

ВОРОБЬЕВ С. А.

ВОРОБЬЕВ А. А.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ
ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА

С. А. Воробьев, А. А. Воробьев

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ
ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ВОДОРОДНОГО
ТОПЛИВА**

Монография

Санкт-Петербург
Научно-технологические
2024

УДК 620.92
ББК 39.33-08
В75

Рецензенты:

Николай Артемьевич Давыдов, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет;
Евгений Владимирович Лаврентьев, кандидат технических наук, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет

В75 Воробьев С. А., Воробьев А. А. Повышение эксплуатационных характеристик транспортных средств путем применения водородного топлива: монография / С. А. Воробьев, А. А. Воробьев. – СПб.: Научное издательство «Лань», 2024. – 140 с.

ISBN 978-5-907804-75-3

В монографии отражены конструктивные и эксплуатационные преимущества и недостатки применения водородного топлива на автомобильном транспорте. Определена степень готовности инфраструктуры и проблемы развития в отдельных регионах. Произведен анализ систем генерации водорода и определены основные параметры, влияющие на эффективность работы двигателей внутреннего сгорания с добавлением водородного топлива. Уделено внимание проблеме преобразования и хранения энергии, что во многом определяет перспективы развития автомобильного транспорта на альтернативной энергетике.

ISBN 978-5-907804-75-3

© Воробьев С. А., Воробьев А. А., 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
Раздел 1. АНАЛИЗ АКТУАЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ В АТМОСФЕРУ ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	7
1.1. Анализ экологического состояния атмосферы в г. Санкт- Петербурге	7
1.2. Актуализация задачи обеспечения экологической безопасности при эксплуатации специальных автотранспортных средств в г. Санкт- Петербурге	15
1.3. Анализ технологий повышения экологической безопасности при эксплуатации специального автотранспорта в условиях городской агломерации.....	18
1.4. Оценка величины выбросов вредных веществ двигателя внутреннего сгорания	22
1.5. Анализ эффективности применения водородно-дизельного смесового топлива на показатели экологической безопасности.....	28
Раздел 2. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОТ ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ ОБСЛУЖИВАНИЮ И РЕМОНТУ	34
2.1. Эксплуатационный метод повышения экологической безопасности специального автотранспорта.....	34
2.2. Теоретические методы исследования технических параметров ДВС при использовании водородно-дизельного смесового топлива	37
2.3. Экспериментальные методы исследования технических параметров ДВС при использовании водородно-дизельного смесового топлива	40
2.4. Математическая модель рабочих процессов ДВС при использовании водородно-дизельного смесового топлива	42
2.5. Технология процесса установки водородного оборудования в дизельный двигатель автомобиля.....	63
Раздел 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ВОДОРОДНО-ДИЗЕЛЬНОГО СМЕСОВОГО ТОПЛИВА В ДВС СПЕЦИАЛЬНОГО АВТОТРАНСПОРТА.....	66
3.1. Оборудование для использования водородно-дизельного смесового топлива в ДВС	66

3.2. Оценка возможной погрешностей при проведении исследований при замера давления газов в ДВС.....	73
3.3. Оценка изменения рабочих характеристик ДВС при использовании примесей водорода к топливу	75
3.4. Оценка влияния использования водородно-дизельного смесового топлива на величину вредных выбросов ДВС	82
Раздел 4. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВНЕДРЕНИЯ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ СПЕЦИАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	115
4.1. Определение экономии затрат при использовании водородно-дизельного смесового топлива.....	115
4.2. Экономическая оценки внедрения разработанной технологии добавки водорода в дизель в условиях транспортного предприятия	117
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	125
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	127

ВВЕДЕНИЕ

Одной из основных технологических тенденций развития автомобильного транспорта является снижение токсичности выбросов отработавших газов при повышении эксплуатационной экономичности автомобилей. Решение первой задачи является наиболее актуальной для крупных городских агломераций Российской Федерации, в частности, для г. Санкт-Петербурга и Ленинградской области. На долю удельного веса вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу автомобилями в крупных городах, приходится более 80%. Поэтому снижение токсичности выбросов автомобильного транспорта в крупных городских агломерациях позволит улучшить, значительно снизить загрязнение воздушного бассейна. Решение второй задачи – повышение эксплуатационной экономичности автомобилей позволит сократить транспортные расходы, которые влияют на себестоимость всех товаров и услуг. Обязательной и постоянно функционирующей составляющей в структуре подвижного состава крупных агломераций является большое количество эксплуатируемого специального транспорта.

Ключевыми методами, позволяющими управлять количеством вредных выбросов в атмосферу при сохранении или повышении эксплуатационных характеристик автомобилей, являются конструкционный и эксплуатационный методы. Конструкционные методы используются на стадии проектирования специального автотранспорта. При этом изначально принимаются такие конструктивные характеристики ДВС, которые отвечают существующим определенным нормам экологической безопасности при определенных режимах эксплуатации. Но ужесточение экологических требований и норм происходит постоянно, их изменения регулярны в течение одного срока службы подвижного состава. Кроме того, активно развиваются технологии, направленные на снижение токсичности выбросов вредных веществ в атмосферу, их внедрение возможно в процессе организации работ по ТО и ТР автомобилей. Поэтому, в настоящее время, увеличивается значимость эксплу-

тационных методов, применение которых позволяет качественно изменять характеристики подвижного состава в процессе его эксплуатации.

Сегодня, система ТО и ТР специально автотранспорта, предполагает не только возможность поддержки их технического состояния в соответствии с заданными уровнями экологических нормативов безопасности на основе постоянного ведения технического контроля технических и экологических параметров, но и проведения обслуживания высокого качества с целью улучшения характеристик ДВС специальных транспортных средств, эксплуатируемых в условиях мегаполиса

В монографии определяется один из возможных способов разрешения повышения экологической безопасности дизельных ДВС – подача малых примесей водорода в дизельное топливо в магистраль высокого давления во время образования низкого давления с помощью специального устройства. Применение вышеприведенного решения позволяет не вносить существенных изменений в конструкцию ДВС или топливной аппаратуры и обеспечить достаточно высокий уровень качества регулирования и безопасности при использовании примесей водорода. В этой связи может быть предложено совершенствование эксплуатационных методов, направленных на повышение экологической безопасности, которое основано на введении в процесс технического обслуживания (или во время проведения ежедневного обслуживания и осмотра) контроля (мониторинга) вредных выбросов, которые осуществляют ДВС специального автотранспорта. В этом случае, для такого контроля (мониторинга) вредных выбросов, осуществляемых ДВС специального автотранспорта, могут быть применены специальные технические средства контроля, как стационарного, так и мобильного типа.

Представленный научно-практический подход к организации работ по ТО и ТР в виде комплекса мероприятий, направлен на повышение топливной экономичности, снижению дымности и токсичности отработавших газов специальных транспортных средств, эксплуатируемых в мегаполисе.

Раздел 1. АНАЛИЗ АКТУАЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ В АТМОСФЕРУ ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1.1. Анализ экологического состояния атмосферы в г. Санкт-Петербурге

Экологическую безопасность можно охарактеризовать с помощью распределения выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферу, как от передвижных источников загрязнения, так и от постоянных.

Истинные масштабы глобального загрязнения атмосферы различными веществами постоянными источниками, связанных с процессами получения энергии за счет сжигания топлив, оценить весьма затруднительно, поскольку такое изучение в достаточной степени происходит в сравнительно небольшой части воздушного океана планеты. На основании ориентировочных оценок экспертов [25] можно утверждать, что величина концентраций таких выбросов в настоящее время составляет более трех миллиардов тонн в год. При этом большинству промышленных регионов различных мировых стран характерным является следующее распределение вредных выбросов [42]:

- до 50% – концентрация окиси углерода;
- до 20% – концентрация оксида серы;
- 16-20% – концентрация твердых частиц;
- 30-35% концентрация оксида азота;
- 2-5% концентрация углеводородов.

Передвижные источники вредных выбросов приводят к значительным эмиссиям таких выбросов в атмосферу. К таким источникам относится весь наземный транспорт, в котором особенную часть составляют автотранспортные средства [21].

В соответствии с [33] можно утверждать, что на транспорт в промышленно-развитых странах приходится следующая концентрация выбросов:

- 70-90% – на оксиды углерода (CO);

– 40-70% – на азотсодержащие элементы (NO_x);

– 30% – на углекислый газ (CO_2).

Примечательным для передвижных нестационарных источников возможного загрязнения в условиях городских агломераций является то, что их основной агрегат – двигатель внутреннего сгорания (ДВС), оказывает наибольшее влияние на концентрации вредных выбросов.

Так, в соответствии с [Ошибка! Источник ссылки не найден.], соотношения вредных (загрязняющих) выбросов ДВС автотранспортных средств составляют:

– в условиях Москвы: CO – 96,3%, CH – 64,4%, NO_x – 32,6%;

– в условиях Санкт-Петербурга: CO – 88,1%, CH – 79,0%, NO_x – 31,7%.

Поскольку в работе рассматривается экологическая безопасность и действие ДВС спецавтотранспорта в условиях г. Санкт-Петербург, выполним анализ показателей загрязняющих веществ и концентраций вредных выбросов в атмосферу по Ленинградской области и областному городу отдельно. Распределение средней величины концентраций выбросов различных веществ по г. Санкт-Петербург¹ в течение 2016-2019 гг. приведено на диаграмме (рис. 1.1).

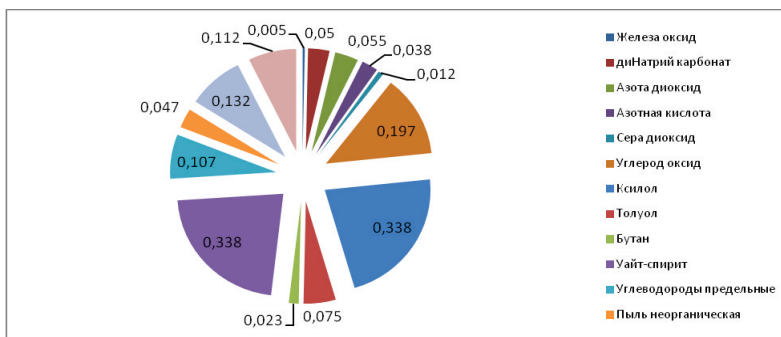


Рисунок 1.1 – Распределение средней величины концентраций выбросов различных веществ по г. Санкт-Петербург² в течение 2016 -2019 гг., т/год.

¹ Экологический портал Санкт-Петербурга. Комитет по природопользованию, охране окружающей среды и обеспечению экологической безопасности. Режим доступа: <http://www.infoeco.ru/index.php>

² Экологический портал Санкт-Петербурга. Комитет по природопользованию, охране окружающей среды и обеспечению экологической безопасности. Режим доступа: <http://www.infoeco.ru/index.php>

Величина годового выброса различных веществ по г. Санкт-Петербургу в 2020 году имела значение 1,127 тонн, в том числе: твердых – 0,125 т/год, жидких и газообразных – 1,002 т/год.

Величина выбросов различных веществ во внешнюю среду существующими предприятиями г. Санкт-Петербурга находятся на уровне предельно установленных норм. Значительных колебаний динамики выбросов вышеприведенных веществ во внешнюю среду в условиях г. Санкт-Петербурга в течение последних нескольких лет не наблюдается.

В результате выполненного анализа уровня загрязнения воздушного бассейна, отдельно для Санкт-Петербурга и Ленинградской области в целом, было установлено, что величины концентраций вредных (загрязняющих) выбросов находятся на довольно повышенном или же очень высоком уровнях (рис. 1.2).

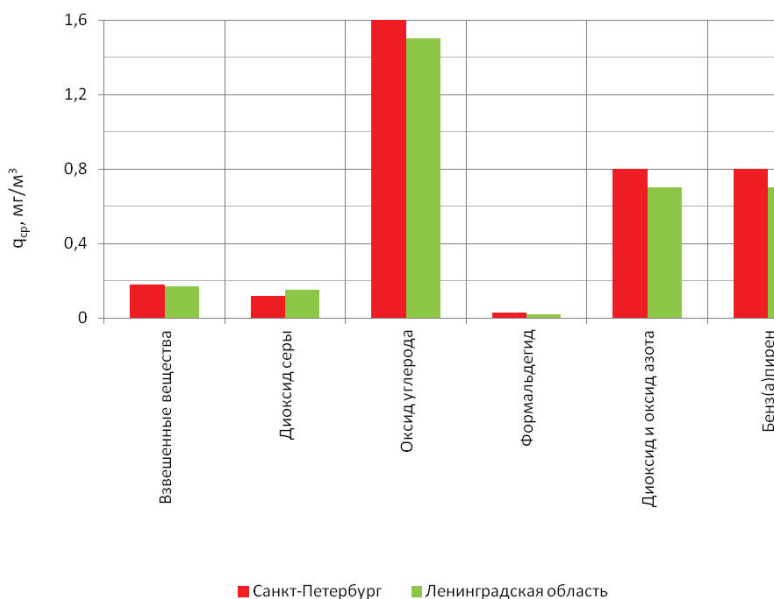


Рисунок 1.2 – Величина средних концентраций различных веществ за 2017 - 2020 гг. для г. Санкт-Петербурга и Ленинградской области.

На рис. 1.3 приведена помесечная динамика изменения концентраций бензапирена в 2017 -2020 гг. для Санкт-Петербурга и Ленинградской области.

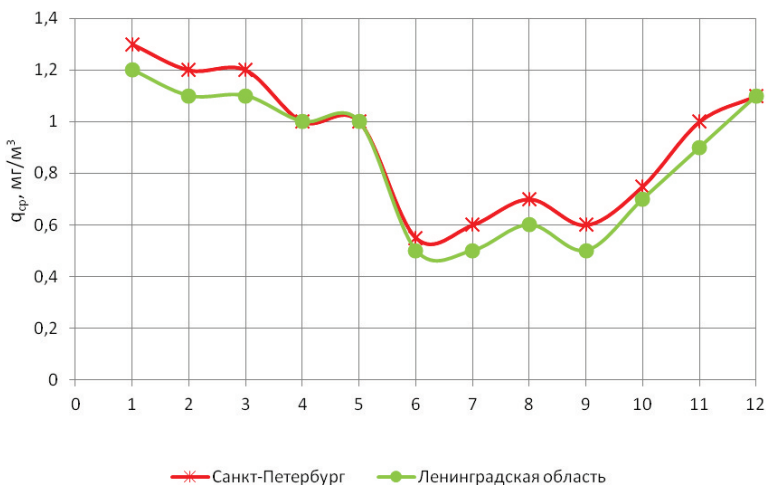


Рисунок 1.3 – Помесечная динамика изменения концентраций бензапирена в 2017-2020 гг. для Санкт-Петербурга и Ленинградской области.

Как видно из рис. 1.3, величина среднегодовых концентраций для Санкт-Петербурга и Ленинградской области находится за предельно допустимыми значениями. Кроме того, следует отметить, что двум рассматриваемым субъектам характерна увеличенная максимальная разовая концентрации бензапирена за рассматриваемый период.

Согласно статистике, г. Санкт-Петербург является одним из наиболее загрязнённых городов РФ после Норильска и Москвы. Важно отметить, что выбросы вредных веществ ДВС автотранспортных средств во всех перечисленных субъектах составляют более 80% от величины всех загрязнений атмосферного воздуха.

Из официального Доклада³ среднемесячные концентрации находились в интервале 0,6 -0,9 ПДКс.с. (рис. 1.4).

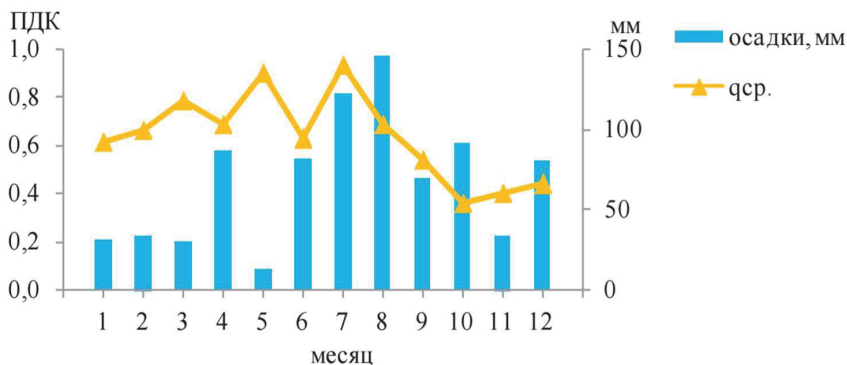


Рисунок 1.4 – Среднемесячные концентрации в Санкт-Петербурге (в долях ПДК) взвешенных веществ и осадков

Среднемесячные концентрации оксидов азота в г. Санкт-Петербурге представлен на рис. 1.5.

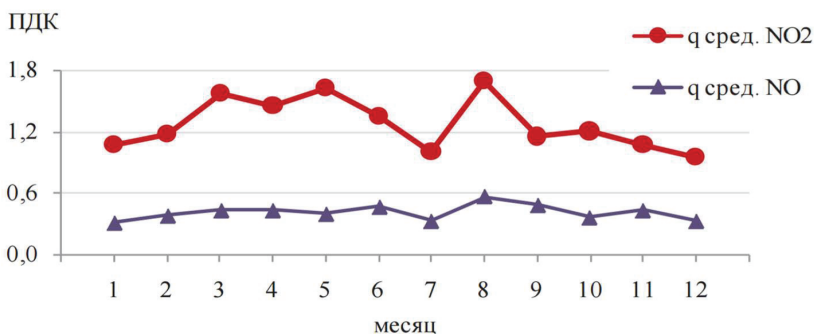


Рисунок 1.5 – Среднемесячные концентрации оксидов азота г. в Санкт-Петербурге

³ ДОКЛАД об экологической ситуации в Санкт-Петербурге в 2017 году

Среднемесячные концентрации озона в г. Санкт-Петербурге приведены на рис. 1.6, бензапирена на рис. 1.7; годовое распределение бензапирена приведено на рис. 1.8.

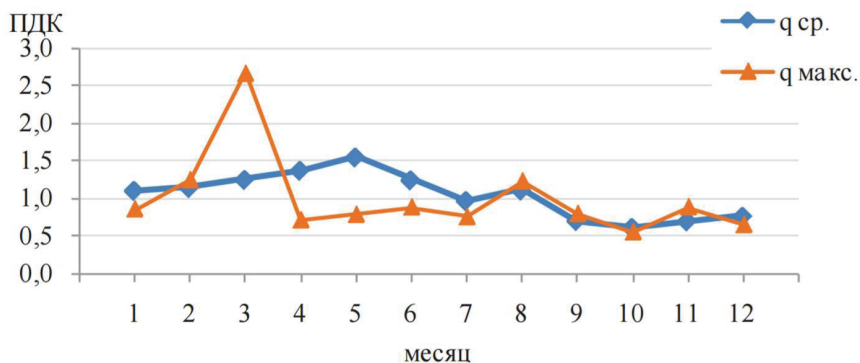


Рисунок 1.6 – Среднемесячные концентрации озона в Санкт-Петербурге

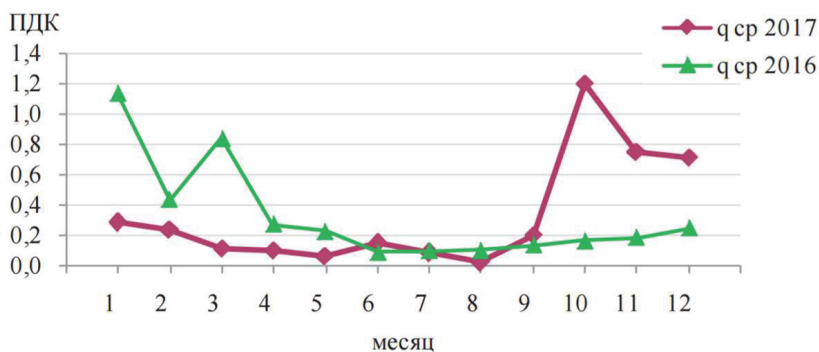


Рисунок 1.7 – Годовой ход среднемесячных концентраций бензапирена в целом по городу Санкт-Петербург

Как видим из рис. 1.7, происходит значительное повышение среднемесячных концентраций бензапирена в целом по городу. Динамика изменения среднегодовых концентраций бензапирена в Санкт-Петербурге, приведенная на рис. 1.8, указывает на их снижение.



Рисунок 1.8 – Динамика изменения среднегодовых концентраций бензапирена в г. Санкт-Петербурге

Среднегодовая величина концентраций аммиака в Санкт-Петербурге году приведена на рис. 1.9.

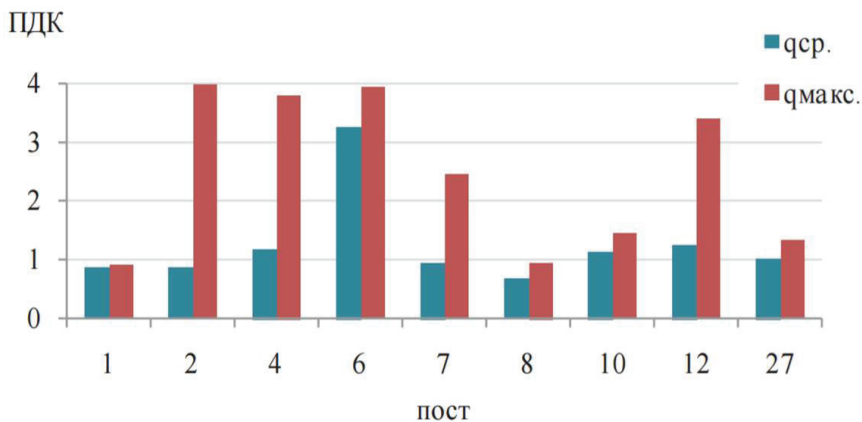


Рисунок 1.9 – Среднегодовая величина концентраций аммиака в Санкт-Петербурге

Тенденция изменения среднегодовых концентраций формальдегида представлена на рис. 1.10.

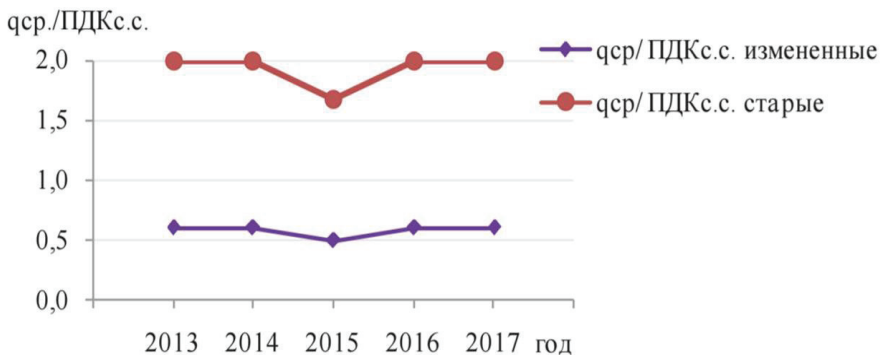


Рисунок 1.10 – Тенденция изменения среднегодовых концентраций формальдегида (qср./ПДКс.с.)

На рис. 1.11 отображена динамика изменений ИЗА с учетом ПДК формальдегида.



Рисунок 1.11 – Изменение значений комплексного ИЗА в г. Санкт-Петербург за 2013 -2017 годы

В Санкт-Петербурге среднегодовые значения выбросов оксидов азота, аммиака, озона, растворимых сульфатов, бензола и толуола имеют тенденцию к увеличению; при этом взвешенные вещества, концентрации оксидов углерода, хлористого водорода имели тенденцию к уменьшению; концентрации остальных вредных веществ не имели тенденций к изменениям.

Анализ загрязнения воздушного бассейна г. Санкт-Петербурга вредными выбросами от ДВС автотранспортных средств, величина которых может достигать 80% концентраций от всех возможных загрязнений, показывает необходимость разработки и выполнения мероприятий, которые, прежде всего, могут заключаться в замене парка автотранспортных средств на новые, перевод ДВС на другой, более безопасный и менее вредный, вид топлива, перевод автотранспортных средств на электропривод и др.

1.2. Актуализация задачи обеспечения экологической безопасности при эксплуатации специальных автотранспортных средств в г. Санкт-Петербурге

На сегодня для повышения экологической безопасности автотранспортных средств, в т. ч. при использовании специальных автотранспортных средств (САТС), в условиях города Санкт-Петербурга, необходимо решить актуальную задачу по снижению вредных выбросов спецавтотранспорта, в которую может быть включено сохранение и развитие комплексной системы, предназначенной для защиты окружающей среды Санкт-Петербурга. Проблема экологической безопасности при использовании специального автотранспорта в условиях Санкт-Петербурга является одной из важных составляющих экологической безопасности всей страны. В связи с этим, на сегодняшний день, разработана Стратегия⁴, направленная на обеспечение экологической безопасности РФ.

⁴ Стратегия экологической безопасности России до 2025 года

Основные цели данной Стратегии⁴ носят стратегический характер, направленный на обеспечение экологической безопасности. В Стратегии подробно прописаны не только основные принципы достижения экологической безопасности (совершенствование вертикально-горизонтальной структуры всех существующих природоохранных органов), но отдельные ключевые направления и комплексы мероприятий, в частности:

– построение методологической основы и базы данных, направленных на оценку возможных рисков производственных мощностей, в т. ч. и ДВС специального автотранспорта, их последствий с целью поддержки и обеспечения необходимого уровня экологической безопасности;

– доступность к решениям (базе данных) в информационном поле для всех существующих субъектов хозяйствования, в т. ч. и для хозяйств спецавтотранспорта, в условиях города и не только, которые будут гарантировать минимальный риск воздействия при ведении различной деятельности на окружающую среду;

– организация и работа научно-исследовательских лабораторий, деятельность которых будет направлена на повышение уровня охраны окружающей среды путем рациональных предложений по использованию имеющихся природных ресурсов; такая деятельность в первую очередь должна быть направлена на разработку и внедрение новых технологий и решений, позволяющих обеспечить требуемый уровень экологической безопасности, в т. ч. и при воздействии ДВС специального автотранспорта;

– построение новой улучшенной системы подготовки кадров в сфере экологической безопасности, в т. ч. и для субъектов, эксплуатирующих специальный автотранспорт;

– создание информационных платформ или ресурсов для возможного участия общественных организаций или же отдельной категории населения с последующим контролем деятельности определенного субъекта хозяйствования, в т. ч. и субъектов, эксплуатирующих специальный автотранспорт для снижения их негативного воздействия на окружающую среду;

– построение систем экологического мониторинга, контроля, аудита производственных мощностей или субъектов, эксплуатирующих специальный автотранспорт, позволяющие выполнить адекватную оценку техногенного влияния их деятельности на окружающую среду и на экологическую безопасность.

На данный момент для обеспечения необходимого уровня экологической безопасности и здоровья населения г. Санкт-Петербурга, соблюдения нормативного качества окружающей среды и уменьшения влияния специального автотранспорта, возможно применение эксплуатационных методов, направленных на контроль и снижение вредных (загрязняющих) выбросов.

Эксплуатационные методы, применяемые в ДВС, направлены на всестороннее поддержание их технического состояния в соответствии с заданными уровнями экологических нормативов на основе постоянного ведения технического контроля и проведения высококачественного технического обслуживания, что может обеспечить требуемый уровень экологической безопасности в условиях города. В этой связи может быть предложено совершенствование эксплуатационных методов, направленных на повышение экологической безопасности, которое основано на введении в процесс технического обслуживания (или во время проведения ежедневного обслуживания и осмотра) контроля (мониторинга) вредных выбросов, которые осуществляют ДВС специального автотранспорта в условиях любого города, в т. ч. и г. Санкт-Петербурга.

В этом случае, для такого контроля (мониторинга) вредных выбросов, осуществляемых ДВС специального автотранспорта, могут быть применены специальные технические средства контроля, как стационарного типа, так и мобильного. Лучшим вариантом будет служить установка портативных контролирующих технических средств (датчиков) на специальный автотранспорт, которые будут передавать информацию в реальном времени на единый сервер, где будет производиться обработка поступившей информации, а далее приниматься решение о проведении определенных мероприятий, направ-

ленных на снижение вредных выбросов, осуществляемых ДВС специального автотранспорта.

В первую очередь это изменение эксплуатационных режимов работы ДВС, их оптимизация, а, если это не влияет на уменьшение уровня вредных выбросов, то в дальнейшем будет необходимым ввод изменений в конструкцию отдельных элементов или ДВС специального автотранспорта в целом.

Кроме того, для обеспечения необходимого уровня экологической безопасности и здоровья населения Санкт-Петербурга при использовании специального автотранспорта, учитывая, что практически все ДВС являются дизельными, возможно предложить применение водородной добавки к топливной смеси.

1.3. Анализ технологий повышения экологической безопасности при эксплуатации специального автотранспорта в условиях городской агломерации

На данный момент для достижения экологической безопасности и здоровья населения города, соблюдения нормативного качества окружающей среды и уменьшения выбросов при использовании коммунальной техники активно внедряется применение автотранспортных средств работающих на альтернативных топливах, оптимизация и автоматизация на базе электронно-вычислительных машин логистики, а так же переоборудование эксплуатируемых коммерческих дизельных транспортные средств на работу в двухтопливных режимах на различных смесевых топливах. В качестве основного топлива при переоборудовании транспортных средств используется и рассматривается сжатый природный газ (КПГ) [57].

