл. №23. – 8 с.: ил.

101. Паспорт. Дымомер Инфракар Д / утверждён. ВЕКМ.415311.007 ПС, - Москва, 2009. - 31 с.

102. ГОСТ 13320-81 Газоанализаторы промышленные автоматические. Общие технические требования. Государственный комитет СССР по стандартам, 1989. – 35 с.

103. Описание типа средств измерений. Анализаторы TESTO 350M, 35XL,350S (с модулями TESTO 350M/XL.454, TESTO 350S) / Регистрационный №

- 14078-07, Москва: ООО «Тэсто Рус», 2007. – 6 с.

104. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчёт автотракторных двигателей / А.В. Николаенко. – М: Колос, 1984. – 335 с.

105. Вохминов, Д.Е. Методика расчёта тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования / Д.Е. Вохминов,В.В. Коновалов, В.В. Московин, В.В. Селифонов, В.В. Серебряков // Учебное пособие. – М.: МГТУ «МАМИ», 2000. – 43 с.

106. Фалькевич, Б.С.Теория автомобиля: учебник для вузов / Б.С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 2003. –239 с.

107.Уонг, Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров/Х. Уонг // Перевод с англ. Справочник. – М.: Атомиздат. 1979. – 216 с.

108. Князев, Б.А. Начала обработки экспериментальных данных / Б.А. Князев, В.С. Черкасский. Электронный учебник и программа обработки данных для начинающих: Учебное пособие // Новосиб. ун-т. Новосибирск, 1996. – 93 с.

109. Морозов, К.А., Черняк Б.Я., Синельников Н.И. «Особенности рабочих процессов высокооборотных карбюраторных двигателей», М., ”Машиностроение”, 1971.

110. Звонов, В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. - 2-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1981. — 160 с.

111. Звонов, В.А., Козлов А.В., Кутенев В.Ф. Экологическая безопасность автомобилей в полном жизненном цикле. — М.: Изд-во НАМИ, 2001. 248 с.

112. Звонов, В.А. Образование загрязнений в процессах сгорания. – Луганск: Изд-во Восточноукр. гос. ун-та, 1998. – 126 с.

113. Разлейцев, Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях.—Харьков: Вища школа, 1980. -169с.

114. Al-Maidi, A.A.H. Study of a combined device to reduce the toxicity of exhaust gases of diesel engines, agricultural technology / A. A.H. Al-Maidi, D.A. Chernetsov, E.S. Vdovina // Iraqi Journal of Agricultural Sciences –2019:50(5), pp. 1259-1268.

115. Jang, C., and Lee, J., “Experimental investigation of the effects of various factors on the emission characteristics of Low-emission natural gas vehicles,” //Proc. IMechEVol. 219 PartD: JournalofAutomobileEngineering, 2005).

116. Аль-Майди, А.А.Х. Безопасность при использовании оборудования, техническое обслуживание газобаллонного оборудования // Наука и образование: сохраняя прошлое, создаём будущее: сборник статей XVI международной научно-практической конференции в 2 ч. ч 1. – Пенза: – 2018. – С. 104-106.

117. Чернецов Д.А. Способы нейтрализации отработавших газов в выпускной системе дизельных двигателей / Д.А. Чернецов, В.П. Капустин // Вопросы современной науки и практики. Ун-т им. Вернадского. – Тамбов. 2010. – № 10-12(31). – С. 71-74.

118. Чернецов Д.А. Обоснование способа очистки отработавших газов автотракторных дизелей / Д.А. Чернецов, В.П. Капустин // Вопросы современной науки и практики. Университет им. Вернадского. – Тамбов. 2010. – № 7-9. – С. 38-43.

119. О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих веществ): Постановление Правительства Российской Федерации №609 от 12 октября 2005 г.

120. О внесении изменений в пункт 13 технического регламента «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ»: Постановление Правительства Российской Федерации от 20.01.2012 г. №2.

