

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование кафедры)

13.04.03 Энергетическое машиностроение
(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления
(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему «Разработка методов химического регулирования рабочего
процесса дизельного двигателя»

Обучающийся

Д. В. Щеголев

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Научный
руководитель

к.т.н., доцент, Д. А. Павлов

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Тольятти 2023

Содержание

Введение.....	4
1 Состояние вопроса. Силовые установки и их параметры.....	8
1.1 Эффективность силовых установок.....	8
1.2 Состояние энергетического сектора	12
1.3 Перспективы альтернативных топлив силовых установок	13
1.4 Способы улучшения показателей двигателя путем добавки воды в рабочую смесь	16
2 Теоретические аспекты улучшения показателей двигателя способом добавки воды в впускную систему	23
2.1 Теоретические исследования парообразования воды в цилиндре дизельного двигателя.....	23
2.2 Теоретические исследования рабочего цикла дизельного двигателя при применении водной инжекции	29
2.3 Термическое разложение воды.....	42
3 Образование нормируемых токсических веществ при сгорании топлива в поршневых ДВС.....	45
3.1 Выбросы окиси углерода.....	45
3.2 Выбросы углеводородов.....	45
3.3 Образование и выбросы окислов азота.....	48
3.4 Образование и выбросы сажи.....	49
4 Экспериментальное исследование влияния добавки водяного пара в впускной коллектор.....	54
4.1 Термины и определения	54
4.2 Измерительное оборудование.....	55
4.3 Порядок проведения испытаний	57
4.5 Порядок обработки и анализа результатов испытаний.....	64
4.6 Результаты испытаний.....	65

Заключение.....	70
Список используемой литературы и используемых источников	72
Приложение А Протоколы испытаний двигателя ВАЗ-341.....	79

Введение

Поршневые двигатели внутреннего сгорания занимают значительную часть сектора силовых установок. Особенно применяются типы двигателей с внутренним подводом тепла, то есть дизельные. Они обеспечивают высокие экономические и мощностные параметры. Однако в реальных условиях отработавшие газы дизельных двигателей содержат значительное количество токсических веществ, наиболее опасное из которых сажа. Сажа, абсорбируя в себе оксиды азота, углеводороды, альдегиды, бензопирен, и т.д., негативно влияет на здоровье человека и экологию в целом. Особенно актуальна эта проблема в крупных городах, где на транспорт приходится до 30% выбросов токсических веществ. В связи с чем вводятся новые нормы по токсичности отработавших газов, такие как ЕВРО-4 и ЕВРО-5.

Объектом исследования является дизельный двигатель.

Предметом исследования являются процессы, обеспечивающие повышения эффективности и экономичности дизельного двигателя

Проблемой является высокое содержание токсических веществ в отработавших газах дизельных двигателей без систем нейтрализации, в особенности сажи.

Цель исследования улучшение экономических и экологических показателей дизельного двигателя ВАЗ-341, путем внедрения системы водной добавок в рабочую смесь.

В ходе работы решались следующие задачи:

- Обзор литературных источников и существующих систем впрыска воды,
- Анализ теоретических моделей влияния добавки воды в рабочую смесь,
- Определение параметров лабораторной установки,
- Лабораторный испытания двигателя ВАЗ-341 с системой водной добавки.

Добавка воды в цилиндры карбюраторного двигателя широко применялась в начале 20-ого века, в первую очередь для снижения детонации. Влияние воды на рабочий процесс дизельного двигателя изучено недостаточно. Однако можно предположить, что вода будет снижать температуру внутри цилиндра, вместе с тем пары будут совершать работу. Испаряясь на стенках впускных патрубков, вода будет способствовать их охлаждению, что увеличит плотность свежего заряда и может способствовать повышению мощности. Не достаточно изучены и вопросы токсичности при впрыске воды.

Не однозначны влияние добавки воды на ресурс двигателя. При высокой влажности в двигатель попадает значительное количество воды в виде насыщенного пара, что не сильно влияет на рабочий процесс. Для отслеживания изменений в работе двигателя необходимо добавлять 30-100% воды от количества углеводородного топлива. В таком случае вода будет в виде мелкодисперсной взвеси (тумана). Это может вызвать коррозию деталей двигателя.

Применяемые методы исследования включают в себя:

- Теоретический анализ, включает в себя изучение и анализ научных публикаций, стандартов, нормативных документов и других источников, связанных с исследуемой проблемой;
- Экспериментальные исследования, включают в себя проведение экспериментов, в том числе на моторном стенде, для получения данных, необходимых для формулирования и проверки гипотез и выведения закономерностей;
- Моделирование, включает в себя создание математических моделей рабочего процесса двигателя и их использование для анализа и прогнозирования поведения системы в различных условиях.

Научная новизна работы заключается в разработке методов, которые позволяют повысить экономические и экологические показатели дизельных двигателей путем использования водных добавок в рабочую смесь. Это

является новым подходом к оптимизации работы дизельных двигателей и может иметь большой потенциал для улучшения экономических и экологических показателей в транспортной и промышленной сферах.

Практическая значимость работы заключается в разработке технических методов, которые могут быть использованы для улучшения показателей работы дизельных двигателей в реальных условиях. Эти методы могут быть использованы в промышленности и транспорте для повышения эффективности и экономичности работы дизельных двигателей, а также для снижения вредных выбросов в окружающую среду. Таким образом, результаты работы имеют практическое значение для различных секторов экономики и могут быть использованы для создания более экономически и экологически эффективных систем энергетики и транспорта.

На защиту выносятся:

- Методика регулирования рабочего процесса дизельного двигателя добавкой воды в впускной тракт,
- Основные параметры конструкции системы водной инжекции в впускную систему двигателя,
- Экономические и экологические показатели двигателя ВАЗ-341 с системой водной инжекции.

Диссертация состоит из введения, разделов, заключения и приложения включающего основные результаты и выводы, списка литературы. Работа изложена на 71 страницах основного текста, иллюстрированного 23 рисунками, 11 таблицами, 54 источниками (в том числе 7 иностранных) и приложения.

В введении обоснована актуальность темы, ее научная новизна и дана общая характеристика работы, поставлены цель и задачи.

В первой главе «Состояние вопроса. Силовые установки и их параметры» приведен обзор литературных источников отечественных и зарубежных авторов, содержащих сведения о влиянии добавки воды на рабочий процесс двигателей. Рассмотрены способы добавки воды в рабочую

смесь. В результате предложен наиболее экономически целесообразный способ улучшения показателей дизельного двигателя.

В второй главе «Теоретические аспекты улучшения показателей двигателя способом добавки воды в впускную систему» проанализированы парообразование воды в цилиндре. Определены параметры двигателя ВАЗ-341 при добавке воды в впускную систему. Рассчитаны основные параметры лабораторной установки. Поставлены задачи экспериментальных исследований.

В третьей главе «Образование нормируемых токсических веществ при сгорании топлива в поршневых ДВС» перечислены основные токсичные вещества в отработавших газах, рассмотрены механизмы их образования и влияние параметров рабочего процесса на их количество.

В четвертой главе «Экспериментальное исследование влияния добавки насыщенного водяного пара в впускной коллектор» предложена методика испытаний двигателя с системой добавки воды. Приведен список оборудования и дано его описание. Представлена схема лабораторной установки. Представлены результаты испытаний двигателя с различными режимами добавки воды.

В заключении подведены итоги выполнения задач исследования, проведена оценка и практический вклад добавки воды в рабочую смесь дизельного двигателя методом впрыска в впускную систему.

1 Состояние вопроса. Силовые установки и их параметры

1.1 Эффективность силовых установок

Несмотря на длительную историю использования и высокую эффективность поршневых двигателей внутреннего сгорания, они по-прежнему остаются основным источником энергии для транспорта и стационарного применения в обозримой перспективе. За более чем сто лет развития эффективность ДВС заметно выросла, она еще не достигла своего совершенства. Новейшие цифровые системы моделирования позволяют более глубоко проанализировать рабочий процесс двигателя. Таким образом, несмотря на длительную применимость конструкции поршневых ДВС, перспективы их дальнейшей наукоемкой модернизации остаются высокими.

Проблема сохранности окружающей нас природы является крайне важной и актуальной, поскольку от ее успешного разрешения зависит будущее всех живых организмов на нашей планете. Данная проблема резко обострилась на рубеже XX-XXI веков, когда стремительное развитие промышленности и транспорта в сочетании с недостаточной эффективностью производственных процессов привело к загрязнению окружающей среды - загрязнению воздуха, водоемов и почв.

«В реальных условиях ОГ содержат также продукты неполного сгорания (оксид углерода, углеводороды, альдегиды, твердые частицы углерода, 15 перекисные соединения, водород и избыточный кислород), продукты термических реакций взаимодействия азота с кислородом (оксиды азота), неорганические соединения тех или иных веществ, присутствующих в топливе (сернистый ангидрид, соединения свинца и т. д.). Продукт полного сгорания CO₂ практически не вредное вещество для здоровья человека, но является активным участником в образовании парникового эффекта. Уменьшение эмиссии CO₂ в выпускных газах можно достичь, увеличив

коэффициент избытка воздуха, а также применив малоуглеродистое топливо»[5].

В отработавших газах, выделяемых двигателями внутреннего сгорания, наиболее опасными токсичными компонентами являются CO, CH и NOx. Для снижения уровня загрязнения окружающей среды отработавшими газами, вводятся новые нормативные документы и ужесточаются требования к экологической безопасности. Поэтому повышение эффективности энергетических установок и сокращение их вредного влияния на окружающую среду становятся ключевыми направлениями в развитии этой области.

С начала 70-х годов прошлого века эта задача приобрела социальный характер, требующий комплексного и нетривиального подхода, который не всегда экономически целесообразен. Однако, несмотря на это, снижение уровня выбросов отработавших газов остается актуальной и важной проблемой в современной энергетике и транспорте.

Решение этих задач, отраженных в приоритетных направлениях развития науки и техники РФ, критических технологиях РФ, «концепции развития горения и взрыва РАН, с учетом исчерпаемости природных запасов углеводородов, составляющих основу современных энергоносителей, представляет собой важную научную и техническую проблему энергоэффективности и энергобезопасности государств в целом, требующую разработки новых подходов в обеспечении топливными ресурсами»[17, 18, 19, 20].

Необходимо отметить, что по мнению многих зарубежных ученых и специалистов актуальность данной проблемы будет только возрастать со временем [51, 52, 53]. Это связано с уменьшением мировых запасов нефти и газа - основных источников топлива в настоящее время. Вопрос энергетической безопасности является особенно актуальным в условиях растущего спроса на энергию, нестабильности на мировом энергетическом рынке, изменения климата и угроз террористических актов и кибератак на энергетическую инфраструктуру.

В целях обеспечения энергетической безопасности страны необходимы долгосрочные стратегии и планирование развития энергетической отрасли, а также сотрудничество с другими странами в области энергетики и развития международных энергетических связей. Развитие энергетических установок на топливе на основе нефти имеет свои предельные теоретические и технические возможности, которые практически достигнуты с использованием все более сложных конструкторских решений. Для решения этой проблемы можно рассмотреть расширение применяемых топлива и добавок, используемых в энергетических установках, включая альтернативные углеводородные виды топлива. Среди них одним из первых и наиболее перспективных является водород, который обладает хорошими характеристиками и может быть эффективно использован в чистом виде.

Сокращение запасов нефти и нефтепродуктов приводит к поиску и разработке других энергоресурсов, которые позволят частично или полностью заменить традиционное нефтяное топливо. Для улучшения характеристик ДВС и экономии нефти возможно применение смесей традиционных топлив с добавками[3].

Также технический прогресс неизменно ведет к появлению дефицита мощностей. Несмотря на то, что в сфере энергетики постоянно появляются новые и более мощные агрегаты, к сожалению, они не всегда способны удовлетворить требования потребителя, которые с каждым годом становятся только выше. Помимо этого, качество энергоснабжения на сегодняшний день далеко не идеально и на электростанциях зачастую случаются поломки. Все это является предпосылками постоянного внедрения новых источников электропитания[7].

Таким образом, развитие альтернативных источников энергии, таких как водород, может стать важным направлением в улучшении эффективности и экологической безопасности энергетических установок. Это может потребовать новых технологий и инфраструктуры, но такое развитие может

привести к значительному снижению выбросов вредных веществ и уменьшению зависимости от нефтепродуктов.

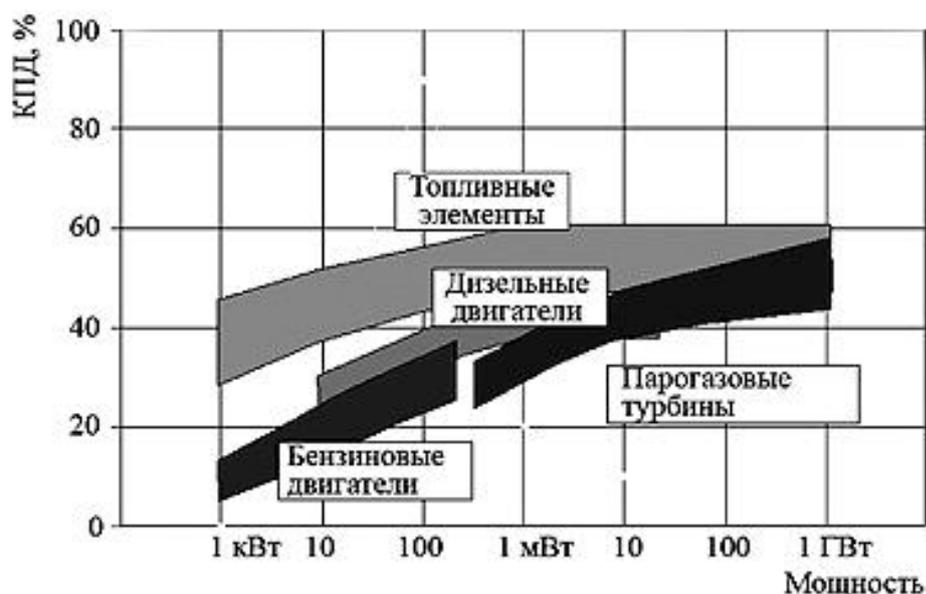


Рисунок 1 - Зависимость электрического КПД различных типов энергоустановок от их мощности.

КПД (коэффициент полезного действия) – это показатель, который характеризует эффективность работы установки и определяется как отношение выходной энергии к затраченной энергии. КПД является важным показателем как для малых, так и для больших силовых установок.

Малые силовые установки, например, стационарные дизель-генераторы, часто используются для создания временных источников электроэнергии в отдаленных местах или при кратковременных аварийных ситуациях. КПД таких установок может колебаться от 10% до 40%.

Большие силовые установки, например, турбины, используются для производства электрической энергии в крупных городах и промышленных зонах. КПД таких установок может достигать 30-60% в зависимости от типа используемых топлив и технологий (рисунок 1). Важным фактором, влияющим на КПД больших силовых установок, является эффективность использования тепловой энергии, выделяющейся при сгорании топлива.

Таким образом, на сегодняшний день не существуют однозначного способа улучшения показателей силовых установок, так как во многих областях достигнут максимально возможный эффект при данных материалах, топливах, и технологических ограничениях.

1.2 Состояние энергетического сектора

Рост энергетического сектора набирает свои темпы. Существует несколько факторов, которые способствуют этому росту. Прежде всего, рост населения и экономический рост в различных регионах мира приводят к увеличению потребления энергии. Это приводит к росту спроса (рисунок 2) на энергетические ресурсы, такие как нефть, газ, уголь, ядерное топливо и возобновляемые источники энергии. С другой стороны запасы нефти подходят к концу и переход на альтернативные виды топлив неизбежен

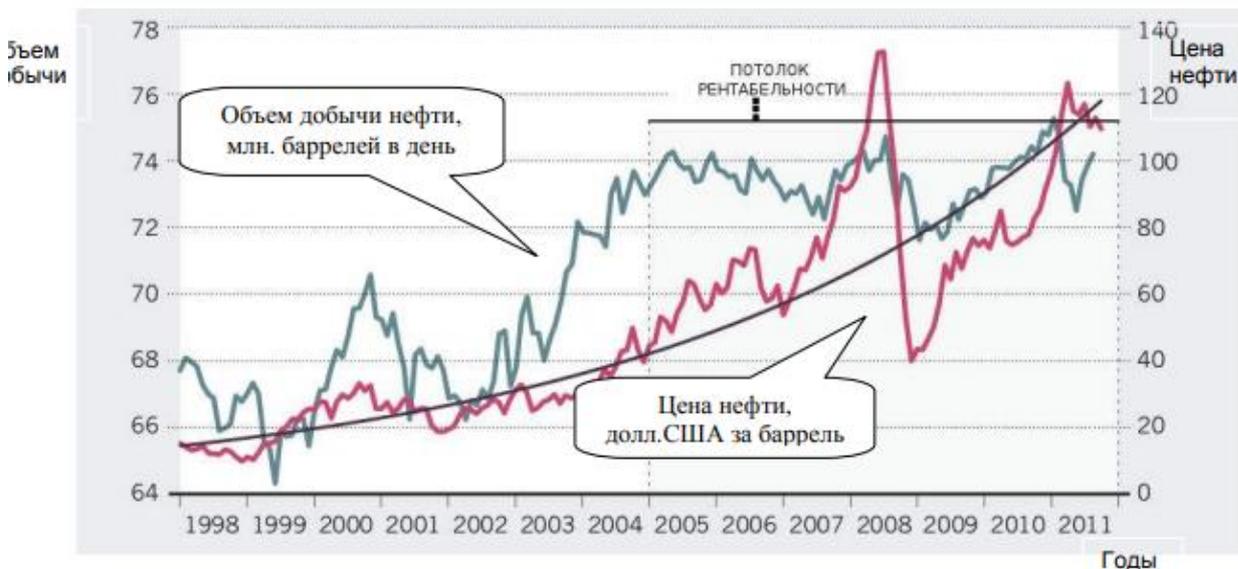


Рисунок 2 – Динамика мировой нефтедобычи и цены на нефть [55]

«В связи с колебаниями цен на нефть меняется и структура энергопотребления. В частности, в развитых странах Европы, в России, произошло замещение каменного угля природным газом (доля газа в

потреблении достигла 40 %). Доля атомной энергии возросла с 4 до 10 %. В балансе энергопотребления Австралии доля солнечной энергии занимает около 30 %. Тем не менее, в обозримой перспективе нефть по-прежнему будет оставаться основным источником топлива для питания двигателей внутреннего сгорания. Не смотря на то, что будет возрастать и доля альтернативных видов топлива (природный газ, водород, спирты, биотопливо и др.)»[6, 15].