Использование природного газа в качестве моторного топлива для коммерческой и коммунальной техники хорошо известно еще с 80-х годов прошлого столетия, однако по ряду экономических, технических и геополитических причин широкого распространения он так и не получил.

Несмотря на это политика государства в автотранспортной области активно продвигает использование именно природного газа: созданы и реализуются программы государственной поддержки в виде предоставления субсидий и льгот.

Характеристика сжатых природных газов, используемых в качестве моторного топлива, должна соответствовать требованиям ГОСТ 27577 -2000. В природных газах имеются и вредные примеси [55]. Природный газ как топливо имеет высокую энергоэффективность. Теплотворная способность природного газа составляет около 48 МДж/кг, что близко к теплотворной способности дизельного топлива 51 МДж/кг. Получившая широкое распространение и эксплуатируемая в настоящее время двух-топливная система питаниях дизельных ДВС – газодизель (дизель+СН₄ метан), впервые была применена на отечественных грузовых автомобилях КамаЗ-5320 в 1987 году, а спустя 20 лет в 2015 году и на новом семействе серийных магистральных тягачей КамаЗ-5490. Основным преимуществом газодизельной системы является:

- её универсальность, позволяющая не привязываться к газозаправочной инфраструктуре и, в случае необходимости, позволить транспортному средству продолжить работать в штатном дизельном режиме; простота в эксплуатации в связи с незамысловатой конструкцией;

- ремонтпригодность;

- снижение дымности и токсичности отработавших газов ДВС; относительная простота переоборудования традиционного дизеля в газодизель;

- возможное увеличение межсервисного интервала ДВС; экономическая составляющая на разнице стоимости дизельного топлива и сжатого природного газа (КПГ).

Сегодня водород может быть использован в виде носителя тепловой энергии. Однако его применение является весьма ограниченным в связи со многими факторами, что отмечается многочисленными научно-практическими материалами [54].

Электролиз воды, который в сравнении, менее широко используется, приводит к образованию водорода с высокой степенью чистоты при потреблении определенного количества электрической энергии. Большая часть этой энергии генерируется главным образом за счет сжигания ископаемого топлива или гидроэлектроэнергии и ядерной энергии. В настоящее время существует мало перспектив для широкого использования электрической энергии из возобновляемых источников для производства водорода с использованием энергии ветра, солнца или приливной энергии. Имеются также очень ограниченные долгосрочные перспективы для производства водорода путем бактериального воздействия солнечной энергии и воды, окисления металлов или специальных химических циклов.

Водородный газ обычно хранится и транспортируется в виде сжатого газа, сжижается в форме гидрида металла или иногда адсорбируется в специальных, но дорогостоящих сплавах. Топливный газ имеет много привлекательных функций в качестве носителя энергоресурсов. Например, в качестве топлива для водорода могут быть назначены следующие благоприятные характеристики:

- возобновляемое топливо, которое может быть изготовлено из широкодоступных источников, таких как вода, за счет использования энергии;

- чистое топливо, которое производит намного меньше выхлопных газов при сгорании, чем другие виды топлива. Его выхлопной газ производит воду и, при конденсации, энергию через когенерацию;

- водород является каталитически чувствительным и обладает некоторыми очень привлекательными характеристиками сгорания, такими как чистое сгорание, быстрые скорости горения и широкий диапазон огнеопасных смесей. Это требует низкой энергии воспламенения, но с относительно высокими температурами самовоспламенения. Он имеет очень высокую теплоотворную способность на массовых основаниях с высокой температурой пламени. Он является плавучим, диффузионным и остается газом до чрезвычайно низких криогенных температур.

Однако в настоящее время существуют некоторые ограничения на его широкое применение в качестве топлива, особенно в двигателях, поскольку:

- требует много полезной энергии для его производства и в настоящее время не хватает инфраструктуры для его широкого распространения, что приводит к его высокой стоимости на энергетической основе по сравнению с другими топливными ресурсами;

- имеет потенциальные проблемы, связанные с безопасностью, совместимостью материалов, переносимостью, хранением, обработкой и транспортировкой. Слишком сложно разжижать и хранить в жидкости, требуя на это затрат полезной работы;

- имеет очень низкую теплотворную способность на объемных и жидких основаниях.

Водород представляет собой криогенную жидкость с чрезвычайно низкой температурой кипения, которая составляет всего 20 К при обычном значении атмосферного давления. Он обладает очень низкой плотностью жидкости (порядка 70 г / л), которая в общем составляет всего 10% от объема бензина, и для той же энергии он должен иметь объем в несколько раз больше объема жидкого топлива ДВС.

Криогенная природа водорода требует наличия дорогостоящих и относительно громоздких и тяжелых топливных баков для их хранения и транспортировки. Кроме того, существует множество серьезных проблем безопасности и выдачи, связанных со всеми аспектами применения водорода. Возникают некоторые дополнительные проблемы, такие как повышенное образование льда, коррозия, совместимость материалов и ограничения времени хранения. Когда жидкий водород впрыскивается непосредственно, требуется его нагрев топливом, в результате получается очень холодный газ с увеличенным объемом. Топливо необходимо впрыскивать достаточно быстро в камеру сгорания высоким давлением и эффективно распределять в течение относительно короткого времени. Большая разница в плотности между топливом и воздухом, значительно высокая скорость пламени и различные ха-

рактические турбулентности будут в значительной степени влиять на процессы смешивания и сжигания в двигателях.

На данный момент известны работы по применению водородной добавки для ДВС, работающих по циклу Дизеля [66], что помогает снизить вредные выбросы автотранспорта с дизельными ДВС в условиях городской агломерации, а также уменьшить экономические издержки на топливо.

В работах [70], водород, с точки зрения экологической безопасности является идеальным энергоносителем, так как при сгорании водородно-воздушной смеси единственным токсичным компонентом могут быть оксиды азота (не считая продуктов сгорания моторных масел). Основные положительные свойства водорода, как моторного топлива, заключаются в низкой энергии воспламенения смеси, высокой скорости ее горения, широком диапазоне воспламеняемости по составу смеси, что разрешает реализовать качественное регулирование ДВС с внешним и непосредственным смесеобразованием.

1.4. Оценка величины выбросов вредных веществ двигателя внутреннего сгорания

Поскольку особый интерес вызывает влияние выбросов специального автотранспорта на экологические показатели, то для двигателей Testor 4 и Testor 6, которые установлены на специальном автотранспорте (автомобили Iveco EuroCargo), эксплуатируемых в условиях г. Санкт-Петербурга, могут быть приведены следующие результаты.

Средние значения концентраций CO для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала приведены на рис. 1.12.

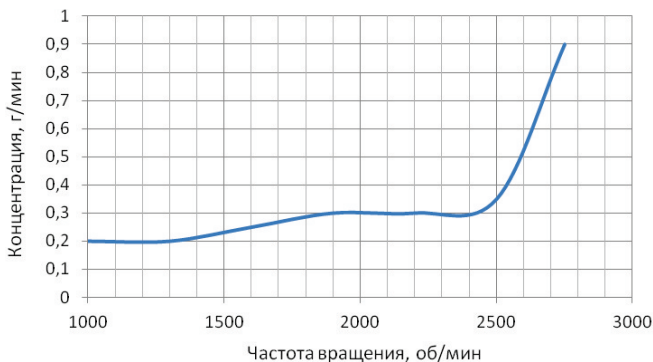


Рисунок 1.12 – Средняя зависимость выбросов СО для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. от частоты вращения коленчатого вала в режиме без нагрузки

Средняя зависимость выбросов СО от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки приведены на рис. 1.13.



Рисунок 1.13 – Средняя зависимость выбросов СО от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки

Для средних значений выбросов CO в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки (рис. 1.13) характерны более высокие значения в сравнении без нагрузки (рис. 1.12). На рис. 1.14 приведена зависимость средних значений концентраций NO_x для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала.

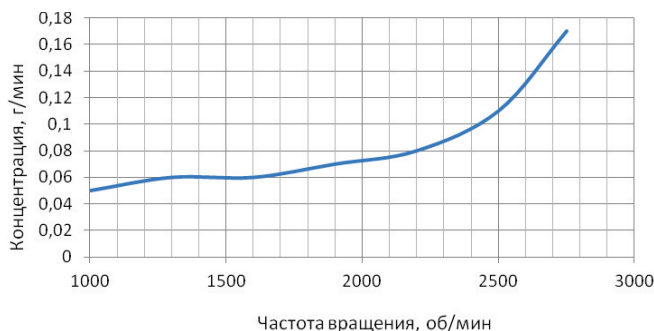


Рисунок 1.14 – Средние зависимости выбросов NO_x для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. в режиме без нагрузки от оборотов коленчатого вала

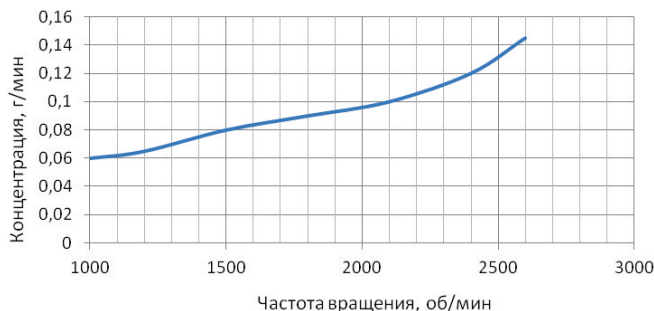


Рисунок 1.15 – Средняя зависимость выбросов NO_x от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки

На рис. 1.15 приведена средняя зависимость выбросов NO_x от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки. Данные, приведенные в режиме нагрузки (рис. 1.15), для средних значений выбросов NO_x в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, показывают большие значения нежели в режиме без нагрузки (рис. 1.14).

На рис. 1.16 приведены средние значения зависимости концентраций HC для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала.



Рисунок 1.16 – Зависимость средних значений выбросов HC для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала

Также для двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с. в режиме нагрузки приведем зависимости средних значений выбросов HC от частоты вращения коленчатого вала (рис. 1.17).

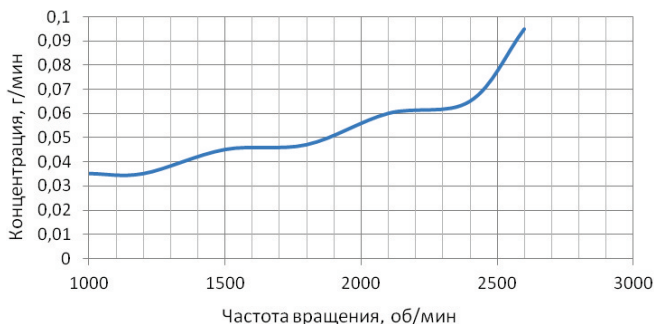


Рисунок 1.17 – Зависимость средних значений выбросов HC для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. под нагрузкой от частоты вращения коленчатого вала

В этом случае, в режиме под нагрузкой для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. (рис. 1.17) проявляется практически аналогичная тенденция, что и для зависимости без нагрузки (рис. 1.16). Графическая интерпретация средних значений выбросов SO₂ для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. без нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала приведена на рис. 1.18.

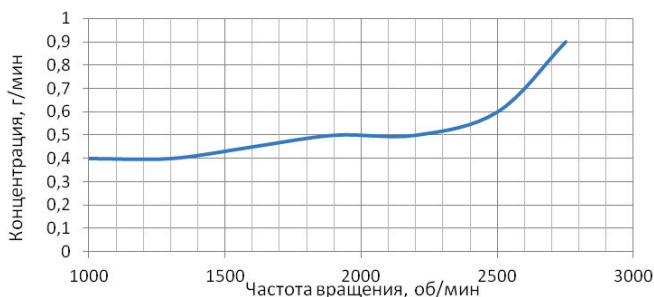


Рисунок 1.18 – Зависимости средних значений выбросов SO₂ для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала

Кроме того, на рис. 1.19 приведем зависимости средних значений выбросов SO_2 для двигателя Testor 4, мощностью 160 л.с. от частоты вращения коленчатого вала в режиме нагрузки.

Зависимости, приведенные на рис. 1.19, имеют аналогичную тенденцию, которая приведена ранее на рис. 1.18. При этом средние значения выбросов SO_2 для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в зависимости от частоты вращения коленчатого вала отличаются на 4 -10%.

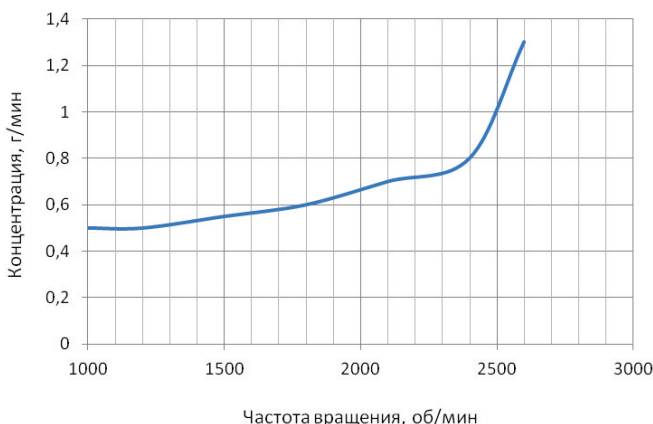


Рисунок 1.19 – Средние значения выбросов SO_2 для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с нагрузкой

Концентрации выбросов вредных веществ двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, таких как CO_2 и РМ для режимов как с нагрузкой, так и без нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала имеют практически одинаковые значения и находились в интервале для:

- CO_2 – 200...1100 г/мин;
- РМ – 0,01...0,06 г/мин.

1.5. Анализ эффективности применения водородно-дизельного смесового топлива на показатели экологической безопасности

Для достижения экологической безопасности и необходимых условий для обеспечения надлежащего уровня здоровья населения городской агломерации, соблюдения нормативного качества окружающей среды и уменьшения вредных выбросов возможно применение водородной добавки для ДВС, работающих по циклу Дизеля [109]. Последнее поможет снизить вредные выбросы спецавтотранспорта с дизельными ДВС в условиях городской агломерации. Так в работах [117], водород, с точки зрения экологической безопасности является идеальным энергоносителем, так как при сгорании водородно-воздушной смеси единственным токсичным компонентом могут быть оксиды азота.

Анализ литературных источников показывает существование разных данных о вредных выбросах при применении водородной добавки для ДВС, работающих по циклу Дизеля, особенно это касается оксидов азота NO_x [1, 6, 7, 8, 10, 14, 15 18, 23]. Так в [34, 45, 53] утверждается об увеличении выбросов NO_x на более высоких нагрузках двигателя с воспламенением от сжатия с водородом, а в [61, 64, 65] – добавление водорода к дизельному топливу снижает выбросы NO_x в условиях низкой нагрузки, но отмечается об увеличении при высокой нагрузке. Также в работах [58,72,75,80] приведены результаты о высоких выбросах NO_x с применением водородной добавки для ДВС, работающих по циклу Дизеля, однако делается вывод, что с применением рециркуляции отработавших газов снижаются все выбросы.

В приведенных результатах для ДВС, работающих по циклу Дизеля с применением водородной добавки [83,86,89,93] получено снижение выбросов NO_x на 38,4%, CO_2 – на 27,4%, CO – на 33,4%, из которых сделаны выводы о том, что комбинация добавления водорода и рециркуляция отработавших газов является выгодной для общего снижения выбросов.

В [2] отмечается о возможности снижения выбросов NO_x в двигателе, работающем с добавлением водорода более чем на 90% с одновременным уменьшением выброса сажи за счет увеличения добавления водорода [26,27,28,29,30].

В публикациях [35,37,38,41,42] приведены результаты добавления водорода в дизельный ДВС, в которых отмечается о небольшом увеличении выбросов NO_x и повышении эффективности, все остальные вредные выбросы имели резкое снижение.

Также в [11,19,24] отмечается об удельном снижении выбросов CO , CO_2 и дымности с увеличением добавки водорода.

Эффективность сгорания топливной смеси увеличивается с добавлением водорода из-за избытка воздуха и, если нет избытка воздуха, то выбросы NO_x могут уменьшиться [3,12,16].

Снижение выбросов NO_x с добавкой водорода к воздуху для пуска дизельного ДВС было отмечено при всех частичных нагрузках, а при полной нагрузке получено увеличение на 51,3% [4,9].

Результаты экспериментов [13,17,20,31] показывают, что увеличение количества водорода в двигателе сокращает задержку зажигания, что также влияет на основную фазу сгорания. При этом тенденция к выбросам сажи неуклонно уменьшалась с увеличением количества водорода.

Для уменьшения выбросов NO_x в работах [5,22,32,36,40] упоминается о впрыске воды в камеру сгорания, что помогает предотвратить детонацию и предварительное воспламенение во время сгорания водорода. При этом вода охлаждает заряд и снижает скорость сгорания. Однако вода, впрыскиваемая во впускной коллектор, снижает объемную эффективность.

Нагрузочная характеристика дизельного двигателя и экологические показатели, характеризующие качественное изменение рабочего процесса дизеля при его работе на смесевых топливах, в состав которого входит водород, в соответствии с [39,43,53] представлены на графиках рис. 1.20, 1.21.

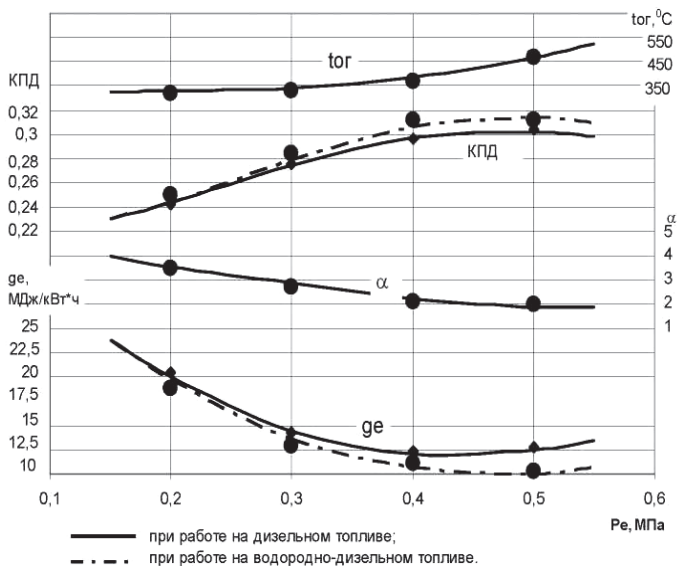


Рисунок 1.20 – Нагрузочная характеристика дизельного двигателя

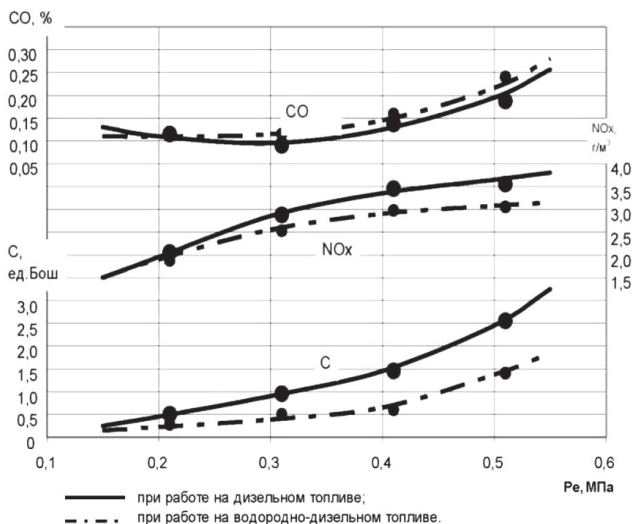


Рисунок 1.21 – Экологические показатели дизеля при его работе на традиционном и водородно-дизельном смесевом топливе по нагрузочной характеристике с частотой вращения коленчатого вала 2000 мин^{-1}

Из приведенных зависимостей видно, что на режиме, близком к номинальному ($P_e = 0,55$ МПа), присутствие в смесевых топливах водородсодержащих продуктов конверсии метанола способствует снижению содержания сажи в отработавших газах (ОГ) с 3,2 до 1,8 ед. Бош, то есть на 45%, при уменьшении концентрации во вредных выбросах – оксидов азота – на 16%.

Изменение (повышение) концентрации веществ СО в отработавших газах, измеренное перед реактором, оказалось незначительным [44]. Одним из весьма важных факторов, которые существенно влияют на эффективность применения примесей водорода, является сам способ их подачи в ДВС. Добавление водорода на такте впуска ДВС является самым простым способом его применения еще на ранних стадиях внедрения. Но этот способ приводит к усложнению качественного регулирования ДВС, а также не является полностью безопасным, благодаря возможности образования взрывоопасной смеси во впускном тракте ДВС и ее воспламенению с последующим взрывом. Такие явления наблюдались ранее, как в ДВС, работающих по циклу Отто, так и в других дизельных двигателях [46,79].

Одним из возможных способов разрешения приведенной проблемы является подача малых примесей водорода с применением решения, предложенного в работе [47]. Главная идея заключается в том, чтобы добавлять водород в дизельное топливо в магистраль высокого давления во время образования низкого давления с помощью специального устройства. При этом на таком давлении дизельное топливо будет насыщаться водородом и поступать в форсунку, а дальше происходит впрыскивание в цилиндр ДВС. После впрыска и снижения давления в цилиндре, водород освобождается из дизельного топлива, способствует дальнейшему измельчению капель и быстро диффундирует в объем надпоршневого пространства. Количество водорода, которое полагается для цикловой подачи дизельного топлива в ДВС, регулируется давлением водорода на входе в устройство. Применение вышеприведенного решения позволяет не вносить существенных изменений в конструкцию ДВС или топливной аппаратуры, обеспечить достаточно высокий уро-

вень качества регулирования и безопасности при использовании примесей водорода.

Как видим из приведенного анализа, в мире существуют разноплановые мнения о применении водородной добавки или примесей водорода для ДВС, работающих по циклу Дизеля, которые касаются вредных выбросов при этом. Поэтому актуальным является проведение теоретических и экспериментальных исследований экологической безопасности специального автотранспорта при использовании в ДВС примесей водорода. Анализ распределения выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферу г. Санкт-Петербурга от ДВС автотранспортных средств показал, что их величина может достигать 80% концентраций от всех возможных загрязнений, в т. ч. и от постоянных источников. Такое распределение указывает на необходимость разработки и выполнения мероприятий, которые могут заключаться как в замене парка автотранспортных средств на новые, так и переводом ДВС на более на менее вредные виды топлива.

Использование специального автотранспорта в условиях города Санкт-Петербурга в немалой степени также влияет на экологическую безопасность. При этом возникает актуальная задача, связанная со снижением вредных выбросов ДВС специального автотранспорта, решение которой открывает и улучшает условия по обеспечению здоровой окружающей среды, увеличению продолжительности и качества жизни населения и в итоге – экономическому развитию всего рассматриваемого региона.

В этой связи может быть предложено совершенствование эксплуатационных методов, направленных на повышение экологической безопасности, которое основано на введении в процесс технического обслуживания (или во время проведения ежедневного обслуживания и осмотра) контроля (мониторинга) вредных выбросов, которые осуществляют ДВС специального автотранспорта. В этом случае, для такого контроля (мониторинга) вредных выбросов, осуществляемых ДВС специального автотранспорта, могут быть применены специальные технические средства контроля, как стационарного, так и мобильного типа.

Анализ влияния выбросов специального автотранспорта на экологические показатели на примере двигателей Tector 4 и Tector 6, установленных на автомобили Iveco EuroCargo и эксплуатируемых в условиях Санкт-Петербурга показал следующие значения в зависимости от частоты вращения коленчатого вала:

- величина выбросов CO составляет 0,2...0,9 г/мин;
- величина выбросов NO_x составляет 0,05...0,17 г/мин;
- величина выбросов HC составляет 0,03...0,85 г/мин;
- величина выбросов HC составляет 0,035...0,095 г/мин;
- величина выбросов SO₂ составляет 0,4...1,3 г/мин;
- величина выбросов CO₂ составляет 200...1100 г/мин;
- величина выбросов PM составляет 0,01...0,06 г/мин.

Для снижения перечисленных параметров возможно применение водородной добавки для ДВС, работающих по циклу Дизеля. Последнее поможет снизить вредные выбросы специального автотранспорта с дизельными ДВС в условиях городской агломерации.

Одним из весьма важных факторов, которые существенно влияют на эффективность применения примесей водорода, является сам способ их подачи в ДВС. Добавление водорода на такте впуска ДВС является самым простым способом его применения еще на ранних стадиях внедрения. Но этот способ приводит к усложнению качественного регулирования ДВС, а также не является полностью безопасным, благодаря возможности образования взрывоопасной смеси во впускном тракте ДВС и ее воспламенению с последующим взрывом. Одним из возможных способов разрешения приведенной проблемы заключается в том, чтобы добавлять водород в дизельное топливо в магистраль высокого давления во время образования низкого давления с помощью специального устройства. Применение вышеприведенного решения позволяет не вносить существенных изменений в конструкцию ДВС или топливной аппаратуры, обеспечить достаточно высокий уровень качества регулирования и безопасности при использовании примесей водорода.

Раздел 2. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОТ ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ ОБСЛУЖИВАНИЮ И РЕМОНТУ

2.1. Эксплуатационный метод повышения экологической безопасности специального автотранспорта

Методы повышения экологической безопасности специального автотранспорта могут быть разделены на конструкционные и эксплуатационные. Конструкционные методы используются на стадии проектирования специального автотранспорта. При этом, изначально принимаются такие конструктивные характеристики ДВС специального автотранспорта, которые отвечают определенным нормам экологической безопасности при определенных режимах эксплуатации. Эксплуатационные методы, применяемые в ДВС специального автотранспорта, направлены на всевозможную поддержку их технического состояния в соответствии с заданными уровнями экологических нормативов безопасности на основе постоянного ведения технического контроля технических и экологических параметров и проведения качественного обслуживания. Для повышения экологической безопасности специального автотранспорта при применении эксплуатационных методов, а именно в процессе технического обслуживания (или во время проведения ежедневного обслуживания и осмотра), может быть задействован процесс контроля и постоянного мониторинга вредных выбросов, которые осуществляют ДВС специального автотранспорта для различных условий эксплуатации. Для этого могут применяться специальные технические средства, как стационарного, так и мобильного типа, которые будут контролировать концентрации вредных выбросов, осуществляемых ДВС спецавтотранспорта, а ответственный за экологическую безопасность должен принимать неотложные меры по восстановлению технического состояния ДВС. К таким мерам может быть отнесено неплановое техническое обслуживание или ремонт.

Однако, лучший вариант состоит в установке портативных контролирующих технических средств (датчиков) на специальный автотранспорт, которые будут передавать информацию в реальном времени на единый сервер, где будет производиться обработка поступившей информации, а далее приниматься решение о проведении определенных мероприятий, направленных на снижение вредных выбросов, осуществляемых ДВС специального автотранспорта для повышения экологической безопасности. В первую очередь это изменение режимов работы ДВС, их оптимизация, а, если это не влияет на уменьшение уровня вредных выбросов, то необходимым является внесение изменений в конструкцию отдельных элементов или ДВС специального автотранспорта в целом.

К конструкционно-технологическому (эксплуатационному) методу можно отнести и использование в качестве топлива – водорода, который является представителем идеального энергоносителя.

Совмещенный цикл ДВС с дизельным топливом и водородом, который конструктивно-технологически выполнен правильно, может позволить улучшить эксплуатационные характеристики ДВС специального автотранспорта. Поскольку в водороде отсутствуют вредные примеси, а при его сгорании выделяется намного меньше углерода чем при сгорании дизельного топлива, то экологическая безопасность при применении специального автотранспорта повысится.

В итоге использование совмещенных циклов ДВС с дизельным топливом и водородом позволит значительно снизить влияние негативных воздействий на внешнюю окружающую среду вредных выбросов для разных режимов и условий эксплуатации. Особенно важным это является в черте городов и мегаполисов.

На данный момент известны работы по применению водородной добавки для ДВС, работающих по циклу Дизеля [52,60], что помогает снизить вредные выбросы автотранспорта с дизельными ДВС в условиях городов и мегаполисов.

Так, в работах [48,51], водород, с точки зрения экологической безопасности является идеальным энергоносителем, так как при сгорании водородно-воздушной смеси единственным токсичным компонентом могут быть оксиды азота (не считая продуктов сгорания моторных масел). Основные положительные свойства водорода, как моторного топлива, заключаются в низкой энергии воспламенения смеси, высокой скорости ее горения, широком диапазоне воспламеняемости по составу смеси, что разрешает реализовать качественное регулирование ДВС с внешним смесеобразованием.

Анализ литературных источников показывает о существовании разных данных о вредных выбросах при применении водородной добавки для ДВС, работающих по циклу Дизеля, особенно это касается оксидов азота NO_x [49,59,63,68,71,74,77,82,84,87,91].

Так, в [50,62] утверждается об увеличении выбросов NO_x на более высоких нагрузках двигателя с воспламенением от сжатия с водородом, а в [81] – добавление водорода к дизельному топливу снижает выбросы NO_x в условиях низкой нагрузки, но отмечается об увеличении при высокой нагрузке. Также в работах [67,69] приведены результаты о высоких выбросах NO_x с применением водородной добавки для ДВС, работающих по циклу Дизеля, однако делается вывод, что с применением рециркуляции отработавших газов снижаются все выбросы.