121. Мельников, С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1980. – 168 с.

122. Рейзлин, В.И. Численные методы оптимизации: учебное пособие / В.И. Рейзлин. Томск: Изд-во Томского политех. ун-та., 2011. – 105 с.

123. Аттетков, А.В. Методы оптимизации / А.В. Аттетков, С.В. Галкин, В.С.

Зарубин // учеб. для студ. втузов. – М: МГТУ, 2001, - 440 с.

124. Харчистов, Б.Ф. Методы оптимизации / Б.Ф. Харчистов // Учебное пособие. – Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2004. – 140 с.

125. Карманов, В.Г. Математическое программирование / В.Г. Карманов. – 5-е изд., испр. – М.: Физматлит, 2000. – 264 с.

126. A technique (basic provisions) of determination of economic efficiency of use in a national economy of new equipment, inventions and improvement suggestions // Utv. The STATE. Lump. Council of ministers of the USSR on science and equipment of February 14, 1977 N 48/16/13/3.

127. Рекус, И.Г. Основы экологии и рационального природопользования / И.Г. Рекус, О.С. Шорина: Учебное пособие. - М.: Изд-во МГУП, 2001, 146 с.

128. Капустин В.П. Экология среды обитания человека: Лаб. раб. / В.П. Капустин. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та. – 2003. – 32 с.

129. Чернецов, Д.А. Методика экономической оценки нейтрализатора отработавших газов дизелей [Электронный ресурс] / Д.А. Чернецов, Е.С. Вдовина // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – № 1; URL: http://www.science-education.ru/107-8413 (дата обращения: 21.05.2019).

130. https://ru.globalpetrolprices.com/Russia/diesel_prices/

131. https://www.kommersant.ru/doc/2319298

Приложение А

Таблица А1 – Результаты расчета по теоретической модели

Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	Расход воздуха, G_B, кг/ч	Расход газа, $G_Г$, кг/ч	Расход топлива, G_T, кг/ч	Крутящий момент, M_e, Н·м	Мощность, N_e, кВт
1000	362	6,1	2,7	761	76
1200	453	9,3	3,8	856	102
1400	665	12,1	4,6	866	124
1600	728	13,6	6,5	848	135
1800	980	14,3	7,4	806	148
2000	1087	14,9	8,6	775	157
2100	1123	14,7	8,2	758	163

Приложение Б

Таблица Б1 – Техническая характеристика двигателей ЯМЗ-236НЕ

Наименование параметра, характеристика и единица измерения	ЯМЗ-236НЕ
Тип двигателя	Четырехтактный, газодизель
Число и расположение цилиндров	6, V-образное, угол развала 90°
Порядок работы цилиндров	1-4-2-5-3-6
Рабочий объем, л	11,15
Степень сжатия	16,5
Номинальная мощность, кВт (л. с.)	169 (230)
Максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м)	882 (90)
Минимальный удельный расход топлива, г/кВт·ч (г/л.с.·ч)	206 (152)
Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$: номинальная; при максимальном крутящем моменте	 2100 1200-1400
Диаметр цилиндра, мм	130
Ход поршня, мм	140

Приложение В

РЕГУЛИРОВОЧНАЯ ТАБЛИЦА

ТНВД	604.5-10
Двигатель	ЯМЗ-236НЕ
Применяемость	-

1	Направление вращения	Правое
2	ГНП первой секции	4,5 ± 0,05
3	Последовательность подачи	1-4-2-5-3-6
4	Углы поворота к. вала	0 -45 -120 -165 -240 -285
5	Допуск по углам	± 30′
6	Модель распылителя	261-01
7	Модель форсунки	261-11
8	Давление начала впрыск.	(210+8) кгс/см^2
9	Параметры впр. Трубки	L=(415±3)мм, V=(1,25…1,35)см^3
10	Давление откр. Пер. клапана	(0,5…1,0) кгс/см^2