На сегодняшний день альтернативные топлива не могут в полную меру заменить топлива на основе нефти. Причины этого в высокой цене, отсутствии спроса, не развитой инфраструктуре. Для развития требуются в первую очередь заинтересованность государства, требуется направить вектор развития на энергосберегающие технологии, так как их потенциал еще не раскрыт. Существуют новые, перспективные технологии производства биотоплив на основе бактерий и водорослей, требующие на порядок меньше площадей, чем классические культуры. Применение биотоплив в крупных городах может снизить количество выбросов.

1.3 Перспективы альтернативных топлив силовых установок

Водород применяется во многих отраслях промышленности и имеет потенциал стать важным источником энергии. Водород используется в промышленности для производства аммиака, метанола, водородной перекиси и других химических веществ. Он может использоваться для производства электроэнергии в топливных элементах, которые преобразуют химическую энергию водорода и кислорода в электрическую энергию. Также может быть использован в качестве самостоятельного топлива для двигателей внутреннего сгорания. Водород может быть использован для хранения энергии, полученной из возобновляемых источников, таких как солнечная и ветровая энергия, что позволит регулировать поставки электроэнергии и снизить зависимость от нестабильных источников энергии.

Большие перспективы имеет направление, в котором водород выступает как основное топливо, а также используется в качестве добавки или компонента в его составе [25]. Доказательством этому также служит тот факт, что такие развитые страны как Япония и Германия уже довольно давно и очень активно проводят исследования, внедряют новые разработки и выпускают научные труды по использованию водорода в двигателестроении. А в Соединенных Штатах Америки уже в 2006 году Департамент Энергетики одобрил и подписал план стратегического развития водородной энергетики «Дорожная карта по производственным исследованиям и разработкам для водородной экономики» [16].

Природные ресурсы углеводородного топлива имеют свойство истощаться. А требования к экологии постоянно ужесточаются. По этим причинам ученым и исследователям всего мира приходится постоянно прибегать к поиску новых, современных и доступных способов получения альтернативных видов топлива, а также эффективного их применения, в том числе и в двигателях.

Добавка водорода повышает топливную экономичность двигателя. По физико-химическим и моторным свойствам водород резко отличается от традиционных топлив. Поэтому предстоит еще значительная работа по организации рабочего процесса в многотопливных дизелях с применением водорода.

Использование водорода затруднено из-за его низкой плотности и высокой летучести (рисунок 3). Для сжатия газа до жидкого агрегатно состояния требуется около 700 атм, или температура минус 253 °С. Кроме того водород воспламеняется даже при объемной доле в пару процентов. Поэтому водород обычно производят на месте потребления.



Рисунок 3 – Зависимость концентрации атомов водорода от давления

Главной проблемой в применении водородного топлива являются затраты электричества на выделение чистого вещества. Эти затраты превышают количество энергии, получаемое от сжигания водорода. Так как водород сложно получить в больших количествах, то появляется необходимость в разработке и оснащении двигателя специальной установкой закрытого типа – электролизером, отвечающим за расщепление воды и позволяющим добыть водород. Но на практике такая установка сложна в изготовлении, а максимальный КПД электролизера достигает 50% [29]. К тому же стоимость чистого водорода на порядок больше обычного топлива, что в свою очередь сдерживает развитие водородной энергетики.

Для решения этих проблем и повышения безопасности хранения водорода разрабатываются различные технологии и материалы. Например, водород можно хранить в виде жидкого водорода или в виде композитных материалов, которые обладают высокой прочностью и низким весом. Также разрабатываются новые методы хранения, такие как хранение в виде металлических гидридов или наноструктурированных материалов. Кроме

того, важным направлением является разработка соответствующей инфраструктуры для хранения, транспортировки и использования водорода.

В последние годы наблюдается значительный рост интереса к газообразному топливу. Их доля в мировом энергетическом балансе скоро превысит 21% от общего объема произведенной энергии. Это связано с тем, что независимо от типа газа и применяемой технологии сжигания они позволяют значительно снизить токсичные выбросы. С другой стороны, очень высокая доступность (залежи природного газа, сланцевого газа, способность получать биометан из органических веществ, синтез-газ и угольный газ в промышленных процессах) и низкая цена приводят к тому, что в ближайшие годы газообразное топливо будет значительно увеличиваться, диверсифицировать все энергетические отрасли [38].

Альтернативные топлива являются перспективным направлением развития. Наиболее распространенными являются этанол, метанол, метан. Топлива из возобновляемых источников более экологичны как при производстве, так и при сгорании. Они так же повышают энергетическую безопасность страны. Существуют и значительные минусы применения альтернативных топлив. В случае с биодизелем это недостаточная морозостойкость, этанол и метанол имеют меньшую теплотворную способность и корродируют детали. Цены на биотопливо превосходят цены на традиционное топливо. Таким образом топлива на основе нефти пока остаются главным источником энергии. Их экономное использование это приоритетная задача, решить которую можно в том числе и с помощью добавки воды.

1.4 Способы улучшение показателей двигателя путем добавки воды в рабочую смесь

Отказ от традиционных топлив пока не возможен. Совершенствование двигателей позволит дать больше времени на разработку и переход на новые, более совершенные источники энергии . «За более чем вековую историю

общий КПД лучших бензиновых двигателей (с искровым принудительным зажиганием) не превысил 25...30 %. КПД лучших дизельных моторов, даже в их самых экономичных массогабаритных вариантах, не превышает 40...45 %. КПД малых дизелей ниже на 10...15 %»[35].

Одним из способов повышения топливной эффективности двигателей внутреннего сгорания является добавление воды к углеводородным топливам. Эта идея давно известна и имеет большой потенциал. Ее привлекательность заключается в том, что масштабы необходимых производственных мощностей невелики – добавка воды в двигатель легко реализуема, а запасы воды на Земле существенно превышают запасы углеводородного топлива. Согласно отчету [20], объем водного ресурса на планете составляет около 1,4...1,5 миллиарда кубических километров, что гораздо больше, чем запасы углеводородных ископаемых. Использованная вода, в свою очередь, возвращается в гидросферу очищенной, что делает этот метод более экологически чистым и перспективным в долгосрочной перспективе.

Вода не является горючим веществом, поэтому она не может заменить углеводородное топливо, которое используется в ДВС для нагревания свежего заряда. Однако, «...вода позволяет уменьшить теплонапряженность двигателей, повысить надежность и эффективность их работы, экономить топливо, увеличить детонационную стойкость низкооктановых бензинов, снизить концентрацию окислов азота и углерода в отработавших газах. Вода может быть использована для охлаждения топливно-воздушного заряда при создании двигателей с наддувом, а также при работе двигателей в высокогорных условиях. Наконец, она дает возможность использовать водорастворимые антидетонаторы» [21].

На сегодняшний день существует несколько способов добавления воды к углеводородному топливу:

- Однорежимная. В этом случае вода добавляется в топливную систему в фиксированном количестве, независимо от нагрузки на двигатель и других параметров его работы;

- Изменяемая. Этот метод предполагает подачу воды в определенной пропорции к топливу, которая может быть изменена в зависимости от режима работы двигателя;
- Изменяемая по режиму двигателя. В этом случае количество воды, добавляемой в топливную смесь, регулируется в зависимости от нагрузки на двигатель и других параметров его работы;
- Водотопливные эмульсии. В этом случае вода и топливо смешиваются в определенной пропорции, создавая эмульсию, которая затем подается в двигатель.

«Водотопливные эмульсии представляют собой смеси воды и топлива, которые по своим физико-химическим свойствам метастабильны и могут сохраняться в таком состоянии благодаря присутствию эмульгатора»[11]. Однако выбор подходящего эмульгатора является сложным техническим заданием. По существу, основные физико-химические свойства водотопливных эмульсий почти не отличаются от основного углеводородного топлива, при этом они даже незначительно превосходят основное топливо по антидетонационным свойствам.

Водотопливные эмульсии имеют ряд недостатков на практике, из за чего они широко не распространились. Создание эффективного эмульгатора – наиболее важная из них. Он должен обеспечивать стабильность эмульсии, в том числе и при низких температурах, не изнашивать поверхности трущихся деталей топливной аппаратуры, не препятствовать отчистки топлива в фильтрах. Необходимо более внимательное техническое обслуживание и квалификация персонала. Поэтому на серийных силовых установках они не получили применение.

Одним из легко реализуемых на практике способов добавки воды является инжекция в впускной патрубок. Кроме того, впрыск воды во впускной коллектор позволяет легко контролировать количество подаваемой воды и точность ее распределения между цилиндрами двигателя. Это, в свою очередь, повышает эффективность сгорания топлива, уменьшает температуру

газов на выходе из цилиндра и снижает содержание вредных выбросов. Однако, такой способ требует наличия дополнительного водяного бака и системы насосов для подачи воды в двигатель.

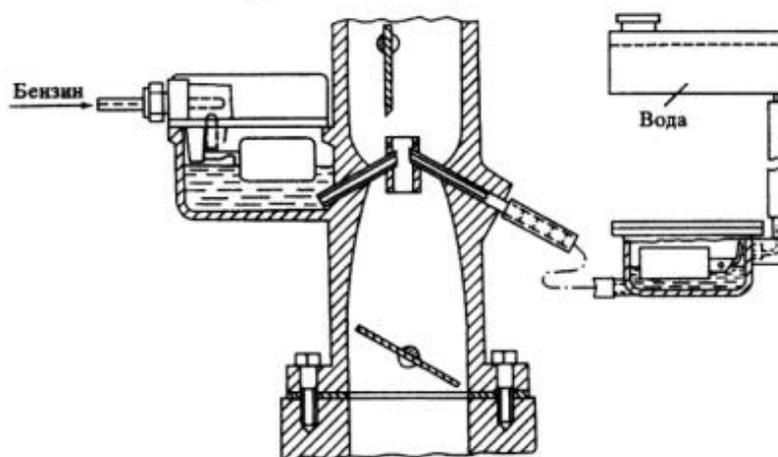


Рисунок 4 – Подача воды в диффузор карбюратора [88]

По мнению ряда авторов [8, 23, 44], «в настоящее время механизм действия воды на процесс сгорания в двигателе изучен далеко не полностью. Однако, вне зависимости от способа добавления воды к топливу (впрыск в цилиндры или впускную систему, применение в виде водотопливной эмульсии), отмечается снижение содержания NO_x на 8...10% на каждые 10% добавляемой воды и значительный антидетонационный эффект.

Антидетонационный эффект от добавления воды к топливу складывается, по меньшей мере, из трех факторов:

- охлаждения заряда рабочей смеси,
- охлаждения деталей камеры сгорания,
- действия водяного пара как инертной среды, регулирующей процесс сгорания»[30].

В начале 20-ого века не производилось достаточное количество высокооктанового бензина. В сельхоз технике применялся керосин, а степень сжатия была около 4 единиц. Основные работы производились летом, когда

проблема детонации стояла наиболее остро. Применение водного карбюратора, схематичное изображение которого изображено на рисунке 4, позволяло увеличить мощность двигателя, без потери в ресурсе. На практике добавка даже небольшого количества воды позволяло снизить октановое число топлива на 5-10 единиц.

В 40-ые годы 20-ого века впрыск воды широко использовался в военной авиации, для повышения мощности на взлете. В ходе экспериментов было выяснено, что проявляются и другие положительные эффекты, такие как, отчистка камеры сгорания, улучшение теплового КПД двигателя. Благодаря этим исследованиям, сегодня мы знаем «Водная инжекция может препятствовать появлению детонации и работает в трех направлениях. Во-первых, когда вода впрыснута в систему впускного коллектора до крышки цилиндра, небольшие капельки поглощают тепло из воздуха. Охлаждённый воздух имеет большую плотность, тем самым увеличивая количество кислорода, которое попадает в цилиндр. Вода имеет высокую теплоёмкость (может поглотить много энергии при незначительном повышении температуры). Затем, небольшие капли испаряются в цилиндре и охлаждают его, при этом, полученный пар увеличивает давление в цилиндре. Это действует как анти-детонант и также очищает полости камеры сгорания от нагара, таким образом, устраняются нежелательные горячие точки»[26].

Применительно к дизельным двигателям отмечается, «что эмульсия дизтоплива с водой характеризуется сниженным цетановым числом и увеличенным периодом задержки воспламенения.

Однако микровзрывы водяных капель и воздействие воды на сгорание приводит к:

- интенсификации тепловыделения,
- сокращению продолжительности сгорания,
- снижению расхода топлива на 2-6%.

Благодаря воздействию паровой фазы на газификацию углерода (сажи) снижается дымность отработавших газов. Вместе с тем, отмечается

повышение содержания углеводов в отработавших газах под влиянием воды»[39].

Для эффективной работы всей системы необходимо учитывать множество параметров, важнейшие из которых температуры двигателя, окружающего воздуха, расход воздуха двигателем. До 80-90х годов это было трудно осуществимо в гражданском секторе силовых установок. Соответственно добавка воды могла быть либо не регулируемой, либо с помощью карбюратора. Не регулируемая добавка могла привести к гидроудару, а характеристики карбюратора сложно сделать стабильными в реальных условиях при использовании воды. С развитием микропроцессоров и систем управления двигателем, внедрение водной инжекции упростилось. Чаще она устанавливается на спортивную технику и сочетается другими добавками. Одна из таких систем, оснащенная электронным блоком управления, представлена на рисунке 5. Известны случаи применения в таком типе гонок как ралли, что в последствии было запрещено по регламенту.



Рисунок 5 – Система впрыска воды компании АЕМ

Впрыск воды или водная инжекция – это технология которая остается востребована и сейчас. Она так же имеет потенциал развития – вода может быть растворителем антидетонационных добавок, или даже

кислородосодержащих веществ, с помощью чего можно будет существенно улучшить экономические и экологические параметры двигателей. Выгодно применять добавку воды в двигатель с наддувом, так как можно избавиться от радиатора охлаждения воздуха. Технология может найти свое применение и в стационарных двигателях, где нет проблем с доступом к воде. Одним из плюсов впрыска воды является технологичность и возможность дооснащения существующих силовых установок. Такой модуль может быть расположен под капотом практически любого автомобиля. Таким образом может быть достигнута значительная экономическая выгода.

Вывод по разделу

Малые силовые установки остаются востребованными, несмотря на их невысокий КПД. Ограниченность запасов нефти делает переход на альтернативные топлива неизбежным. Однако этот переход будет эволюционным, а не революционным. Предложена концепция водных добавок в впускную систему дизельного двигателя, позволяющая улучшить рабочий процесс.

2 Теоретические аспекты улучшения показателей двигателя способом добавки воды в впускную систему

2.1 Теоретические исследования парообразования воды в цилиндре дизельного двигателя

Вода, добавляемая при водной инжекции в цилиндр двигателя, испаряется. Испарение - это превращение капель жидкости в пар, происходящее только на их поверхности. Кипение - превращение жидкости в пар по всему объему - происходит при определенной температуре и давлении.

Количество теплоты, необходимой для парообразования воды, можно определить по формуле:

$$Q = Q_1 + Q_2, \quad (1)$$

где Q_1 – теплота, затраченная на нагрев воды до температуры кипения,

Дж;

Q_2 – теплота парообразования, Дж.

Обратимся к литературе [9, 10, 12]: «Явная теплота парообразования - это количество теплоты, которое необходимо подать веществу, чтобы превратить его из жидкого состояния в паровое при постоянной температуре. Явная теплота парообразования зависит от вида вещества и его температуры. Скрытая теплота парообразования (конденсации) - это количество теплоты, которое выделяется при переходе вещества из парового состояния в жидкое состояние при постоянной температуре. Скрытая теплота парообразования также зависит от вида вещества и его температуры. Скрытая теплота парообразования равна явной теплоте конденсации, то есть тому количеству тепла, которое необходимо отнять у вещества, чтобы превратить его из парового состояния в жидкое при постоянной температуре. Обычно, скрытая теплота парообразования больше явной теплоты парообразования, так как на

испарение уходит больше теплоты, чем на конденсацию. При изменении давления температура насыщения растёт, а скрытая теплота парообразования уменьшается»[13].

Удельная скрытая теплота парообразования указывает на количество энергии, которое необходимо поглотить или отдать одной единице жидкости, чтобы перейти из жидкого состояния в парообразное или наоборот. Значение скрытой теплоты парообразования различается для разных жидкостей и сильно зависит от давления. Обычно, при повышении давления, температура насыщения жидкости возрастает, а скрытая теплота парообразования уменьшается.

Схематично процесс парообразования воды представлен на рисунке 6.

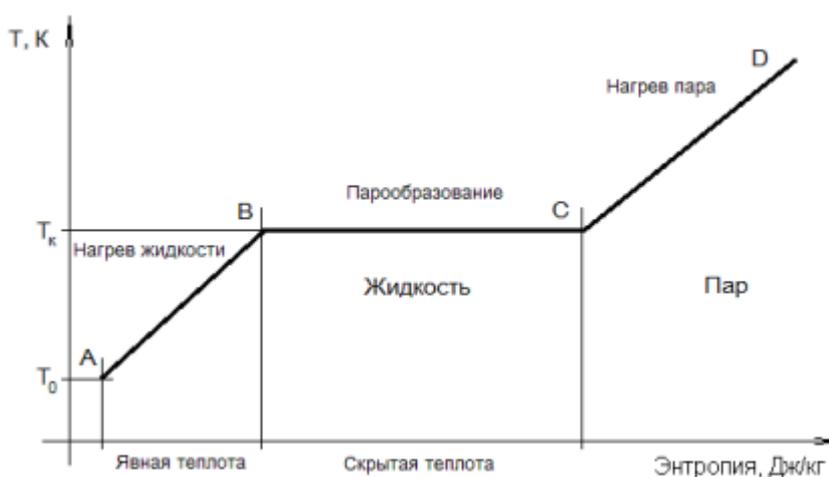


Рисунок 6 – Диаграмма процесса парообразования воды

На участке A-B жидкость нагревается линейно, так как теплоемкость изменяется не значительно. В точке В температура перестает повышаться, подводимая энергия тратится на испарение, поэтому эта теплота называется скрытой. В точке С все вещество перешло в газообразное состояние, подводимая энергия тратится на повышение температуры пара.