В приведенных результатах для ДВС, работающих по циклу Дизеля с применением водородной добавки [73] получено снижение выбросов NO_x на 38,4%, CO_2 – на 27,4%, CO – на 33,4%, из которых сделаны выводы о том, что комбинация добавления водорода и рециркуляция отработавших газов является выгодной для общего снижения выбросов.

В [76] отмечается о возможности снижения выбросов NO_x в двигателе, работающем с добавлением водорода более чем на 90% с одновременным уменьшением выброса сажи за счет увеличения добавления водорода [78,85,88,90,92].

В публикациях [94,97,100,102] приведены результаты добавления водорода в дизельный ДВС, в которых отмечается о небольшом увеличении выбросов NO_x и повышении эффективности, все остальные вредные выбросы имели резкое снижение.

Также в [95,99,101] отмечается об удельном снижении выбросов CO , CO_2 и дымности с увеличением добавки водорода.

Эффективность сгорания топливной смеси увеличивается с добавлением водорода из-за избытка воздуха и, если нет избытка воздуха, то выбросы NO_x могут уменьшиться [96].

Снижение выбросов NO_x с добавкой водорода к воздуху для пуска дизельного ДВС было отмечено при всех частичных нагрузках, а при полной нагрузке получено увеличение на 51,3% [98].

Результаты экспериментов [103] показывают, что увеличение количества водорода в двигателе сокращает задержку зажигания, что также влияет на основную фазу сгорания. При этом тенденция к выбросам сажи неуклонно уменьшалась с увеличением количества водорода.

Для уменьшения выбросов NO_x в работах [104,107] упоминается о впрыске воды в камеру сгорания, что помогает предотвратить детонацию и предварительное воспламенение во время сгорания водорода. При этом вода охлаждает заряд и снижает скорость сгорания. Однако вода, впрыскиваемая во впускной коллектор, снижает объемную эффективность.

В связи с вышеупомянутым, в работе будет применен (эксплуатационный) метод при совмещенном цикле ДВС с дизельным топливом и водородом.

2.2. Теоретические методы исследования технических параметров ДВС при использовании водородно-дизельного смесового топлива

Основными теоретическими методами при исследовании технических параметров ДВС специального автотранспорта является теория ДВС и последующее математическое моделирование.

При математическом моделировании технических параметров ДВС специального автотранспорта, основной задачей является исследование изменений, происходящих при рабочем цикле ДВС. Это применимо в случае совмещенного цикла ДВС дизельного топлива и примесей водорода. При этом для выполнения моделирования необходимо применение теории ДВС, а также новейших разработок. Моделирование заключается в том, чтобы установить связь между основными параметрами рабочего процесса ДВС и количеством примесей водорода, который подается при совмещенном цикле дизеля, а также влияние основного технического параметра на скорость тепловыделения и качество распыления топлива в цилиндре ДВС при совмещенном цикле.

Математическое моделирование и решение указанных задач является необходимым для разработки физически корректных и надежных методов расчета и проектирования ДВС при совмещенном цикле дизеля и примесей водорода, а также оптимизации режимов их работы. Такое может быть решено экспериментальными методами, что является более дорогостоящим, а использование математического моделирования как теоретического метода при исследовании технических параметров ДВС специального автотранспорта позволяет установить влияние на рабочий процесс различных факторов, учесть которые является довольно трудным при выполнении экспериментальных исследований. Также теоретические методы исследования технических параметров ДВС специального автотранспорта позволяют получить достоверные результаты при наиболее общей постановке задачи и сократить время и объем научных исследований.

Наиболее трудным в исследовании рабочего цикла ДВС, работающего при совмещенном цикле дизеля и примесей водорода, является определение характеристик тепловыделения и установления влияния на них основных технических параметров ДВС. Стоит отметить, что рабочие процессы в ДВС при совмещенном цикле дизеля и примесей водорода практически не изучены. Это обстоятельство влияет на структуру и основные свойства математи-

ческой модели, а также на методы, используемые для ее реализации. Поэтому важную роль в процессе моделирования рабочего цикла ДВС, работающего при совмещенном цикле дизеля и примесей водорода играют сбор и обобщение информации о ходе и особенностях рабочих процессов при применении различных видов газообразного топлива в ДВС, особенно с добавлением водорода.

Математическая модель рабочего цикла ДВС, работающего при совмещенном цикле дизеля и примесей водорода, в достаточно общей постановке вследствие ее сложности не может быть замкнута без соответствующих экспериментальных данных. Модель должна быть дополнена экспериментальными зависимостями, которые отражают влияние наличия добавки водорода к дизельному топливу на качество распыления и испарения топлива в рабочем цилиндре ДВС, работающего при совмещенном цикле дизеля и примесей водорода, а также зависимостями скорости испарения от основных технических параметров рабочего цикла ДВС.

При разработке методики расчета рабочего цикла ДВС, работающего при совмещенном цикле дизеля и примесей водорода, должны применяться фундаментальные уравнения, записанные в дифференциальной форме, которые в результате преобразований, могут быть приведены к конечной разности с использованием неявных разностных схем и решаться известными методами прогонки.

Применение математического моделирования и результатов экспериментальных исследований позволяет рассчитать все необходимые характеристики рабочего процесса ДВС, работающего при совмещенном цикле дизеля и примесей водорода, проверить адекватность принятых допущений, отработать режимы испытаний и планировать эксперименты, осуществить теоретические исследования технических параметров ДВС специального автотранспорта в достаточно широком диапазоне режимов и условий работы.

2.3. Экспериментальные методы исследования технических параметров ДВС при использовании водородно-дизельного смешанного топлива

Основная задача экспериментального исследования экологической безопасности специального автотранспорта с ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода является получение качественных и количественных результатов, подтверждающих работоспособность таких ДВС при сохранении приемлемой топливной экономичности, надежности и ресурса, а также достоверность принятых при математическом моделировании предположений. Поэтому для экспериментального исследования принят метод индуцирования рабочего процесса ДВС специального автотранспорта, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода с компьютерной системой сбора и обработки информации. Этот метод позволяет получить наиболее полное представление об особенностях термодинамического цикла и о характере подвода теплоты, в полной мере будет соответствовать поставленным задачам экспериментального исследования.

Проанализировав влияние водорода на рабочий процесс в цилиндрах ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода, после обзора литературных источников, следует сделать вывод о возможности применения примесей водорода к дизельному топливу в ДВС специального автотранспорта. В то же время требует исследования характер протекания процессов сгорания топливо-водородной смеси, а также процесс образования вредных веществ, угрожающих экологической безопасности.

Существующие исследования рабочего процесса ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода не раскрывают полной картины процесса сгорания и тепловыделения, образования вредных выбросов и реальных технических параметров ДВС специального автотранспорта.

При проведении экспериментальных исследований ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода, данный двигатель выводился на стационарный тепловой режим на каждом из режимов нагрузки,

чтобы избежать влияния нестационарности на результаты измерения соответствующих параметров и обеспечить повторяемость результатов. Экспериментальные исследования на каждом режиме повторялись не менее 5 раз, после чего полученные данные обрабатывались и, отбрасывались данные, которые явно выходили за пределы распределения рациональных значений технических параметров. При проведении исследований выполняется автоматическая регистрация данных технических параметров ДВС с помощью компьютерной системы сбора информации. В основном, фиксировались значения вредных выбросов, таких как CO, NO_x, HC, SO₂, CO₂, PM.

Также фиксировались значения максимальных скоростей распределения потоков газа в камере сгорания ДВС в зависимости от угла поворота коленчатого вала на стенде, а адекватность полученной математической модели была проверена по отклонениям значений скорости распределения потоков газа в камере сгорания ДВС, полученных при теоретических и экспериментальных исследованиях.

Кроме того, фиксировалась эффективная мощность, крутящий момент, частота вращения коленчатого вала двигателя ДВС.

Все датчики, термопреобразователи и расходомеры перед проведением экспериментальных исследований подвергались индивидуальному тарированию с целью исключения ошибок и для повышения точности выполненных измерений. Обработка и регистрация параметров осуществлялась с помощью компьютерной системы в реальном масштабе времени и отражением на мониторе. Обработка результатов экспериментальных исследований выполнялась по стандартным методикам, которые широко применяются для подобных исследований [52-55].

2.4. Математическая модель рабочих процессов ДВС при использовании водородно-дизельного смесового топлива

Для математического описания процессов совмещенных циклов ДВС, работающего на дизельном топливе и примесях водорода, будут использованы уравнения действительных физических явлений. Для этого действительный четырехтактный цикл условно разделяется на несколько участков, каждый из которых характеризуется определенными физическими явлениями и потому математически описывается соответствующими уравнениями. Эти участки отделяются фазами газораспределения, моментом зажигания рабочей смеси и продолжительностью ее горения. Для расчетов процессов на каждом из участков целесообразно использовать метод объемного баланса, который не противоречит физической природе процессов и дает наиболее точные результаты [105,108,110].

Метод расчетов рабочего процесса совмещенных циклов дизеля и газа, в основе которого лежат дифференциальные уравнения объемного баланса, нашел широкое применение в практике двигателестроения. Этот метод получил распространение в научно-исследовательской работе, а также в заводской практике. Он дает практически полную сходимость расчетных и исследовательских данных [105,106,111,112,113,114,116,118].

В основу метода положено уравнение объемного баланса и уравнение адиабаты в дифференциальной форме:

$$dV = dV_n - dV_s + dV_e - dV_{Q_T} + dV_{Q_x} + dV_m, \quad (2.1)$$

$$dp = -\frac{k \cdot p}{V} \cdot dV, \quad (2.2)$$

где k – показатель адиабаты.

Для каждого участка действительного цикла спецавтотранспорта с ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода, уравнение объемного баланса (2.1) имеет соответствующий вид и, таким образом, могут быть учтены особенности действительного цикла. Учет теплообмена вследствие изменения объема дает возможность использовать уравнение адиабаты (2.2) для описания действительных процессов.

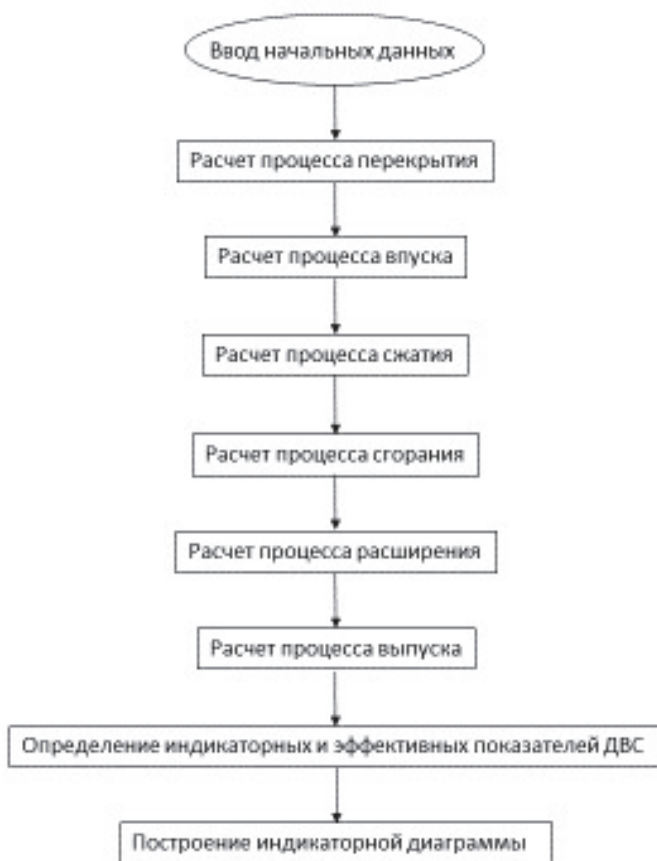


Рисунок 2.1 – Блок-схема математического моделирования рабочего процесса ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода методом объемного баланса

Метод объемного баланса может быть использован в математической модели рабочего процесса спецавтотранспорта с ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода. С помощью данной модели можно определить параметры и состав рабочего тела в цилиндре по углу поворота кривошипа, который позволяет рассчитать показатели рабочего процесса цилиндра, а также влияние изменения состава и параметров рабочего тела на показатели рабочего процесса [14,20,29,32,38,46].

Блок-схема математического моделирования рабочего процесса ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода методом объемного баланса приведен на рис. 2.1.

Процесс расчетов действительного цикла целесообразно начинать с участков перекрытия клапанов в момент открытия впускного клапана, поскольку в этот момент можно с достаточной достоверностью определить параметры рабочего тела в цилиндре – начальные данные для расчетов [17,26,34,39]. Температуру рабочего тела в работающем цилиндре T_{dp} можно определить, зная температуру ВГ T_{BG} за выпускным клапаном и используя значение коэффициента снижения температуры k_{BG} в клапанной щели по формуле:

$$T_{dp} = k_{BG} \cdot T_{BG} . \quad (2.3)$$

Согласно исследованиям [30-35, 53] коэффициент снижения температуры в клапанной щели $k_{BG} = 1,05...1,07$.

Температура ВГ в выпускном трубопроводе определяется при помощи полиномиальной зависимости от частоты обращения коленчатого вала n_0 и разрежения во впускном трубопроводе:

$$T_{вг} = 607.8 + 0.1287 \cdot n_{\partial} - 1.754 \cdot \Delta p_{к} - 0.6396 \cdot 10^{-5} \cdot n_{\partial}^2 - 0.1208 \cdot 10^{-2} \cdot \Delta p_{к}^2 + 0.3114 \cdot 10^{-3} \cdot n_{\partial} \cdot \Delta p_{к} \quad (2.4)$$

Давление в работающем цилиндре p_{dp} определяем из экспериментальных величин давления в выпускном трубопроводе работающего цилиндра p_{mp} и коэффициента сопротивления выпуска $\varphi_{вин}$ для ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода.

Давление p_{mp} для ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода может быть описано полиномиальной зависимостью зависимости от n_{∂} и $\Delta p_{к}$:

$$p_{mp} = 97610 + 3.03 \cdot n_{\partial} + 81.388 \cdot \Delta p_{к} + 9.766 \cdot 10^{-4} \cdot n_{\partial}^2 - 0.173 \cdot n_{\partial} \cdot \Delta p_{к} + 1.688 \cdot \Delta p_{к}^2 - 1.495 \cdot 10^{-9} \cdot n_{\partial}^3 - 1.639 \cdot 10^{-5} \cdot n_{\partial}^2 \cdot \Delta p_{к} + 2.345 \cdot 10^{-3} \cdot n_{\partial} \cdot \Delta p_{к}^2 - 0.045 \cdot \Delta p_{к}^3 \quad (2.5)$$

Коэффициент сопротивления выпуска $\varphi_{вин}$ ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода может быть определен по формуле [48,52,55,59]:

$$\varphi_{вин} = \frac{p_{O} + d \cdot n_{\partial}}{p_{O}} = 1 + \frac{d}{p_{O}} \cdot n_{\partial}, \quad (2.6)$$

где p_{O} – атмосферное давление, МПа;

$$d = 6.3 \cdot 10^{-6} \text{ – для двигателей с } n_{\text{макс}} \leq 3200 \text{ мин}^{-1}.$$

Зависимость объема надпоршневого объема от угла поворота кривошипа ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода описывается формулой:

$$V_i = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} + 0,5 \cdot V_h \cdot [1 - \cos \varphi_i + \frac{S}{8 \cdot L} \cdot (1 - \cos 2\varphi_i)], \quad (2.7)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, m^3 ;

ε – степень сжатия;

S – ход поршня, m ;

L – длина шатуна, m ;

φ_i – текущее значение угла поворота кривошипа, $град$.

В начальный момент расчетов масса рабочего тела в цилиндре M_d ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода может быть определена из уравнения состояния:

$$M_d = \frac{p_d \cdot V_d}{R \cdot T_d}, \quad (2.8)$$

где R – газовая постоянная рабочего тела в цилиндре, $Дж/(кг \cdot K)$.

Для процессов газообмена ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода запишем основное расчетное уравнение, которое имеет следующий вид:

$$dp = \frac{k \cdot p}{V} \cdot \left[\frac{1}{\rho} \cdot (dM_s \cdot a_s - dM_\varepsilon) - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{dQ_T}{p} - dV_n \right], \quad (2.9)$$

где dp – изменение давления в цилиндре за расчетный промежуток времени, $Па$;

k – показатель адиабаты рабочего тела в цилиндре;

p – давление газов в цилиндре, $Па$;

V – объем надпоршневого просторную в цилиндре, m^3 ;

ρ – плотность рабочего тела в цилиндре, $кг/м^3$;

T – температура рабочего тела в цилиндре, K ;

dM_S – масса свежего заряда, который поступает в цилиндр за расчетный промежуток времени, которая включает массу воздуха, массу топлива и массу ВГ, которые поступают в цилиндр, кг;

a_S – коэффициент, который учитывает влияние перемешивания газов (свежего заряда с рабочим телом в цилиндре) на смену давления;

dM_G – масса газа, вышедшего из цилиндра за расчетный промежуток времени, кг;

dV_n – изменение объема рабочего тела, вызываемое перемещением поршня, м³;

dQ_T – количество теплоты, переданной от рабочего тела к цилиндру, Дж.

Плотность рабочего тела в цилиндре ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода ρ рассчитывается в соответствии с формулой:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T}, \quad (2.10)$$

где R – газовая постоянная рабочего тела в цилиндре, Дж/(кг·К).

Среднее значение показателя адиабаты рабочей смеси на расчетном участке ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода определяется по зависимости:

$$k = 1 + \frac{R}{C_{vm_{см}}}, \quad (2.11)$$

где $C_{vm_{см}}$ – среднее значение массовой теплоемкости рабочей смеси.

Среднее значение массовой теплоемкости рабочего тела ДВС, работающего на совмещенном цикле дизеля и примесей водорода зависит от ком-

понентов, которые входят в топливную смесь, и в случае применения примесей водорода определяется по зависимости для участков впуска и сжатия:

$$C_{vm_{\text{сж}}} = \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}} \cdot \mu C_{vmN_2} + \frac{g_{O_2}}{\mu_{O_2}} \cdot \mu C_{vmO_2} + \frac{g_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} \cdot \mu C_{vmH_2O} + \frac{g_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} \cdot \mu C_{vmCO_2} + \frac{g_{CH_4}}{\mu_{CH_4}} \cdot \mu C_{vmCH_4} + \frac{g_{C_2H_6}}{\mu_{C_2H_6}} \cdot \mu C_{vmC_2H_6} + \frac{\gamma}{\mu_{\gamma}} \cdot \mu C_{vm\gamma}, \quad (2.12)$$

– для участка сгорания:

$$C_{VM_{\text{см}}} = \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}} \mu C_{VM_{N_2}} + \frac{g_{O_2}}{\mu_{O_2}} \mu C_{VM_{O_2}} + \frac{g_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} \mu C_{VM_{H_2O}} + \frac{g_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} \mu C_{VM_{CO_2}} + \frac{g_{H_2}}{\mu_{H_2}} \mu C_{VM_{H_2}}, \quad (2.13)$$

– для участка расширения:

$$C_{VM_{\text{см}}} = \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}} \mu C_{VM_{N_2}} + \frac{g_{O_2}}{\mu_{O_2}} \mu C_{VM_{O_2}} + \frac{g_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} \mu C_{VM_{H_2O}} + \frac{g_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} \mu C_{VM_{CO_2}}, \quad (2.14)$$

где $g_{N_2}, g_{O_2}, g_{H_2O}, g_{CO_2}, g_{H_2}$ – соответственно массовые части азота, кислорода, водяного пара, углекислого газа, водорода в рабочей смеси. Массовые части определяются элементарным составом газового топлива и количеством свежего воздуха, который попал в цилиндр;

γ – коэффициент остаточных газов или массовая частица их в топливоздушную смесь;

$\mu_{N_2}, \mu_{O_2}, \mu_{H_2O}, \mu_{CO_2}, \mu_{H_2}, \mu_{\gamma}$ – величины молярных масс для соответствующих химических элементов и последнее для отработанных газов, кг/кмоль;

$\mu C_{VM_{N_2}}, \mu C_{VM_{O_2}}, \mu C_{VM_{H_2O}}, \mu C_{VM_{CO_2}}, \mu C_{VM_{H_2}}, \mu C_{VM_{\gamma}}$ – средние молярные теплотемкости соответственно азота, кислорода, водяного пара, углекислого газа, водорода и отработанных газов, кДж/(кмоль · К).

Средние молярные теплотемкости азота, кислорода, водяного пара, углекислого газа определяются по интерполяционным зависимостям [24,30,33,37,117]:

– в интервале температур $T = 273 \dots 1573 \text{ K}$

$$\mu C_{vmN_2} = 20,637 + 2,554 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273), \quad (2.15)$$

$$\mu C_{vmO_2} = 21,093 + 3,391 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273), \quad (2.16)$$

$$\mu C_{vmH_2O} = 24,953 + 5,359 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273), \quad (2.17)$$

$$\mu C_{vmCO_2} = 27,545 + 13,86 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273), \quad (2.18)$$

– в интервале температур $T = 1573 \dots 3273 \text{ K}$

$$\mu C_{vmN_2} = 22,374 + 1,34 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273), \quad (2.19)$$

$$\mu C_{vmO_2} = 23,664 + 1,591 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273), \quad (2.20)$$

$$\mu C_{vmH_2O} = 26,67 + 4,438 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273), \quad (2.21)$$

$$\mu C_{vmCO_2} = 41,3405 + 2,428 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273) \quad (2.22)$$

Средние молярные теплоемкости водорода и продуктов сгорания определяются по интерполяционным зависимостям:

$$\mu C_{vMH_2} = 26,314 + 26 \cdot 10^{-3} (T - 273), \quad (2.23)$$

$$\mu C_{vmy} = \left(21,03 + \frac{2,14}{\alpha}\right) + \left(4,27 + \frac{1,84}{\alpha}\right) \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273), \quad (2.24)$$

где α – коэффициент переизбытка воздуха.

Газовая постоянная рабочей смеси для участков сжатия определяется по формуле:

$$R = g_{N_2} \cdot R_{N_2} + g_{O_2} \cdot R_{O_2} + g_{H_2O} \cdot R_{H_2O} + g_{CO_2} \cdot R_{CO_2} + g_{H_2} \cdot R_{H_2} + \gamma \cdot R_\gamma, \quad (2.25)$$

– для участков сгорания:

$$R = g_{N_2} \cdot R_{N_2} + g_{O_2} \cdot R_{O_2} + g_{H_2O} \cdot R_{H_2O} + g_{CO_2} \cdot R_{CO_2} + g_{H_2} \cdot R_{H_2}, \quad (2.26)$$

– для участков расширения:

$$R = g_{N_2} \cdot R_{N_2} + g_{O_2} \cdot R_{O_2} + g_{H_2O} \cdot R_{H_2O} + g_{CO_2} \cdot R_{CO_2}, \quad (2.27)$$

где $R_{N_2}, R_{O_2}, R_{H_2O}, R_{CO_2}, R_{H_2}, R_\gamma$ – газовые постоянные соответственно азота, кислорода, водяного пара, углекислого газа, водорода и отработанных газов, Дж/(кг·К);

Коэффициент остаточных газов определяется по выражению:

$$\gamma = \frac{M_\gamma}{M_{p.c.}} \quad (2.28)$$

При закрытии выпускного клапана двигателя определим массу остаточных газов, которые находятся в цилиндре, используя следующую формулу:

$$M_\gamma = \frac{p_d \cdot V_d}{R \cdot T_d} - M_{цв} + M_{вц}, \quad (2.29)$$

где $M_{цв}$ – масса газа, который вышел из цилиндра в период перекрытия клапанов, кг;

$M_{вц}$ – масса газа, который поступил в цилиндр из выпускного трубопровода в период перекрытия клапанов, кг;

p_d, V_d, T_d – давление, объем и температура рабочего тела в момент открытия впускного клапана;

R – величина газовой постоянной, которая соответствует рабочему телу цилиндра, Дж/(кг·К).

При закрытии впускного клапана в массу рабочей смеси будут включены массы топлива, воздуха и масса остаточных газов, что соответствует выражению:

$$M_{P.C.} = G_u + M_{нов} + M_\gamma \quad (2.30)$$

Определить массу рабочей смеси в момент закрытия впускного клапана можно за зависимость:

$$M_{P.C.} = \frac{p_v \cdot V_v}{R \cdot T_v}, \quad (2.31)$$

где p_v , V_v , T_v – давление, объем и температура рабочего тела в момент закрытия впускного клапана.

Масса топлива в цилиндре рассчитывается по формуле:

$$G_u = \frac{M_{P.C.} - M_\gamma}{\alpha \cdot l_o + 1}, \quad (2.32)$$

где α – коэффициент избытка воздуха;

l_o – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг.

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{M_{P.C.} - M_\gamma}{M_h}, \quad (2.33)$$

где M_h – потенциальный заряд цилиндра в условиях окружающей среды, кг.

Величина M_h вычисляется из зависимости:

$$M_h = \frac{p_O \cdot V_h}{R \cdot T_O}, \quad (2.34)$$

где p_O , T_O – давление и температура окружающей среды.

В процессе сжатия и расширения присутствует разница давления в цилиндре через изменение положения поршня и протекание тепловых процессов газов при взаимодействии с материалом стенок цилиндра двигателя:

$$dp = \frac{k \cdot p}{V} \cdot \left(\frac{k-1}{k} \cdot \frac{dQ_T}{p} - dV_n \right). \quad (2.35)$$

Количество теплоты dQ_T , которая передается от рабочего тела к стенкам цилиндра за расчетный промежуток времени, определяется по формуле:

$$dQ_T = \alpha_s \cdot (T - T_{cm}) \cdot F \cdot dt, \quad (2.36)$$

где α_s – среднее на участке значение коэффициента теплоотдачи между газами и стенкой, $Bm/m^2 \cdot K$;

T – среднее на участке значение температуры газов в цилиндре, K ;

T_{cm} – температура поверхности стенки цилиндра, K ;

F – площадь, которая омывается газами, m^2 .

Для расчетов среднего на участке значения коэффициента теплоотдачи между газами и стенкой могут быть приняты зависимости, которые предложены в [50]:

$$\alpha_s = C \cdot D^{m-1} \cdot p^m \cdot T^{0,75-1,62 \cdot m} \cdot (C_1 \cdot C_m)^m, \quad (2.37)$$

где C и m – исследовательские коэффициенты, $C = 110$ ($C = 1,12 \cdot 10^{-2}$ при подстановке в Pa), $m = 0,8$;

p – давление газа в цилиндре, Pa ;

T – температура газа, K ;

$C_1 \cdot C_m$ – условная скорость газа, m/c ;

$C_1 = 6,18$ – для процессов газообмена;

$C_1 = 2,28$ – для процессов сжатия и расширения;

C_m – средняя скорость поршня, m/c .

Температура поверхности стенки T_{cm} рассчитывалась за зависимость [54,58]:

$$T_{cm} = T_{\epsilon} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_{\epsilon}} \right) \cdot q, \quad (2.38)$$

где T_{ϵ} – температура охлаждающей жидкости, K ;

δ_{cm} – толщина стенки гильзы, m ;

λ_{cm} – теплопроводность материала стенки, $Bm/m^2 \cdot K$;

α_{ϵ} – коэффициент теплоотдачи системы стенка–вода, $Bm/m^2 \cdot K$;

q – плотность теплового потока, который проходит через гильзу цилиндра, Bm/m^2 .

Гильзы двигателя чугунные, $\delta_{cm} = 0.008$ м, $\lambda_{cm} = 58$ $Bm/m^2 \cdot K$ [67,78].

Площадь поверхности F , которая омывается газами, определяется по формуле:

$$F = \pi \cdot D \cdot \left[\frac{D}{2} + S \cdot \left(\frac{\sigma}{2} + \frac{1}{\epsilon - 1} \right) \right], \quad (2.39)$$

где

$$\sigma = 1 - \cos \varphi_i + \frac{S}{8 \cdot L} (1 - \cos 2\varphi_i). \quad (2.40)$$

Среднее на участке значение температуры газов в цилиндре определяется из уравнения состояния идеального газа:

$$T = \frac{p \cdot V}{M \cdot R}, \quad (2.41)$$

где p, V, M – давление, объем и масса рабочей смеси на расчетном участке.

Во время сгорания меняется химический состав рабочего тела в цилиндре и соответственно массы компонентов рабочей смеси. Часть новообразовавшихся веществ определяет закон сгорания, который согласно [61,74] имеет вид:

$$x = 1 - e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{n2}}{\varphi_z(\Delta p_k)} \right)^{m(\Delta p_k) + 1}}, \quad (2.42)$$

где $m(\Delta p_k)$ – зависимость для определения показателя характера сгорания;

φ_{n2} – угол поворота кривошипа, который отвечает началу сгорания;

$\varphi_z(\Delta p_k)$ – зависимость для определения продолжительности сгорания.

Показатель характера сгорания определяет продолжительность хода первой фазы сгорания. Для дизельных двигателей $m = 3 \dots 4$ [69]. Поскольку дизельное топливо с водородом образует более однородную смесь с воздухом, то время первой фазы сгорания сокращается и поэтому $m = 1 \dots 3$ (рис. 2).