№ п/п	Регулировочные Параметры	мин$^{-1}$	Число ходов	Кол-во топ.,см^3	Приращение подачи	Неравн.	Прим.
1	Номинальная подача	1030±10	200	26,0-26,8	-	5	
2	Контроль подачи	850±10	200	-	0,4-1,2	-	
3	Максимальная подача	650±10	200	-	1,2-2,0	8	
4	Контроль подачи	650±10	200	27,2-28,8	$P_{возд}$=(0,5+0,2) кгс/см^2		
5	Контроль подачи	650±10	200	25,2-26,4	$P_{возд}$=(0,35 0,01) кгс/см^2		
6	Контроль подачи	650±10	200	23,0-24,2	$P_{возд}$=(0,2-0) кгс/см^2		
7	Пусковая подача	80±10	100	23,0	-	-	
8	Контроль подачи	250±10	200	10,0-18,0	-	-	
9	Контроль подачи	300±10	200	3,0-4,0	-	40	
10	Контроль подачи	315-350	200	0	-	-	
11	Начало выкл. подачи	(1065-1085) мин$^{-1}$					
12	Полное выкл. подачи	(1065-1085) + (50-100) мин$^{-1}$					

№ п/п	Параметры муфты опережения впрыскивания	мин$^{-1}$	Угол разворота, град.
1	Контроль угла разворота	980±10	2±0,5

Примечание: 1. Регулировку ТНВД по п.1,2,3,7,8,9,10,11,12 производить при отключенном подводе масла и воздуха к узлу корректора по наддуву.
2. При регулировке подачи топлива с корректором по наддуву давление масла на входе в корректор должно быть (2,75±0,25) кгс/см^2.

Приложение Г

Таблица Г1 – Соотношение единиц измерения дымности и концентрации сажи

Коэффициент ослабления, %	Коэффициент поглощения, $м^{-1}$	Массовая концентрация, $г/м^3$	Коэффициент ослабления, %	Коэффициент поглощения, $м^{-1}$	Массовая концентрация, $г/м^3$
10	0,25	0,033	30	0,83	0,133
11	0,27	0,038	31	0,86	0,138
12	0,30	0,042	32	0,90	0,144
13	0,32	0,047	33	0,93	0,150
14	0,35	0,052	34	0,97	0,156
15	0,38	0,057	35	1,00	0,162
16	0,41	0,062	36	1,04	0,168
17	0,43	0,066	37	1,07	0,174
18	0,46	0,071	38	1,11	0,181
19	0,49	0,076	39	1,15	0,187
20	0,52	0,081	40	1,19	0,193
21	0,55	0,086	41	1,23	0,199
22	0,58	0,091	42	1,27	0,206
23	0,61	0,096	43	1,31	0,213
24	0,64	0,101	44	1,35	0,220
25	0,67	0,106	45	1,39	0,227
26	0,70	0,111	46	1,43	0,234
27	0,73	0,117	47	1,48	0,241
28	0,76	0,122	48	1,52	0,248
29	0,80	0,127	49	1,57	0,256

Приложение Д

Таблица Д1 – Физические параметры отработавших газов при нормальных атмосферных условиях

Температура, Т, °С	Плотность, ρ, кг/м^3	Коэффициент динамической вязкости, $\mu \cdot 10^{-6}$,Па·с	Коэффициент кинематической вязкости, $\nu \cdot 10^{6}$, м^2/с
100	0,950	20,4	21,39
200	0,748	24,5	32,80
300	0,617	28,2	45,81
400	0,525	31,7	60,38
500	0,457	34,8	76,30
600	0,405	37,9	93,61
700	0,363	40,7	112,1

Приложение Е

УТВЕРЖДАЮ
Начальник ВУНЦ ВВС
«ВВА им. проф. Н.Е. Жуковского и
Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)
генерал-полковник
Г. Зибров

«10» апреля 2019 г.
М.П.