Теплота нагрева воды определяется по формуле:

$$Q_1 = m \cdot c \cdot (T_k - T_0), \quad (2)$$

где c – удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·К);

m – масса воды, кг;

T_k – температура кипения воды при определенном давлении, К;

T_0 – начальная температура воды, К.

Теплоемкость воды не одинакова при разной температуре (таблица 1).

Таблица 1 – Удельная теплоемкость воды

Температура,	Агрегатное состояние	Удельная теплоемкость воды, кДж/(кг · К)
-60	лед	1,64
-20	лед	2,01
-10	лед	2,22
0	лед	2,11
10	чистая вода	4,218
20	чистая вода	4,192
40	чистая вода	4,178
60	чистая вода	4,184
80	чистая вода	4,196
100	чистая вода	4,216

Теплоёмкость воды не является постоянной величиной (Рисунок 7), но изменение её значения при изменении температуры не очень большое. Поэтому в большинстве случаев можно считать теплоёмкость воды постоянной величиной в заданном диапазоне температур. При расчете рабочего цикла двигателя принято указывать теплоемкость воды как 1 ккал/(кг·К).

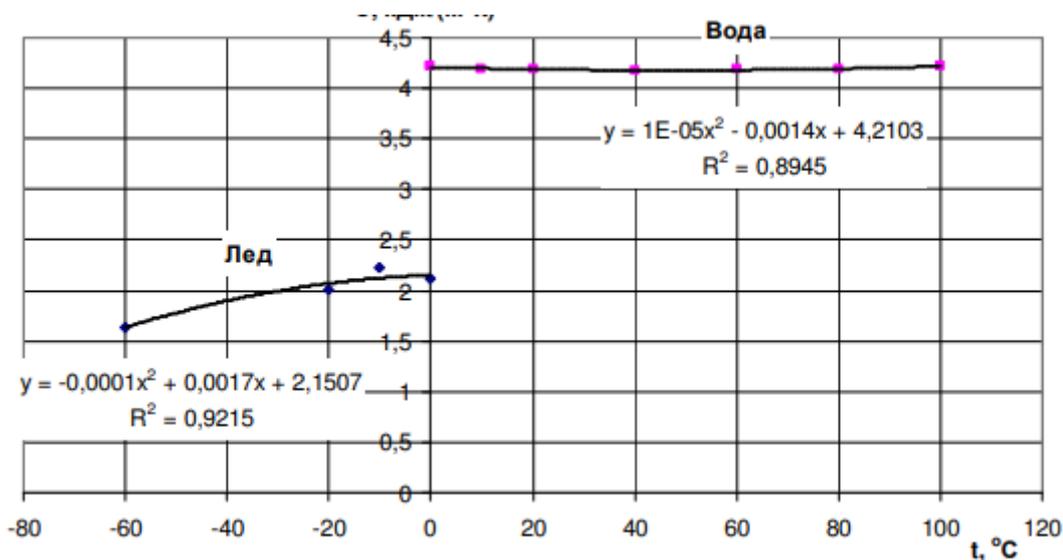


Рисунок 7 – Удельная теплоемкость воды

При образовании пара затрачивается отличное количество энергии от теплоемкости. Рассчитать удельную теплоту парообразования можно по формуле:

$$Q_1 = L \cdot m, \quad (3)$$

где L – удельная теплота парообразования, Дж/кг;

m – масса воды, кг.

Удельная теплота парообразования воды - это количество теплоты, необходимое для перевода единицы массы воды из жидкого состояния при температуре кипения в газообразное состояние при той же температуре. Эта физическая величина обычно обозначается символом L и измеряется в джоулях на килограмм (Дж/кг) или в килокалориях на килограмм (ккал/кг). Удельная теплота парообразования (конденсации) может также быть вычислена по формуле:

$$L = \frac{Q}{m}. \quad (4)$$

Значение удельной теплоты парообразования воды при атмосферном давлении и температуре кипения 100°C составляет около 2257 кДж/кг или 540 ккал/кг. Это означает, что для перевода 1 килограмма воды при температуре кипения в газообразное состояние при той же температуре необходимо сообщить ему 2257 кДж теплоты. Значение удельной теплоты парообразования воды может изменяться в зависимости от давления и температуры. Например, при уменьшении давления удельная теплота парообразования воды увеличивается, а при увеличении давления - уменьшается. Также удельная теплота парообразования может изменяться в зависимости от примесей, растворённых в воде, и других факторов.

Основным вопросом при расчете системы водной инжекции является оптимальное количество цикловой подачи, относительно углеводородного топлива. Очевидно, что вся вода должна перейти в газообразную фазу. В цилиндре двигателя температура значительно превышает 647 К, а давление обычно ниже 22 Мпа. Это значит что вода может находиться только в форме пара. Однако для испарения воды нужно время. Можно сделать вывод, что количество воды будет зависеть от дисперсности жидкой фазы, скорость вращения двигателя, цикловой подачи топлива, фаз газораспределения.

Температура насыщенного водяного пара и удельная теплота парообразования зависят от давления [27, 37]. Эти зависимости описываются законами физики, которые были экспериментально установлены. Зависимость температуры насыщенного водяного пара от давления описывается законом Клапейрона. Из него следует, что при изменении давления и температуры насыщенного пара отношение давления к температуре должно оставаться постоянным. Однако удельная теплота парообразования снижается с ростом давления, а значит, на практике, и с ростом температуры. Данные зависимости изображены на рисунках 8 и 9. В дизельном двигателе мы имеем дело с давлениями от $0,1$ атм до 150 атм, при таких значениях теплота парообразования отличается более чем в 2 раза.

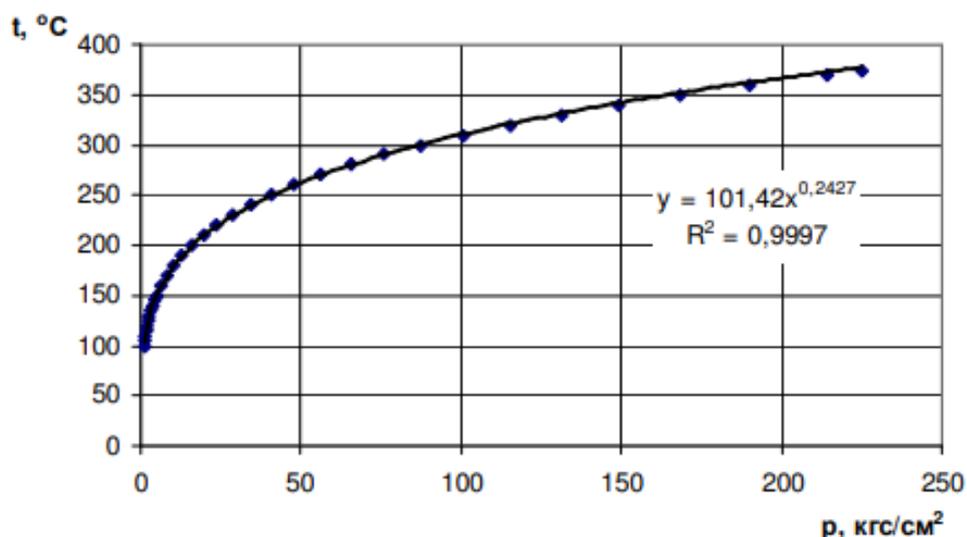


Рисунок 8 – Зависимость температуры насыщенного водяного пара от величины абсолютного давления при температуре свыше 100 °С и абсолютном давлении более 1,0 кгс/см²

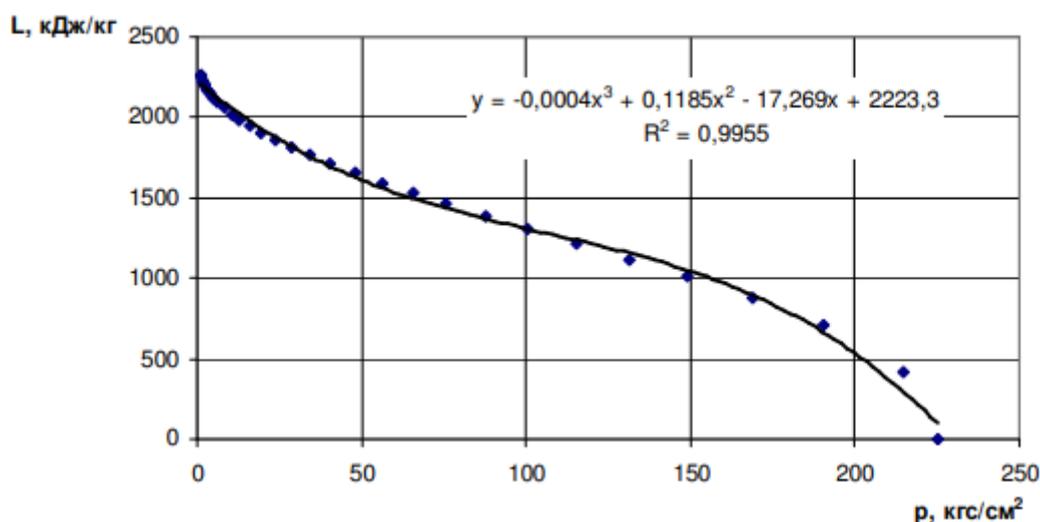


Рисунок 9 – График необходимой теплоты парообразования воды в зависимости от давления.

Подведя итог, мы можем определить максимальное количество воды на номинальном режиме работы двигателя, рассчитать необходимую дисперсность воды для подачи, а значит и параметры системы инжекции. Однако оценить влияние воды на рабочий процесс конкретного двигателя в динамике достаточно сложно. В этом случае применим экспериментальный способ исследования.

2.2 Теоретические исследования рабочего цикла дизельного двигателя при применении водной инъекции

Двигатель - это механизм преобразующий какой-либо вид энергии в механическое движение. Двигатели внутреннего сгорания являются первичными двигателями, то есть преобразующими энергию химических связей в физическую работу. Существуют несколько теоретических термодинамических циклов. Дизельный цикл характеризуется сгоранием при изменении объема (изобарный процесс). Цикл Отто, применимый к бензиновым двигателям, характеризуется сгоранием при неподвижном поршне (изохорный процесс). В реальности же дизельный двигатель работает по циклу Сабатэ – Тринклера. Сгорание в нем происходит сначала по изохоре, а потом по изобаре, подвод тепла является смешанным. В дизельном двигателе ВАЗ-341 топливо впрыскивается форсункой в небольшой объем в камере сгорания, называемый форкамерой.

Термодинамический цикл Карно - это идеальный термодинамический цикл, предложенный французским инженером Николасом Леонардом Сади Карно в 1824 году. Этот цикл состоит из двух изотермических и двух адиабатических процессов, которые происходят в реверсивном порядке. Цикл Карно рассматривается как идеальный цикл, так как он не учитывает потери энергии на трение и теплоотдачу. В случае теплового двигателя, теплота поступает в двигатель на первом изотермическом процессе, он расширяется адиабатически, отдавая работу на нагрузку, и охлаждается на втором изотермическом процессе, затем сжимается адиабатически обратно до начального состояния. Эффективность тепловой машины по этому циклу можно определить по формуле:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \quad (5)$$

где Q_1 – количество теплоты, подведенное к рабочему телу от постороннего источника (нагревателя);

Q_2 – количество теплоты, отведенное от рабочего тела к холодному источнику (холодильнику);

T_1 – температура нагревателя;

T_2 – температура холодильника.

«Для оценки экономичности работы двигателя в целом используется эффективный КПД, представляющий собой отношение теплоты, эквивалентной эффективной работе (снятой с коленчатого вала двигателя), ко всей теплоте, введенной в двигатель с топливом. Эффективный КПД учитывает как тепловые, так и механические потери в двигателе. Эффективный КПД, аналогично индикаторному КПД, определяется по формуле»[17]:

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q} = \frac{3600 \cdot N_e}{G_m \cdot H_u} = \frac{3600}{g_e \cdot H_u}, \quad (6)$$

где Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, МДж;

Q – теплота, введенная в двигатель с топливом, МДж;

N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;

G_m – часовой расход топлива, кг/ч;

g_e – удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч).

Для экспериментальных исследований был выбран двигатель ВАЗ-341. Для теоретического расчета необходимо определить его исходные данные. Параметры двигателя указаны в таблице 2.

Таблица 2 – Исходные данные для расчета двигателя

Показатель	Значение
Марка двигателя	ВАЗ-341
Эффективная мощность, кВт	39 (53л.с.) при 4800об/мин
Крутящий момент, Нм	96
Номинальная частота вращения коленчатого вала (n), мин	4800
Диаметр цилиндров/ход поршня, мм	76/80
Число цилиндров (i), шт	4
Рабочий объем цилиндров, л	1.452
Степень сжатия	23

«Средний элементарный состав дизельного топлива:

$C = 0,870$, $H = 0,126$, $O = 0,004$, а так же следы серы и прочее.

При тепловом расчете двигателей внутреннего сгорания следует пользоваться низшей теплотой сгорания топлива. Между низшей и высшей теплотой сгорания топлива существует следующая связь:

$$H_u = H_0 - 2,512 \cdot W, \quad (7)$$

где H_0 – высшая теплота сгорания топлива, МДж/кг;

W – масса водяных паров в продуктах сгорания, кг;

2,512 – принимаемое при технических расчетах среднее значение удельной теплоты парообразования воды, МДж/кг»[35, 41].

Общепринятой практикой является поддержание избытка воздуха в диапазоне от 1,2 до 1,5. Слишком большой избыток воздуха может привести к ухудшению экономичности и мощности двигателя. Это происходит потому, что с увеличением избытка воздуха, температура газов в цилиндре снижается, что может привести к неполному сгоранию топлива, уменьшению давления в цилиндре и снижению мощности двигателя. Кроме того, при слишком большом избытке воздуха может увеличиваться количество кислорода в выхлопных газах, что может привести к образованию окислов азота (NO_x), которые являются вредными веществами для окружающей среды и здоровья человека. С другой стороны, слишком малый избыток воздуха может

приводить к повышению температуры газов в цилиндре, что может привести к повреждению деталей двигателя и увеличению выбросов вредных веществ в выхлопных газах. Примем значение $\alpha = 1,4$.

Продуктами стехиометрического горения являются вода, углекислый газ, кислород и азот. В дизеле такое горение происходит при значительном избытке воздуха в смеси. Изменение количества рабочего тела при сгорании топлива определяется как разность между молями свежего заряда и молями продуктов сгорания.

Результаты расчета представим в таблице 3.

Таблица 3 – Результаты расчета параметров рабочего тела

Параметры	Значение, $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг топлива}}$
Количество свежего заряда (M1)	0,7000
Количество CO ₂	0,0725
Количество H ₂ O	0,0630
Количество O ₂	0,0416
Количество N ₂	0,5544
Количество продуктов полного сгорания (M2)	0,7315
Изменение количества рабочего тела (ΔM)	0,0315

Литературные источники отмечают, «что для дизельного топлива количество молей продуктов сгорания всегда больше, чем количество молей свежего заряда (горючей смеси). Приращение объема продуктов сгорания ΔM происходит вследствие увеличения суммарного количества молекул в результате цепных химических реакций распада молекул топлива и образования новых молекул. Рост числа молей продуктов сгорания способствует увеличению объема продуктов сгорания и, как следствие, способствует некоторому возрастанию полезной работы газов при их расширении»[31, 43].

Идеальные термодинамические циклы не всегда соответствуют реальным процессам, особенно на переходных режимах или в крайних точках. Поэтому вводятся различные коэффициенты и учитываются различные факторы. «Замкнутые теоретические циклы, в отличие от действительных процессов, происходящих в двигателе, осуществляются с учетом следующих допущений:

- преобразование теплоты в механическую энергию осуществляется в замкнутом объеме и тем же несменяемым количеством рабочего тела;
- состав и теплоемкость рабочего тела остаются неизменными;
- подвод теплоты производится от постороннего источника только при постоянном объеме и постоянном давлении;
- процессы сжатия и расширения протекают адиабатически, без теплообмена с окружающей средой, с постоянными показателями адиабат;
- отсутствуют какие-либо потери теплоты на трение, излучение и т.п.

Термодинамический цикл двигателя характеризуется двумя основными показателями: теплоиспользованием (термический коэффициент полезного действия) и работоспособностью (удельная работа цикла). Термический коэффициент полезного действия – отношение количества теплоты, превращенной в полезную механическую работу, к общему количеству теплоты, подведенной к рабочему телу»[42]. Формула для расчета:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (8)$$

«где Q_1 – количество теплоты, подведенное к рабочему телу от постороннего источника;

Q_2 – количество теплоты, отведенное от рабочего тела к холодному источнику;

В процессе впуска осуществляется наполнение цилиндра двигателя внутреннего сгорания свежим зарядом. Таблица 4.

Параметры окружающей среды и остаточных газов:

- атмосферное давление и температура: $p_0 = 0,1$ МПа, $T_0 = 293$ К,
- давление для дизельного двигателя ВАЗ-341: $p_k = p_0 = 0,1$ МПа;
- температура для дизельного двигателя ВАЗ-341: $T_k = T_0 = 293$ К;
- температур остаточных газов: $T_r = 750$ К;
- давление остаточных газов: $p_r = 0,105$ Мпа;
- подогрев свежего заряда принимаем $\Delta T = 20$ °С»[15, 23].