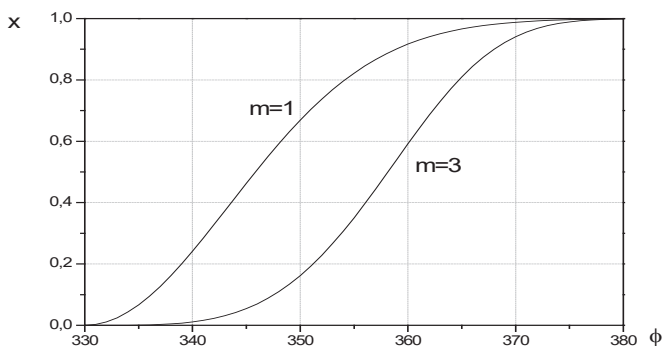


Рисунок 2.2 – Полученный закон сгорания для ДВС, работающего по смешанному циклу дизеля и примесей водорода

Для определения зависимости изменения показателя сгорания m и продолжительности сгорания φ_z от режима работы двигателя проводилось индустрирование рабочего процесса ДВС, работающего по смешанному циклу дизеля и примесей водорода, эти зависимости получены при обработке индикаторных диаграмм [60,68,73]. Обработка индикаторных диаграмм осуществлялась путем сравнения экспериментальных диаграмм и диаграмм, рассчитанных с помощью математической модели рабочего процесса ДВС, работающего по смешанному циклу дизеля и примесей водорода.

Выбор нужных значений показателя характера сгорания и продолжительности сгорания осуществлялся одновременно для конкретного режима работы двигателя.

Критерием выбора показателя характера сгорания было значение угла поворота коленчатого вала, при котором достигалось максимальное давление рабочей смеси в цилиндре двигателя. При значениях показателя сгорания 1...1,5, пик индикаторной диаграммы приближается к ВМТ, при больших значениях – отдалается к НМТ. Нужен показатель характера сгорания, обеспечивающий совпадение пиков экспериментальной и расчетной индикаторных диаграмм.

Критерием выбора продолжительности сгорания было значение максимального давления сгорания. При увеличении продолжительности сгорания максимальное давление в цилиндре уменьшается вследствие уменьшения количества горючей смеси, которая сгорает, за единицу времени, то есть уменьшается скорость сгорания. Нужное значение продолжительности сгорания обеспечивает приближение расчетного значения максимального давления в цилиндре к экспериментальному.

Обработка индикаторных диаграмм работы двигателя в рабочем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов дала возможность сделать вывод, что значение показателя характера сгорания и продолжительности сгорания в значительной мере зависят от нагрузки двигателя и практически не меняются при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Угол поворота кривошипа ДВС, работающего по смещенному циклу дизеля и примесей водорода, который отвечает началу сгорания, определяется по формуле:

$$\varphi_{ng} = 360 - \theta, \quad (2.43)$$

где θ – угол опережения зажигания.

Зависимость угла опережения зажигания от режима работы ДВС, работающего по смешанному циклу дизеля и примесей водорода, была получена путем обработки экспериментальных и расчетных данных значений угла опережения зажигания, которые обеспечивают максимальные энергетические показатели, эффективность использования топлива и бездетонационную работу двигателя. Появление детонации при работе двигателя связано с влиянием большого количества факторов, к которым принадлежат: режим работы двигателя, конструктивные и регулировочные параметры. Учесть вышеперечисленные факторы в математическом виде тяжело, поэтому для математического описания зависимости для определения угла опережения зажигания

на режимах малых нагрузок была использована полиномиальная зависимость, полученная из расчетных значений оптимального угла опережения зажигания. При высокой нагрузке способность к детонации выше, тому целесообразно использовать существующую базовую характеристику зажигания. Таким образом, угол опережения зажигания в математической модели представлено в виде полиномиальных зависимостей при $\Delta p_k = 0 \dots 15$ кПа:

$$\theta = -50.384 + 0.071 \cdot n_o + 0.767 \cdot \Delta p_k - 0.00002 \cdot n_o^2 - 0.0087 \cdot \Delta p_k^2 + 0.00005 \cdot n_o \cdot \Delta p_k, \quad (2.44)$$

при $\Delta p_k = 15 \dots 70$ кПа:

$$\theta = -13.625 + 0.0339 \cdot n_o + 0.344 \cdot \Delta p_k - 0.00001 \cdot n_o^2 - 0.0051 \cdot \Delta p_k^2 + 0.00008 \cdot n_o \cdot \Delta p_k \quad (2.45)$$

С увеличением частоты вращения коленчатого вала значение угла опережения впрыска возрастает. С увеличением нагрузки угол опережения впрыска уменьшается. Таким образом, обе зависимости обеспечивают характер изменений значений угла опережения впрыска, близкий к характеристикам реальных регуляторов угла опережения впрыска.

В процессе сгорания изменяются массы компонентов рабочей смеси. Формулы для определения масс компонентов смеси с учетом их содержания в топливовоздушной смеси приведены ниже. Масса кислорода во время сгорания определяется по зависимости:

$$G_{O_2} = 0,23 \cdot l_0 \cdot G_u \cdot ((\alpha - x) + \gamma \cdot (\alpha - 1)) \quad (2.46)$$

Значение массы образовавшегося водяного пара в процессе сгорания водорода:

$$G_{H_2O} = 9 \cdot g_H \cdot G_u \cdot (x + \gamma) + G_{H_2O}^A \cdot M_{нов}, \quad (2.47)$$

где g_H – значение массовой части веса водорода;

$G_{H_2O}^A$ – значение массовой части веса водяного пара, который присутствует в воздухе.

Значение массы образовавшегося углекислого газа в процессе сгорания:

$$G_{CO_2} = \frac{11}{3} \cdot g_C \cdot G_u \cdot (x + \gamma) + G_{CO_2}^II \cdot G_u, \quad (2.48)$$

где g_C – значение массовой части веса углерода, содержащегося в топливе;

$G_{CO_2}^II$ – значение массовой части веса углекислого газа, содержащегося в топливе.

Значение массы водорода во время сгорания:

$$G_{H_2} = g_{H_2} \cdot G_u \cdot (1 - x), \quad (2.49)$$

где g_{H_2} – массовая часть газа.

Изменение давления на участке сгорания за расчетный промежуток времени определяется по формуле:

$$dp = \frac{k \cdot p}{V} \cdot (dV_M + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{dQ_x - dQ_T}{p} - dV_n), \quad (2.50)$$

где dV_M – изменение объема рабочего тела в цилиндре, которое вызвано изменением количества молей газа вследствие химических реакций, $м^3$.

Значения $dV_{\mathcal{M}}$ вычисляется из уравнения:

$$dV_{\mathcal{M}} = \frac{V}{M} \cdot dM_x, \quad (2.51)$$

Изменение количества молей газа в цилиндре dM_x вследствие химических реакций при горении за расчетный промежуток времени рассчитывается по зависимости:

$$dM_x = (\beta - 1) \cdot \eta_v \cdot M_h \cdot (1 + \gamma) \cdot \frac{dx}{d\varphi} \cdot d\varphi, \quad (2.52)$$

где β – коэффициент молекулярного изменения;

x – закон сгорания.

Текущее значение коэффициента молекулярного изменения на каждом расчетном участке процесса сгорания рассчитывается по зависимости:

$$\beta = \frac{M_2}{M_1}. \quad (2.53)$$

Количество моль рабочего тела в цилиндре к началу процесса сгорания:

$$M_1 = G_u \cdot (1 + \gamma) \cdot \left(\alpha \cdot \frac{l_0}{\mu_{нов}} + \frac{1}{\mu_n} \right), \quad (2.54)$$

где $\mu_{нов}, \mu_n$ – молекулярные массы воздуха и топлива.

Количество моль рабочего тела в цилиндре на расчетном участке сгорания:

$$M_2 = \frac{G_{O_2}}{\mu_{O_2}} + \frac{G_{N_2}}{\mu_{N_2}} + \frac{G_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} + \frac{G_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{G_{H_2}}{\mu_{H_2}}. \quad (2.55)$$

Количество теплоты dQ_x , подведенной к рабочему телу вследствие химических реакций, определяется из уравнения:

$$dQ_x = G_u \cdot (H_u - \Delta H_u) \cdot \frac{dx}{d\varphi}, \quad (2.56)$$

где G_u – цикловая подача топлива, кг;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг;

ΔH_u – потери теплоты вследствие неполноты сгорания, Дж/кг.

Потери теплоты вследствие неполноты сгорания ΔH_u рассчитываются за зависимость [62,70,76,83,87]:

$$\Delta H_u = 120000 \cdot (1 - \alpha) \cdot \frac{l_0}{\mu_{нов}}. \quad (2.57)$$

Показатели рабочего процесса описываются следующими уравнениями.

Среднее индикаторное давление в цилиндре, Pa :

$$p_i = \frac{360}{V_h} \frac{\int_{540} pdV - \int_{360} pdV}{180}. \quad (2.58)$$

Среднее давление гидравлических потерь на впускном клапане, Pa :

$$\Delta p_{вп.кл} = \frac{1}{V_h} \cdot (p_{сcep} \cdot V_h - \int_0^{180} p dV), \quad (2.59)$$

где $p_{сcep}$ – среднее давление во впускном трубопроводе, Па.

Среднее давление гидравлических потерь на выпускном клапане, Па:

$$\Delta p_{в.кл} = \frac{1}{V_h} \cdot \left(\int_{540}^{720} p dV - p_{мсcep} \cdot V_h \right), \quad (2.60)$$

где $p_{мсcep}$ – среднее давление в выпускном трубопроводе, Па.

Среднее давление насосных потерь, Па:

$$p_{нв} = p_{мсcep} - p_{сcep} + (\Delta p_{вп.кл} + \Delta p_{в.кл}) \quad (2.61)$$

Эффективная мощность двигателя определяется по формуле:

$$N_e = N_i - N_m, \quad (2.62)$$

где N_i – индикаторная мощность;

N_m – мощность механических потерь.

Индикаторная мощность рассчитывается, исходя из количества цилиндров и величины среднего индикаторного давления, по известной зависимости:

$$N_i = \frac{p_i \cdot i \cdot V_h \cdot n_d}{30 \cdot \tau}, \quad (2.63)$$

где i – общее количество цилиндров.

Мощность механических потерь двигателя описывается полиномиальной зависимостью:

$$N_M = -17.86 + 0.022 \cdot n_o - 0.0059 \cdot \Delta p_k - 5.12 \cdot 10^{-6} \cdot n_o^2 + 0.00092 \cdot \Delta p_k^2 + 0.00004 \cdot n_o \cdot \Delta p_k \quad (2.64)$$

Коэффициент избытка воздуха α описывается полиномиальной зависимостью от частоты обращения n_o и разрежения во впускном трубопроводе Δp_k :

$$\alpha = 0.662 + 0.00054 \cdot n_o + 0.0063 \cdot \Delta p_k - 1.885 \cdot 10^{-7} \cdot n_o^2 - 0.00012 \cdot \Delta p_k^2 + 9.06 \cdot 10^{-7} \cdot n_o \cdot \Delta p_k \quad (2.65)$$

Полиномиальная зависимость обеспечивает оптимальные значения коэффициента избытка воздуха на разных режимах работы ДВС, работающего при совмещенных циклах дизеля и примесей водорода. На режиме холостого хода и малых нагрузок коэффициент избытка воздуха близок к 0,98...1,03 для обеспечения стабильной работы двигателя на этом режиме. На средних нагрузках для обеспечения наилучшей экономичности коэффициент избытка воздуха составляет 1,2...1,4. При полной нагрузке для получения максимальных энергетических показателей коэффициент избытка воздуха приближается к 1,0 при котором достигается самая большая скорость сгорания газовой рабочей и водородно-рабочей смеси.

Определение часового расхода величины топлива исследуемого ДВС, работающего при совмещенных циклах дизеля и примесей водорода можно выполнить по следующей формуле [10,18,28,35]:

$$G_n = G_y \cdot z \cdot i, \quad (2.66)$$

где $G_{ц}$ – значение цикловой подачи смешанного топлива в цилиндры двигателя, которое может быть определено по зависимости (2.32);

z – количество рабочих циклов за час.

Количество рабочих циклов за час z рассчитывается из зависимости [53,64,71,77,79]:

$$z = 30 \cdot n_{\partial} \quad (2.67)$$

Удельный расход топлива ДВС, работающего при совмещенных циклах дизеля и примесей водорода, определяется из уравнения [3,15,22,27,31]:

$$g_e = \frac{G_n}{N_e} \cdot 10^3 \quad (2.68)$$

На основании последних выражений рассчитываются эффективные показатели работы ДВС, работающего на дизельном топливе и примесях водорода.

2.5. Технология процесса установки водородного оборудования в дизельный двигатель автомобиля

Во введении к исследованию отмечалось, что ключевыми методами, позволяющими управлять количеством вредных выбросов в атмосферу при сохранении или повышении эксплуатационных характеристик автомобилей являются конструкционный и эксплуатационных методы. Конструкционные методы используются на стадии проектирования специального автотранспорта. При этом изначально принимаются такие конструктивные характеристики ДВС, которые отвечают существующим определенным нормам эколого-

гической безопасности при определенных режимах эксплуатации. Но ужесточение экологических требований и норм происходит постоянно, их изменения регулярны в течение одного срока службы подвижного состава. Кроме того, активно развиваются технологии, направленные на снижение токсичности выбросов вредных веществ в атмосферу, их внедрение возможно в процессе организации работ по ТО и ТР автомобилей. Поэтому, в настоящее время, увеличивается значимость эксплуатационного метода, применение которого позволяет качественно изменять характеристики подвижного состава в процессе его эксплуатации.

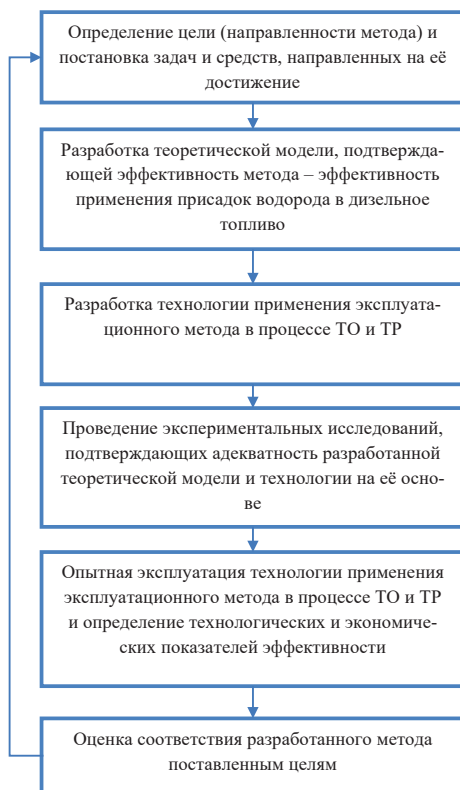


Рисунок 2.2 – Последовательность разработки эксплуатационных методов, применимых в процессе ТО и ТР специального транспортного средства, направленного на снижение вредных выбросов ДВС в атмосферу

Эксплуатационные методы – это методы, определяющие технологические процессы проведения ТО и ТР автомобиля во время его эксплуатации. Сегодня, система ТО и ТР специального автотранспорта, предполагает не только возможность поддержки их технического состояния в соответствии с заданными уровнями экологических нормативов безопасности на основе постоянного ведения технического контроля технических и экологических параметров, но и проведения качественного обслуживания с целью улучшения характеристик ДВС специального автотранспорта. На рис. 2.2 представлена последовательность разработки эксплуатационных методов, применимых в процессе ТО и ТР и направленных на снижение вредных выбросов ДВС в атмосферу.

В результате рассмотренных методов (конструкционные и эксплуатационные) повышения экологической безопасности специального автотранспорта было установлено, что ужесточение экологических требований и норм происходит постоянно, их изменения регулярны в течение одного срока службы подвижного состава. Кроме того, активно развиваются технологии, направленные на снижение токсичности выбросов вредных веществ в атмосферу, их внедрение возможно в процессе организации работ по ТО и ТР автомобилей.

Поэтому, в настоящее время, увеличивается значимость эксплуатационного метода, применение которого позволяет качественно изменять характеристики подвижного состава в процессе его эксплуатации.

Произведенные теоретические исследования позволили сформировать математическую модель описания процессов совмещенных циклов ДВС, работающего на дизельном топливе и примесях водорода, основанная на уравнении действительных физических явлений, с помощью, которой могут быть определены рациональные технические параметры ДВС и может быть дана последующая оценка вредных выбросов, которые будут характерны ДВС, работающего на дизельном топливе и примесях водорода.

На основании теоретических зависимостей и данных может быть улучшена экологическая безопасность специального автотранспорта в условиях г. Санкт-Петербурга.

Раздел 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ВОДОРОДНО-ДИЗЕЛЬНОГО СМЕСЕВОГО ТОПЛИВА В ДВС СПЕЦИАЛЬНОГО АВТОТРАНСПОРТА

3.1. Оборудование для использования водородно-дизельного смесового топлива в ДВС

Действительные процессы рабочего цикла ДВС специального автотранспорта с воспламенением от сжатия, работающего с примесями водорода, особенно, процесс сгорания, зависят от многих факторов химической кинетики выгорания топлива, термодинамики и газодинамики, тепло- и массообмена и многих других. На основе математического моделирования при применении классических дифференциальных уравнений и соответствующих начальных и граничных условий, не всегда есть возможность описать реальные процессы, происходящие в рабочем цилиндре и элементах газораспределительного тракта. Особенно сложными являются процессы распыления и сгорания топлива с примесями водорода, что, прежде всего, связано с наличием газообразного водорода в составе, который в свою очередь, особым образом влияет на данные процессы.

В качестве оборудования для экспериментальных исследований ДВС спецавтотранспорта применялся стенд, который позволяет определить индикаторные, эффективные показатели и уровень вредных выбросов ДВС при работе с примесями водорода. Данный стенд включает генератор Forte FGD6500E для обеспечения и регулировки нагрузки на исследуемый ДВС для работы с примесями водорода. Схема стенда приведена на рис. 3.1.

С баллона с водородом 1 (рис. 3.1), расположенного в отдельном помещении, газ поступает к необратимому клапану 2, а затем через трубопровод высокого давления и к форсунке ДВС. ДВС спецавтотранспорта нагружен электрогенератором переменного тока Forte FGD6500E.

Полученная электрическая энергия через систему управления нагрузкой 6 (рис. 3.2, 3.3) идет на блок ТЭНов 5.

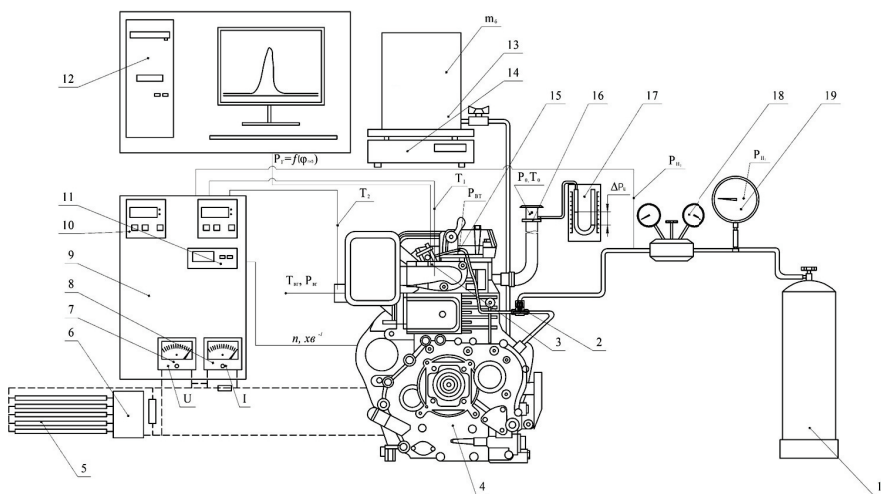


Рисунок 3.1 – Общая схема стенда для исследования ДВС специального автотранспорта: 1 – баллон с водородом; 2 – необратимый клапан добавления водорода; 3 – датчик давления; 4 – ДВС; 5 – блок ТЭНов; 6 – система управления нагрузкой; 7 – вольтметр; 8 – амперметр; 9 – панель приборов; 10 – прибор 2ТРМ1; 11 – тахометр; 12 – ПК; 13 – бак с горючим (ДТ); 14 – весы; 15 – датчик давления топливной смеси; 16 – расходомерная шайба; 17 – U-образный манометр; 18 – редуктор; 19 – манометр



Рисунок 3.2 – Система управления нагрузкой ДВС

Значение тока и напряжения определяются в каждой фазе отдельно с помощью переключателя и фиксируются на панели приборов 9 с помощью вольтметра 7 и амперметра 8. Также на панели 9 установлены следующие измерительные приборы: тахометр для определения оборотов коленчатого вала ДВС специального автотранспорта 11; приборы для измерения температуры отработавших газов 10. Для определения расхода воздуха через двигатель на входе установлена расходомерная шайба (лемниската) 16 с U-образным манометром 17 для фиксации перепада давления.



Рисунок 3.3 – Дублирующий энергометр «Feron TM55»

Для того, чтобы получить достоверную информацию по давлению был использован чувствительный элемент датчика Kistler 7613C, который был максимально приближен к камере сгорания, при этом степень сжатия оставалась неизменной.

Результаты замеров индикаторного давления в ДВС спецавтотранспорта передавались и обрабатывались на ПК 12. Отработанные газы через глушитель выпускались в окружающую среду.

Система измерения и регистрации экспериментальных данных позволяет получить объективные и достоверные значения действительных параметров рабочего цикла ДВС специального автотранспорта, а также опреде-

лить скорость тепловыделения и уровень вредных выбросов в двигателе, работающем с примесями водорода.

Перед проведением испытаний были выполнены следующие подготовительные работы: снималась крышка цилиндров и очищалась от нагара камера сгорания, притирались клапаны, устанавливалась степень сжатия.

Для предотвращения влияния различных случайных факторов на большинстве режимов ДВС специального автотранспорта (для различной порции водорода) проводились повторные замеры и осциллографирование.

При выходе на режим частота вращения коленчатого вала ДВС специального автотранспорта определялась с помощью электронного тахометра «Вымпел». Для более точной регистрации частоты вращения использовался цифровой частотомер Ч4-34А с выходом на компьютерный измерительный комплекс. Абсолютная погрешность для диапазона частот вращения коленчатого вала ДВС специального автотранспорта $10...30 \text{ с}^{-1}$ составляет $\pm 1 \text{ с}^{-1}$.

Давление масла контролировалось образцовым манометром типа МО класса 0,25. Расход воздуха определялся с помощью устройства на базе стандартной лемнискаты с индивидуальным тарированием. Перепад давления на лемнискате определялся U-образным манометром.

Расход водорода определялся по падению давления в трубопроводе с водородом с помощью датчика давления «ОВЕН ПД100-ДИ6,0». Диапазон измерений датчика составляет 1,2...6,0 МПа, допустимая погрешность при максимальном давлении 0,25% [65].

Параметры окружающей среды определялись следующим образом:

- атмосферное давление – с помощью барометра-анероида БАММ-1, с границами измерения 80...105 кПа и относительной погрешностью $\pm 0,5\%$;
- относительная влажность воздуха – психрометром ПБУ-1, с границами измерения 40...80% и относительной погрешностью $\pm 5\%$.

Для измерения температур отработавших газов, охлаждающей жидкости и масла ДВС специального автотранспорта в виде первичных датчиков

использовались стандартные хромель-копелевые (ТХК) и хромель-алюмелевые (ТХА) термопары по ГОСТ 6616-74.

В виде вторичных приборов для определения температуры отработавших газов, масла и охлаждающей жидкости ДВС специального автотранспорта применялись цифровые измерительные приборы типа 2ТРМ1 [72]. Микропроцессорный программируемый измеритель-регулятор предназначен для измерения температуры, давления, влажности, независимого регулирования двух измеряемых величин двухпозиционным законом, а также регистрации измеренных параметров на ПК.

Для изучения процесса сгорания дизельного топлива с примесями водорода в цилиндре ДВС специального автотранспорта и определения влияния основных параметров его рабочего цикла на горюче-экономические и экологические показатели, было необходимым построение индикаторной диаграммы, которая качественно и количественно отражала реальные процессы в ДВС специального автотранспорта.

Для снятия индикаторных диаграмм ДВС специального автотранспорта использовался датчик давления Kistler 7613С – это промышленный датчик для измерения давления газов в цилиндрах ДВС. Датчик Kistler 7613С используют для бесперебойного, непрерывного, длительного измерения давления в тяжелых условиях и преобразования этой величины в цифровой или аналоговый унифицированный сигнал постоянного тока на выходе. Полученный сигнал с датчика давления поступает к микропроцессору обработки данных с гальванической развязкой типа А188-5А (рис. 3.4), затем обрабатывается с помощью пакета «FASTWELL». После этого данные поступают в компьютер и выводятся на монитор в виде развернутой индикаторной диаграммы в реальном масштабе времени. Полученные диаграммы каждого цикла автоматически записываются в соответствующие файлы на жесткий диск. Затем эти данные усредняются за 100 рабочих циклов ДВС специального автотранспорта и строятся индикаторные диаграммы. Это позволяет снизить погрешность эксперимента за счет случайных погрешностей.

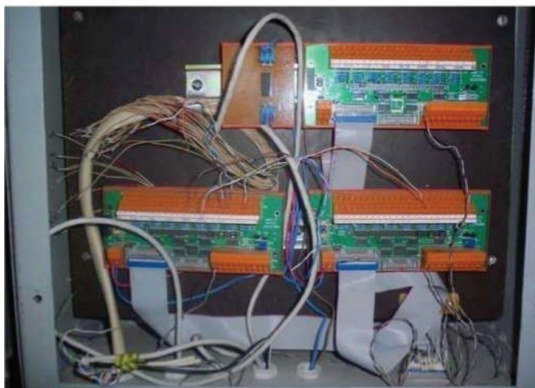


Рисунок 3.4 – Процессор для обработки данных с гальванической развязкой типа AI8S-5A

Ниже приведены основные характеристики 14-разрядного модуля аналогоцифрового преобразователя входа-выхода типа AI8S-5A с встроенным микропроцессором обработки данных и гальванической развязкой.

Составляющие модуля аналого-цифрового преобразователя AI8S-5A следующие:

- шестнадцать однопроводной и восемь дифференциальных каналов аналогового ввода с программируемым типом подключения и групповой гальванической развязкой;
- два канала аналогового вывода с групповой гальванической развязкой;
- аналого-цифровой преобразователь (АЦП)
- цифро-аналоговый преобразователь (ЦАП);
- программируемые коэффициенты усиления – 1, 10, 100;
- скорость преобразования для N каналов 100000 / N выборок в секунду;
- аппаратное усреднение выборок;
- автосканирование входов FIFO выборок размером 1024 байт;
- защита от перенапряжения по каждому входу + 50 / -35 В;
- восемь линий дискретного ввода с гальванической развязкой;
- диапазон рабочих температур – – 40...+ 85°C.

Модуль AI8S-5A используется для преобразования 16 сигналов напряжения или 8 токовых в 14-разрядный вспомогательный код. Модуль выполнен в форме MicroPC, все его каналы имеют групповую гальваническую изоляцию и индивидуальную защиту от перенапряжения.

Разрешающая способность АЦП AI8S-5A – четырнадцать разрядов. Каналы аналогового ввода модуля при использовании однопроводной схемы подключения могут быть настроены на прием 16 аналоговых сигналов или в случае дифференциальной схемы – на восемь. При использовании коэффициентов усиления 1, 2, 4, 8 максимальная скорость модуля составляет 100000 выборок в секунду, а для коэффициентов 1, 10, 100, 1000 скорость каждого канала – 40000, 33000, 7500, 800 выборок в секунду соответственно.

Модуль AI8S-5A имеет следующие режимы работы:

- программный запуск преобразования со считыванием результата в программе;

- запуск преобразования от встроенного таймера с последующим считыванием результата с прерыванием (с помощью перемычек выбирается номер прерывания IRQ 3, 4, 5, 6, 7), с установкой бита готовности или по каналу прямого доступа к памяти (DMA).

Образование сигнала прерывания может происходить в следующих случаях: при окончании одного преобразования, завершении усреднения, заполнении встроенного буфера типа FIFO (First In First Out) с различной глубиной, которая настраивается в программе. Точность измерения составляет ± 2 МЗР, а если используется аппаратное усреднение – $\pm 0,5$ МЗР.

Модуль AI8S-5A имеет два канала аналогового вывода, а диапазоны сигналов устанавливаются переключателем. Каналы аналогового ввода и вывода имеют групповую гальваническую развязку от цифровой части модуля с напряжением изоляции 1000 В.

3.2. Оценка возможной погрешностей при проведении исследований при замере давления газов в ДВС

К источникам больших погрешностей при замере давления газов в цилиндре ДВС, прежде всего, относятся:

- колебания давления газов в канале (вспомогательном объеме), соединяющего цилиндр двигателя с датчиком давления;
- определение положения ВМТ;
- недостаточно высокие характеристики частоты измерительной аппаратуры.

Для уменьшения погрешности, связанной с колебанием давления, канал, соединяющий рабочий цилиндр ДВС с оптическим датчиком давления, был выполнен наименее коротким и с достаточно большим сечением.

Для определения положения ВМТ использовался оптический электронный датчик, а для контроля – инициирование процесса сжатия-расширения при выключенном зажигании. Согласно паспортным данным измерительного комплекта погрешность определения ВМТ не превышает $\pm 0,1^\circ$ угла поворота коленчатого вала ДВС.