А К Т

проведения экспериментальных исследований системы топливоподачи газодизельного двигателя ЯМЗ-236НЕ на стенде, с 21.01.2019 по 05.04.2019.

Комиссия в составе: представителей ВУНЦ ВВС г. Воронеж - зам. Директора_____., начальника службы ТО _____., эксперта _____ и представителя ТГТУ – аспиранта Аль-Майди А.А.Х., установила:

1. Система топливоподачи двигателя ЯМЗ-236НЕ, работающего по газодизельному циклу на протяжении экспериментальных исследований находилась в исправном состоянии. Неисправностей и повреждений не обнаружено.

2. Концентрация токсичных компонентов составляет: без устройства очистки по саже – 0,41 г/кВт·ч, NO_x – 4,35 г/кВт·ч , CO – 3,75 г/кВт·ч, CH – 0,50 г/кВт·ч; с устройством очистки отработавших газов по саже – 0,077 г/кВт·ч, NO_x – 1,95г/кВт·ч , CO – 1,49 г/кВт·ч, CH – 0,26 г/кВт·ч;

3. Снижение расхода газового топлива 2%.

Председатель комиссии: полковник А.Белошицкий
(воинское звание, подпись, фамилия)

Члены комиссии: полковник Ю.Гусев
(воинское звание, подпись, фамилия)

полковник С.Лазарев
(воинское звание, подпись, фамилия)

полковник А.Козлов
(воинское звание, подпись, фамилия)

«10» апреля 2019 г.

Приложение Ж

УТВЕРЖДАЮ
Начальник ВУНЦ ВВС
«ВВА им. проф. Н.Е. Жуковского и
Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж)
генерал-полковник
Г. Зибров

«10» апреля 2019 г.
М.П.

П Р О Т О К О Л

экспериментальных исследований системы топливоподачи газодизельного двигателя ЯМЗ-236НЕ на стенде, с 21.01.2019 по 05.04.2019.

В результате испытаний получены следующие данные

Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	Расход воздуха, G_B, кг/ч	Расход газа, $G_Г$, кг/ч	Расход топлива, $G_Т$, кг/ч	Крутящий момент, M_e, Н·м	Мощность, N_e, кВт
1000	368	6,5	2,9	746	77
1300	541	11,2	4,3	880	117
1500	667	13,4	5,2	861	134
1700	842	14,7	6,3	813	142
1900	984	15,6	7,2	788	153
2100	1085	16,1	8,4	752	159

«10» апреля 2019 г.

Приложение И

Таблица И1 – Результаты испытаний

Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	Расход воздуха, G_B, кг/ч	Расход газа, $G_Г$, кг/ч	Расход ДТ, $G_Т$, кг/ч	Крутящий момент, M_e, Н·м	Мощность, N_e, кВт
1	2	3	4	5	6
при t=10°С					
1000	368	7,7	3,5	726	70
1300	541	12,2	5,0	858	111
1500	667	14,4	5,8	841	129
1700	842	15,7	6,9	792	136
1900	984	16,6	7,8	766	146
2100	1085	17,1	8,9	731	152
при t=15°С					
1000	368	7,2	3,2	730	72
1300	541	11,8	4,7	864	114
1500	667	14,1	5,5	845	131
1700	842	15,4	6,6	796	139
1900	984	16,3	7,3	772	150
2100	1085	16,6	8,7	736	157
t=20°С					
1000	368	6,7	3,1	734	77
1300	541	11,4	4,5	870	117
1500	667	13,7	5,3	850	134
1700	842	15,0	6,5	800	142
1900	984	15,9	7,4	776	153
2100	1085	16,3	8,5	740	159

Окончание таблицы И1

1	2	3	4	5	6
t=25°C					
1000	368	6,5	2,9	746	78
1300	541	11,2	4,3	880	118
1500	667	13,4	5,2	861	135
1700	842	14,7	6,3	813	141
1900	984	15,6	7,2	788	152
2100	1085	16,1	8,4	752	160
t=30°C					
1000	368	6,6	2,8	743	77
1300	541	11,1	4,3	878	117
1500	667	13,5	5,1	859	134
1700	842	14,6	6,2	811	142
1900	984	15,7	7,1	786	153
2100	1085	16,0	8,4	750	159

Приложение К

"УТВЕРЖДАЮ"
Директор ЗАО
агрофирма «Свобода»
Куликов А.Н.
" 15 " ноября 2018 г.