Таблица 4 – Результаты расчета параметров процесса впуска

Параметры	Значение
Температура остаточных газов (T_r), К	750
Давление остаточных газов (p_r), МПа	0,105
Температура подогрева свежего заряда (ΔT), °С	20
Плотность заряда на впуске (ρ_k), $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	1,189
Потери давления на впуске (Δp_a), МПа	0,008
Давление в конце впуска (p_a), МПа	0,092
Коэффициент остаточных газов (γ)	0,021
Температура в конце впуска (T_a), К	322
Коэффициент наполнения (η_V)	0,855

«Процесс сжатия – сложный термодинамический процесс. Теоретически, при отсутствии теплообмена между газами, днищем поршня, стенками цилиндра и камеры сгорания этот процесс можно было бы рассматривать как адиабатный. Однако, в начале процесса сжатия, при относительно невысокой температуре свежего заряда, имеет место подвод теплоты от нагретых поверхностей цилиндра двигателя к рабочему телу. По мере развития процесса сжатия (движении поршня к ВМТ) и увеличения температуры рабочего тела интенсивность подвода теплоты к рабочему телу ослабевает, наступает квазиадиабатическое равновесие. Во второй половине процесса сжатия, когда температура рабочего тела превышает температуры стенок цилиндра, тепловой поток идет в обратном направлении»[41].

Политропа - это термодинамический процесс, который описывает изменение состояния газа в системе, в которой происходят работа и теплообмен. В частности, политропа сжатия описывает процесс сжатия рабочей смеси в цилиндре дизельного двигателя. Коэффициент политропы зависит от многих факторов, таких как температура рабочей смеси, скорость сжатия, состав топлива и др. В дизельном двигателе значение коэффициента политропы обычно находится в диапазоне от 1,2 до 1,4. Согласно рекомендациям [40, 36, 49], при $\epsilon = 23$ и $T_a = 322$ К принимаем $n_1 = k_1 = 1,371$.

Расчитаем давление и температуру в конце сжатия по формулам:

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^n, \quad (9)$$

$$T_c = T \cdot \epsilon^{n-1}. \quad (10)$$

Предполагается, что оптимальное количество воды, подаваемой в цилиндры, относительно топлива около 30-40%, что в данном случае составляет 3 мг/цикл.

Для расчета влияния воды введем коэффициент, учитывающий ее количество в заряде, по формуле:

$$\gamma_{H_2O} = \frac{m_{H_2O} \cdot i}{\rho_k \cdot V_h}, \quad (11)$$

где m_{H_2O} – масса цикловой подачи воды, мг/цикл;

i – число цилиндров в двигателе;

ρ_k – плотность свежего заряда, мг/л;

V_h – рабочий объем цилиндров двигателя, л.

Результаты расчетов сведем в таблицу 5.

Таблица 5 – Результаты расчета параметров процесса сжатия

Параметры	Значение
Температура в конце сжатия (T_c), К	1046
Давление в конце сжатия (p_c), МПа	6,77
Средний показатель политропы сжатия (n_1)	1,371
Средняя мольная теплоемкость рабочей смеси, $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль град}}$	22,417

«Процесс сгорания является основным процессом рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания, в течение которого теплота, выделяющаяся вследствие сгорания топлива, идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы. К сожалению, физико-химическая сущность процесса сгорания моторных топлив, как правило, обладающих уникальным составом и характеристиками, изучена недостаточно полно. Кроме того, на характер протекания процесса сгорания оказывает влияние большое количество факторов: параметры процессов впуска и сжатия, качество распыла топлива форсункой, частота вращения коленчатого вала двигателя и многие другие»[46].

Современный дизельный двигатель работает не по термодинамическому циклу Дизеля, а по циклу Тринклера. «Он представляет цикл с смешанным сгоранием. Первый этап - происходит при постоянном объеме (изохорный процесс), а второй этап - при постоянном давлении (изобарный процесс), то есть по циклу со смешанным подводом теплоты»[28]. Для расчета этого процесса используется коэффициент молекулярного изменения свежей смеси, который может быть определен по формуле в зависимости от конкретного исследуемого дизельного двигателя:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \quad (12)$$

Степень повышения давления зависит от многих факторов. В первую очередь это степень сжатия, показатель политропы, температура заряда,

остаточных газов, стенок цилиндра, поршня, головки блока. Влияет так же и форма камеры сгорания. На практике большое значение имеет компрессия двигателя.

Для безнаддувного дизеля обычным значением коэффициент использования теплоты является $E_z = 0,82$, степень повышения давления $\lambda = 2,0$. Исходя из данных, формула определения давления в конце процесса сгорания:

$$0,002055 \cdot t_z^2 + 34,9431 \cdot t_z - 75339,834 = 0. \quad (13)$$

Максимальное давление сгорания для дизельного двигателя ВАЗ-341:

$$p_z = \lambda \cdot p_c. \quad (14)$$

Степень предварительного расширения для двигателя ВАЗ-341:

$$p = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}. \quad (15)$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 6.

Таблица 6 – Результаты расчета параметров процесса сгорания

Параметры	Значение
Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси (μ_0)	1,045
Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси (μ)	1,044
Теплота сгорания рабочей смеси, $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль раб.см}}$	62411
Температура в конце видимого процесса сгорания (T_z), К	2 209
Максимальное давление сгорания, (p_z), МПа	13,54
Степень предварительного расширения (ρ)	1,26

«В процессе расширения происходит преобразование тепловой энергии топлива в механическую работу двигателя. Расширение протекает по

сложному закону, зависящему от теплообмена между газами и окружающими стенками, величины подвода теплоты в результате догорания топлива и восстановления продуктов диссоциации, уменьшения теплоемкости продуктов сгорания вследствие понижения температуры при расширении и др. Кроме того, в реальном цикле процесс расширения протекает по политропе с переменным показателем. В начальный период показатель политропы изменяется от 0 до 1 (температура газов повышается, несмотря на расширение, вследствие интенсивного догорания топлива), затем увеличивается и достигает значения показателя адиабаты (догорание топлива и восстановление продуктов диссоциации уменьшается и становится равным отводу теплоты), далее превышает показатель адиабаты (выделение теплоты меньше отвода теплоты)»[33].

Степень последующего расширения для дизельного двигателя ВАЗ-341 определится как:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{p}. \quad (16)$$

С учетом рекомендаций [22, 28, 40], принимаем:

- «показатель адиабаты расширения $k_2 = 1,274$;
- показатель политропы расширения $n_2 = 1,260$.

С учетом принятых значений адиабаты и политропы расширения определим давление и температуру в конце расширения»[16]:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad (17)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (18)$$

Индикаторные параметры рабочего цикла. Теоретическое среднее индикаторное давление, параметр, определяющий эффективность рабочего процесса. Среднее индикаторное давление для дизелей без наддува :

$$p_i = \varphi_H \cdot p_i , \quad (19)$$

где φ_H – коэффициент полноты диаграммы.

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} . \quad (20)$$

Индикаторная мощность на номинальном режиме:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau} . \quad (21)$$

Эффективные показатели двигателя. «Среднее эффективное давление p_e представляет собой отношение эффективной работы на коленчатом валу двигателя внутреннего сгорания к единице рабочего объема цилиндра. В расчетах p_e определяется по среднему индикаторному давлению p_i за вычетом условного давления механических потерь»[1].

$$p_e = p_i \cdot p_M . \quad (22)$$

Среднее давление механических потерь определяется по эмпирической формуле, как:

$$p_e = 0,089 + 0,0118 \cdot v_{п.ср} , \quad (23)$$

где $v_{п.ср}$ – средняя скорость поршня.

Рассчитаем скорость поршня исходя из заданных хода поршня и оборотов:

$$v_{п.ср} = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (24)$$

где S – ход поршня, м;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Эффективная мощность на номинальном режиме:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau}. \quad (25)$$

Механический КПД представляет собой отношение среднего эффективного давления p_e к индикаторному давлению p_i :

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}. \quad (26)$$

Известно, что механический КПД уменьшается с увеличением потерь в двигателе. Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (27)$$

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_e}. \quad (28)$$

Крутящий момент двигателя:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n}. \quad (29)$$

Часовой расход топлива:

$$G_t = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} . \quad (30)$$

Полученные результаты расчета сведем в таблицу 7.

Таблица 7 – Результаты расчета эффективных показателей ВАЗ-341

Параметр	Значение	
	ВАЗ-341	ВАЗ-341 с водной инжекцией
Эффективная мощность двигателя (N_e), кВт	16,8	17,7
Эффективный крутящий момент двигателя (M_e), Нм	123	130
Среднее индикаторное давление (p_i), МПа	0,42	0,448
Среднее эффективное давление (p_e), МПа	1,07	1,13
Среднее давление механических потерь (p_m), МПа	0,13	0,13
Эффективный КПД двигателя (η_e)	0,37	0,39
КПД механических потерь (η_m)	0,89	0,89
Удельный эффективный расход топлива (g_e), $\frac{г}{кВт*ч}$	230	217

Из проведенного анализа данных можно сделать вывод, что использование водной инжекции в дизельном двигателе ВАЗ-341 приводит к повышению его эффективной мощности на 0,9 кВт или на 5%. Это позволяет снизить удельный эффективный расход углеводородного топлива и увеличить индикаторный и эффективный КПД двигателя. Таким образом, применение водной инжекции может быть эффективным способом повышения экономичности и производительности дизельных двигателей. Можно предположить, что это повлечет за собой улучшение экологических показателей.

2.3 Термическое разложение воды

Анализ результатов исследований Б. Льюйса и Г. Эльбе [54] показывает, что «Добавки небольшого количества паров воды резко ускоряют процесс окисления окиси углерода. Скорость реакции при этом возрастает...» [54]. Другими словами, вода (водяной пар) может выступать в качестве катализатора цепной реакции самовоспламенения топлива. С другой стороны, «...озон может также вступать в реакцию с H_2 , которая везде идет медленно, за исключением области вблизи полуострова воспламенения, где концентрация озона относительно велика... . В этом случае водород начинает расходоваться с большей скоростью, и так как инициирование цепей в системе зависит от его концентрации, то каталитическое влияние воды на реакцию быстро исчезает» [там же, с.83].

Полная реакционная схема катализируемой водой реакции по выводам представлена на рисунке 10:

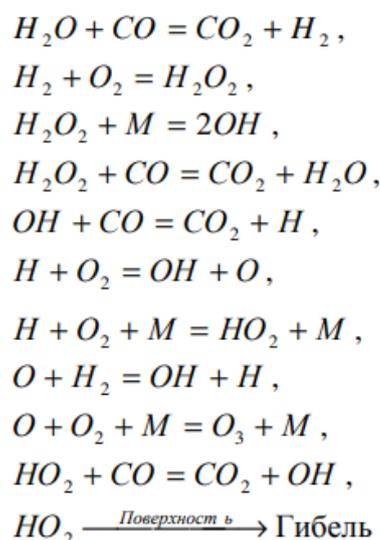


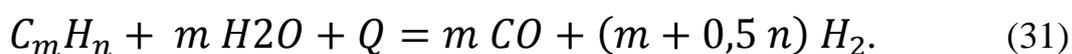
Рисунок 10 – Реакционная схема катализируемой воды

Влияние воды на процесс горения дизельного топлива заключается, главным образом, в ускорении реакции горения в тех температурных диапазонах, где она протекает медленно или не протекает вовсе. Водяные пары могут ускорять скорость распространения пламени в углеводородных

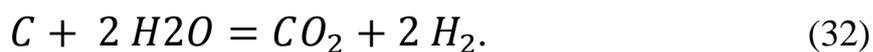
пламях, что может приводить к более полному и качественному сгоранию топлива. Кроме того, водяные пары могут влиять на кинетику образования оксидов азота, что может снижать их выход при сгорании топлива в двигателе.

К аналогичному выводу приходят и другие исследователи [45, 50, 51, 52]. «Наряду с интенсификацией смесеобразования водяные пары активно участвуют в химических реакциях пламенных процессов. Существенное влияние на эти процессы оказывают диссоциация воды, участие воды в газификации углерода, а также перераспределение теплоты, выделяющейся при экзотермических реакциях. Диссоциация молекул воды происходит под воздействием высокой температуры. Она способствует повышению скорости горения» [18].

Существует гипотеза о возрастании химической активности воды в присутствии горения топливного факела. Автор утверждает, что наряду с чисто физическим воздействием воды, протекает химическая реакция водяного пара с углеводородным топливом:



«В результате реакции конверсии топлива с парами воды образуется оксид углерода и водород. Наиболее активно процесс протекает при температурах выше 1000 °С, причем его полнота определяется количеством подведенной к реагентам теплоты в период прохождения реакции. В дальнейшем подведенная теплота частично компенсируется горением образовавшихся в процессе реакции CO и H₂. Присутствие этих газов оказывает положительное воздействие на протекание процесса горения в целом» [7]. Химическая активность воды, при температурах выше 800 °С, выражается также в газификации несгоревших сажистых остатков углеводородного топлива, которая описывается следующей химической реакцией:



В частности, отмечается: «Если к смеси окиси углерода с кислородом предварительно добавить значительное количество воды и в особенности водорода, то сенсбилизация таких смесей двуокисью азота вызывает взрыв при существенно более низких температурах по сравнению с температурой воспламенения чистых смесей. Температура, при которой происходит воспламенение смесей с добавками водорода, близка к температуре воспламенения смесей водорода с кислородом, сенсбилизированных NO_2 . Воспламенение смесей с добавками паров воды происходит в промежуточной температурной области» [14].

Водная инжекция в дизельном двигателе, значительно изменяет процесс сгорания топлива. Некоторые исследователи отмечают способность воды вступать в реакцию с углеводородным топливом в цилиндре двигателя, что интенсифицирует процесс горения.

Вывод по разделу

Теоретическое исследование водной добавки в двигатель показало возможность улучшения рабочего процесса двигателя этой методикой. Проанализированы процессы парообразования воды в цилиндре двигателя. Рассчитаны показатели двигателя ВАЗ-341, впрыск воды увеличивает показатель эффективной мощности на 5%. При расчете, добавка воды составляла 30% от цикловой подачи топлива, что является оптимальном по мнению многих исследователей. Анализ разложения воды в цилиндре показал возможность положительного влияния воды на процесс горения, что в теории может улучшить экологические параметры двигателя. Снижение температуры внутри цилиндра способствует уменьшению концентрации оксидов азота и сажи в отработавших газах.

3 Образование нормируемых токсических веществ при сгорании топлива в поршневых ДВС

3.1 Выбросы окиси углерода

Окись углерода CO образуется при неполном окислении углерода. Это происходит при недостатке кислорода или при избытке топлива. Этот компонент более характерен для бензинового двигателя. В дизельных двигателях концентрация CO в отработавших газах обычно не превышает 0,5%. Для уменьшения его выбросов следует поддерживать коэффициент избытка воздуха выше единицы.

В бензиновых двигателях оптимальное соотношение воздуха к бензину по экономичности составляет $\alpha \approx 1,1$, для метана и пропана $\alpha \approx 1,2$. В дизелях CO может образовываться и при высоких температурах, из-за недостаточной дисперсии топливно-воздушной смеси.

3.2 Выбросы углеводородов

Углеводороды в ОГ являются следствием не сгорания топлива и масла, причем их состав может отличаться от изначального. На рисунке 11 изображена концентрация $ОВ$ в зависимости от коэффициента α . В процессе сгорания образуются новые вещества, в том числе канцерогенные. Основными причинами образования $СН$ в ОГ являются: выход соотношения воздуха к топливу за предельные значения, пропуски воспламенения, продувка цилиндров, локальные переобогащения или переобеднения, зазоры в деталях, наличие пристеночных слоев.

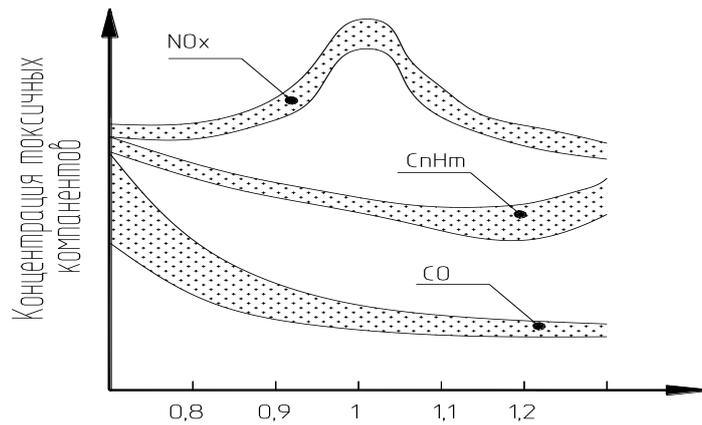
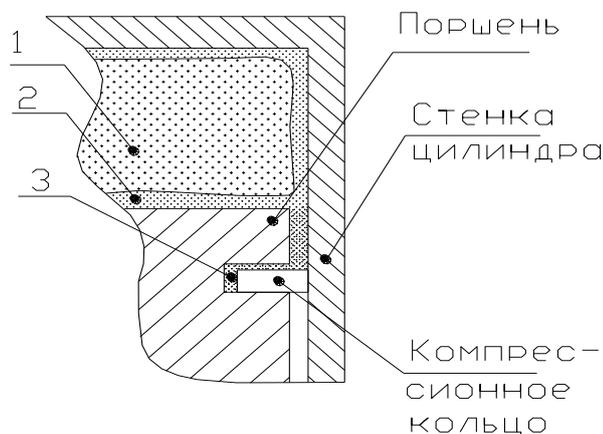


Рисунок 11 - Изменения концентрации токсичных компонентов от состава смеси

Оптимальным значением для бензинового двигателя является $\alpha \approx 1,1-1,2$. Важны так же и турбулентность горения, скорость потока в впускном тракте. При уменьшении количества топлива в смеси, горение не развивается. В двигателях с увеличенной фазой продувки часть смеси удаляется из камеры сгорания.



Обозначения: 1 - источник объемных CH , 2 - замороженные слои, 3 - объемы гашения.

Рисунок 12 - Источники несгоревших углеводородов

«Существование замороженных слоев у стенки цилиндра ДВС впервые продемонстрировано с помощью фотографий, показывающих уменьшение свечения пламени вблизи этой стенки (рисунок 12). Фотографирование процесса сгорания позволило определить толщину зоны, в которой происходит гашение пламени в пределах 0,15 - 0,38 мм. Опытным путем показано, что основными факторами, влияющими на толщину этой зоны гашения, замороженного слоя, оказывают влияние температура и давление в момент замораживания. По данным при температуре стенки цилиндра $T_{ст} > 100\text{С}$ количество $СН$, приходящееся на замороженные слои, составляет не более 5-7 %. Однако, с понижением температуры доля $СН$, приходящаяся на замороженные слои значительно увеличивается, например, понижение средней температуры стенки цилиндра с 190 С до 70 вдвое увеличивает концентрацию $СН$ в ОГ»[35, 37].