Оценка погрешности недостаточно высокой характеристики частоты измерительной аппаратуры не выполнялась, так как для экспериментальных исследований использовалась аппаратура с частотной характеристикой, которая есть на порядок выше, чем необходимо для выполнения подобных измерений.

Полученные данные позволяют установить, что погрешность снятия индикаторной диаграммы не превышает 1% от реального давления газов в цилиндре ДВС специального автотранспорта. Согласно тарировочным кривым датчиков давления, даже в диапазоне низких давлений, зависимости имеют линейный характер. Тарирование проводилось после каждой серии испытаний, а характер кривой оставался неизменным.

Собственная частота колебаний диафрагмы сенсора составляет более 100000 с^{-1} . При этом частота измерения давления газов в цилиндре ДВС специального автотранспорта определялась как круговая частота данного процесса.

Если предположить, что давление газов в цилиндре ДВС специального автотранспорта изменяется по синусоидальному закону, то частота измерения, в этом случае, будет равной:

$$\omega = \frac{180 \cdot \pi \cdot n}{\varphi}, \quad (3.1)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, с^{-1} ; φ – угол поворота коленчатого вала ДВС спецавтотранспорта, град, на котором фиксируется наибольшее изменение давления, как на четверти синусоиды.

Тогда максимальная частота изменения давления для ДВС специального автотранспорта на номинальном режиме при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ составляет $1884,9 \text{ с}^{-1}$. Откуда отношение $\omega / f_d = 0,036$. При таком соотношении частот амплитудная погрешность составляет менее 1%, а фазовая – 0,5%.

Для определения расхода воздуха на входе была установлена лемниската с индивидуальным тарированием. Проектирование и установка лемнискаты осуществлялись в соответствии с правилами по применению и проверки расходомеров с нормальными диафрагмами, соплами и трубами Вентури. Максимальная относительная погрешность измерения расхода воздуха через ДВС специального автотранспорта составляет менее 1%.

Перепад давления на лемнискате для ДВС специального автотранспорта определялся U-подобным манометром. Расход воздуха через двигатель исчислялся в соответствии с уравнением [72]:

$$G_B = A\alpha_B \varepsilon d^2 \sqrt{\Delta P \rho}, \quad (3.2)$$

где A – константа лемнискаты;

α_B – коэффициент расхода;

ε – поправочный коэффициент, учитывающий расширение воздуха во время его прохождения через лемнискату (зависит от абсолютного значения перепада давления ΔP);

d – внутренний диаметр лемнискаты;

ρ – плотность воздуха перед входом в лемнискату.

Температуру выпускных газов, масла, охлаждающей жидкости измеряли с помощью цифрового прибора 2ТРМ1, используя ТХК и ТХА. Данные с прибора 2ТРМ1 поступали на ПК. Замер температур проводился при непосредственном установлении чувствительного элемента термопары в поток теплоносителя. Класс точности прибора 2ТРМ1 – 0,25. Для того, чтобы обеспечить суммарную абсолютную погрешность измерения температуры в пределах $\pm 0,1$ К, в диапазоне 273...973 К было проведено индивидуальное тарирование термопар.

Анализ оценки погрешностей измерений при проведении экспериментальных исследований позволяет сделать вывод о том, что максимальная инструментальная погрешность не превышает 5%. Эта погрешность является приемлемой для экспериментального исследования рабочих процессов ДВС специального автотранспорта.

3.3. Оценка изменения рабочих характеристик ДВС при использовании примесей водорода к топливу

Экспериментальные исследования ДВС специального автотранспорта при использовании примесей водорода к топливу проводили при температуре

окружающей среды 298 К, атмосферном давлении 101 кПа по ГОСТ 3868 -99 (соответствует стандарту EN 590: 2009). Значения параметров окружающей среды в процессе исследований были постоянными.

Для двигателей Testor 4, мощностью 160 и 180 л.с. были получены зависимости эффективной мощности и крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала при дорожных испытаниях на автомобиле Iveco EuroCargo модели ML. После обработки данных были построены зависимости средней эффективной мощности и среднего крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 4, мощностью 160 л.с., результаты которых приведены на рис. 3.5, 3.6.

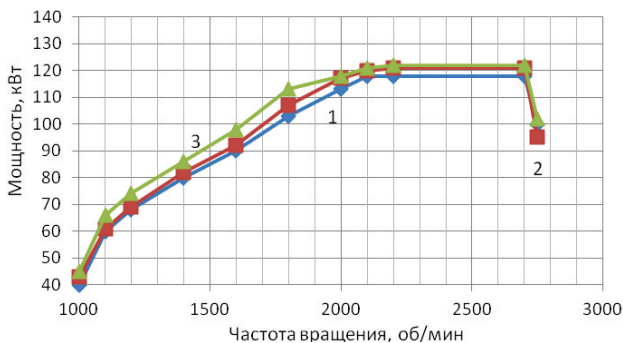


Рисунок 3.5 – Зависимости средней эффективной мощности от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 4, мощностью 160 л.с.: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Из приведенных зависимостей средней эффективной мощности от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 4, мощностью 160 л.с. (рис. 3.5) следует, что при добавке 0,15% водорода к топливной смеси происходит повышение средней эффективной мощности на 1,5...7,0 % по сравнению с базовым вариантом. Причем большие значения припадают на наименьшие значения частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor

4. В случае добавки 0,25% водорода к топливной смеси двигателя Testor 4, мощностью 160 л.с. происходит повышение средней эффективной мощности на 2,0...11,0 % по сравнению с базовым вариантом. На номинальных оборотах коленчатого вала по сравнению с базовым вариантом, величина повышения эффективной мощности двигателя Testor 4, мощностью 160 л.с. составляет 3,3%.

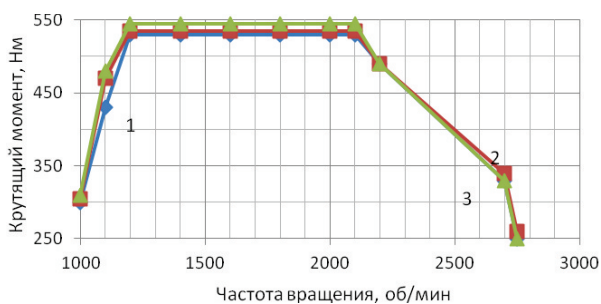


Рисунок 3.6 – Зависимости среднего крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 4, мощностью 160 л.с.: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Зависимости среднего крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 4, мощностью 160 л.с., приведенные на рис. 3.6, показывают, что при добавке 0,15% водорода к топливной смеси происходит увеличение данной величины на 1,3...8,5 % по сравнению с базовым вариантом, причем наибольшие значения припадают на 1100 об/мин. В случае применения добавки 0,25% водорода к топливной смеси – происходит повышение крутящего момента в 1,12 раз. На отдельных значениях частоты вращения коленчатого вала повышения не наблюдается, т.е. крутящий момент имеет такое же значение, что и базовый вариант двигателя.

Также необходимо отметить тот факт, что расход топлива в количественном эквиваленте практически не изменялся для всех ДВС специального

автотранспорта. Поэтому результаты удельного расхода топлива в работе не приведены.

В результате определения расхода массовой примеси водорода были получены зависимости ΔH_2 от нагрузки на клеммах генератора (рис. 3.7).

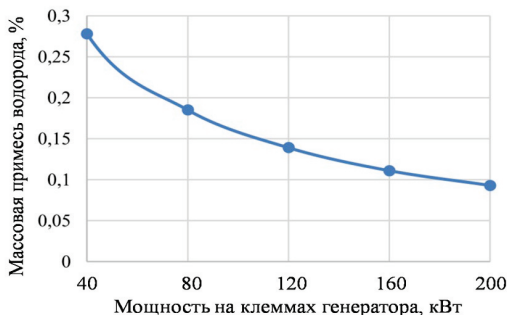


Рисунок 3.7 – Зависимость массовой примеси водорода ΔH_2 от нагрузки ДВС специального автотранспорта

Во время проведения экспериментальных исследований давление водорода изменялось в соответствии с величиной расходов в аккумулирующей камере. Диаграмма впрыска топлива в ДВС специального автотранспорта без добавления водорода приведена на рис. 3.8. Существенное влияние на максимальное давление впрыска отмечено при увеличении давления подачи водорода.

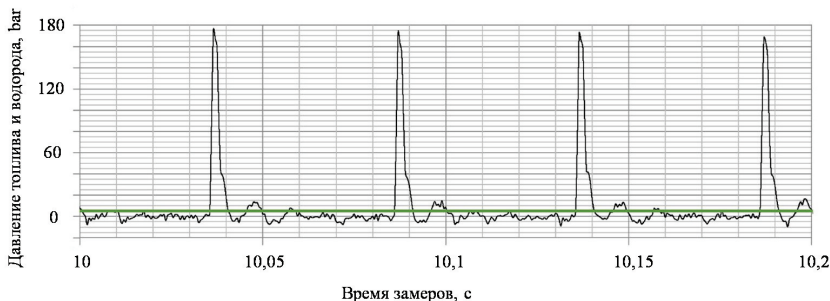


Рисунок 3.8 – Диаграмма впрыска топлива в ДВС спецавтотранспорта без добавления водорода

Наличие водородной примеси с давлением подачи 0,2 МПа (рис. 3.9) приводит к уменьшению максимального давления впрыска на 5-8%, при использовании серийной форсунки ДВС специального автотранспорта.



Рисунок 3.9 – Диаграмма впрыска топлива в ДВС специального автотранспорта при давлении подачи водородной примеси 0,2 МПа

Увеличение давления подачи водорода до 0,25 МПа (рис. 3.10) в ДВС спецавтотранспорта приводит к уменьшению максимального давления впрыска на 10-12%.



Рисунок 3.10 – Диаграмма впрыска топлива в ДВС специального автотранспорта при давлении подачи водородной примеси 0,25 МПа

Увеличение давления подачи водорода до 0,3 МПа (рис. 3.11) в ДВС специального автотранспорта приводит к уменьшению максимального давления впрыска на 15 -18%.

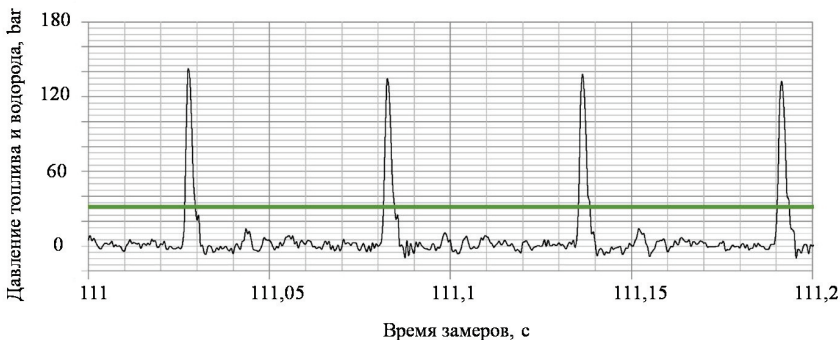


Рисунок 3.11 – Диаграмма впрыска топлива в ДВС специального автотранспорта при давлении подачи водородной примеси 0,3 МПа

При увеличении давления подачи водорода до 0,45 МПа (рис. 3.12) максимальное давление впрыска уменьшается на 18 -25%. Такой результат можно объяснить потерями давления на сжатие газообразного водорода и «сглаживание» волновых колебаний в топливном трубопроводе высокого давления со «смягчением» посадки нагнетательного клапана.

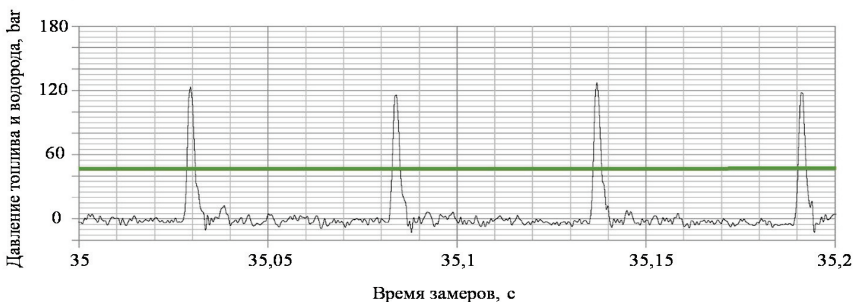


Рисунок 3.12 – Диаграмма впрыска топлива в ДВС специального автотранспорта при давлении подачи водородной примеси 0,45 МПа

Дальнейшее увеличение давления водорода не влечет к существенному уменьшению максимального давления впрыска, что обусловлено увеличением начального давления в топливной магистрали за счет избыточного давления водорода.

Кроме изменения максимального давления впрыска, меняется характер волновых колебаний в топливной магистрали высокого давления. Так, при увеличении давления подачи водорода более 0,3 МПа в ДВС специального автотранспорта, отмечается уменьшение амплитуды и частоты колебаний, а диаграмма давления топлива приближается к прямой.

Такое воздействие на процессы в топливопроводе высокого давления ДВС специального автотранспорта обусловлено действием газообразного водорода. Попадая в топливопровод, водород воспринимает на себя волну давления от посадки нагнетательного клапана, тем самым, служа демпфером для дальнейших колебаний давления в топливопроводе. Таким образом, благодаря волне падения давления, существует возможность заполнить «зону падения давления» в топливопроводе избыточным давлением водорода в ДВС спецавтотранспорта. Общий вид экспериментальной зависимости изменения максимального давления впрыска топлива от давления подачи водорода в ДВС специального автотранспорта изображен на рис. 3.13.

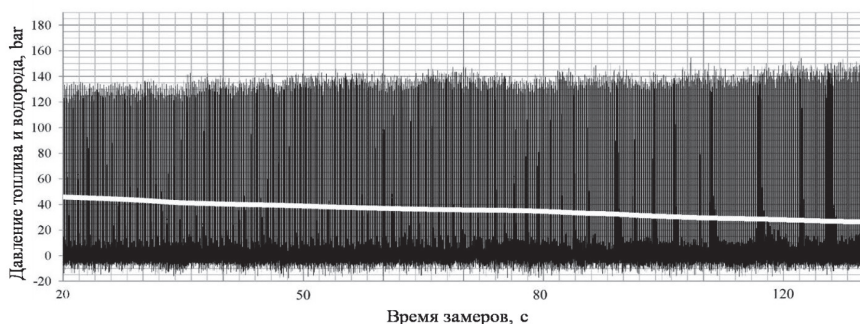


Рисунок 3.13 – График зависимости максимального давления впрыска топливо-водородной смеси от давления водорода в ДВС специального автотранспорта

По результатам исследований видно (рис. 3.14), что при сравнении диаграмм впрыска в зоне посадки иглы существуют характерные изменения, а именно:

- отсутствие волн разрежения на диаграмме с добавлением водорода;
- динамические колебания в топливопроводе через подачу водорода через клапан.

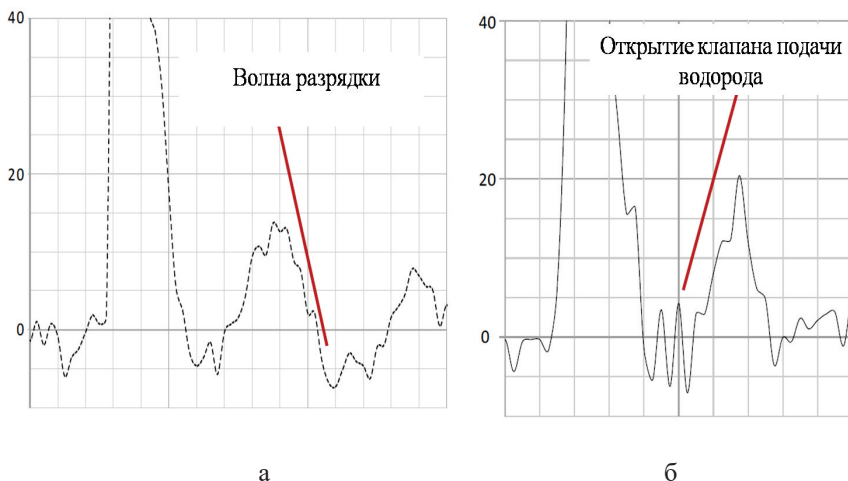


Рисунок 3.14 – Диаграммы давления водорода в топливопроводе высокого давления в ДВС спецавтотранспорта: а – без водорода; б – с водородом

3.4. Оценка влияния использования водородно-дизельного смешанного топлива на величину вредных выбросов ДВС

Поскольку в работе особый интерес вызывает, каким образом примесь водорода к дизельному топливу ДВС специального автотранспорта будет влиять на количество вредных выбросов, в связи с этим были выполнены исследования выбросов без нагрузки и под нагрузкой (номинальная грузоподъемность) двигателей Tector 4 и Tector 6, установленных на автомобиле Iveco

EuroCargo. Полученные результаты были усреднены при математической обработке.

Средние значения концентраций CO для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала приведены на рис. 3.15.

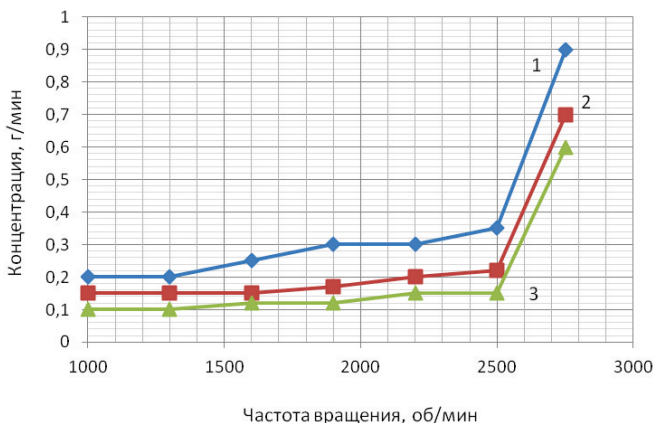


Рисунок 3.15 – Средние зависимости выбросов CO для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. от частоты вращения коленчатого вала в режиме без нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

С рис. 3.15 видно, что в случае добавки 0,15% водорода к топливной смеси двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки, происходит снижение выбросов CO в 1,28...1,71 раза по сравнению с базовым вариантом, что, скорее всего, связано с интенсификацией реакции горения при попадании водорода в камеру сгорания и его частичной замены ДВС спецаттотранспортной смеси. При добавке 0,25% водорода к топливной смеси, для этого же случая, происходит уменьшение концентраций CO в 1,5...2,4 раза. Причина снижения является аналогичной, что и в предыдущем варианте,

включая при этом лучшее смесеобразование в камере сгорания данного двигателя.

Средние зависимости выбросов СО от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки приведены на рис. 3.16.

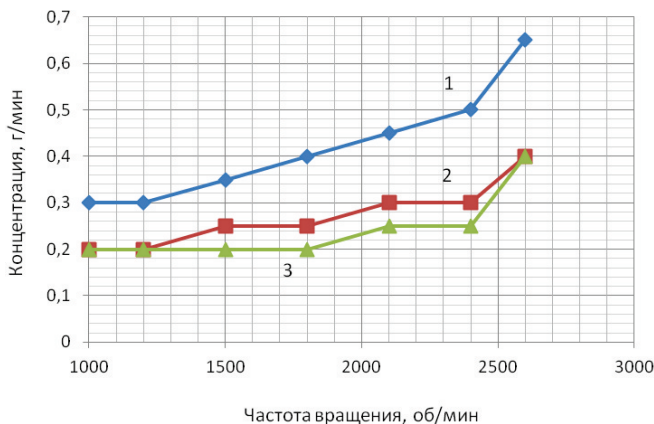


Рисунок 3.16 – Средние зависимости выбросов СО от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Для средних значений выбросов СО в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки (рис. 3.16) характерно аналогичное снижение с добавлением водорода в ДВС. Так при добавке 0,15% водорода к топливной смеси по сравнению с базовым вариантом, в режиме нагрузки происходит снижение в 1,4...1,6 раз, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси происходит снижение концентраций СО в 1,5...1,8 раз.

Следует отметить, что средние значения выбросов CO двигателя Testor 4, мощностью 160 л.с., с добавкой водорода и без нагрузки, меньше, чем такие же значения, но в режиме нагрузки.

На рис. 3.17 приведены полученные зависимости средних значений концентраций NO_x для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала.

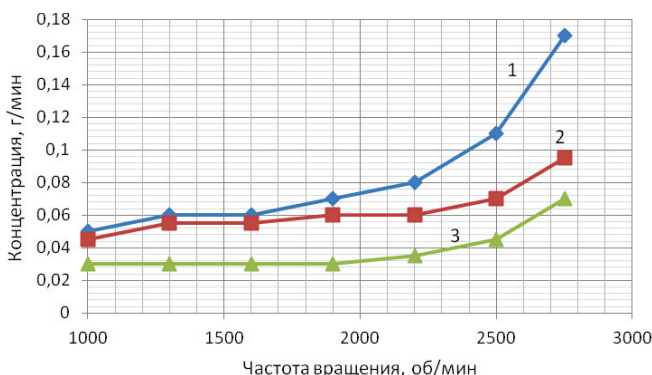


Рисунок 3.17 – Средние зависимости выбросов NO_x для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки от оборотов коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Для зависимостей, приведенных на рис. 3.17, можно сделать следующий вывод: наблюдается незначительное снижение (1,1...1,2 раза) концентраций NO_x для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки при добавке 0,15% водорода к топливной смеси до 1900 об/мин по сравнению с базовым вариантом. Начиная с 2000 об/мин происходит более значительное снижение – в 1,3...1,8 раз. Рассматривая случай добавки 0,25% водорода к топливной смеси исследуемого двигателя, можно наблюдать более интенсивное снижение вы-

бросов NO_x для всех частот вращения коленчатого вала, при этом значение снизилось в 1,7...2,4 раза по сравнению базовым вариантом, а также с предыдущим.

На рис. 3.18 приведены средние зависимости выбросов NO_x от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки.

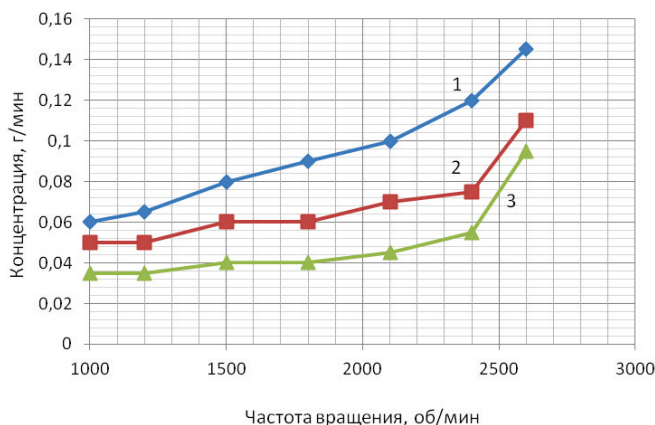


Рисунок 3.18 – Средние зависимости выбросов NO_x от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Данные, полученные в режиме нагрузки, для средних значений выбросов NO_x в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, показывают, что при добавке 0,15% водорода к топливной смеси происходит снижение данных концентраций в 1,2...1,6 раз, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси – в 1,52...2,25 раза по сравнению с базовым вариантом.

На рис. 3.19 приведены средние значения экспериментальных зависимостей концентраций HC для двигателя Tector 4, установленного на автомо-

биле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала.

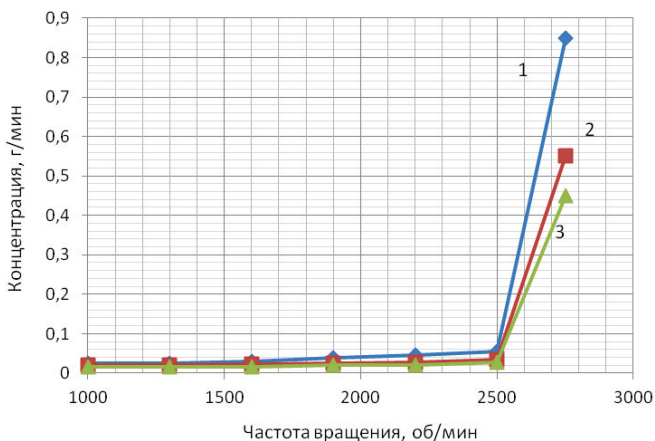


Рисунок 3.19 – Зависимости средних значений выбросов НС для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

С рис. 3.19 можем видеть значительное уменьшение выбросов НС для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки, начиная с частоты вращения коленчатого вала в 1600 об/мин для двух концентраций примесей водорода в ДВС. При этом, для случая добавки 0,15% водорода к топливной смеси происходит снижение НС в 1,25...1,6 раз по сравнению с базовой моделью, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси двигателя Testor 4 – в 1,43...2,25 раз.

Также для двигателя Testor 4, мощностью 160 л.с. в режиме нагрузки получены зависимости средних значений выбросов НС от частоты вращения коленчатого вала (рис. 3.20).

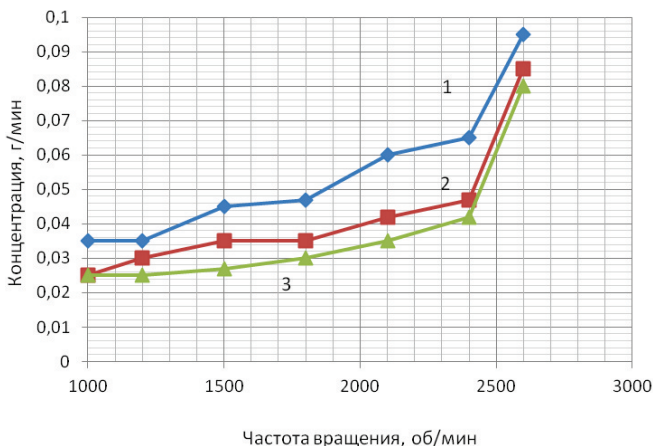


Рисунок 3.20 – Зависимости средних значений выбросов HC для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. под нагрузкой от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

При добавке 0,15% водорода к топливной смеси двигателя Tector 4, установленных на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. под нагрузкой, средние значения выбросов HC (рис. 3.20) меньше по сравнению с базовой моделью в 1,17...1,41 раза; при добавке 0,25% водорода к топливной смеси также происходит снижение выбросов HC в 1,4...1,7 раза, особенно, такое снижение характерно для интервала частоты вращения коленчатого вала в 1600-2400 об/мин.

Графическая интерпретация средних значений выбросов SO₂ для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. без нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала приведена на рис. 3.21.

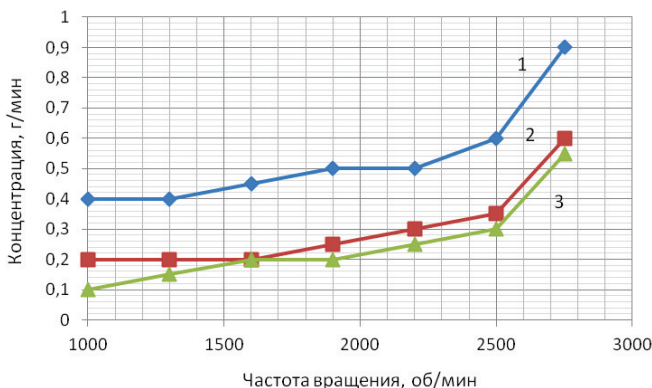


Рисунок 3.21 – Зависимости средних значений выбросов SO_2 для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Из приведенной графической интерпретации (рис. 3.21) следует, что значения выбросов SO_2 для базовой модели двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с. в режиме без нагрузки выше в 1,5...2,25 раза по сравнению с двигателем с добавкой 0,15% водорода к топливной смеси в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и в 1,6...4,0 раза выше, чем в двигателе с добавкой 0,25% водорода к топливной смеси.

Кроме того, на рис. 3.22 приведем зависимости средних значений выбросов SO_2 для двигателя Tector 4, мощностью 160 л.с. от частоты вращения коленчатого вала в режиме нагрузки для исследуемых ДВС спецавтотранспорта.

Зависимости, приведенные на рис. 3.22, имеют аналогичную тенденцию, которая приведена ранее на рис. 3.21. При этом средние значения выбросов SO_2 для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с добавкой 0,15% водорода к топливной смеси в режиме нагрузки

ниже в 1,4...1,7 раз по сравнению с базовым вариантом; при добавке 0,25% водорода к топливной смеси двигателя Testor 4, средние значения выбросов SO_2 ниже в 1,6...2,5 раза по сравнению с базовым вариантом. По сравнению с рис. 3.21, зависимости выбросов SO_2 , приведенные на рис. 3.22 имеют стабильную и приблизительно одинаковую тенденцию.

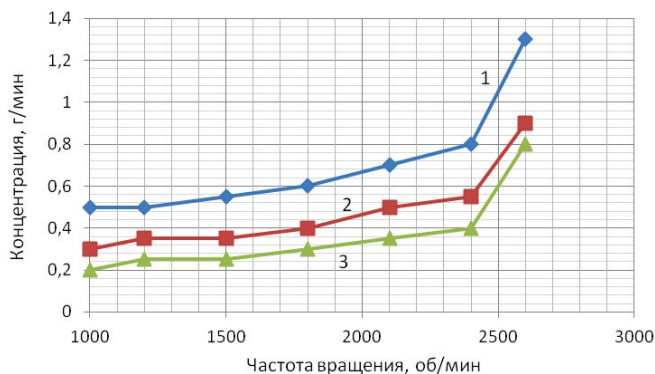


Рисунок 3.22 – Средние значения выбросов SO_2 для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 160 л.с. в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с нагрузкой: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Средние значения концентраций CO для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. в режиме без нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала приведены на рис. 3.23. Зависимости, приведенные на рис. 3.23, показывают: в случае добавки 0,15% водорода к топливной смеси двигателя Testor 4, мощностью 180 л.с. в режиме без нагрузки, происходит снижение выбросов CO в 1,25...1,32 раза по сравнению с базовым вариантом; в случае добавки 0,25% водорода к топливной смеси, для этого же случая, происходит уменьшение концентраций CO в 1,45...1,78 раза.