АКТ

о проведении эксплуатационных испытаний экспериментальной системы топливоподачи газодизельного двигателя, разработанного на кафедре «Теория механизмов и машин и детали машин» ТГТУ.

Эксплуатационные испытания проводились в ЗАО агрофирма «Свобода» с 30.04.2018 г. по 25.09.2018 г. Экспериментальная система топливоподачи газодизельного двигателя была установлена на автомобиль КАМАЗ 53212 и трактор К-701Р, которые работали по 8 часов в день при шестидневной рабочей неделе. Наработка трактора и автомобиля за время эксплуатационных испытаний составила в среднем 700 моточасов (20000 км). Через каждые 100 моточасов проводилась проверка герметичности системы.

Комиссия в составе: представителей ЗАО агрофирма «Свобода» - директора Куликова А.Н., гл. инженера Пчелинцева Н.С., гл. механика Макеева А.В. и представителя ТГТУ – аспиранта А.А.Х. Аль-Майди, установила:

1. Концентрация токсичных компонентов в отработавших газах дизелей составила: без устройства СО – 3,71 г/кВт·ч, СН – 0,46 г/кВт·ч, NO_x – 4,31 г/кВт·ч, сажи – 0,38 г/кВт·ч; с комбинированным устройством очистки СО–1,48 г/кВт·ч, СН – 0,25 г/кВт·ч, NO_x – 1,92 г/кВт·ч, сажи – 0,077 г/кВт·ч

2. Расход газового топлива снизился на 2,5%.

3. Рекомендовано при наработке свыше 500 моточасов проверить работу терморегулятора, при необходимости заменить.

Председатель комиссии:

МП

Директор_____Куликов А.Н.

Члены комиссии:
Гл. инженер _____ Пчелинцева Н.С
Гл. механик_____Макеева А.В.

Приложение Л

УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ ТАМБОВСКОЙ ОБЛАСТИ

Тамбовское областное государственное автономное профессиональное образовательное учреждение «Колледж техники и технологии наземного транспорта им. М.С.Солнцева» (ТОГАПОУ «Колледж техники и технологии наземного транспорта им. М.С.Солнцева»)

392000, г.Тамбов, ул. Советская, 193,
Тел. (4752) 53-37-67, 53-33-33
Факс (4752) 53-37-67, 53-33-33
E-mail: tambovpolitech@mail.ru
24.10.2019 г.№01-10/

"УТВЕРЖДАЮ"
Директор ТОГАПОУ «Колледж техники и технологии наземного транспорта им. М.С.Солнцева», к.п.н., Черняновская Т.Б.

"14"января 2019 г.

АКТ
о внедрении

В учебный процесс укрупненной группы специальностей 23.00.00 Техника и технологии наземного транспорта внедрены аналитические и экспериментальные результаты научно-исследовательской работы аспиранта ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет» **Аль-Майди Али Аббаса Хашима** на тему: «Совершенствование системы топливоподачи газодизельных двигателей мобильной техники в АПК» с целью обучения студентов по специальностям: 23.02.03 «Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта», 23.02.07 «Техническое обслуживание и ремонт двигателей, систем и агрегатов автомобилей», 23.02.05 «Эксплуатация транспортного электрооборудования и автоматики» по дисциплине «Устройство автомобилей», включены в курс лекций, а также в лабораторный практикум с 14.01.2019 г.