Эмпирически зависимость толщины замороженного слоя от температуры и давления по данным можно представить в виде:

$$q \approx q_r \left(\frac{P_r}{P}\right)^\mu \left(\frac{T_r}{T}\right)^\nu, \quad (33)$$

где q – толщина замороженного слоя.

В реальном двигателе при эксплуатации растут зазоры между поршнем и цилиндром, вырастает нагар на камере сгорания и поршне. Это сильно влияет на количество углеводородов в ОГ. Особенно сильное гашение пламени происходит в зоне первого кольца (рисунок 12). Формула расчёта несгоревших углеводородов выведена эмпирическим путем и выглядит так:

$$m_{СН} = VFS \frac{(P,T)}{(1+F)}, \quad (34)$$

где V - объем зазора, в котором происходит гашение пламени;

F - отношение, воздух/топливо;

S - плотность.

Нагар в камере сгорания, представляющий собой твердые частицы углерода, связанные смолами из топлив, увеличивает шероховатость поверхности, уменьшает ее теплопроводность. Пламя не может развиваться вблизи такой стенки и количество СН увеличивается. Нагар создает точки повышенной температуры и способствует крекингу углеводородов.

Работа двигателя на разных режимах характеризуется разными давлениями и температурой внутри цилиндра, значит и количество углеводородов будет разным. Стоит отметить, что переходные режимы, характерные при эксплуатации силовых установок на транспорте, имеют увеличенное количество топлива в смеси, что приводит к большому выбросу СН.

3.3 Образование и выбросы окислов азота

Существуют три способа образования оксидов азота. Термический механизм происходит в зоне сгорания при высокой температуре, интересно, что чем выше температура, тем эффективнее процесс сгорания и выше КПД двигателя. На практике оксиды азота образуются при переобедненной смеси, в особенности на холостом ходу. При горении богатой смеси наблюдается недостаток кислорода и NO образуется меньше. Топливный механизм основан на содержании в углеводородных топливах азотистых соединений, которые вступают в реакцию легче, чем атмосферный азот. Однако в топливах на основе нефти таких соединений не много. При «быстром» образовании оксидов азота, N_2 вступает в реакцию с СН в фронте пламени, а затем окисляется до NO, скорость этих реакций намного выше, чем термических и они могут происходить при избытке топлива.

В соответствии с общепринятой теорией Я.Б. Зельдовича «скорость образования окиси азота определяется максимальной температурой в зоне реакций, концентрацией азота и кислорода в продуктах сгорания и не зависит

от химических свойств топлива, состояния и материала стенок камеры сгорания»[10].

Подводя итог, можно сказать что уровень NO в ОГ зависит от температуры и давления в цилиндре, скорости вращения двигателя, то есть его форсированности.

3.4 Образование и выбросы сажи

Сажа – это твердые частицы углерода, имеющие пористую структуру и размер 1-50мкм. Особенно характерно наличие сажи в ОГ дизельного двигателя. ОГ содержащие сажу, имеют черный цвет, сниженный коэффициент прозрачности. Углерод сам по себе не несет вреда окружающей среде. Однако сажа адсорбирует в себе все остальные компоненты ОГ и попадая в легкие человека наносит вред (рисунок 13).

«В процессе крекинга выделяющийся водород полностью сгорает, а углерод только частично. Образование сажи происходит из-за неравномерного распределения топлива внутри двигателя, что приводит к местным переобогащениям топливной смеси до появления жидких капель. При прохождении фронта пламени через такие зоны или при забросе капель топлива во фронт пламени происходит процесс дегидрогенизации углеводородных молекул»[35], что приводит к образованию твердых частиц в выхлопных газах двигателя. Эти частицы, так называемые РМ (частицы веществ), считаются вредными для здоровья человека и загрязняющими окружающую среду.

«РМ - это совокупность всех твердых и жидких (за исключением воды) веществ в воздухе, имеющих геометрический размер, характеризуемый аэродинамическим диаметром (АД). АД - это диаметр частицы с плотностью 1 г/см³, имеющей ту же скорость оседания в воздухе, что и данная частица. В РМ входят сажа (углерод), твердые сульфаты и часть углеводородов с углеродным числом от C18 и выше. Около 25% масла, попавшего в двигатель

и сгоревшего, переходит в сажу. К РМ также относятся зола и кокс топлива и масла, а также продукты износа деталей двигателя. Жидкая часть РМ представлена частью углеводородов с углеродным числом от C5 до C17 и парами серной кислоты»[44].

Сажа образуется как в дизельных, так и в бензиновых двигателях. В двигателях с искровым зажиганием топливо перемешивается с воздухом в несколько этапов. Сначала из форсунки подается порция топлива в мелкодисперсном виде, она попадает в впускной коллектор с пониженным давлением, далее получая кинетическую энергию от потока, ударяется в горячий клапан. Получая тепло от стенок цилиндра и поршня нагревается, полностью испаряясь. Пройдя достаточно длинный путь, бензин хорошо перемешивается с воздухом. В дизельном двигателе впрыск тяжелого топлива, с высокой температурой кипения, происходит за несколько градусов до В.М.Т. Не все капли успевают испариться, происходит крекинг и образование сажи. Современные топливные системы с высоким давлением топливного насоса минимизируют этот фактор

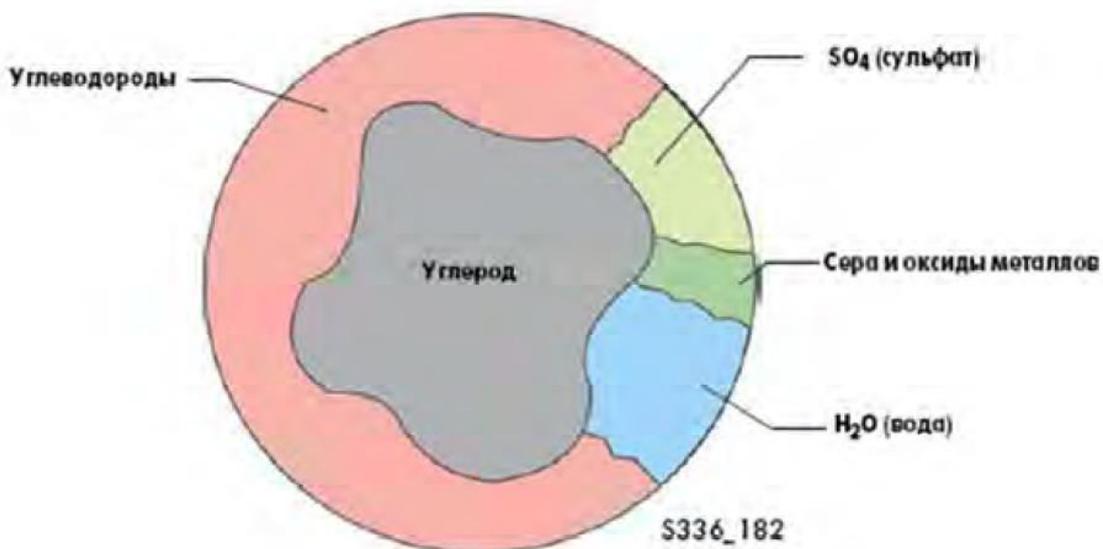


Рисунок 13 – Условное изображение твердой частицы

Двигатели с внутренним смесеобразованием (включая двигатели с принудительным воспламенением, а не только дизели) склонны к образованию сажи. В дизельном двигателе впрыск тяжелого топлива, с высокой температурой кипения, происходит за несколько градусов до В.М.Т. Не все капли успевают испариться, происходит крекинг и образование сажи. Современные топливные системы с высоким давлением топливного насоса минимизируют этот фактор.

Наличие сажи в отработавших газах двигателей приводит к увеличению оптической плотности и появлению чёрного дыма. В отличие от дизелей, в бензиновых двигателях дымность практически отсутствует. Типичные размеры сажевых частиц в отработавших газах дизельных двигателей составляют от 0,4 до 5 мкм. Первичные структуры сажи, образующиеся в камерах сгорания, имеют диаметр от 0,015 до 0,17 мкм, но в процессе сгорания они объединяются и образуют более крупные вторичные и третичные структуры, которые выбрасываются с отработавшими газами в атмосферу. Большая часть сажевых образований имеет размеры 0,4-5 мкм (Рисунок 14).

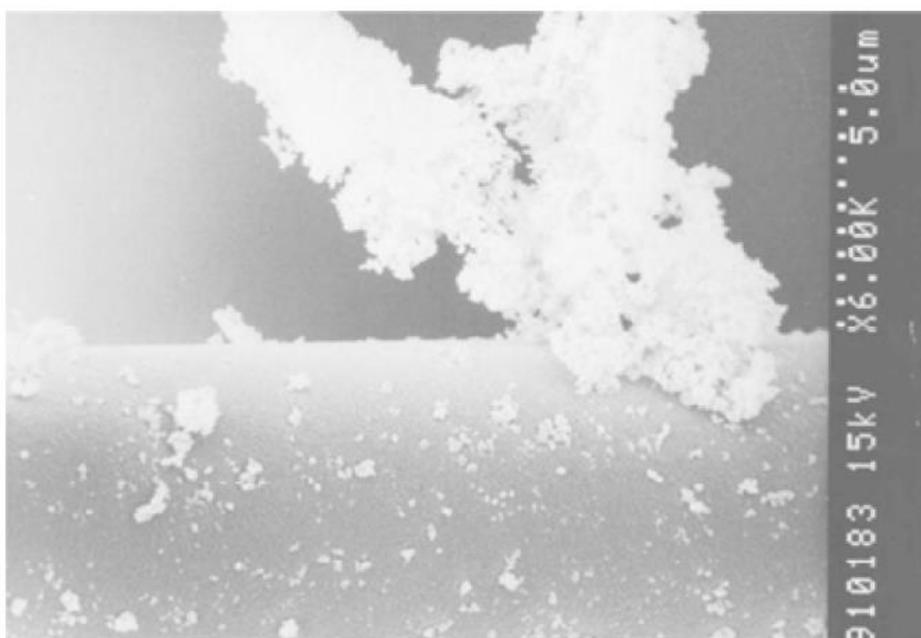


Рисунок 14 – Сажа дизельного двигателя

Удельная поверхность первичных структур сажи обычно оценивается с помощью метода Бруноауэра-Эмметта-Теллера (ВЕТ-метод). Этот метод позволяет определить поверхность твердого тела, используя измерения объема поглощаемого газа при различных значениях давления. При этом предполагается, что газ поглощается на поверхности твердого тела, и чем больше поверхность, тем больше газа может быть поглощено. Удельная поверхность вторичных и третичных структур сажи может быть значительно меньше, чем у первичных структур, так как они образуются путем объединения первичных структур. Кроме того, размеры этих структур могут быть значительно больше, чем у первичных структур, что также может влиять на удельную поверхность.

Сажа образуется в основном из за плохого смешения топлива с воздухом, и пристеночного гашения пламени. То есть на практике - малого угла опережения впрыска, несоблюдения температурного режима двигателя, превышения номинальной скорости вращения коленчатого вала. Сажа может образовываться и из масла, попадающего в камеру сгорания. В целом при повышении температуры возрастает количество сажи из за пиролиза. Процесс разложения углеводородов на сажу и водород можно представить как:



Образование сажи в дизельных двигателях зависит от многих факторов, включая температуру и давление в камерах сгорания. В целом, уровень образования сажи увеличивается при увеличении температуры сгорания и давления в камерах сгорания.

«С ростом температуры и давления в зоне пиролиза количество образовавшейся сажи резко увеличивается. При этом с увеличением температуры начало образования сажи сдвигается в сторону более богатых смесей, а с увеличением давления – в сторону более бедных. Установлено, что образование сажи зависит от свойств топлива. Чем выше молекулярный вес

топлива, тем выше скорость образования сажевых частиц. Выявлено также, что концентрация сажи тем больше, чем выше отношение С/Н в топливе. Наряду с образованием сажи происходит и ее выгорание при столкновении частичек сажи с кислородом или радикалами ОН, т. е. часть образовавшейся сажи, которая диффундирует из зоны своей наибольшей концентрации через фронт пламени в сторону избытка окислителя, сгорает. Та же часть сажи, которая диффундирует внутрь, т. е. в сторону жидкого топлива, не сгорает, обуславливая содержание сажи в отработавших газах ДВС. Количество образующейся сажи пропорционально цикловой подаче топлива, т. е. нагрузке на двигатель. Скорость выгорания сажи значительно меньше скорости выгорания газообразных продуктов неполного сгорания и существенно зависит от размеров частиц.»[23]

Вывод по разделу

Количественные параметры токсичных веществ в отработавших газах значительно зависят от рабочего процесса двигателя. Наиболее опасным веществом в ОГ дизельного двигателя является сажа, так как она абсорбирует в себе углеводороды, в том числе и циклические. Она образуется в процессе пиролиза при высокой температуре и недостаточном смешении топливно-воздушной смеси. На образование токсических веществ влияет нагар в камере сгорания и на поршне. Он (нагар) увеличивает замороженные слои, что повышает уровень СН и создает точки с каталитическим разложением топлива.

4 Экспериментальное исследование влияния добавки насыщенного водяного пара в впускной коллектор

4.1 Термины и определения

Выбор экспериментального метода исследований связан с сложностью моделирования процесса горения с добавкой воды, даже с помощью новейших методик. Так же не до конца описана теория рабочего процесса с водной инжекцией. На данном этапе исследований необходимо изучить как качественно и на сколько процентов изменяется состав ОГ, что бы подтвердить теоретический расчёт и гипотезу.

В программе испытаний применены следующие термины с соответствующими определениями:

- «Испытательный цикл: Последовательность испытательных режимов двигателя, каждый из которых характеризуется определенными значениями частоты вращения, крутящего момента и весового коэффициента, причем весовые коэффициенты применяются только в тех случаях, когда результаты испытаний выражены в граммах на киловатт-час.
- Подготовка двигателя к испытаниям: Прогрев двигателя при нагрузке не менее 80% от объявленной мощности до стабилизации параметров двигателя согласно рекомендациям изготовителя.
- Режим: Рабочая точка на характеристике двигателя, определяемая установленными значениями частоты вращения и крутящего момента (или мощности).
- Длительность режима: Промежуток времени между началом изменения значений частоты вращения и (или) крутящего момента предыдущего режима и началом перехода на новый установившийся режим. Этот промежуток включает в себя время изменения частоты

вращения и (или) крутящего момента, а также период работы двигателя на очередном режиме.

- Объявленная частота вращения: Частота вращения, при которой достигается объявленная мощность»[24].

Целью работы является определение в условиях моторного стенда зависимости влияния влажности воздуха на экономические показатели дизельного двигателя.

Объектами испытаний является поршневой, четырехцилиндровый, четырёхтактный дизельный двигатель типа ВАЗ-341, рабочим объёмом $V_h = 1,45$ л, жидкостной системой охлаждения.

Экспериментальные исследования проводятся на моторном гидравлическом стенде, в специальной лаборатории, содержащей оборудование в соответствии с ГОСТ 14846 - 81, при температуре воздуха T_a от 20 до 40 °С и атмосферном давлении, близком к нормальному. По результатам измерений рассчитывают атмосферный фактор F по формуле для двигателя без наддува:

$$F = \frac{99}{p_a} \cdot \left(\frac{T_a}{298}\right)^{0,7} . \quad (36)$$

Результаты испытаний считают достоверными, если в течение времени проведения испытаний фактор F остается в пределах $0,93 < F < 1,07$.

4.2 Измерительное оборудование

Измерительное оборудование применяемое при испытаниях представлено в таблице 8.

Таблица 8 – Перечень измерительного оборудования

Наименование средств измерений	Тип, фирма	Класс точности или погрешность	Диапазон измерений
Тормоз гидравлический	SCHENK № LLF0401	-	-
Весы для измерения крутящего момента	SCHENK № NRD6732	$\pm 0,5$	1 - диапазон: $0 \div 20$ кг·с 2 - диапазон: $15 \div 50$ кг·с
Канал измерения числа оборотов: - датчик числа оборотов	Датчик Холла А3144	± 10 мин ⁻¹	$(0 \div 10000)$ мин ⁻¹
Температура и влажность окружающей среды:	Цифровой комбинированный датчик АНТ-10	$\pm 0,3$ °С	$(-40 \div 85)$ °С
Влажность окружающей среды:	Цифровой комбинированный датчик АНТ-10	$\pm 2\%$ при 25 °С	$(0 \div 100)$ %
Давление окружающей среды:	Датчик абсолютного барометрического давления BMP280	$\pm 0,12$ гПа	$(300 \div 1100)$ гПа
Канал измерений температуры воды: - преобразователь - термopара	УКТ-38-Щ4-ТП ХК Т-49-5	± 1 % ± 2 %	$(0 \div 1000)$ °С $(-200 \div 1200)$ °С
Канал измерений температуры охлаждающей жидкости:	Датчик температуры (штатный)	± 5 %	$(-35 \div 150)$ °С
Канал измерения расхода воздуха	ДМРВ ВАЗ 116	$\pm 0,2$ %	$(0 \div 800)$ кг/ч
Состав отработавших газов:	Газоанализатор фирма «МЕТА» «Автотест02.03. П»	Абс. ± 10 ppm $\pm 5\%$	$(0 \div 200)$ ppm $(200 \div 2000)$ ppm
СН (углеводороды)		Абс. $\pm 0.03\%$ $\pm 3\%$	$(0 \div 1)$ % $(1 \div 5)$ %
СО (оксид углерода)		Абс. ± 0.5 $\pm 4\%$	$(0 \div 12.5)$ % $(12.5 \div 16)$ %
СО ₂ (диоксид углерода)		не нормируется	-
λ-параметр		Абс. ± 50 ppm $\pm 5\%$	$(0 \div 1000)$ ppm $(1000 \div 5000)$ ppm
NOx (окислы азота)		Абс. ± 0.02	$(0.01 \div 3200)$ гр.