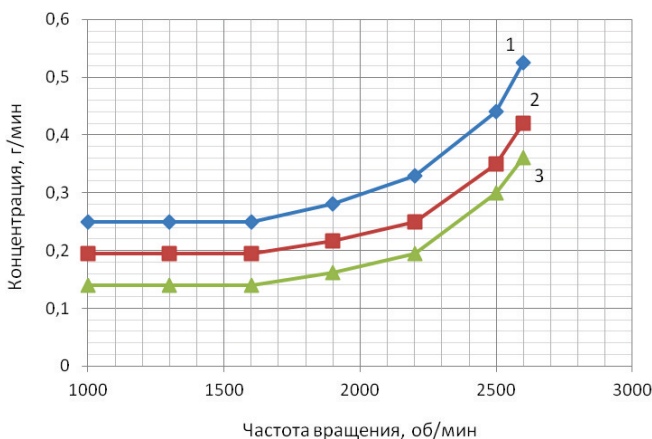


Рисунок 3.23 – Средние зависимости выбросов CO для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. от частоты вращения коленчатого вала в режиме без нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Средние зависимости выбросов CO от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 180 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки приведены на рис. 3.24.

Для средних значений выбросов CO в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 180 л.с., установленно-го на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки (рис. 3.24) характерно аналогичное снижение с добавлением водорода в ДВС. Так при добавке 0,15% водорода к топливной смеси по сравнению с базовым вариантом, в режиме нагрузки происходит снижение в 1,49 раза, а при добавке 0,25% во-дорода к топливной смеси происходит снижение концентраций CO в 1,44...1,88 раза.

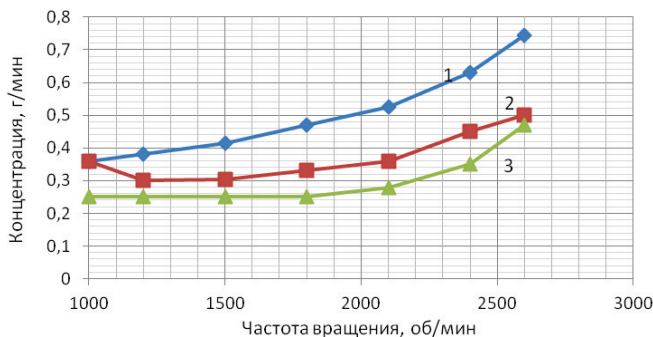


Рисунок 3.24 – Средние зависимости выбросов CO от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 4, мощностью 180 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

На рис. 3.25 приведены полученные зависимости средних значений концентраций NO_x для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала.

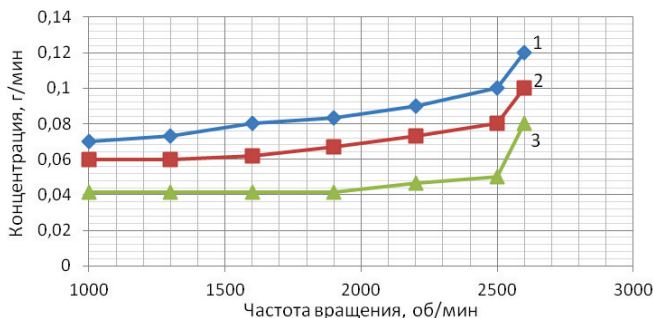


Рисунок 3.25 – Средние зависимости выбросов NO_x для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. в режиме без нагрузки от оборотов коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Зависимости, приведенные на рис. 3.25, разрешают сделать следующий вывод: наблюдается снижение концентраций NO_x для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. в режиме без нагрузки при добавке 0,15% водорода к топливной смеси в 1,16...1,29 раза по сравнению с базовым вариантом. Рассматривая случай добавки 0,25% водорода к топливной смеси исследуемого двигателя, можно наблюдать более интенсивное снижение выбросов NO_x для всех частот вращения коленчатого вала, при этом значение снизилось в 1,5...2,0 раза по сравнению с предыдущим и базовым вариантами. На рис. 3.26 приведены средние зависимости выбросов NO_x от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 4, мощностью 180 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки.

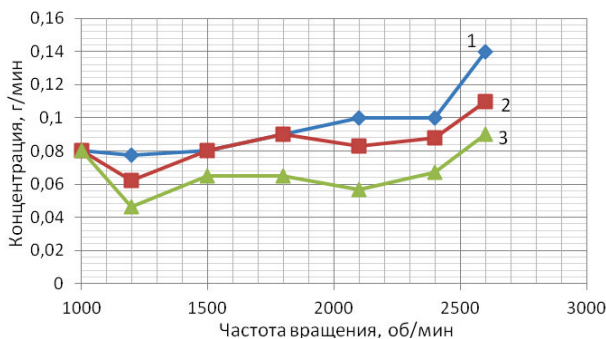


Рисунок 3.26 – Средние зависимости выбросов NO_x от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 4, мощностью 180 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Данные, полученные в режиме нагрузки, для средних значений выбросов NO_x в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 4, мощностью 180 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, показывают, что при добавке 0,15% водорода к топливной смеси происходит

снижение данных концентраций в 1,27 раз, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси – в 1,76 раза по сравнению с базовым вариантом.

На рис. 3.27 приведены средние значения экспериментальных зависимостей концентраций НС для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала.

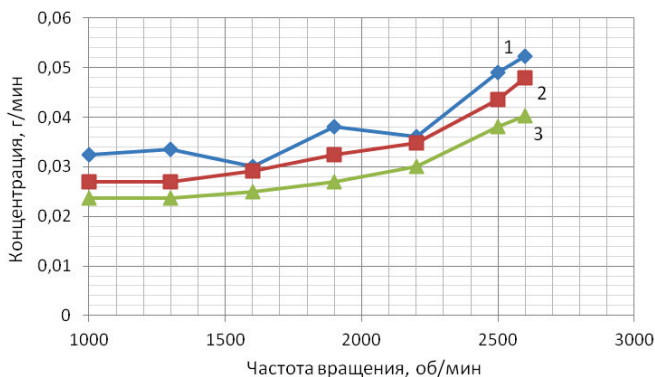


Рисунок 3.27 – Зависимости средних значений выбросов НС для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

С рис. 3.27 видно наличие значительного уменьшения выбросов НС для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. в режиме без нагрузки, для частот вращения коленчатого вала в 1900 и 2500 об/мин для двух концентраций примесей водорода в ДВС спецавтотранспорта. При этом, для случая добавки 0,15% водорода к топливной смеси происходит снижение НС в 1,02...1,24 раз по сравнению с базовой моделью, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси двигателя Tector 4 – в 1,2...1,4 раз.

Также для двигателя Testor 4, мощностью 180 л.с. в режиме нагрузки получены зависимости средних значений выбросов НС от частоты вращения коленчатого вала (рис. 3.28).

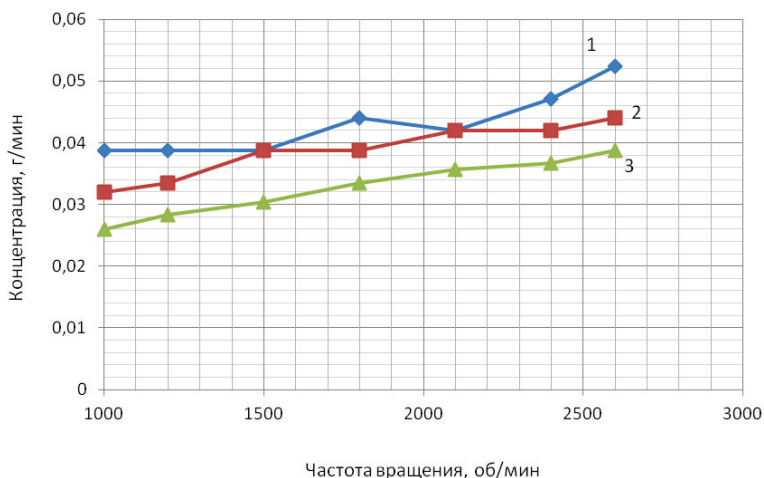


Рисунок 3.28 – Зависимости средних значений выбросов НС для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. под нагрузкой от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

При добавке 0,15% водорода к топливной смеси двигателя Testor 4, установленных на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. под нагрузкой, средние значения выбросов НС (рис. 3.28) меньше по сравнению с базовой моделью в 1,21 раза; при добавке 0,25% водорода к топливной смеси также происходит снижение выбросов НС в 1,17...1,49 раза.

Графическая интерпретация средних значений выбросов SO_2 для двигателя Testor 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. без нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала приведена на рис. 3.29.

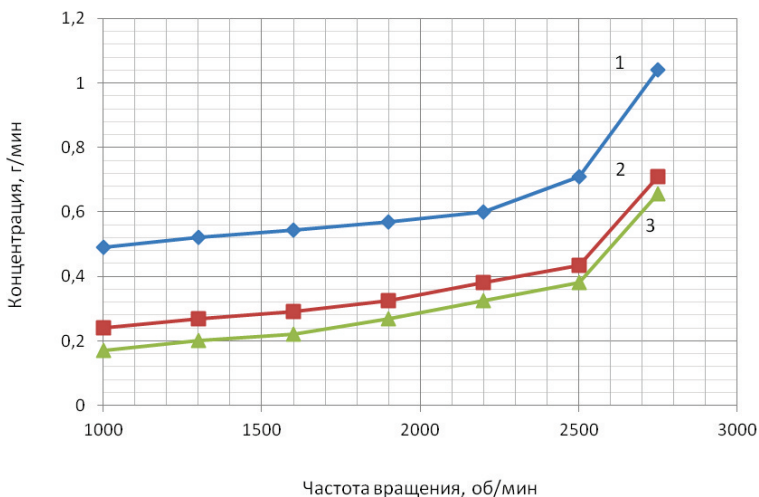


Рисунок 3.29 – Зависимости средних значений выбросов SO_2 для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Из приведенной графической интерпретации (рис. 3.29) следует, что значения выбросов SO_2 для базовой модели двигателя Tector 4, мощностью 180 л.с. в режиме без нагрузки выше в 1,46...2,04 раза по сравнению с двигателем с добавкой 0,15% водорода к топливной смеси в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и в 1,58...2,88 раза выше, чем в двигателе с добавкой 0,25% водорода к топливной смеси.

Кроме того, на рис. 3.30 приведем зависимости средних значений выбросов SO_2 для двигателя Tector 4, мощностью 180 л.с. от частоты вращения коленчатого вала в режиме нагрузки исследуемых ДВС спецавтотранспорта.

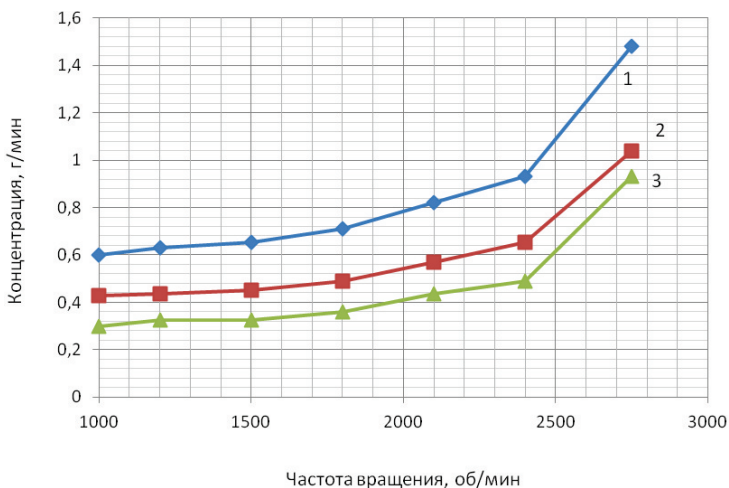


Рисунок 3.30 – Средние значения выбросов SO_2 для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с нагрузкой: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Зависимости, приведенные на рис. 3.30, имеют аналогичную тенденцию, которая приведена ранее на рис. 3.29. При этом средние значения выбросов SO_2 для двигателя Tector 4, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 180 л.с. в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с добавкой 0,15% водорода к топливной смеси в режиме нагрузки ниже в 1,39...1,45 раз по сравнению с базовым вариантом; при добавке 0,25% водорода к топливной смеси двигателя Tector 4, средние значения выбросов SO_2 ниже в 1,59...2,01 раза по сравнению с базовым вариантом.

Средние значения концентраций CO для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. в режиме без нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала приведены на рис. 3.31.

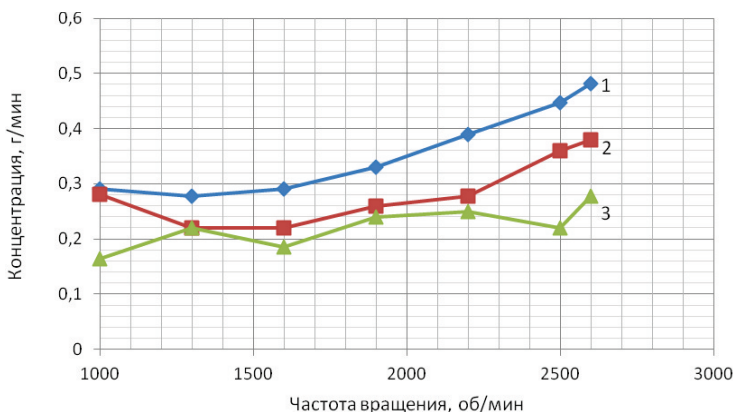


Рисунок 3.31 – Средние зависимости выбросов CO для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. от частоты вращения коленчатого вала в режиме без нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

С рис. 3.31 видно, что в случае добавки 0,15% водорода к топливной смеси двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с. в режиме без нагрузки, происходит снижение выбросов CO в 1,03...1,41 раза по сравнению с базовым вариантом. При добавке 0,25% водорода к топливной смеси, для этого же случая, происходит уменьшение концентраций CO в 1,26...2,03 раза.

Средние зависимости выбросов CO от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки приведены на рис. 3.33.

Для средних значений выбросов CO в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки (рис. 3.32) характерно аналогичное снижение с добавлением водорода в ДВС спецавтотранспорта. Так при добавке 0,15% водорода к топливной смеси по сравнению с базовым вариантом, в режиме нагрузки происходит снижение в 1,05...1,41 раз, а при

добавке 0,25% водорода к топливной смеси происходит снижение концентраций CO в 1,41...1,68 раз.

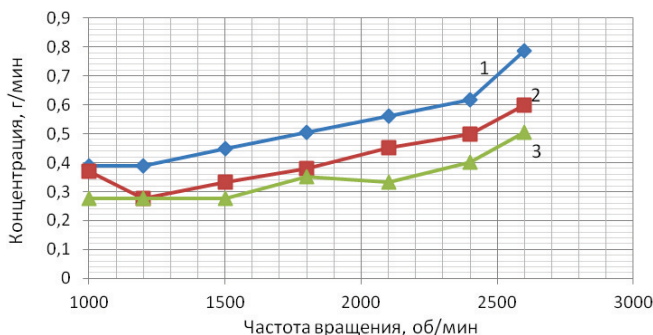


Рисунок 3.32 – Средние зависимости выбросов CO от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Следует отметить, что средние значения выбросов CO двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с., с добавкой водорода и без нагрузки, меньше, чем такие же значения, но в режиме нагрузки.

На рис. 3.33 приведены полученные зависимости средних значений концентраций NO_x для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала.

Для зависимостей, приведенных на рис. 3.33, можно сделать следующий вывод: наблюдается незначительное снижение (1,06...1,17 раза) концентраций NO_x для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. в режиме без нагрузки при добавке 0,15% водорода к топливной смеси по сравнению с базовым вариантом. Рассматривая случай добавки 0,25% водорода к топливной смеси исследуемого двигателя, можно наблюдать более интенсивное снижение выбросов NO_x для всех ча-

стот вращения коленчатого вала, при этом значение снизилось в 1,2...1,5 раза по сравнению с предыдущим и базовым вариантами.

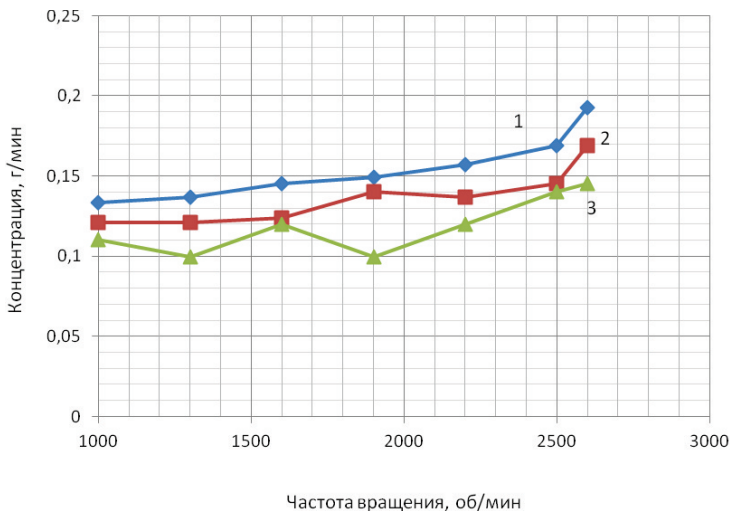


Рисунок 3.33 – Средние зависимости выбросов NO_x для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. в режиме без нагрузки от оборотов коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

На рис. 3.34 приведены средние зависимости выбросов NO_x от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки. Данные, полученные в режиме нагрузки, для средних значений выбросов NO_x в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, показывают, что при добавке 0,15% водорода к топливной смеси происходит снижение данных концентраций в 1,2 раза, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси – в 1,29 раза по сравнению с базовым вариантом.

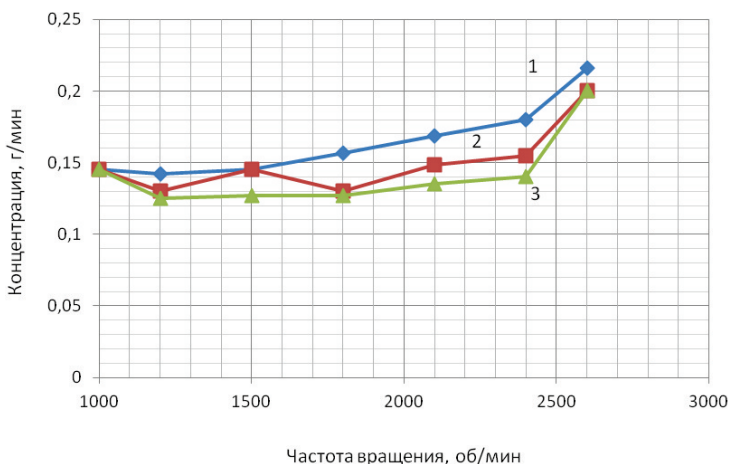


Рисунок 3.34 – Средние зависимости выбросов NO_x от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

На рис. 3.35 приведены средние значения экспериментальных зависимостей концентраций НС для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала.

С рис. 3.35 можем видеть значительное уменьшение выбросов НС для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. в режиме без нагрузки, начиная с частоты вращения коленчатого вала в 1600 об/мин для двух способов добавки водорода в ДВС спецавтотранспорта. При этом, для случая добавки 0,15% водорода к топливной смеси происходит снижение НС в 1,05...1,29 раз по сравнению с базовой моделью, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси двигателя Tector 6 – в 1,32...1,53 раза.

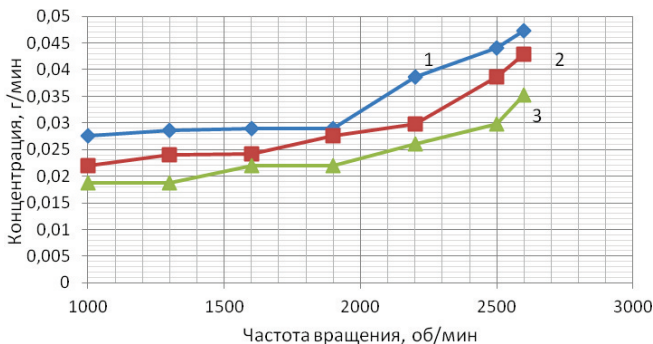


Рисунок 3.35 – Зависимости средних значений выбросов НС для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Также для двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с. в режиме нагрузки получены зависимости средних значений выбросов НС от частоты вращения коленчатого вала (рис. 3.36).

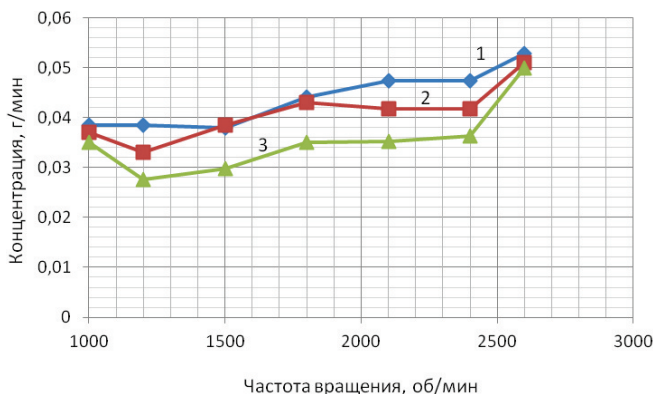


Рисунок 3.36 – Зависимости средних значений выбросов НС для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. под нагрузкой от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

При добавке 0,15% водорода к топливной смеси двигателя Testor 6, установленных на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. под нагрузкой, средние значения выбросов HC (рис. 3.36) меньше по сравнению с базовой моделью в 1,16 раза. Следует отметить, при этом, о наличии точек с одинаковыми значениями выбросов. При добавке 0,25% водорода к топливной смеси также происходит снижение выбросов HC в 1,05...1,40 раза. Такое снижение характерно на все интервале частоты вращения коленчатого вала. Графическая интерпретация средних значений выбросов SO₂ для двигателя Testor 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. без нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала приведена на рис. 3.37.

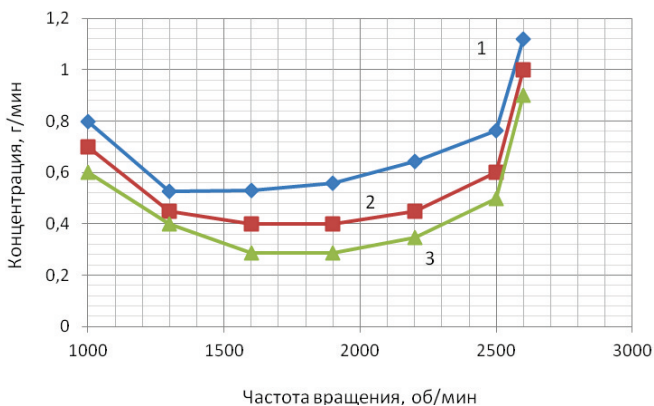


Рисунок 3.37 – Зависимости средних значений выбросов SO₂ для двигателя Testor 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Из приведенной графической интерпретации (рис. 3.37) следует, что значения выбросов SO₂ для базовой модели двигателя Testor 6, мощностью 220 л.с. в режиме без нагрузки выше в 1,12...1,43 раза по сравнению с двигателем с добавкой 0,15% водорода к топливной смеси в зависимости от частоты

ты вращения коленчатого вала и в 1,24...1,95 раза выше, чем в двигателе с добавкой 0,25% водорода к топливной смеси.

Кроме того, на рис. 3.38 приведем зависимости средних значений выбросов SO_2 для двигателя Tector 6, мощностью 220 л.с. от частоты вращения коленчатого вала в режиме нагрузки для трех исследуемых ДВС специального автотранспорта.

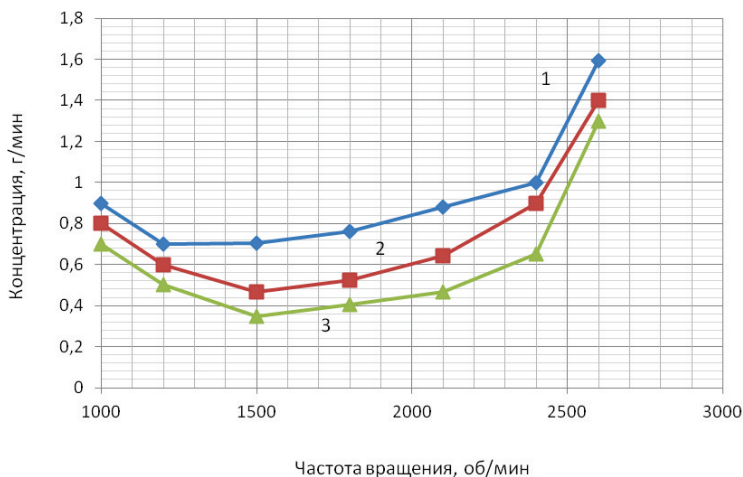


Рисунок 3.38 – Средние значения выбросов SO_2 для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с нагрузкой: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Зависимости, приведенные на рис. 3.38, имеют аналогичную тенденцию, которая приведена ранее на рис. 3.38. При этом средние значения выбросов SO_2 для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 220 л.с. в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с добавкой 0,15% водорода к топливной смеси в режиме нагрузки ниже в 1,11...1,51 раз по сравнению с базовым вариантом; при добавке 0,25% водорода к топливной смеси двигателя Tector 6, средние значения выбросов

SO₂ ниже в 1,23...2,03 раза по сравнению с базовым вариантом. По сравнению с рис. 3.38, зависимости выбросов SO₂, приведенные на рис. 3.39 имеют стабильную и приблизительно одинаковую тенденцию.

Средние значения концентраций CO для двигателя Testor 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. в режиме без нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала приведены на рис. 3.39.

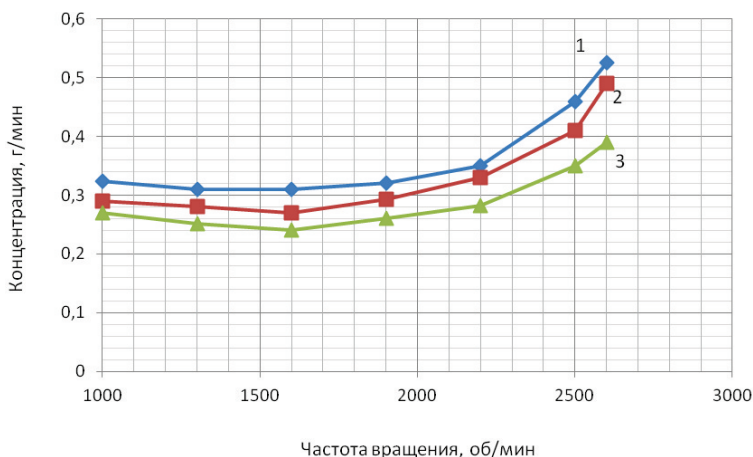


Рисунок 3.39 – Средние зависимости выбросов CO для двигателя Testor 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. от частоты вращения коленчатого вала в режиме без нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

На рис. 3.39 видно, что в случае добавки 0,15% водорода к топливной смеси двигателя Testor 6, мощностью 280 л.с. в режиме без нагрузки, происходит снижение выбросов CO в 1,06...1,19 раза по сравнению с базовым вариантом. При добавке 0,25% водорода к топливной смеси, для этого же случая, происходит уменьшение концентраций CO в 1,20...1,35 раза.

Средние зависимости выбросов СО от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 6, мощностью 280 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки приведены на рис. 3.40.

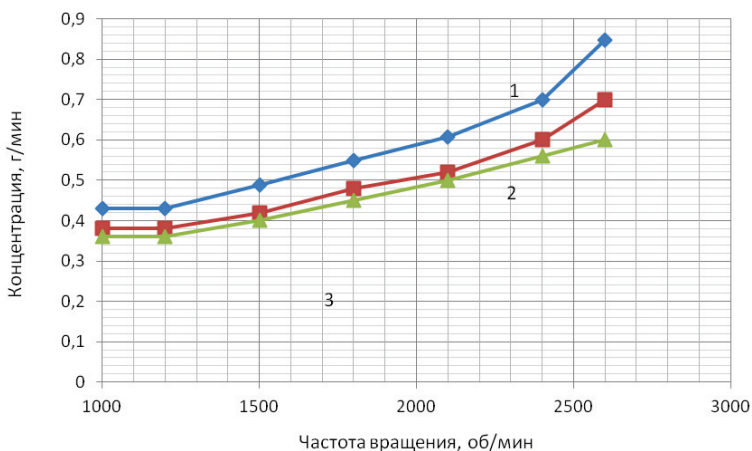


Рисунок 3.40 – Средние зависимости выбросов СО от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 6, мощностью 280 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Для средних значений выбросов СО в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 6, мощностью 280 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки (рис. 3.40) характерно аналогичное снижение с добавлением водорода в ДВС спецавтотранспорта. Так при добавке 0,15% водорода к топливной смеси по сравнению с базовым вариантом, в режиме нагрузки происходит снижение в 1,13...1,21 раз, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси происходит снижение концентраций СО в 1,19...1,41 раз.