Председатель
предметно-цикловой комиссии — Д.А. Чернецов

Зам директора по
научно-методической работе — К.А. Шаронин

Приложение М

"УТВЕРЖДАЮ"
Ген. директор
ООО «АгроМашТамбов»
Дьяконов А.И.

" 17 " декабря 2018 г.

АКТ

о внедрении результатов исследований
диссертационной работы, полученных
Аль-Майди Али Аббасом Хашимом

Комиссия в составе: председатель – генерального директора Дьяконова А.И. и членов комиссии: составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы «совершенствование системы топливоподачи газодизельных двигателей мобильной техники в АПК» применяются в ООО «АгроМашТамбов» с 10.09.2018 г.:

1. Система топливоподачи двигателей ЯМЗ-238, работающих по газодизельному циклу.

2. Рекомендации по эксплуатации и обслуживанию системы топливоподачи газодизельного двигателя.

Использование указанных результатов позволяет: снизить количество вредных выбросов с отработавшими газами:

- CO – на 60%;
- CH – на 52%;
- NO_x – на 55,5%;
- сажи – на 78,6%);
- снизить расход газового топлива на 2,3%.

Председатель комиссии: МП

Ген Директор _____ Дьяконов А.И.

Члены комиссии:

1. _____ гл.бух. Абрамова Н.В.

2. _____ инстр. Алексеенцев Д.С.

Приложение Н

"УТВЕРЖДАЮ"
Директор ЗАО
агрофирма «Свобода»
Куликов А.Н.
" 14 " января 2019 г.

АКТ

о внедрении результатов исследований
диссертационной работы, полученных
Аль-Майди Али Аббасом Хашимом

Комиссия в составе: председатель Куликов А.Н., члены комиссии: Пчелинцева Н.С., Макеева А.В., составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы "Совершенствование системы топливоподачи газодизельных двигателей мобильной техники в АПК" применяются в ЗАО агрофирма «Свобода» с 26.11.2018 г.:

1. Система топливоподачи газодизельных двигателей с терморегуляцией топлив мобильной технике агропромышленного комплекса.

2. Рекомендации по техническому обслуживанию системы подачи топлива.

Использование указанных результатов позволяет: повысить топливную экономичность компримированного природного газа на 2,5 % и снизить количество вредных выбросов с отработавшими газами CO – на 60%, CH – на 45%, NO_x – на 55% и сажи – на 80%.

Председатель комиссии:

МП

Директор_____Куликов А.Н.

Члены комиссии:
Гл. инженер _____ Пчелинцева Н.С
Гл. механик_____Макеева А.В.

Приложение О

Т·Г·Т·У

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

ТАМБОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

392000, Тамбов, ул. Советская, 106, Телеграфный адрес: Тамбов, ТГТУ, телефон 721019, факс (4752)631813, E -mail: tstu@admin.tstu.ru ИНН 6831006362, ОКПО 02069289

_____№ _____

На № _____ от _____

"УТВЕРЖДАЮ"
Руководитель департамента образования ФГБОУ ВО «ТГТУ»
д.п.н., профессор
Молоткова Н.В.
"__" _____ 2019 г.

А К Т о внедрении

В учебный процесс кафедры «Агроинженерия» внедрены аналитические и экспериментальные результаты научно-исследовательской работы аспиранта ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет» Аль-Майди Али Аббаса Хашима на тему: «Совершенствование системы топливоподачи газодизельных двигателей мобильной техники в АПК» с целью обучения студентов по направлению 35.03.06 «Агроинженерия» профиль подготовки бакалавров «Технический сервис в агропромышленном комплексе» по дисциплине «Механизированные технологии, техническая эксплуатация, ремонт и проектирование сельскохозяйственной техники», включены в курс лекций, а также в лабораторный практикум с 03.09.2019 г.

Зав. кафедрой «Агроинженерия»
д.т.н., профессор — С.М. Ведищев

Начальник учебно-методического управления
ФГБОУ ВО «ТГТУ» — К.В. Брянкин