Продолжение таблицы 8

Весы электронные	DL-3000WP	$\pm 0,05 \text{ м}^{-1}$	$(0 \div \infty) \text{ м}^{-1}$
Дымомер МЕТА-01	МЕТА-01	$\pm 10 \text{ мин}^{-1}$	$(0 \div 10000) \text{ мин}^{-1}$
Контроль частоты вращения двигателя (тормозного стенда)	DT2234B	$\pm 0,1 \text{ кг}$	$(0 \div 50) \text{ кг}$
Весы: - тензодатчик силы - преобразователь	БП-05-50 ПВИ 1055-06-2011	-	-

4.3 Порядок проведения испытаний

Работы проводились в несколько этапов. На первом этапе выполнялись монтажные работы по установке и обвязке двигателя на тормозном стенде (рисунок 15) и определение базовых параметров двигателя для формирования цикла.

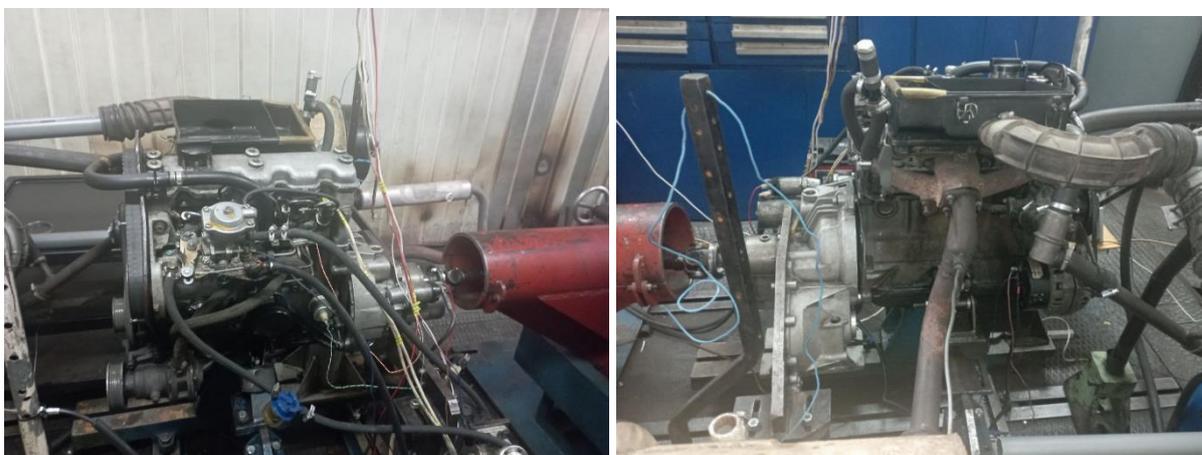


Рисунок 15 – Двигатель на тормозном стенде

Устанавливались датчики вращения коленчатого вала, температуры охлаждающей жидкости, весы для измерения расхода топлива, калибровался моторный стенд.

Для измерения базовой характеристики двигателя производился прогрев до рабочей температуры на нагрузке не менее 80%. Далее

стабилизировались параметры температур и производилось измерение параметров на режиме. Измерение контрольных точек производилось при установившемся режиме (не менее 3 минут работы).

Протокол снятия базовой характеристики двигателя находится в приложении А, таблица А.1 и А.2. В таблице 9 представлен выбранный испытательный цикл.

Таблица 9 - Испытательный цикл

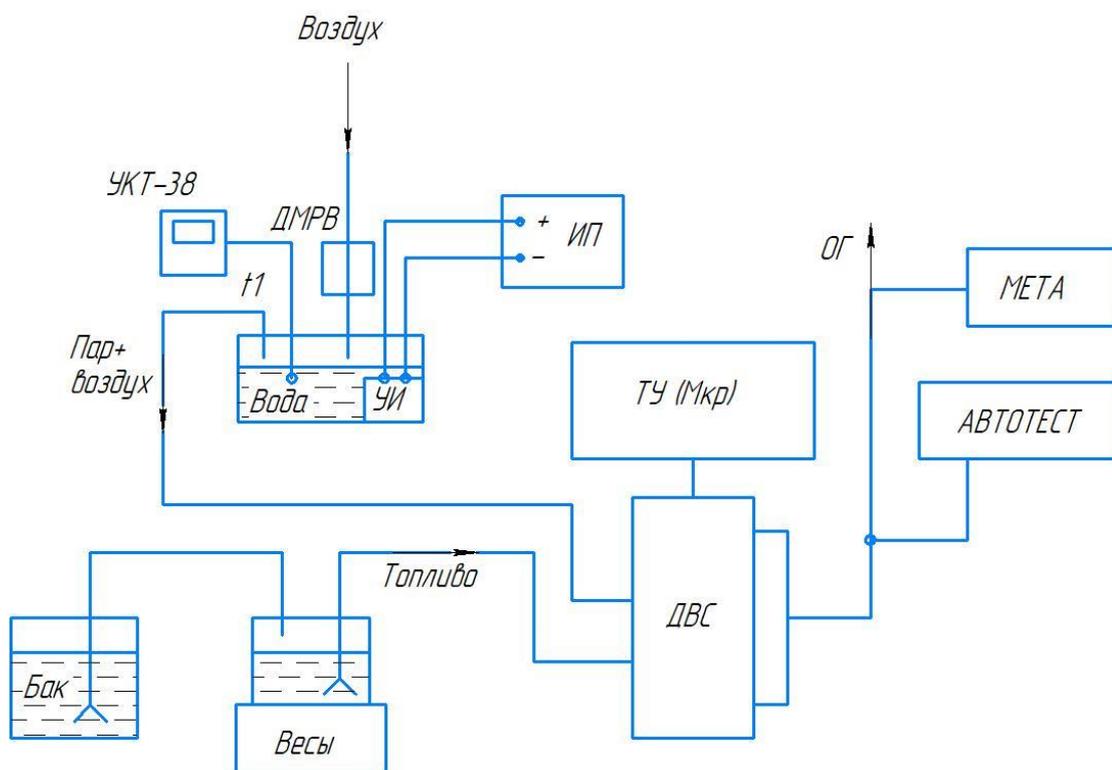
Номер режима (цикл D2)	1	2	3	4	5	-	-	-	-	-	-
Частота вращения	Объявленная частота вращения, $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$					Промежуточная частота вращения					Минимальная частота вращения холостого хода
Крутящий момент, %	100	75	50	25	10	-	-	-	-	-	-
Крутящий момент, Нм	59,5	44,8	29,8	14,9	6,0	-	-	-	-	-	-
Весовой коэффициент	0,3	0,5	0,2			-	-	-	-	-	-

На следующем этапе проводились работы по дооборудованию стенда системой подачи ультразвукового пара. На рисунке 16 представлен ультразвуковой модуль М6-4-48 + TOP 300Вт. На рисунке 17 и 18 представлена принципиальная схема подачи ультразвукового пара в двигатель и общий вид системы.



Рисунок 16 - Ультразвуковой модуль М6-4-48 + ТОР 300Вт.

Ультразвуковой модуль состоит из блока с пьезокерамическими излучателями, трансформатора и выпрямителя 36 В. Выход тумана может регулироваться напряжением. Данный способ распыления воды выгодно отличается от распыления форсункой. Отсутствует необходимость в насосе, появляется возможность использовать техническую воду, так как распыленная вода не содержит соли, которые оседают на деталях двигателя. На рисунке 18 показана система ультразвукового распыления в сборе. В герметичной емкости установлен модуль с испарителями, сверху расположены вход и выход воздуха. На входе расположен датчик массового расхода воздуха ВАЗ, цифровой выход которого подключен к АЦП. Выход увлажненного воздуха подключен к боксфильтру двигателя через пластиковый трубопровод диаметром 50 мм. Это длина подобрана так, что бы минимизировать возможность гидроудара.



Обозначения: t1 - датчики температур, ДВС – двигатель внутреннего сгорания, УКТ- 38 – преобразователь измеритель датчиков температуры, ДМРВ – датчик массового расхода воздуха, УИ – ультразвуковой испаритель, ИП – регулируемый источник питания, ТУ - тормозное устройство, АВТОТЕСТ – газоанализатор, МЕТА – дымомер.

Рисунок 17 - Принципиальная схема подачи ультразвукового пара в двигатель

Для определения количества подаваемого пара в ДВС были проведены дополнительные измерения расхода пара путем взвешивания бака с водой при работающей системе подачи ультразвукового пара. Для этого бак с водой подвешивался на систему подвесов с тензодатчиком силы БП-05-50. Выходное отверстие системы подключалось к системе приточно-вытяжной вентиляции стенда. Время замера составляло 30 минут, массовый расход воды составил 1,52 кг/ч.



Рисунок 18 – Общий вид системы подачи ультразвукового пара

Предварительные испытания ДВС и системы подачи ультразвукового пара показали, что имеет место попадание значительного количества воды во впускную систему двигателя (боксфилтра), протокол испытаний представлен в приложении А, таблице А.3. На рисунке 19 представлено состояние боксфилтра после 30 минут работы двигателя на режимах испытательного цикла D1 (объем воды в боксфилтре и во впускной системе составил примерно 0,5 литра). Бумажный фильтр имел высокую влажность, но пропускал воздух.

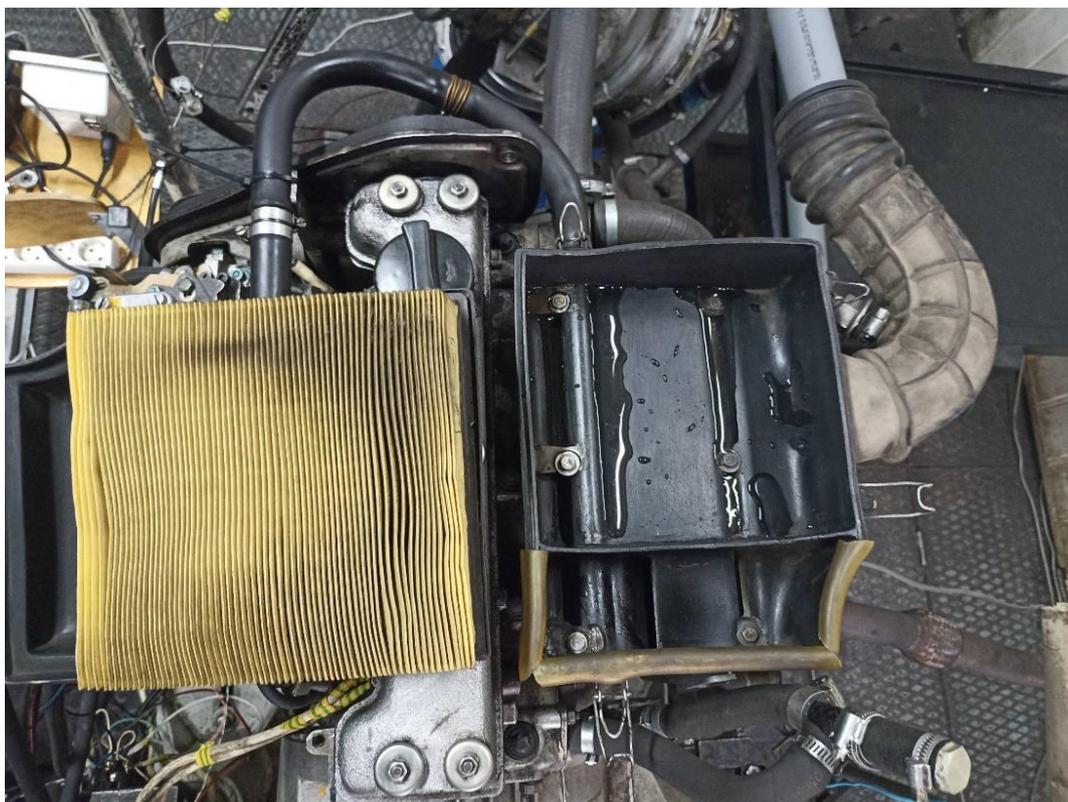


Рисунок 19 – Боксфильтр и фильтрующий элемент после 30 минут работы двигателя на режимах испытательного цикла D1 и системы подачи ультразвукового пара

Для минимизации вероятности гидроудара двигателя в систему подачи ультразвукового пара был установлен дополнительный элемент – ресивер (рисунок 20).

Испытания были продолжены в другой день, атмосферные параметры изменились. Для корректировки, проведено испытание двигателя для снятия базовой характеристики (протокол испытаний в таблице А.4 Приложения А). Во время работы засорился фильтр газоанализатора, показания концентрации веществ в ОГ упали. Принято решения заменить фильтрующий элемент. Заново снята базовая характеристика двигателя, протокол испытаний представлен в таблице А.5 Приложения А.



Рисунок 20 – Дополнительный ресивер (выделено) для сбора образующегося конденсата во впускной системе.

На следующем этапе проводились сравнительные испытания двигателя по циклу D1 с подачей ультразвукового пара при температуре воды 16 °С и 45 °С. Температура воды в системе подачи ультразвукового пара определялась датчиком температуры. Изменение температуры в ходе выполнения работ (испытательного цикла) составила ± 2 °С. Температура 45 ± 2 °С в ходе выполнения работы поддерживалась путем подмеса горячей воды в систему подачи ультразвукового пара.

Характеристика двигателя была определена в соответствии с методикой, представленной ниже:

- Двигатель запускался и работал на половине от номинальной нагрузки до выхода на рабочую температуру, согласно своим характеристикам. После этого двигатель работал до стабилизации температуры охлаждающей жидкости.

- Проведены измерения параметров двигателя в соответствии с выбранным испытательным циклом (в данном случае - цикл D1 из таблицы). Минимальная продолжительность режима составляла 10 минут, а общее время измерения на одном режиме было не менее 3 минут при условии, что режим стабилизировался, а значения частоты вращения и крутящего момента соответствовали требованиям данного режима.
- Производился замер концентрации токсичных веществ в отработавших газах газоанализатором и замер коэффициента поглощения ОГ дымометром.

Результаты испытания представлены в протоколах, в таблице А.6 Приложения А представлены испытания с водой $T = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$, в таблице А.7 Приложения А с водой $T = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.5 Порядок обработки и анализа результатов испытаний

Параметры работы ДВС определяются в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-81, определение других показателей, в частности, удельного расхода, производится по ГОСТ 14846-81.

Объемный расход ОГ измеряют любым прямым методом с последующим приведением к стандартным атмосферным условиям либо рассчитывают по измеренным значениям расхода воздуха и топлива на каждом режиме испытаний по формуле:

$$V_{exhj} = V_{air} + F_f B \quad (37)$$

где F_f — коэффициент приведения к нормальным атмосферным условиям расхода неразбавленных продуктов сгорания различных топлив ($\text{м}^3/\text{кг}$), принимаемой по таблице 10 для «сухого» или «влажного» состояния ОГ, (или коэффициент состава топлива);
 V_{air} - объемный часовой расход воздуха, приведенный к

нормальным атмосферным условиям (давление $p_a = 101,3$ кПа, температура $T_a = 273$ К), м³/ч;
 B - массовый расход топлива, кг/ч.

Таблица 10 - Значение коэффициента состава топлива

Вид топлива	Значение коэффициента состава топлива, м ³ /кг, для состояния отработавших газов	
	«влажное»	«сухое»
Дизельное	0,75	-0,77

Для расчета объемного расхода ОГ допускают другие стандартные методы, например, метод баланса углерода и кислорода.

Определение количества токсичных компонентов в ОГ определяется с учетом методик предусмотренных ГОСТ 31967-2012 «Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения». Проба газов отбиралась на установившемся режиме двигателя через штуцер, установленный в выпускной коллектор. Далее газы попадали в газоанализатор МЕТА. Где через фильтр подавались на чувствительные элементы. Показания считывались с индикаторов прибора, время отклика которых составляло порядка 10 секунд.

4.6 Результаты испытаний

В результате экспериментального исследования были выявлены закономерности, подтверждающие теоретический анализ. На рисунке 21 представлено изменение удельного эффективного расхода топлива (нагрузочная характеристика).

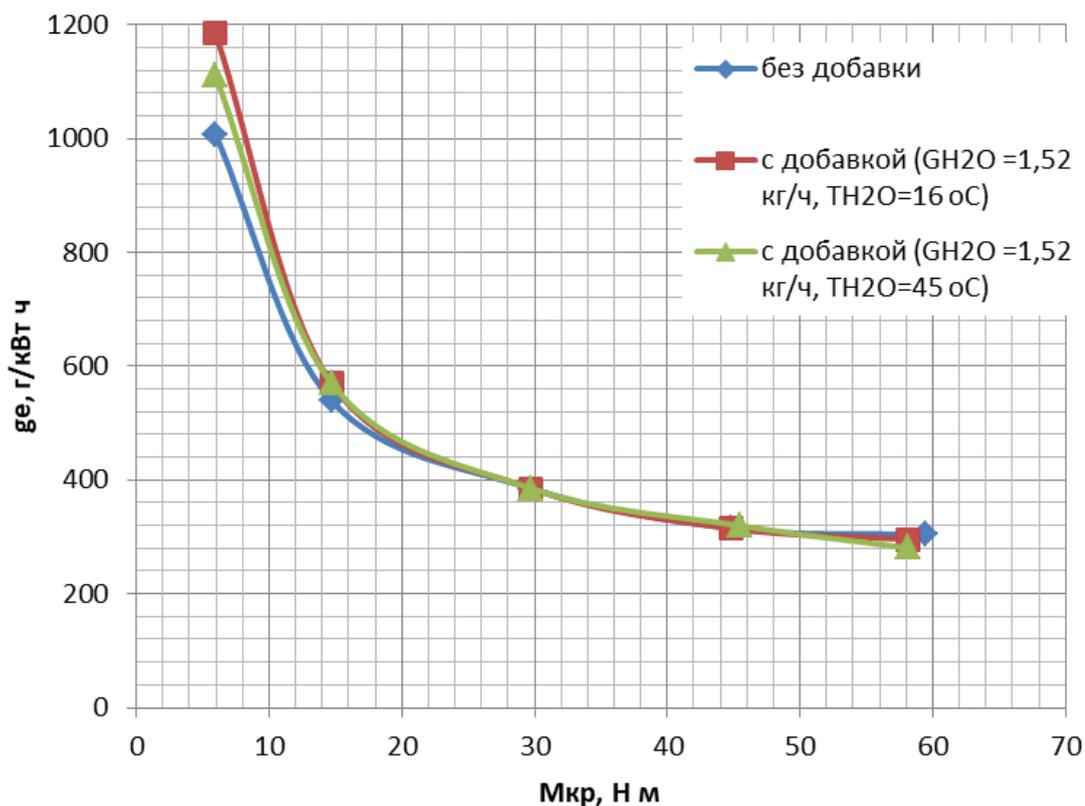


Рисунок 21 – Удельный эффективный расход топлива ($n = 1300 \text{ мин}^{-1}$)

Наблюдается тенденция к снижению удельного эффективного расхода топлива при высокой цикловой подаче и увеличение при низкой. Это можно объяснить, тем, что в втором случае подача воды была слишком большой для данного режима. Большое значение имеет баланс между молекулярным изменением рабочей смеси при добавке воды и температурой в цилиндре.