На рис. 3.41 приведены полученные зависимости средних значений концентраций NO_x для двигателя Testor 6, установленного на автомобиле

Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала.

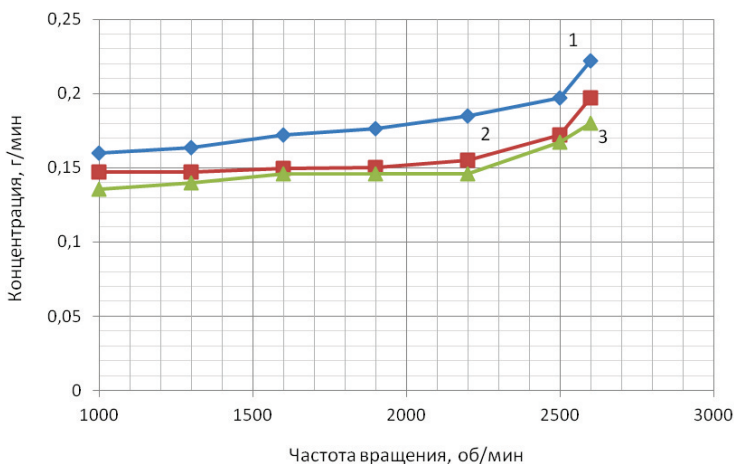


Рисунок 3.41 – Средние зависимости выбросов NO_x для двигателя Testor 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. в режиме без нагрузки от оборотов коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Наблюдается незначительное снижение (рис. 3.41) концентраций NO_x для двигателя Testor 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. в режиме без нагрузки при добавке 0,15% водорода к топливной смеси в 1,08...1,19 раза по сравнению с базовым вариантом. Рассматривая случай добавки 0,25% водорода к топливной смеси исследуемого двигателя, можно наблюдать более интенсивное снижение выбросов NO_x для всех частот вращения коленчатого вала, при этом значение снизилось в 1,17...1,27 раза по сравнению с предыдущим и базовым вариантами, как и в ранее рассмотренных вариантах.

На рис. 3.42 приведены графические зависимости средних значений выбросов NO_x от частоты вращения коленчатого вала двигателя Testor 6,

мощностью 280 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки.

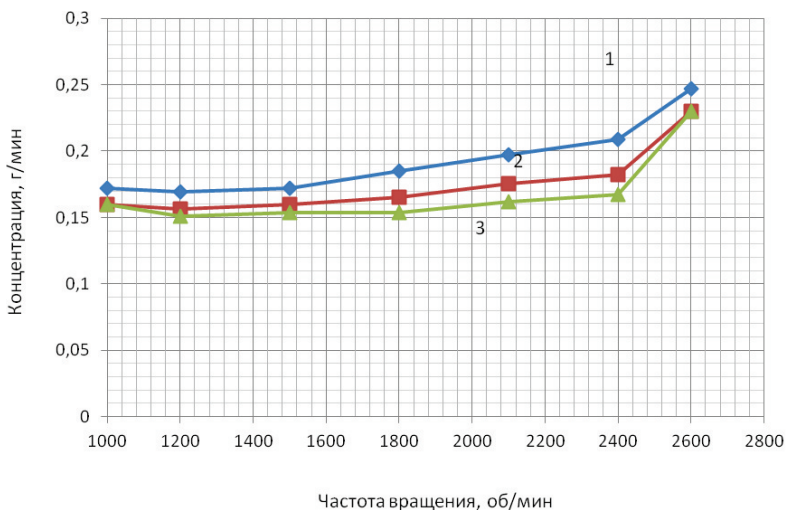


Рисунок 3.42 – Средние зависимости выбросов NO_x от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 6, мощностью 280 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo в режиме нагрузки: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Данные, полученные в режиме нагрузки, для средних значений выбросов NO_x в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя Tector 6, мощностью 280 л.с., установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, показывают, что при добавке 0,15% водорода к топливной смеси происходит снижение данных концентраций в 1,07...1,15 раза, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси – в 1,07...1,25 раза по сравнению с базовым вариантом.

На рис. 3.43 приведены средние значения экспериментальных зависимостей концентраций HC для двигателя Tector 6, установленного на автомо-

биле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала.

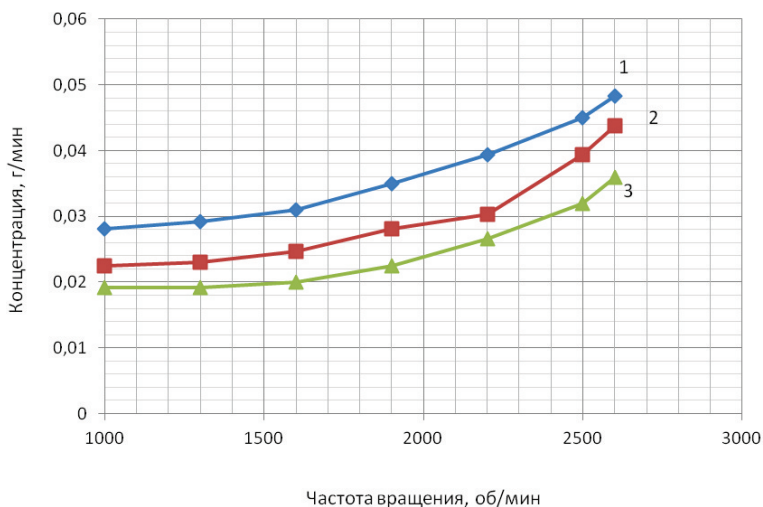


Рисунок 3.43 – Зависимости средних значений выбросов HC для двигателя Testor 6, установленного на автомобиле Iveco Euro Cargo, мощностью 280 л.с. в режиме без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

На рис. 3.43 видно незначительное уменьшение выбросов HC для двигателя Testor 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. в режиме без нагрузки, на всей шкале частоты вращения коленчатого вала для двух способов добавки водорода в ДВС спецавтотранспорта. При этом, для случая добавки 0,15% водорода к топливной смеси происходит снижение HC в 1,10...1,29 раз по сравнению с базовой моделью, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси двигателя Testor 6 – в 1,34...1,56 раза.

Также для двигателя Testor 6, мощностью 280 л.с. в режиме нагрузки получены зависимости средних значений выбросов HC от частоты вращения коленчатого вала (рис. 3.44).

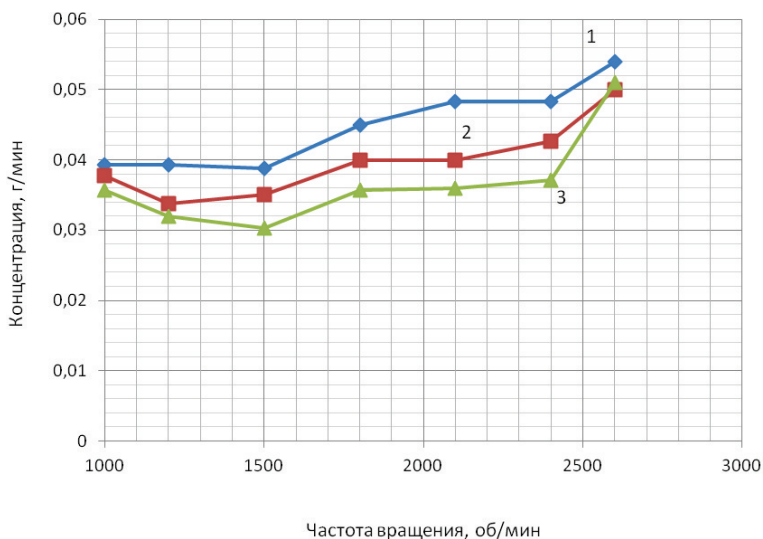


Рисунок 3.44 – Зависимости средних значений выбросов НС для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. под нагрузкой от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

При добавке 0,15% водорода к топливной смеси двигателя Tector 6, установленных на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. под нагрузкой, средние значения выбросов НС (рис. 3.44) меньше по сравнению с базовой моделью в 1,04...1,21 раза. При добавке 0,25% водорода к топливной смеси также происходит снижение выбросов НС в 1,06...1,34 раза. Такое снижение характерно на всем интервале частоты вращения коленчатого вала.

Графическая интерпретация средних значений выбросов SO_2 для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. без нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала приведена на рис. 3.45.

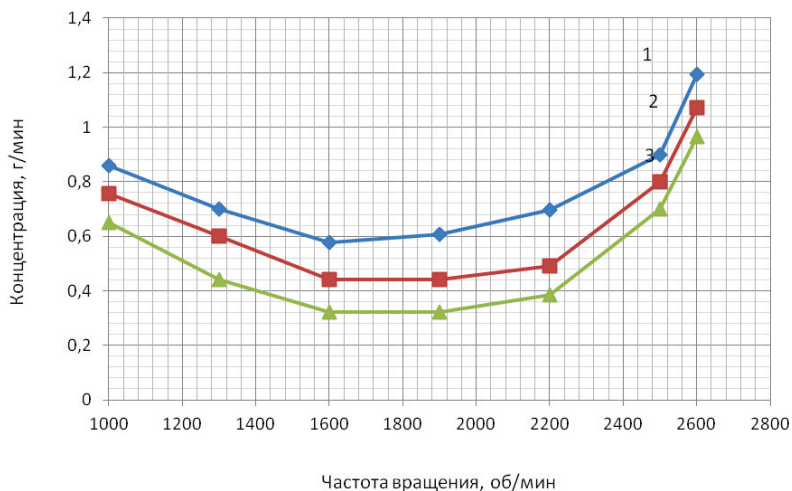


Рисунок 3.45 – Зависимости средних значений выбросов SO_2 для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. без нагрузки от частоты вращения коленчатого вала: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Из приведенной графической интерпретации (рис. 3.45) следует, что значения выбросов SO_2 для базовой модели двигателя Tector 6, мощностью 280 л.с. в режиме без нагрузки выше в 1,12...1,41 раза по сравнению с двигателем с добавкой 0,15% водорода к топливной смеси в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и в 1,24...1,89 раза выше, чем в двигателе с добавкой 0,25% водорода к топливной смеси.

Кроме того, на рис. 3.46 приведем зависимости средних значений выбросов SO_2 для двигателя Tector 6, мощностью 280 л.с. от частоты вращения коленчатого вала в режиме нагрузки для трех исследуемых ДВС специального автотранспорта.

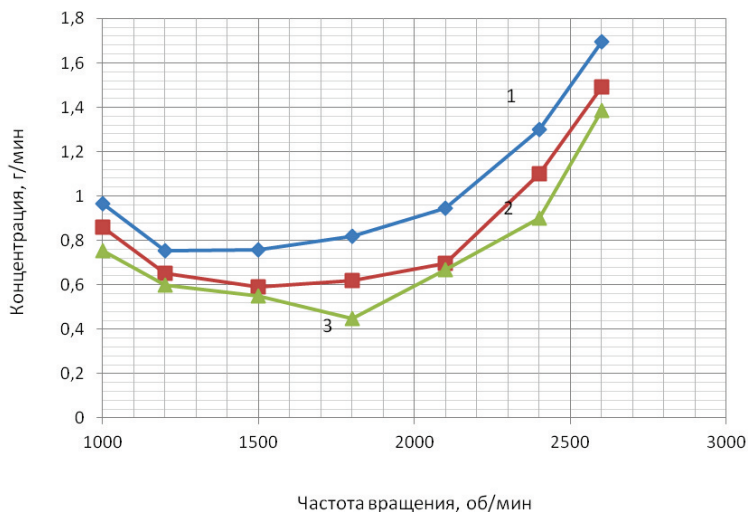


Рисунок 3.46 – Средние значения выбросов SO_2 для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с нагрузкой: 1 – базовая модель; 2 – при добавке 0,15% водорода к топливной смеси; 3 – при добавке 0,25% водорода к топливной смеси

Средние значения выбросов SO_2 для двигателя Tector 6, установленного на автомобиле Iveco EuroCargo, мощностью 280 л.с. в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с добавкой 0,15% водорода к топливной смеси в режиме нагрузки ниже в 1,12...1,36 раз по сравнению с базовым вариантом; при добавке 0,25% водорода к топливной смеси двигателя Tector 6, средние значения выбросов SO_2 ниже в 1,22...1,84 раза по сравнению с базовым вариантом.

Кроме того, были исследованы и выбросы вредных веществ, таких как CO_2 и РМ. Однако для всех трех исследованных вариантов, выбросы данных вредных веществ имели практически одинаковые значения и находились в интервале для: CO_2 – 200...1100 г/мин; РМ – 0,01...0,06 г/мин в зависимости от частоты вращения коленчатого вала.

В результате проведенных исследований установлено, что при добавке 0,15% водорода к топливной смеси происходит повышение средней эффективной мощности до 9,0 % по сравнению с базовым вариантом. Причем большие значения припадают на наименьшие значения частоты вращения коленчатого вала двигателя. В случае добавки 0,25% водорода к топливной смеси происходит повышение средней эффективной мощности на 1,5...14,3 % по сравнению с базовым вариантом. Среднее значение крутящего момента в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя при добавке 0,15% водорода к топливной смеси имеет высшее значение на 1,3...8,5 % по сравнению с базовым вариантом. В случае применения добавки 0,25% водорода к топливной смеси – происходит повышение крутящего момента на 2,4...3,7 %. На отдельных значениях частоты вращения коленчатого вала повышения не наблюдается, т.е. крутящий момент имеет такое же значение, что и базовый вариант двигателя. Расход топлива в количественном эквиваленте практически не изменялся для всех групп ДВС специального автотранспорта.

Также исследованы экологические характеристики ДВС специального автотранспорта. Так, в случае добавки 0,15% водорода к топливной смеси двигателя происходит снижение выбросов CO в 1,28...1,71 раза по сравнению с базовым вариантом, что, скорее всего, связано с интенсификацией реакции горения при попадании водорода в камеру сгорания и его частичной замены воздушно-дизельной смеси. При добавке 0,25% водорода к топливной смеси, для этого же случая, происходит уменьшение концентраций CO в 1,5...2,4 раза. Причиной снижения является тоже, включая лучшее смесеобразование в камере сгорания двигателя. Значения концентраций NO_x при добавке 0,15% водорода к топливной смеси двигателя снижаются в 1,1...1,8 раз по сравнению с базовым вариантом. Рассматривая случай добавки 0,25% водорода к топливной смеси исследуемого двигателя, наблюдается более интенсивное снижение выбросов NO_x для всех частот вращения коленчатого вала, при этом значение снизилось в 1,52...2,4 раза по сравнению базовым вариантом.

Также зафиксировано уменьшение выбросов HC для двигателей для двух способов добавки водорода в ДВС спецавтотранспорта. При этом, для случая добавки 0,15% водорода к топливной смеси происходит снижение HC в 1,17...1,6 раз по сравнению с базовой моделью, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси двигателя Testor 4 – в 1,43...2,25 раз.

Значения выбросов SO₂ для базовой модели двигателя выше в 1,4...2,25 раза по сравнению с двигателем с добавкой 0,15% водорода к топливной смеси в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и в 1,6...4,0 раза выше, чем в двигателе с добавкой 0,25% водорода к топливной смеси.

В целом, концентрации вредных веществ, для всех исследуемых ДВС имели тенденцию снижения при добавке примесей водорода к топливной смеси.

Раздел 4. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВНЕДРЕНИЯ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ СПЕЦИАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

4.1. Определение экономии затрат при использовании водородно-дизельного смесового топлива

В предыдущей главе приведены результаты по внедрению разработанной системы добавки водорода в дизельные двигатели внутреннего сгорания в условиях транспортных предприятий с целью повышения экологических параметров. Выполним экономическое обоснование внедрения предложенных 2 схем, первая из которых представляет структурную схему питания водородом дизельного двигателя с использованием готового водорода, наполненного в баллон, вторая – структурную схему питания водородом дизельного двигателя при использовании предлагаемой установки, с помощью которого из имеющегося топлива (дизель, газ) происходит генерация водорода. Реализация структурных схем выполнена на автомобилях Iveco EuroCargo с дизельными двигателями: Tector 4 и Tector 6.

Экспериментальные исследования показали, что при добавке 0,25 - 0,5% водорода во впускной коллектор и при добавке 0,7 -0,8% водорода в интеркулер двигателей Tector 4 и Tector 6 расход топлива в количественном эквиваленте практически не изменялся. В связи с этим, проведем расчеты, учитывая неизменность расхода топлива по среднесуточному расходу топлива, который составляет 120 л, среднесуточный расход водорода при добавке 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор составит 8,5 л, а при добавке 0,7 - 0,8% водорода в интеркулер – 10,8 л.

Стоимость водорода, который изготовлен методом электролиза составляет 7,73 \$/кг. Известно, что вес 1 литра сжиженного водорода составляет 72 г. Тогда, при межбанковском курсе на сегодня в 73 рубля за 1 \$, среднесуточная стоимость использования водорода составит:

– при добавке 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор:

$$8,5 \cdot 0,072 \cdot 7,73 \cdot 73 = 345,46 \text{ руб.};$$

– при добавке 0,7 -0,8% водорода в интеркулер:

$$10,8 \cdot 0,072 \cdot 7,73 \cdot 73 = 438,94 \text{ руб.}$$

Стоимость среднесуточного расхода топлива списочного состава автомобилей около 100 ед. составляет **5520 руб.** Тогда среднесуточная стоимость использования топлива с добавкой водорода составит:

– при добавке 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор:

$$5133,6 + 345,46 = 5479,06 \text{ руб.};$$

– при добавке 0,7 -0,8% водорода в интеркулер:

$$5023,2 + 438,94 = 5462,14 \text{ руб.}$$

Произведем расчет годовой экономии затрат на топливо, исходя из количества автомобилей в 100 единиц. При этом стоимость среднегодового расхода топлива для 100 автомобилей и при 320 рабочих днях в году составит:

$$5520 \cdot 320 \cdot 100 = 176,64 \text{ млн. руб.}$$

– при добавке 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор:

$$5479,06 \cdot 320 \cdot 100 = 175,33 \text{ млн. руб.};$$

– при добавке 0,7 -0,8% водорода в интеркулер:

$$5462,14 \cdot 320 \cdot 100 = 174,79 \text{ млн. руб.}$$

Тогда годовая экономия затрат на топливо составит:

– при добавке 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор:

$$E_1 = 176,64 - 175,33 = 1,31 \text{ млн. руб.};$$

– при добавке 0,7 -0,8% водорода в интеркулер:

$$E_2 = 176,64 - 174,79 = 1,85 \text{ млн. руб.}$$

Видим, что при добавке 0,7 -0,8% водорода в интеркулер двигателей Tector 4 и Tector 6 автомобилей годовая экономия затрат на топливо выше на 0,54 млн. руб. по сравнению с добавкой 0,25 -0,5% водорода во впускной кол-

лктор, что с экономической точки зрения является наиболее выгодным вариантом.

4.2. Экономическая оценки внедрения разработанной технологии добавки водорода в дизель в условиях транспортного предприятия

Для экономической оценки внедрения разработанной системы добавки водорода в дизель необходимо также учесть затраты, которые необходимы на реализацию данного проекта. Для этого используем ресурсный метод, который направлен на определение реальной стоимости всех входящих компонентов (капитальных вложений) для реализации предложенного внедрения на предприятии. Предложенные внедрения по повышению экологических параметров дизелей автомобилей с добавкой 0,7-0,8% водорода во впускной коллектор предполагают капитальные вложения, которые приведены в табл. 4.1. Предложенные внедрения по повышению экологических параметров дизелей автомобилей с добавкой 0,7-0,8% водорода в интеркулер предполагают капитальные вложения, которые приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.1 – Капитальные вложения при организации эксплуатации дизелей для 100 автомобилей с добавкой 0,7-0,8% водорода во впускной коллектор

№ пп	Наименование затрат	Стоимость, млн. руб.
1	Проектные разработки внедрения водородной установки в конструкцию дизелей	10,22
2	Детали и материалы	5,3
3	Расходы на оборудование дизелей водородной установкой	5,2
4	Прочее	0,3
	Итого	21,02

Таблица 4.2 – Капитальные вложения при организации эксплуатации дизелей для 100 автомобилей с добавкой 0,7-0,8% водорода в интеркулер

№ пп	Наименование затрат	Стоимость, млн. руб.
1	Проектные разработки внедрения газогенератора водорода в конструкцию дизелей	9,25
2	Детали и материалы	5,1
3	Расходы на оборудование дизелей водородной установкой	4,9
4	Прочее	0,3
	Итого	19,55

При определении экономического эффекта при выполнении внедрения разработанной системы добавки водорода в дизель необходимо учесть ресурсный показатель, при котором учитывается изменение количества отказов дизелей в определенных условиях эксплуатации. При этом значение годовой экономии понесенных эксплуатационных затрат при внедрении добавки водорода в газодизель может быть рассчитана по следующей формуле:

$$\mathcal{E}_r = E_{T0} \cdot C_{T0} + E_P \cdot C_P - AO, \quad (4.1)$$

где E_{T0} – значение средней величины отказов двигателей значение данной величины может быть рассчитано по формуле:

$$E_{T0} = e_{T0} \cdot a_{T0}, \quad (4.2)$$

a_{T0} – среднее значение числа отказов двигателей с восстановлением при техническом обслуживании;

e_{T0} – среднее значение количества двигателей с восстановлением при техническом обслуживании;

E_P – среднее значение величины отказов двигателей в условиях с восстановлением при ремонте; значение данной величины может быть рассчитано по формуле:

$$E_P = e_P \cdot a_P, \quad (4.3)$$

a_p – среднее значение числа отказов двигателей с восстановлением при ремонте;

e_p – среднее значение количества двигателей с восстановлением при ремонте;

$C_{ТО}$ – средняя стоимость технического обслуживания двигателей;

C_p – средняя стоимость ремонта двигателей;

AO – величина годовых амортизационных отчислений при внедрении добавки водорода в газодизель v ; данная величина может быть рассчитана по следующей формуле:

$$AO = A \cdot C_B, \quad (4.4)$$

A – значение годового уровня отчислений амортизационного характера оборудования двигателей;

C_B – общая стоимость внедрения добавки водорода в газодизель; данные приведены в табл. 4.1, 4.2.

Тогда, в соответствии с данными величина $E_{из}^{cp}$ составляет:

$$E_{из}^{cp} = 1 \cdot 0,54 = 0,54.$$

Величина $E_{из}$ составляет:

$$E_{из} = 1 \cdot 0,89 = 0,89.$$

Величина AO составляет:

– при добавке 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор:

$$AO = 0,05 \cdot 21,02 = 1,051 \text{ млн.руб.}$$

– при добавке 0,7 -0,8% водорода в интеркулер:

$$AO = 0,05 \cdot 19,55 = 0,9775 \text{ млн.руб.}$$

Тогда значение годовой экономии понесенных эксплуатационных затрат при внедрении добавки водорода в дизель составит:

– при добавке 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор:

$$\mathcal{E}_r = 0,54 \cdot 2,4 + 0,89 \cdot 3,5 - 1,051 = 3,36 \text{ млн.руб.}$$

– при добавке 0,7 -0,8% водорода в интеркулер:

$$\Xi_r = 0,54 \cdot 2,4 + 0,89 \cdot 3,5 - 0,9775 = 3,4335 \text{ млн.руб.}$$

Далее выполним экономическую оценку целесообразности внедрения эксплуатационного метода, основанного на технологии добавки водорода в топливо ДВС, при этом используем систему интегральных показателей, которые позволяют оценить преимущества нашего технического нововедения, к которым отнесем чистый дисконтированный доход, характеризующий интегральный эффект и срок окупаемости вложенных инвестиций, характеризующий период возвращения единовременно вложенных затрат. Определим чисто дисконтированный доход внедрения добавки водорода в дизель в виде суммы текущих эффектов за прогнозируемый расчетный период, который приведен к некоторому начальному шагу, с помощью такой формулы:

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=0}^{\tau} (R_t - Z_t) \frac{1}{(1+E)^t} = \sum_{t=0}^{\tau} \frac{\Delta \Xi}{(1+E)^t}, \quad (4.5)$$

где R_t – результаты, которые могут быть достигнуты на первом интегрированном шаге, млн. руб.;

Z_t – величина затрат, которые достигаются на первом интегрированном шаге, млн. руб.;

E – значение нормы дисконта, которое может быть принято на уровне 12,4 %;

$\Delta \Xi$ – величина прибыли, которая включает экономию суммы эксплуатационных расходов, тыс. руб.

Выполним расчет величины прибыли, которая включает экономию суммы эксплуатационных расходов с учетом среднегодовой экономии затрат на топливо:

– при добавке 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор:

$$\Delta \Xi = 3,36 + 1,31 = 4,67 \text{ млн.руб.};$$

– при добавке 0,7-0,8% водорода в интеркулер:

$$\Delta \text{Э} = 3,4335 + 1,85 = 5,2835 \text{ млн. руб.}$$

Примем расчетный период 2020-2030 гг., в пределах которого будем использовать прогнозируемые данные о выполнении работы. Результаты расчетов по формуле (4.5) приведены в табл. 4.3, 4.4.

Таблица 4.3 – Результаты расчета интегрального экономического эффекта внедрения добавки 0,7-0,8% водорода во впускной коллектор дизеля

Годы	Капитальное вложение для внедрения, млн. руб.	Величина годовой суммарной экономии текущих затрат на внедрение, млн. руб.	Величина годовой суммарной экономии текущих затрат на внедрение, приведенная к расчетному году, млн. руб.	Чистый дисконтированный доход (ЧДД), млн. руб.
2020	21,02	4,67	4,67	-16,35
2021		4,67	4,169643	-12,1804
2022		4,67	3,722895	-8,45746
2023		4,67	3,324014	-5,13345
2024		4,67	2,967869	-2,16558
2025		4,67	2,649883	0,484305
2026		4,67	2,365967	2,850272
2027		4,67	2,112471	4,962743
2028		4,67	1,886135	6,848878
2029		4,67	1,684049	8,532927
2030		4,67	1,503615	10,03654

Таблица 4.4 – Результаты расчета интегрального экономического эффекта внедрения добавки 0,7-0,8% водорода в интеркулер дизеля

Годы	Капитальное вложение для внедрения, млн. руб.	Величина годовой суммарной экономии текущих затрат на внедрение, млн. руб.	Величина годовой суммарной экономии текущих затрат на внедрение, приведенная к расчетному году, млн. руб.	Чистый дисконтированный доход (ЧДД), млн. руб.
2020	19,55	5,2835	5,2835	-14,2665
2021		5,2835	4,717411	-9,54909
2022		5,2835	4,211974	-5,33712
2023		5,2835	3,760691	-1,57642
2024		5,2835	3,35776	1,781335

2025		5,2835	2,998	4,779335
2026		5,2835	2,676786	7,456121
2027		5,2835	2,389987	9,846108
2028		5,2835	2,133917	11,98002
2029		5,2835	1,905283	13,88531
2030		5,2835	1,701146	15,58645

На рис. 4.1 представлена графическая форма интерпретации расчета ЧДД, на котором виден темп изменения ЧДД по годам инвестиционного проекта при внедрении добавки 0,25-0,5% водорода во впускной коллектор дизеля, а на рис. 4.2 – при внедрении добавки 0,7-0,8% водорода в интеркулер.

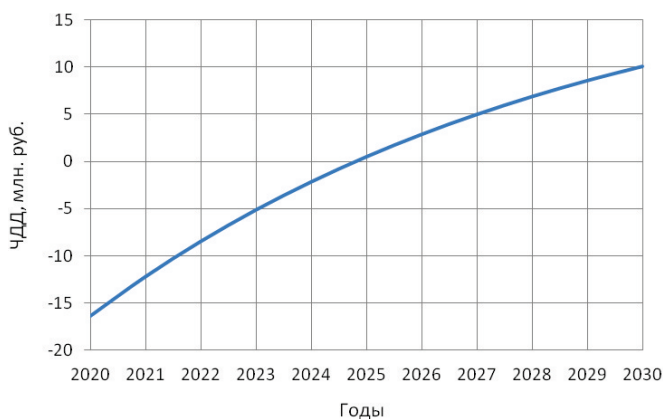


Рисунок 4.1 – Изменение ЧДД по годам проекта при внедрении добавки 0,7-0,8% водорода во впускной коллектор дизеля в условиях ООО «ВК Сервис»

Выполним расчет окупаемости капитальных вложений при внедрении добавки 0,7 -0,8% водорода во впускной коллектор дизеля:

$$T_{\text{ок}} = 5 - \frac{0,4843}{2,9678} = 4,83 \approx 5 \text{ лет.}$$

Также выполним расчет окупаемости капитальных вложений при внедрении добавки 0,25 -0,5% водорода в интеркулер дизеля:

$$T_{\text{ок}} = 4 - \frac{1,7813}{3,7606} = 3,53 \approx 3,5 \text{ года.}$$

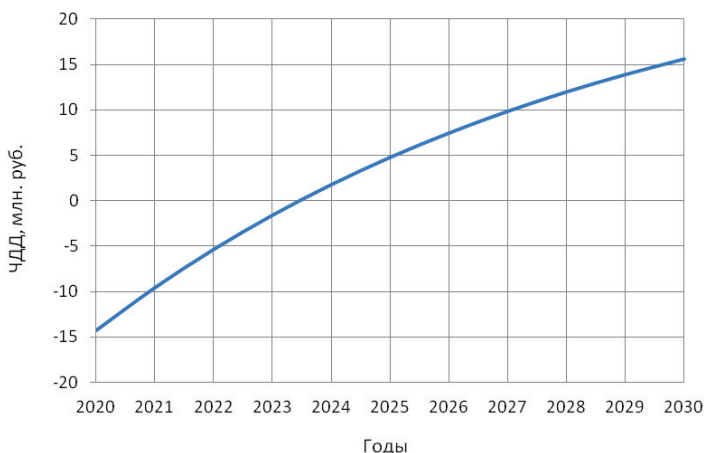


Рисунок 4.2 – Изменение ЧДД по годам проекта при внедрении добавки 0,7-0,8% водорода в интеркулер дизеля.