На рисунке 22 показан часовой расход топлива. Этот график соотносится с предыдущим. Добавка воды при низких нагрузках дает отрицательный эффект из-за снижения температуры в цилиндре.

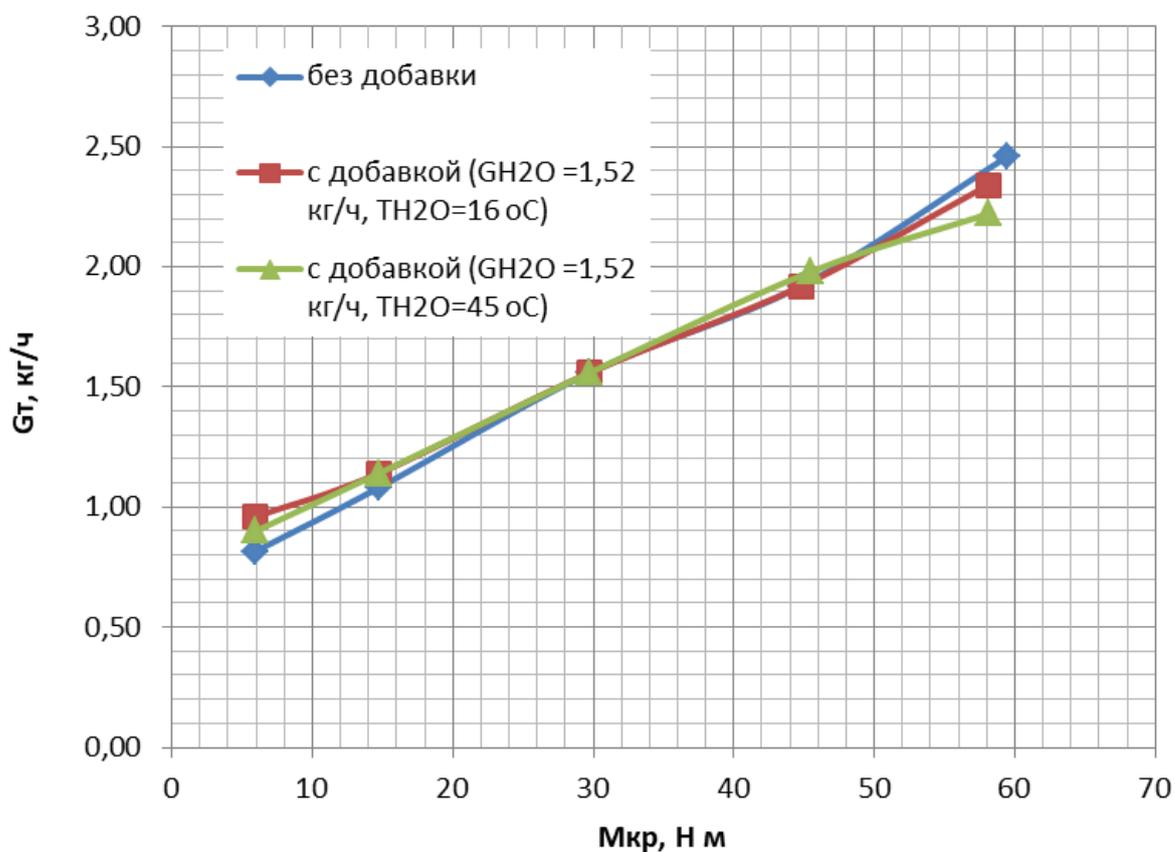


Рисунок 22 – Часовой расход топлива ($n = 1300 \text{ мин}^{-1}$)

С одной стороны добавка воды увеличивает количество вещества в молях в свежем заряде и тем самым давление и работа газов должны возрастать. С другой стороны вода сильно снижает температуру в цилиндре, и давления создается меньше. Подача воды была рассчитана на расход топлива при максимальной мощности и не регулировалась. Этим можно объяснить улучшение показателей на высокой нагрузке и ухудшение на низкой.

На рисунке 23 представлены графики изменения дымности (коэффициента поглощения, $k \text{ м}^{-1}$) отработавших газов (нагрузочная характеристика).

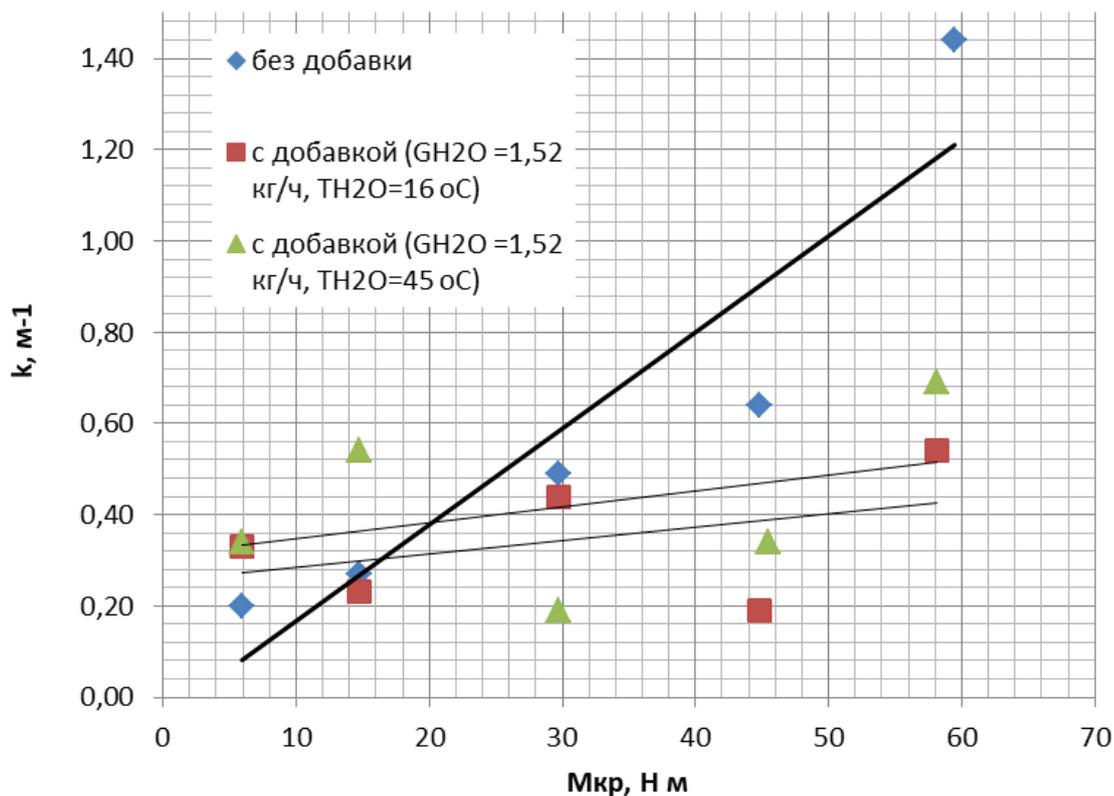


Рисунок 23 – Изменение дымности (коэффициента поглощения, $k \text{ м}^{-1}$) отработавших газов ($n = 1300 \text{ мин}^{-1}$)

При высоких нагрузках добавка воды снижает дымность более чем в 2 раза. На режимах холостого хода добавка воды не повлияла, возможно требуется коррекция подачи воды.

В таблице 11 представлено сравнение удельных средневзвешенных выбросов токсичных компонентов с отработавшими газами с добавкой и без добавки ультразвукового пара во впускной коллектор двигателя. Температура воды оказывает незначительное влияние, это связано с конденсацией на стенках впускных патрубков и последующем испарении, в процессе чего тепло тратится на нагрев коллектора.

Таблица 11 – Удельные средневзвешенные выбросы токсичных компонентов

Параметр	Результаты испытаний		
	без добавки	с добавкой ($G_{H_2O} = 1,52$ кг/ч, $T_{H_2O} = 16$ °С)	с добавкой ($G_{H_2O} = 1,52$ кг/ч, $T_{H_2O} = 45$ °С)
Удельный средневзвешенный выброс (NO_x), e_{NO} г/(кВт ч)	1,87	0,80	1,53
Удельный средневзвешенный выброс (СО), e_{CO} , г/(кВт-ч)	7,8	5,2	6,4
Удельный средневзвешенный выброс (СН), e_{CH} , г/(кВт ч)	0,25	0,18	0,28

При добавке воды, наблюдается тенденция на снижение выбросов токсичных веществ. Наиболее эффективно вода уменьшает выбросы оксидов азота, что связано с понижением максимально температуры внутри цилиндра. Снижение выбросов углеводородов можно объяснить отчисткой камеры сгорания и поршня. Концентрация СО остается прежней, с тенденцией на снижение.

Вывод по разделу

Проанализировав данные, можно однозначно сказать, что добавка воды в количестве 30% от топлива улучшает экологические показатели двигателя ВАЗ-341. Выбросы оксидов азота снижаются на 10-50%, СО на 10-20%. Выбросы углеводородов остаются без значительного изменения, что объясняется наличием пристеночными областями и наличием зон гашения. Наиболее интересны результаты изменения дымности двигателя. Наблюдается снижение при высоких нагрузках. Возможно, вода препятствует образованию сажи, или коагулирует ее до более крупных частиц

Заключение

На основании теоретического расчета параметров двигателя с водной добавкой, анализа влияния воды на процесс горения в дизельном двигателе и экспериментальных исследований можно заключить, что концепция водных добавок в дизельный двигатель имеет перспективы в применении.

В ходе работы выполнены следующие задачи:

- Проанализировано состояние энергетического сектора;
- Проведен обзор существующих систем добавки воды в двигатель;
- Выполнен теоретический расчет влияния добавки воды в впускную систему на рабочий дизельного двигателя ВАЗ-341;
- В соответствии с программой и методикой испытаний подготовлены и проведены на моторном стенде экспериментальные работы по определению зависимости токсичности ОГ двигателя ВАЗ-341 с добавкой и без добавки ультразвукового пара во впускной коллектор двигателя.

По результатам испытаний сформулированы следующие выводы:

- снижение удельного расхода топлива на режимах номинальной нагрузки, составило 3-5 %;
- снижение дымности (коэффициента поглощения, $k \text{ м}^{-1}$) на режимах номинальной нагрузки, составило более 50 %;
- снижение удельных средневзвешенных выбросов оксидов азота (NO_x), e_{NO_x} составило, от 20 до 50 %;
- снижение удельных средневзвешенных выбросов оксида углерода (CO), e_{CO} составило от 10 до 20 %.
- необходимо проведение дополнительных экспериментальных работ по определению оптимального количества добавляемой воды через ультразвуковой испаритель на экономические и экологические показатели дизельного двигателя;

- необходимо проведение дополнительных экспериментальных работ по установлению влияния кислородосодержащих добавок на экономические и экологические показатели дизельного двигателя;

Результаты экспериментальных работ показали, что при расходе воды 30% от расхода углеводородного топлива в мелкодисперсном виде ($G_{H_2O} = 1,52$ кг/ч), необходимость выполнения дополнительных конструктивных мероприятий для уменьшения вероятности гидроудара при работе с системой подачи ультразвукового пара. Мощностные характеристики двигателя не изменились, однако стало возможно увеличить цикловую подачу без увеличения дымности.

Наблюдалось явление отчистки камеры сгорания после непродолжительной работы с впрыском воды. В начале концентрация токсических веществ и особенно дымность резко повышалась, после снижалась на 10-20%. Эффект сохранялся при отключении впрыска на непродолжительное время (30 мин работы двигателя), далее значение концентраций в ОГ возвращались к номинальным значениям.

Для определения потенциала применения ВВТ в двигателях внутреннего сгорания целесообразно проведение работ на газовых двигателях с искровым зажиганием. Так же представляет интерес введение кислородосодержащих и каталитических добавок, растворенных в воде.

Технологию можно рекомендовать как альтернативу сажевому фильтру или каталитическому нейтрализатору для установки на уже эксплуатируемые силовые установки как дополнительный модуль. Это позволит снизить выбросы загрязняющих веществ в атмосферу.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Авдудевский, В.С. Снижение выбросов окислов азота от энергетических установок путем ввода воды в зону горения факела [Текст] / В.С. Авдудевский, У.Г. Пирумов, А.И. Папуша, В.А. Григорьев, Э.П. Волков, В.И. Кормилицын // Труды Московского энергетического института (МЭИ). – 1984. – №50. – С. 3 – 19.
2. Александров, А.А. Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики: Интернет-справочник [Текст] / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков. – М.: Издательский дом МЭИ. – 2009.
3. Алексеев, В.П. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов и др.; Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.:ил.
4. Алтухов, А.И. Зерновые источники альтернативного топлива [Текст] / А.И. Алтухов // Вестник ОрелГАУ. – Орел, 2007. – №2. – С. 4 – 9.
5. Богданов, А.И. Повышение мощностных, экономических и экологических показателей силовых установок за счет утилизации теплоты отработавших газов / А.И. Богданов // Дисс. ...канд. техн. наук. – Челябинск, 1999. – 180 с.:ил. Бретшнайдер, С. Свойства газов и жидкостей [Текст] / С. Бретшнайдер. – М.-Л.: Химия, 1966. – 537 с.:ил.
6. Быстров, О.И. Повышение экономических и экологических показателей дизеля путем реализации комбинированного шеститактного цикла / О.И. Быстров // Дисс. ...канд. техн. наук. – Челябинск, 2008. – 157 с.:ил.
7. Ведрученко, В.Р. Каталитическое воздействие водной фазы водотопливных эмульсий и мобильные схемы их приготовления [Текст] / В.Р. Ведрученко, М.В. Кокшаров, В.В. Крайнов // Промышленная энергетика. – 1998. – С. 47...49.

8. Вознесенский, В.А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях [Текст] / В.А. Вознесенский. – М.: Финансы и статистика, 1981. – 263 с.:ил.
9. Воронкова, Е. А. Управление энергоэффективностью в растениеводстве (на примере Оренбургской области) / Е. А. Воронкова // Автореф. дисс. ... канд. эконом. наук. – Саратов, 2011.
10. Гаврилов, А.Ф. Влияние влаги, вводимой в горячий воздух, на содержание оксидов азота в продуктах сгорания газа и мазута [Текст] / А.Ф. Гаврилов, А.Д. Горбаненко, Е.Л. Туркестанова // Теплоэнергетика. – 1983. – №10. – С. 13...15.
11. Гаркушина, С.В. Оценка эффективности использования альтернативных видов моторного топлива на транспорте в регионе [Текст] / С.В. Гаркушина // Вестник ВолГУ. Серия 3. – Волгоград, 2008. – №1(12). – С. 138...141.
12. Гонов, И.В. Двигатель Стирлинга: возможности и перспективы [Текст] / И.В. Гонов, Ю.В. Локтионов // Развитие нетрадиционных источников энергии: Сб. трудов ИАТЭ. – Обнинск, 1990. – С. 156-165. 165
13. Горячкин, А.В. Влияние содержания влаги в зоне горения на эмиссию оксидов азота и серы [Текст] / А.В. Горячкин (Национальный университет кораблестроения им. Адмирала Макарова, Херсонский филиал, г. Херсон) // Наукові праці. Випуск 18. Техногенна безпека. – С. 27...37. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://lib.chdu.edu.ua/pdf/naukpraci/politics/2004/31-18-3.pdf>
14. ГОСТ 14846-81 Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний.
15. ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний.
16. ГОСТ 20915-75 Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний.

17. ГОСТ 27.002-89 Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения.
18. ГОСТ Р 41.96-2011 Единообразные предписания, касающиеся двигателей с воспламенением от сжатия, предназначенных для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной технике, в отношении выброса вредных веществ этими двигателями.
19. Григорьев, М.А. Современные автомобильные двигатели и их перспективы [Текст] / М.А. Григорьев // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 7. – С. 9–16.
20. Гуревич, М.Б. Система впрыска воды в двигатель на новом американском истребителе Р-47, «Сандерболт» [Текст] / М.Б. Гуревич. – М.: Экспрессинформация БНТ НКАП, 1944. – №2 и №7.
21. Гуськов, В.В. Тракторы. Часть II. Теория [Текст] / В.В. Гуськов. – Минск: Вышэйш. школа, 1977. – 384 с.:ил.
22. Гуськов, В.В. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» [Текст] / В.В. Гуськов, Н.Н. Валеев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.: ил.
23. Добрынин, А.А. Детонация в двигателях [Текст] / А.А. Добрынин. – М.: Краснознаменная ордена Ленина Военно-Воздушная Инженерная Академия имени профессора Н.Е. Жуковского, Издание Академии, 1947. – 55 с.:ил.
24. Доспехов, Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) [Текст] / Б.А. Доспехов. – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.: ил.
25. Дубовкин, Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания [Текст] / Н.Ф. Дубовкин. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 288 с.:ил.
26. Кайдаш, Н.Ф. Впрыск воды в авиационные двигатели [Текст] / Н.Ф. Кайдаш, К.К. Папок, Е.В. Любановский, Ю.П. Блонский. – М.:

Научноисследовательский институт ГВФ, Редакционно-издательский отдел
Аэрофлота, 1946. – 96 с.:ил.

27. Канило, П.М. Анализ эффективности использования нефтяных и альтернативных топлив в автомобильном транспорте [Текст] / П.М. Канило, К.В. Костенко, Э.А. Почан, В.А. Беседина // Автомобильный транспорт. – М., 2010. – вып. 27. – С. 127...133.

28. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.: ил.

29. Кормилицын, В.И. Подавление оксидов азота впрыском воды в зону горения на паровом котле ТГМП-314Ц [Текст] /В.И. Кормилицын, М.Г. Лысков, И.Г. Збрайлов, Т.А. Тишина, В.З. Зарецкий, Б.П. Енякин, И.Ф. Попова // Труды Московского энергетического института (МЭИ). – 1986. – №110. – С. 43...51.

30. Кормилицын, В.И. Подавление оксидов азота дозированным впрыском воды в зону горения топки котла [Текст] /В.И. Кормилицын, М.Г. Лысков, В.М. Новиков, Н.Ю. Кудрявцев // Теплоэнергетика. – 1990. – №10. – С. 73...78.

31. Кукис, В.С. Двигатель с внешним подводом теплоты и внутренним парообразованием для утилизации теплоты отработавших газов ДВС [Текст] / В.С. Кукис, Р.Р. Гизатулин, Е.А. Минкович и др. // Свидетельство на полезную модель. -RU 21070, U1, 7 F 01 G 5/02. Оpub. 20.08.2002, бюл. №24.

32. Теория рабочих процессов [Текст] / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 2009. – 368 с.:ил. 170

33. Мартыненко, В.П. Впрыск воды в топливо-воздушную смесь [Текст] / В.П. Мартыненко. – М.: Иностранная авиатехника ГК НИИ ВВС КА, 1944. – №1 – 2.

34. Математическое моделирование и исследование процессов в ДВС [Текст] / Под ред. В.А. Вагнера, Н.А. Иващенко, В.Ю. Русакова. – Барнаул: АлтГТУ, 1997. – 198 с.:ил.

35. Мелисаров, В.М. Тепловой расчет и тепловой баланс дизельного двигателя без наддува и с турбонаддувом. Расчет основных деталей двигателя: учебное пособие [Текст] / В.М. Мелисаров, М.А. Каменская, П.П. Беспалько, А.М. Каменский. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2011. – 100 с.:ил.

36. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учеб. для вузов по спец. «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] / Д.Н. Вырубков, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.:ил.

37. Паровой фантом топлива: 6-тактный двигатель Кроуэра [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.porpmech.ru/article/3378-паровоу-фантомтоплива/photo/18829/#foto>

38. Романов, С.В. Повышение топливной экономичности дизельного двигателя путем использования водотопливных эмульсий и водной инжекции [Текст] / С.В. Романов // Роль науки в развитии общества: сборник статей Международной научно-практической конференции. 17 апреля 2014 г.: Ч.2 / отв. ред. А.А. Сукиасян. – Уфа: Аэтерна, 2014. – С.63 – 65.

39. Сакулин, Р.Ю. Снижение эмиссии азота в ДВС с унифицированным рабочим процессом при работе на обводненном этаноле [Текст] / Р.Ю. Сакулин // Автореф. дисс. ...канд. техн. наук. – Уфа: Уфимский государственный авиационный технический университет, 2010.

40. Старцев, А.В. Парообразование воды в цилиндре дизельного двигателя Д-240 при использовании водной инжекции [Текст] / А.В. Старцев, С.В. Романов, Д.В. Вагин // Роль науки в развитии общества: сборник статей Международной научно-практической конференции. 17 апреля 2014 г.: Ч.2 / отв. ред. А.А. Сукиасян. – Уфа: Аэтерна, 2014. – С.65 – 71.

41. Старцев, А.В. Повышение эффективности использования полноприводных тракторных транспортных агрегатов путем улучшения устойчивости движения: Автореф. дисс. ... доктора техн. наук [Текст] / А.В. Старцев. – Челябинск, 2000. – 38 с.:ил.
42. Старцев, А.В. Сборник задач по курсу «Организация информационноконсультационной службы в АПК»: Учеб. пособие [Текст] / А.В. Старцев, О.Н. Вагина, Е.А. Карпова, И.В. Суркина, П.А. Титов. – Челябинск: ЧГАУ, 2007. –132 с.:ил.
43. Сторожев, И.И. Повышение экологических показателей путем добавления воды в систему питания воздухом дизельных двигателей [Текст] / И. И. Сторожев // «Аграрная политика на современном этапе»: Сб. науч.-прак. конф. – Тюмень: ТюмГСХА, 2007. – С. 250 – 254.
44. Сторожев, И.И. Улучшение экологических показателей дизельных двигателей рециркуляцией отработавших газов с добавлением воды [Текст] / И.И. Сторожев; науч. рук.: А.В. Старцев, докт. техн. наук (ЧГАУ) // «Аграрная политика на современном этапе»: Сб. науч.-прак. конф. – Тюмень : ТюмГСХА., 2007. – С. 228...233.
45. Теория: Водный инжектор [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://priora.com.ua/forum/viewtopic.php?f=32&t=794#p11584>
46. Тихомиров, В.Б. Планирование и анализ эксперимента [Текст] / В.Б. Тихомиров. – М.: Легкая индустрия, 1974. – 264 с.: ил.
47. Трелина, К.В. Испарительное увлажнение воздушного заряда двигателей сельскохозяйственной техники для уменьшения выбросов оксидов азота (на примере двигателя Д-120 (Д-21)) [Текст] / К.В. Трелина // Дисс. ...канд. техн. наук. – М.: ГОСНИТИ, 2007. – 143 с.:ил.
48. Carnot S. Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance. – Paris: Gauthier-Villars, Imprimeur-Libraire, 1878. – a 102 p. (фр.)

49. EI – Masri M.A. Energy Analyses of Combined Cycles: Part 1 – Air – Coled Brayton – Cycled Gas Turbines / M.A. EI – Masri // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 1987. – № 2. – P. 228-238.
50. Jennifer C. Reitz MODELING SPRAY Atomization With The KelvinHelmholtz/Rayleigh-Taylor Hybrid Model / C. Jennifer, R. Beale // Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison, Madison, Wisconsin, USA, 2001. P. 98-105.
51. Kittelson D.B. Formation of nanoparticles during exhaust dilution / D.B Kittelson Abdul-Khalek I // EFI Members conference “Fuels, Lubricants, Engines & Emissions” – 1999. – January 18-20. – 13 p.
52. Meijer R.J. The Philips Stirling engine / R.J. Meijer // De ingenieur. 1969. – №19.-P. 81-93.
53. Performance simulation and gas dynamics. // WAVE. Product description. Ricardo Software, 2004. – 94 p.
54. Willard W. Pulkrabek Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine // Prentice Hall, Upper Saddle River. New Jersey, 2003. P. 111-119.

Приложение А
Протоколы испытаний двигателя ВАЗ-341

Таблица А.1 - Протокол испытаний двигателя ВАЗ-341

Дата 09.06.2022		Протокол испытаний № 1											
Двигатель ВАЗ 341 Характеристика испытания цикл D2		Топливо дизельное (ГОСТ 305-2013) k ₀ = 1.35 (1,27) Расход водорода, кг/ч G _H = 0 Расход воды, кг/ч G _{H2O} = 0								Атмосферные параметры			
										Температура воздуха, t _{возд}			20
n, мин ⁻¹ 1300										Влажность воздуха		71%	
№	T _{дв} , C	Первичные результаты измерений											
		P _e , кгс	G _{T1} , г	G _{T2} , г	G* _г , B	Δτ, с	CO ₂ , %	NO, ppm	CH, ppm	CH ^p , ppm	CO, %	k	Примечание
1	85	0	1940	1930	2,45	57,0	2,35	33	28	41	0,09	0,48	-
2	85	0,85	1880	1870	2,55	47,8	2,5	42	40	62	0,09	0,21	-
3	85	2,1	1810	1800	2,5	34,3	3,21	60	46	90	0,09	0,31	-
4	85	4,25	1740	1730	2,6	26,5	4,23	119	40	60	0,08	0,61	-
5	85	6,5	1650	1640	2,6	21,8	5,52	176	40	60	0,08	1,55	-
6	85	8,5	1550	1540	2,6	16,2	6,75	232	33	51	0,08	3,75	-
7	85	0	1495	1485	2,6	56,6	2,21	47	50	76	0,10	0,92	-

Продолжение Приложения А

Таблица А.2 - Протокол испытаний двигателя ВАЗ-341

Дата 10.06.2022		Протокол испытаний № 2											
Двигатель ВАЗ 341 Характеристика испытания цикл D2 $n_{\text{мин}}^{-1} 1300$		Топливо дизельное (ГОСТ 305-2013) $k_0 = 1,27 (1,27)$ Расход водорода, кг/ч $G_H = 0$ Расход воды, кг/ч $G_{H_2O} = 0$								Атмосферные параметры			
										Температура воздуха, $t_{\text{возд}}$			22
										Барометрическое давление, мм Hg			748
										Влажность воздуха			50 %
№	Тдв, С	Первичные результаты измерений											
		$P_e, \text{кгс}$	$G_{T1}, \text{г}$	$G_{T2}, \text{г}$	$G^*_{\text{в}}, \text{В}$	$\Delta\tau, \text{с}$	$CO_2, \%$	NO, ppm	CH, ppm	CH^P, ppm	$CO, \%$	k	Примечание
1	85	0	2580	2570	2,27	53,5	2,3	24	46	72	0,11	0,34	-
2	85	0,85	2535	2525	2,28	45,0	2,57	37	73	112	0,11	0,29	-
3	85	2,1	2480	2470	2,26	39,5	3,13	45	64	100	0,1	0,45	-
4	85	4,25	2390	2380	2,26	27,5	4,1	42	32	45	0,07	0,95	-
5	85	6,4	2220	2210	2,26	17,0	5,9	74	39	50	0,07	1,80	-
6	85	8,5	2010	2000	2,24	13,6	7,5	98	35	50	0,06	3,1	-

Продолжение Приложения А

Таблица А.3 - Протокол испытаний двигателя ВАЗ-341 с добавкой воды

Дата 10.06.2022		Протокол испытаний № 3											
Двигатель ВАЗ 341 Характеристика испытания цикл D2 $n_{\text{мин}}^{-1} 1300$		Топливо дизельное (ГОСТ 305-2013) $k_0 = 1,27 (1,27)$ Расход водорода $G_H = 0$ Расход воды $G_{H_2O} = 1,52 \text{ кг/ч}$								Атмосферные параметры			
										Температура воздуха, $t_{\text{возд}}$			22
										Барометрическое давление, мм Hg			748
										Влажность воздуха			50 %
№	$T_{\text{дв}}, \text{C}$	Первичные результаты измерений											
		$P_e, \text{кгс}$	$G_{T1}, \text{г}$	$G_{T2}, \text{г}$	$G^*, \text{В}$	$\Delta\tau, \text{с}$	$CO_2, \%$	NO, ppm	CH, ppm	CH^p, ppm	$CO, \%$	k	Примечание
1	85	0	1910	1900	2,23	48,3	2,16	17	68	105	0,1	0,42	-
2	85	0,85	1865	1855	2,22	43,8	2,83	23	73	111	0,1	0,44	-
3	85	2,1	1810	1800	2,21	31	3,07	33	65	100	0,1	0,41	-
4	85	4,25	1660	1650	2,20	25	3,63	61	48	74	0,08	0,65	-
5	85	6,4	1550	1540	2,13	19,5	4,43	80	41	61	0,07	1,00	-
6	85	8,5	1445	1435	2,13	15,5	4,6	108	15	30	0,07	1,70	-
Примечание - по окончании работы отмечено намокание фильтрующего элемента двигателя, в блокфильтре двигателя наблюдаются капли воды. При снятии впускного воздушного патрубка обнаружена вода в значительном количестве.													

Продолжение Приложения А

Таблица А.4 - Протокол испытаний двигателя ВАЗ-341

Дата 15.06.2022		Протокол испытаний № 4											
Двигатель ВАЗ 341 Характеристика испытания цикл D2 $n_{\text{мин}}^{-1} 1300$		Топливо дизельное (ГОСТ 305-2013) $k_0 = 1,23 (1,27)$ Расход водорода $G_H = 0$ Расход воды $G_{H_2O} = 0$								Атмосферные параметры			
										Температура воздуха, $t_{\text{возд}}$			20
										Барометрическое давление, мм Нг			755
										Влажность воздуха			33 %
№	Тдв, С	Первичные результаты измерений											
		$P_e, \text{кгс}$	$G_{T1}, \text{г}$	$G_{T2}, \text{г}$	$G^*, \text{В}$	$\Delta\tau, \text{с}$	$CO_2, \%$	NO, ppm	CH, ppm	CH^P, ppm	$CO, \%$	k	Примечание
1	85	0	2830	2824,5	2,27	30	2,18	14	54	84	0,08	0,21	-
2	85	0,85	2750	2743,5	2,26	30	2,4	17	54	89	0,09	0,31	-
3	85	2,1	2680	2671	2,25	30	2,54	19	49	70	0,08	0,35	-
4	85	4,25	2585	2573	2,20	30	4,45	33	27	42	0,08	0,78	-
5	85	6,4	2280	2265	2,22	30	5,9	55	12	25	0,07	1,10	-
6	85	8,5	2055	2035	2,24	30	6,02	60	10	16	0,07	1,70	-
Примечание - по окончании произведена замена фильтрующих элементов газоанализатора АВТОТЕСТ													

Продолжение Приложения А

Таблица А.5 - Протокол испытаний двигателя ВАЗ-341

Дата 15.06.2022		Протокол испытаний № 5											
Двигатель ВАЗ 341 Характеристика испытания цикл D2 $n_{\text{мин}}^{-1} 1300$		Топливо дизельное (ГОСТ 305-2013) $k_0 = 1,23 (1,27)$ Расход водорода $G_H = 0$ Расход воды $G_{H_2O} = 0$								Атмосферные параметры			
										Температура воздуха, $t_{\text{возд}}$			20
										Барометрическое давление, мм Нг			755
										Влажность воздуха			33 %
№	Тдв, С	Первичные результаты измерений											
		$P_e, \text{кгс}$	$G_{T1}, \text{г}$	$G_{T2}, \text{г}$	$G^*, \text{В}$	$\Delta\tau, \text{с}$	$CO_2, \%$	NO, ppm	CH, ppm	CH^P, ppm	$CO, \%$	k	Примечание
1	85	0,85	1955	1948,2	2,24	30	2,56	27	97	119	0,12	0,16	-
2	85	2,1	1900	1891	2,27	30	3,28	51	86	134	0,12	0,23	-
3	85	4,25	1840	1827	2,26	30	4,4	85	75	135	0,11	0,45	-
4	85	6,5	1765	1749,5	2,25	30	-	-	-	-	0,08	0,55	Замена фильтр АВТОТЕСТ
5	85	6,4	1480	1464	2,22	30	5,74	135	49	62	0,09	0,60	-
6	85	8,5	1230	1209,5	2,25	30	6,35	190	74	103	0,1	1,40	-

Продолжение Приложения А

Таблица А.6 - Протокол испытаний двигателя ВАЗ-341 с добавкой воды

Дата 15.06.2022		Протокол испытаний № 6											
Двигатель ВАЗ 341 Характеристика испытания цикл D2 $n_{\text{мин}}^{-1} 1300$		Топливо дизельное (ГОСТ 305-2013) $k_0 = 1,23 (1,27)$ Расход водорода $G_H = 0$ Расход воды $G_{H_2O} = 1,52$ кг/ч Температура воды $T_{H_2O} = 16$ °C								Атмосферные параметры			
										Температура воздуха, $t_{\text{возд}}$			20
										Барометрическое давление, мм Нг			755
										Влажность воздуха			33 %
№	Тдв, С	Первичные результаты измерений											
		$P_e, \text{кгс}$	$G_{T1}, \text{г}$	$G_{T2}, \text{г}$	$G^*_{\text{в}}, \text{В}$	$\Delta\tau, \text{с}$	$CO_2, \%$	NO, ppm	CH, ppm	CH^P, ppm	$CO, \%$	k	Примечание
1	85	0,85	2585	2577	2,26	30	2,32	22	68	116	0,10	0,29	-
2	85	2,1	2500	2490,5	2,27	30	2,91	33	66	101	0,09	0,19	-
3	85	4,25	2385	2372	2,24	30	3,43	50	60	70	0,08	0,40	-
4	85	6,4	2245	2229	2,24	30	4,35	80	44	55	0,06	0,15	-
5	85	8,3	1860	1840,5	2,22	30	6,50	31	34	53	0,06	0,50	-

Продолжение Приложения А

Таблица А.7 - Протокол испытаний двигателя ВАЗ-341 с добавкой подогретой воды

Дата 15.06.2022		Протокол испытаний № 7											
Двигатель ВАЗ 341 Характеристика испытания цикл D2 $n_{\text{мин}}^{-1} 1300$		Топливо дизельное (ГОСТ 305-2013) $k_0 = 1,23 (1,27)$ Расход водорода $G_H = 0$ Расход воды $G_{H_2O} = 1,52$ кг/ч Температура воды $T_{H_2O} = 45$ °C								Атмосферные параметры			
										Температура воздуха, $t_{\text{возд}}$			20
										Барометрическое давление, мм Нг			755
										Влажность воздуха			33 %
№	Тдв, С	Первичные результаты измерений											
		$P_e, \text{кгс}$	$G_{T1}, \text{г}$	$G_{T2}, \text{г}$	$G^*, \text{В}$	$\Delta\tau, \text{с}$	$CO_2, \%$	NO, ppm	CH, ppm	CH^P, ppm	$CO, \%$	k	Примечание
1	85	0,85	1665	1657,5	2,22	30	2,67	20	79	120	0,11	0,30	-
2	85	2,1	1615	1605,5	2,27	30	3,4	35	72	112	0,10	0,50	-
3	85	4,25	1560	1547	2,17	30	4,48	68	75	115	0,10	0,15	-
4	85	6,5	1410	1393,5	2,20	30	5,52	128	79	108	0,08	0,30	-
5	85	8,3	1315	1296,5	2,15	30	6,9	150	66	103	0,08	0,65	Неустойчиво работает