В разделе выполнено экономическое обоснование внедрения эксплуатационных методов повышения экологической безопасности специального автотранспорта, основанного на технологии добавки водорода в топливо ДВС:

1. Определена годовая экономия затрат на топливо составляет: при добавке 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор – 1,31 млн. руб.; при добавке 0,7 -0,8% водорода в интеркулер – 1,85 млн. руб. При добавке 8 -10% водорода в интеркулер двигателей Tector 4 и Tector 6 автомобилей годовая экономия затрат на топливо выше на 0,54 млн. руб. по сравнению с добавкой 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор, что с экономической точки зрения является наиболее выгодным вариантом.
2. Дана экономическая оценка внедрения разработанной системы добавки водорода в газодизель: был рассчитан чистый дисконтированный доход, который за 10 лет эксплуатации специального автотранспорта составит: при добавке 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор – 10,03654 млн. руб.; при добавке 0,7 -0,8% водорода в интеркулер –

15,58645 млн. руб. При этом срок окупаемости капитальных вложений при внедрении добавки 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор дизеля составляет 5 лет, а при внедрении добавки 0,7 -0,8% водорода в интеркулер дизеля – 3,5 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Повышенные требования экологической безопасности автотранспорта обуславливают тенденцию по разработке и внедрению все новых источники энергии. Важную значение в разработке мероприятий по обеспечению экологической безопасности в мегаполисах имеют исследования, посвященные применению альтернативных топлив для двигателей внутреннего сгорания. Специальные транспортные средства это вид техники, которая регулярно эксплуатируется на улицах мегаполиса и поэтому может внести значительный вклад в снижение вредных выбросов в атмосферу. В монографии обоснована возможность применения риформинга аммиака с целью генерации водорода, для использования в качестве присадки к основному виду топлива в дизельном двигателе внутреннего сгорания. Представлена оценка применения риформинга и влияние продукта на сгорание топлива и отработавшие газы: обавление достаточно небольшого количества безуглеродистого риформата, около 5% от количества дизельного топлива, достаточно эффективно снижает выбросы углерода из двигателя, включая CO_2 , CO и общее количество углеводородов (CH_x). Монография содержит ряд авторских научных разработок:

1. Проанализированы пути повышения экологической безопасности при использовании специального автотранспорта в условиях городской агломерации через оценку влияния вредных выбросов ДВС и определены научные подходы к их снижению.
2. Разработана математическая модель описания процессов совмещенных циклов ДВС, работающего на дизельном топливе и примесях водорода, основанная на уравнении действительных физических явлений, с помощью, которой могут быть определены рациональные технические параметры ДВС. Установлена адекватность разработанной математической модели, которая была проверена по отклонениям значений скоро-

сти распределения потоков газа в камере сгорания модернизированного ДВС, полученных при моделировании и в эксперименте на стенде.

3. Произведены экспериментальные исследования для ДВС специального автотранспорта: Тестор 4 и Тестор 6. При этом установлено, в случае добавки 0,15% водорода к топливной смеси двигателя происходит снижение выбросов СО в 1,28...1,71 раза по сравнению с базовым вариантом, а при добавке 0,25% водорода к топливной смеси, происходит уменьшение концентраций СО в 1,5...2,4 раза. Значения концентраций NO_x при добавке 0,15% водорода к топливной смеси двигателя снижаются в 1,1...1,8 раз по сравнению с базовым вариантом, добавка 0,25% водорода к топливной смеси исследуемого двигателя, наблюдается более интенсивное снижение выбросов NO_x для всех частот вращения коленчатого вала, при этом значение снизилось в 1,52...2,4 раза по сравнению базовым вариантом. Также зафиксировано уменьшение выбросов НС для двигателей для двух способов добавки водорода в ДВС специального автотранспорта. В целом, концентрации вредных веществ, для всех исследуемых ДВС имели тенденцию снижения при добавке примесей водорода к топливной смеси.
4. Дана экономическая оценка эксплуатационных методов повышения экологической безопасности специального автотранспорта, основанного на технологии добавки водорода в топливо ДВС разработанной системы добавки водорода в дизель. Определено, что срок окупаемости капитальных вложений при внедрении добавки 0,25 -0,5% водорода во впускной коллектор дизеля составляет 5 лет, а при внедрении добавки 0,7...0,8% водорода в интеркулер дизеля – 3,5 года.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI diesel engines with common rail injection / C. Barba, C. Burjhardt, K. Boulouchos, M. Bargende // SAE Technical Paper 2000-01-2933, 2000.
2. Adapted from Zabetakis, M., Flammability Characteristics of Combustible Gases and Vapors, Bureau of Mines Bulletin 627, U.S. Department of the Interior, Washington, DC, 1965.
3. Addy, J.M., Binng, A., Norton, P., Peterson, E., Campbell, K., and Bevillaqua, O., Demonstration of Caterpillar C10 Dual Fuel Natural Gas Engines in Commuter Buses, SAE Paper 2000-01-1386, 2000.
4. Aisho, Y., Yaeo, T., Koseki, T., Saito, T., and Kihara, R., Combustion and Exhaust Emissions in a Direct Injection Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas, SAE Paper 950465, 1995.
5. Alcock, J.F., and Scott, W.M., Some More Light on Diesel Combustion, in Proceedings of the Institute Mechanical Engineers (Auto Division), 1962, pp. 179-191.
6. Baranescu, R., Fumigation of Alcohol in a Diesel Engine, SAE Paper 1080, 1980.
7. Barbour, T.R., Crouse, M.E., and Lestz, S.S., Gaseous Fuel Utilization in a Light Duty Diesel Engine, SAE Paper 860070, 1986.
8. Bechtold, R.L., Alternative Fuels Guidebook, SAE Publishing, Warrendale, PA, 1997.
9. Beck, N., Johnson, W., George, A., Peterson, P., vander Lee, B., and Klopp, G., Electronic Fuel Injection for Dual Fuel Diesel Methane, SAE Paper 891652, 1989.
10. Beppu, O., Fukuda, T., Komoda, T., Miyake, S., and Tanaka, T., Service Experience of Mitsui Gas Injection Diesel Engines, in Proceedings of CIMAC Congress, Copenhagen, 1998, pp. 187–202.

11. Blizzard, D., Schaub, F.S., and Smith, J., Development of the Cooper-Bessmer Clean Burn Gas-Diesel (Dual Fuel) Engine, in ASME-ICE Division, 1991, vol. 15, pp. 89–97.
12. Blyth, N., Development of the Fairbanks Morse Enviro-Design Opposed Piston Dual Fuel Engine, paper presented at ASME-ICE Division, 1994, Paper 100375.
13. Brecq G. A new indicator for knock detection in gas SI engines / G. Brecq, J. Bellettre, M. Tazerout // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2003. – № 42. – P. 523–532.
14. Carlucci, A.P., Ficarella, A., and Laforgia, D., Control of the Combustion Behavior in a Diesel Engine Using Early Injection and Gas Addition, *Applied Thermal Engineering*, 26, 2279–2286, 2006.
15. Challen, B., and Barnescu, R., *Diesel Engine Handbook*, 2nd ed., SAE, Warrendale, PA, 1999.
16. Checkel, M., Newman, P., van der Lee, B., and Pollak, I., Performance and Emissions of a Converted RABA 2356 Bus Engine in Diesel and Dual Fuel Diesel/Natural Gas Operation, SAE Paper 931823, 1993.
17. Ciniviz M., Köse H. Hydrogen Use in Internal Combustion Engine: A Review / *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 2012; 1: 1-15.
18. Daisho, Y., Takahashi, Y.I., Iwashiro, Y., Nakayama, S., and Saito, T., Controlling Combustion and Exhaust Emissions in a Direct-Injection Diesel Engine Dual Fuelled with Natural Gas, SAE Paper 952436, 1995.
19. Danyluk, P.R., Development of a High Output Dual Fuel Engine, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 115, 728–733, 1993.
20. Dimitriou P and Tsujimura T. A review of hydrogen as a compression ignition engine fuel // *Int J Hydrogen Energy*, 2017; 42: 24470-24486.
21. Dimitriou P., Kumar M., Tsujimura T., and Suzuki Y. Combustion and emission characteristics of a hydrogen-diesel dual-fuel engine // *International Journal of Hydrogen Energy*, (29) 2018; 43: 13605–13617.

22. Douville, B., Ouellette, P., Touchette, A., and Ursu, B., Performance and Emissions of a Two-Stroke Engine Fueled Using High Pressure Direct Injection of Natural Gas, SAE Paper 981160, 1998.
23. Dumitrescu, S., Hill, P.G., Li, G.G., and Ouellette, P., Effects of Injection Changes on Efficiency and Emissions of a Diesel Engine Fuelled by Direct Injection of Natural Gas, SAE Paper 2000-01-1805, 2000.
24. Duraid F. An Experimental Investigation on Performance and Emissions of a Multi Cylinder Diesel Engine Fueled with Hydrogen-Diesel Blends / Duraid F. Maki, P. Prabhakaran // World Renewable Congress. 2011. Linkoping. pp. 3557 – 3564.
25. Einang, P.H., Engja, H.E., and Vestergren, R., Medium Speed 4 Stroke Diesel Engine Using High Pressure Gas Injection Technology, in Proceedings of the 8th International Congress Combustion Engines (CIMAC), Tienjing, PRC, 1989, pp. 916–932.
26. From Gee, D., and Karim, G.A., *The Engineer*, 222, 473-479, 1966.
27. Ghazi A. Karim. Dual-Fuel Diesel engines. CRC PressTaylor & Francis Group6000 Broken Sound Parkway NW, Suite 300Boca Raton, FL 33487-2742, 2015, 312 p.
28. Gomes-Antunes J.M., Mikalsen R. and Roskilly A.P. An experimental study of a direct injection compression ignition hydrogen engine // *Int J Hydrogen Energ*, 2009; 34: 6516-6522.
29. Green, R.K., and Glasson, N.D., High-Pressure Hydrogen Injection for Internal Combustion Engines, *International Journal of Hydrogen Energy*, 17(11), 895–901, 1992.
30. Grosshans, G., Development of a 1200 kW/Cyl. Low Pressure Dual Fuel Engine for LNG Carriers, in Proceedings of CIMAC 1998, 1998, pp. 1417–1428.
31. H. Zhang Effects of Hydrogen Addition on NOx Emissions in Hydrogen-Assisted Diesel Combustion / H. Zhang, G.K. Lilik, A.L. Boehman,

- D.C. Haworth. – 2009 International Multidimensional Engine Modeling Users Group Meeting Detroit, MI, 6 p.
32. Hamdan M. O., Selim M. Y. E., Al-Omari S.-A. B., and Elnajjar E. Hydrogen supplement co-combustion with diesel in compression ignition engine // *Renewable Energy*, 2015; 82: 54-60.
 33. Harrington, J., Munashi, S., Nedelcu, C., Ouellette, P., Thompson, J., and Whitfield, S., Direct Injection of Natural Gas in a Heavy-Duty Engine, SAE Paper 2002-01-1630, 2002.
 34. Hernandez J. J., Salvador J. B., and Cova-Bonillo A. Autoignition of diesel-like fuels under dual operation with H₂ // *Advances in Mechanical Engineering*, 2019, 11(6): 1-8. DOI: 10.1177/1687814019856781
 35. Hernandez J.J., Lapuerta M. and Barba J. Separate effect of H₂, CH₄ and CO on diesel engine performance and emission's under partial diesel fuel replacement // *Fuel*, 2016; 165: 173-184.
 36. Hodgins, K.B., Gunawan, H., and Hill, P.G., Intensifier-Injector for Natural Gas Fuelling Diesel Engines, SAE Paper 921553, 1992.
 37. Hydrogen from steam reforming of ethanol in low and middle temperature range for fuel cell application / J. Sun [et al.] // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2004. – № 29. – P. 1075–1081.
 38. Jorge M.G. Antunes The use of hydrogen as a fuel for compression ignition engines / Jorge M.G. Antunes // *Newcastle upon Tyne: Newcastle University*. – 2010. – 382 p.
 39. Juknelevicius R., Rimkus A., Pukalskas S., Matijosius J. Research of performance and emission indicators of the compression-ignition engine powered by hydrogen – Diesel mixtures // *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, 1-10. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2018.11.185.
 40. Karagoz Y., Sandalci T., Yuksek L., Dalkilic A.S. and Wongwises S. Effect of hydrogen-diesel dual-fuel usage on performance, emissions and diesel combustion in diesel engines // *Advances in Mechanical Engineering*, 2016; 8(8): 1-13. DOI: 10.1177/1687814016664458.

41. Karagoz Y., Sandalci T., Yuksek L., Dalkilic A.S. Engine performance and emission effects of diesel burns enriched by hydrogen on different engine loads // *Int J Hydrogen Energy*, 2015; 40:6702-6713.
42. Karim, G.A., and Rogers, A., *Journal of Institute of Fuel*, 40, 513-522, 1967.
43. Karim, G.A., *Combustion in Gas Fueled Compression Ignition Engines of the Dual Fuel Type*, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 125, 827–836, 2003.
44. Karim, G.A., *Fuels, Energy and the Environment*, CRC Press, Boca Raton, FL, 2012.
45. Karim, G.A., *The Combustion of Biogases and Low-Heating Value Gaseous Fuel Mixtures*, *International Journal of Green Energy*, 8, 1–10, 2011.
46. Kotten H. Hydrogen effects on the diesel engine performance and emissions // *Int J Hydrogen Energy*, 2018; 43:10511-10519.
47. Kumar M., Tsujimura T., and Suzuki Y. NOx model development and validation with diesel and hydrogen/diesel dual-fuel system on diesel engine // *Energy*, 2018; 145: 496-506.
48. Lee, J.T., Kim, Y.Y., Lee, C.W., and Caton, J.A., *An Investigation of a Cause of Backfire and Its Control Due to Crevice Volumes in a Hydrogen Fueled Engine*, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123, 204–210, 2001.
49. Liu, Z., *An Examination of the Combustion Characteristics in Compression Ignition Engines Fueled with Gaseous Fuels*, PhD thesis, University of Calgary, Canada, 1995.
50. Liu, Z., and Karim, G.A., *An Examination of the Ignition Delay Period in Gas Fuelled Diesel Engines*, *ASME Journal of Gas Turbines and Power*, 120, 225–231, 1998.
51. Lom, E.J., and Ly, K.H., *High Injection of Natural Gas in a Two Stroke Diesel Engine*, SAE Paper 902230, 1990, p. 93.

52. Lowe, W., and Williamson, P.B., Combustion and Automatic Mixture Strength Control in Medium Speed Gaseous Fuel Engines, in Proceedings of the 8th Congress de Machines a Combustion (CIMAC), 1996, pp. A14–A56.
53. Lowi, A., Supplementary Fueling of Four Stroke Cycle Automotive Diesel Engines by Propane Fumigation, SAE Paper 41398, 1984.
54. Masood M., Ishrat M.M., Reddy A.S. Computational Combustion and Emission Analysis of Hydrogen–Diesel Blends with Experimental Verification, *Int. J. of Hydrogen Energy*, Vol. 32, Issue 13, 2007, pp. 2539-2547.
55. Meyer, D., High Tech Fuel Management and Fuel Control Systems, presented at IGT Conference Proceedings on Gaseous Fuel for Transportation, Vancouver, BC, August 1986.
56. Miyamoto T., Hasegawa H., Mikami M., et al. Effect of hydrogen addition to intake gas on combustion and exhaust emission characteristics of a diesel engine // *Int J Hydrogen Energ.* 2011; 7: 341-353.
57. Nag S., Sharma P., Gupta A., Dhar A. Experimental study of engine performance and emissions for hydrogen diesel dual fuel engine with exhaust gas recirculation // *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019, 44(23): 12163-12175. doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.03.120
58. Oester, U., and Wallace, J.S., Liquid Propane Injection for Diesel Engines, SAE Paper 872095, 1987.
59. Ouellette, P., High Pressure Direct Injection (HPDI) of Natural Gas in Diesel Engines, in Proceedings of the 7th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles, Yokohama, Japan, 2000, pp. 235–242.
60. Parikh, P.P., Bhave, A.G., and Shash, I.K., Performance Evaluation of a Diesel Engine Dual Fuelled on Process Gas and Diesel, in Proceedings of the National Conference on ICE and Combustion, National Small Industries Corp. Ltd., New Delhi, 1987, pp. Af179–Af186.
61. Park, T., Traver, M.L., Atkinson, R., Clark, N., and Atkinson, C.M., Operation of a Compression Ignition Engine with a HEUI Injection System on Natural Gas with Diesel Pilot Injection, SAE Paper 1999-01-3522, 1999.

62. Performance characteristics of hydrogen fueled engine with the direct injection and spark ignition system / J. M. Kim, Y. T. Kim, J. T. Lee, S. Y. Lee // SAE. – 1995. – nr 95249.
63. Putrasari Y. et al. Thermal efficiency and emission characteristics of a diesel-hydrogen dual fuel CI engine at various loads condition // Journal of Mechatronics, Electrical Power, and Vehicular Technology, 2018; 9: 49-56.
64. Quigg, D., Pellegrin, V., and Rey, R., Operational Experience of Compressed Natural Gas in Heavy Duty Transit Buses, SAE Paper 931786, 1993.
65. Rain, R.R., and McFeatures, J.S., New Zealand Experience with Natural Gas Fuelling of Heavy Transport Engines, SAE Paper 892136, 1989.
66. Resitoglu I.A., Keskin A. Hydrogen applications in selective catalytic reduction of NOx emissions from diesel engines // Int J Hydrogen Energy, 2017; 42:23389-23394.
67. Rose, J.W., and Cooper, J.R., eds., Technical Data on Fuels, 7th ed., British National Committee of World Energy Conference, London, UK, 1977.
68. Saravanan, N. and Nagarajan, G. 2008a. An experimental investigation of hydrogen-enriched air induction in a diesel engine system. International Journal of Hydrogen Energy, 33(6): 1769-1775.
69. Schiffgens, H.J., Brandt, D., Dier, L., and Glauber, R., Development of the New Man B&W 32/40 Dual Fuel Engine, in ASME-ICE Division Technical Conference, 1996, vol. 27-3, pp. 33–45.
70. Schiffgens, H.J., Brandt, D., Rieck, K., and Heider, G., Low-NOx Gas Engines from MAN B&W, in CIMAC Congress, Copenhagen, 1998, pp. 1399–1414.
71. Sharma P. and Dhar A. Compression ratio influence on combustion and emissions characteristic of hydrogen diesel dual fuel CI engine: Numerical Study // Fuel, 2018; 222: 852-858.
72. Sharma P., Dhar A. Effect of hydrogen supplementation on engine performance and emissions // Int J Hydrogen Energy, 2018; 43:75-70.

73. Shudo T. Influence of Reformed Gas Composition on HCCI Combustion of Onboard Methanol-Reformed Gases / T. Shudo, T. Takahashi // SAE Technical Paper Series. – 2004. – 8–10 June. – P. 23–31.
74. Singh, S., Krishnan, S.R., Srinivasan, K.K., Midkiff, K.C., and Bell, S.R., Effect of Pilot Injection Timing, Pilot Quantity and Intake Charge Conditions on Performance and Emissions for an Advanced Low-Pilot-Ignited Natural Gas Engine, *International Journal of Engine Research*, 5(4), 329–348, 2004.
75. Steiger, A., Large Bore Sulzer Dual Fuel Engines, Their Development, Construction and Fields of Application, *Sulzer Technical Review*, 3, 1–8, 1970.
76. Stumpp, G., and Ricco, M., Common Rail-An Attractive Fuel Injection System for Passenger Car DI Diesel Engines, SAE Paper 960870, 1996.
77. Talibi M., Hellier P., Morgan R., et al. Hydrogen-dieselfuel co-combustion strategies in light duty and heavy-duty CI engines // *Int J Hydrogen Energy*, 2018; 43: 9046-9058.
78. Tsujimura T., Suzuki Y. The utilization of hydrogen in hydrogen / diesel dual fuel engine // *Int J Hydrogen Energy*, 2017; 42:14019-14029.
79. Turner, S.H., and Weaver, C.S., Dual-Fuel Natural/Diesel Engines: Technology, Performance and Emissions, No. GRI-94/0094, Topical Report Gas Research Institute, Chicago, November 1994.
80. Umierski, M., and Stommel, P., Fuel Efficient Natural Gas Engine with Common-Rail Micro-Pilot Injection, SAE Paper 2000-01-3080, 2000.
81. Varde, K.S., and Frame, G.A., Hydrogen Aspiration in a Direct Injection Type Diesel Engine—Its Effects on Smoke and Other Engine Performance Parameters, *International Journal of Hydrogen Energy*, 8, 549–555, 1983.
82. Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines / S. Verhelst / Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University. –Belgium: Ghent University, 2005. – 222 p.
83. Wong, Y., and Karim, G.A., An Analytical Examination of the Effects of Exhaust Gas Recirculation on the Compression Ignition Process of Engines Fuelled with Gaseous Fuels, SAE Paper 961396, 1998, pp. 45–53.

84. Wu H.W. and Wu Z.Y. Investigation on combustion characteristics and emissions of diesel / hydrogen mixtures by using energy-share method in a diesel engine // *Appl Therm Eng*, 2012; 42: 154-162.
85. Xiao, F., and Karim, G.A., Combustion in a Diesel Engine with Low Concentrations of Added Hydrogen, SAE Paper 2011-01-0676, 2011, pp. 1–17.
86. Xiao, F., Experimental and Numerical Investigation of Diesel Combustion Processes in Homogeneously Premixed Lean Methane or Hydrogen–Air Mixtures, PhD thesis, University of Calgary, Canada, 2011.
87. Xiao, F., Lu, C., Hu, Y., and Yang, B., Experimental Study on Diesel Nitrogen Oxide Reduction by Exhaust Gas Recirculation, SAE Paper 2000-05-0335, 2000.
88. Xiao, F., Soharabi, A., and Karim, G.A., Effect of Small Amounts of Fugitive Methane in the Air on Diesel Engine Performance and Its Combustion Characteristics, *International Journal of Green Energy*, 5, 334–345, 2008.
89. Xiao, F., Sohrabi, A., and Karim, G.A., Reducing the Environmental Impact of Fugitive Gas Emissions through Combustion in Diesel Engines, SAE Paper 2007-01-2048, 2007.
90. Yang, X., Takamoto, Y., Okajima, A., Obokata, T., and Long, W., Comparison of Computed and Measured High-Pressure Conical Diesel Sprays, SAE Paper 2000-01-0951, 2000.
91. Yuan C., Han C., Liu Y., He Y., Shao Y., and Jian X. Effect of hydrogen addition on the combustion and emission of a diesel free-piston engine // *International Journal of Hydrogen Energy*, (29) 2018; 43: 13583–13593.
92. Zaidi, K., Andrews, G., and Greenhough, J., Diesel Fumigation Partial Mixing for Reducing Ignition Delay and Amplitude of Pressure Fluctuations, SAE Paper 980535, 1998.
93. Абызов И.Т. Перспективные пути повышения экологической безопасности автобусного парка страны / С. А. Евтюков, С. А. Воробьев, И. Т. Абызов // *Вестник гражданских инженеров*. – 2016. – № 6(59). – С. 213–215.

94. Абызов И.Т. Исследование экологической безопасности спецавтотранспорта с дизельным ДВС / С. А. Воробьев, И. Т. Абызов, П. А. Разумов // Вестник гражданских инженеров. – 2021. – № 1(84). – С. 127–132.
95. Абызов И.Т. Применение риформинга аммиака для питания двигателя внутреннего сгорания, работающего по циклу дизеля / С. А. Воробьев, И. Т. Абызов, П. А. Разумов // Интернет, инновации и инвестиции. – 2021. – № 5(120). – С. 127–132.
96. Абызов И.Т. Экспериментальные исследования применения водорода в качестве добавки к дизельному топливу / И. Т. Абызов // Мир транспорта и технологических машин. 2021. № 3(77). С. 12–15.
97. Абызов И.Т. Актуальность применения водородного топлива на автомобильном транспорте в современных условиях эксплуатации / И. Т. Абызов // Грузовик. 2020. № 1. С. 33–37.
98. Абызов И.Т. Эксплуатация грузовых автотранспортных средств, оснащенных комбинированными системами питания, в условиях г. Санкт-Петербурга / И.Т. Абызов // Актуальные проблемы современного строительства: сборник научных трудов студентов, аспирантов и молодых ученых. В 2 ч.; Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. Санкт-Петербург: СПбГАСУ, 2020. Ч. 2. С. 61–67.
99. Абызов И.Т. Моделирование системы подачи водорода в двигателях, работающих по циклу дизеля / И.Т. Абызов // Актуальные проблемы современного строительства: сборник 74-й научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых учёных. Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. Санкт-Петербург: СПбГАСУ, 2021. Ч. 2. С. 88–94.
100. Варшавский И. Л. Детонационная стойкость водородо-воздушных смесей / И. Л. Варшавский, А. И. Мищенко, Г. Б. Талда // Автомобильная промышленность. – 1977. – № 10. – С. 7–8.

101. Гусаков С.В., Патрахальцев Н.Н. Планирование, проведение и обработка данных экспериментальных исследований двигателей внутреннего сгорания. М.: Изд-во РУДН, 2004. – 168 с.
102. Данилов А. М. Альтернативные топлива: достоинства и недостатки. Проблемы применения / А. М. Данилов, Э. Ф. Каминский, В. А. Хавкин // Российский химический журнал. – 2003. – Т. 47, № 6. – С. 4–11.
103. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1. Теория рабочих процессов / Под ред. В. Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – М.: Высшая школа, 2007.
104. Зельдович Я. Б., Баренблатт Г.И., Либрович В. Б., Махвиладзе Г.М. Математическая теория горения и взрыва. М.: Наука, 1980, 478 с.
105. Захаров Л. А. Моделирование смесеобразования и горения в рабочей камере поршневого двигателя внутреннего сгорания / Л. А. Захаров, И. Л. Захаров, С.Н. Хрунков // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р. Е. Алексеева № 2(81). 2010. – С. 178–186.
106. Марченко А. П. Математическая модель процесса сгорания топлива в дизеле / А. П. Марченко, А. А. Осетров, О. Ю. Линьков. – Харьков: Двигатели внутреннего сгорания, НТУ ХПП. – 2013. №1, с. 3–10.
107. Мищенко А. И. Применение водорода для автомобильных двигателей / А. И. Мищенко. – К.: Наук. думка, 1984. – 143 с.
108. Патрахальцев Н.Н. повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив / Н.Н. Патрахальцев. – М: МГТУ, 2008. – 185 с.
109. Раменский А. Ю. Исследование рабочих процессов автомобильного двигателя на бензино-водородных топливных композициях: дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.04.02 / Раменский Александр Юрьевич. – М., 1981. – 202 с.
110. Раменский А. Ю. Применение водорода в качестве моторного топлива для автомобильных двигателей внутреннего сгорания. История, настоящее и перспективы / А. Ю. Раменский, П. Б. Щелищ, С. И. Нефедкин //

Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология». – 2006. – № 11 (43). – С. 63–70.

111. Румянцев В. В. Рабочий процесс малотоксичного транспортного двигателя, работающего с добавками водорода и водяного пара: дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.04.02 / Румянцев Виктор Валентинович. – Л., 1984. – 191 с.
112. Сирота А.А. Повышение экономичности судовых ДВС путем использования водорода в качестве добавок к топливу / А.А. Сирота. – Харьков: ХНУ ХПП, 2006, №1. – С. 63–67.
113. Хачиян А. С. Сравнительная оценка выбросов двуокиси углерода различными двигателями / А. С. Хачиян // Перспективы развития энергетических установок для автотранспортного комплекса: сб. научных трудов МАДИ (ТУ). – М., 2016. – С. 4–9.
114. Шкалова В. П. Применение нетрадиционных топлив в дизелях / В. П. Шкалова. – М.: НИАД, 1986. – 85 с.

Научное издание

Воробьев Сергей Александрович
Воробьев Андрей Александрович

Повышение эксплуатационных характеристик транспортных
средств путем применения водородного топлива

Монография

Издательство «Наукоемкие технологии»
ООО «Корпорация «Интел Групп»
<https://publishing.intelgr.com>
E-mail: publishing@intelgr.com
Тел.: +7 (812) 945-50-63
Интернет-магазин издательства
<https://shop.intelgr.com/>

Подписано в печать 23.08.2024.
Формат 60x84/16
Объем 8,75 п.л.
Тираж 500 экз.

ISBN 978-5-907804-75-3



9 785907 804753 >