

Двигателестроение

Свидетельство о регистрации средства массовой информации ПИ № ФС77-83251 от 12 мая 2022 г. ISSN 0202-1633

Учредитель: МГТУ им. Н.Э. Баумана**Издатель:**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
105005, г. Москва, улица 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1
+7 (499) 263-69-50, 263-60-45
press@bmstu.ru, <https://press.bmstu.ru>**Редакция:**МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
dvs@bmstu.ru
<http://www.rdiessel.ru>**Главный редактор:** М.В. Гордин, канд. техн. наук,
ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана**Председатель редколлегии:**В.А. Марков, д-р техн. наук, профессор,
МГТУ им. Н.Э. Баумана, заместитель председателя экспертного совета ВАК РФ
по энергетике, академик Академии военных наук РФ**Ответственный секретарь:** А.Б. Сорокина**Редактор:** С.А. Серебрякова**Компьютерная верстка:** Г.Ю. Молоткова**Дизайнер:** Я.М. Асинкритова

Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:2.5.3. Трение и износ в машинах (технические науки),
2.5.5. Технология и оборудование механической и физико-технической обработки (технические науки) с 01.02.2022,
2.4.5. Энергетические системы и комплексы (технические науки), 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника (технические науки),
2.4.7. Турбомашины и поршневые двигатели (технические науки), 2.5.9. Методы и приборы контроля и диагностики материалов, изделий, веществ и природной среды (технические науки), 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки),
2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов (технические науки), 2.5.20. Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные) (технические науки) с 15.02.2023.Электронные версии журнала размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (<https://www.elibrary.ru>) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Оригинал-макет подготовлен в Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Подписано в печать 30.09.2025. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 12,75.

Содержание

Общие проблемы двигателестроения**Корнилов Г.С., Голосов А.С., Зуев Н.С., Федоров В.А.**

Обзор и анализ испытательного оборудования на базе одноцилиндрового отсека для доводки рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания 3

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей**Земсков А.А., Варшавский А.А., Кнелъц В.Ф.**

Расчетный анализ рабочего процесса среднеоборотного дизельного двигателя 14

Васильев А.В., Покусаев М.Н., Какорина О.А., Бахрачёва Ю.С.

Формирование профиля кулачка газораспределения двигателя внутреннего сгорания с выравниванием износа по углу поворота распределительного вала 26

Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование**Плахов С.В.**

Разработка и исследование систем электронного управления топливоподачей тепловозных газодизельных двигателей 34

Топливо и смазочные материалы, присадки**Путинцев С.В., Аникин С.А., Деменкова С.П., Манташян М.Г.**

Предельно малая вязкость моторного масла и расчет ее значений для быстроходных поршневых двигателей 57

Альтернативные топлива**Лиханов В.А., Лопатин О.П., Юрлов А.С.**

Экспериментальные исследования и анализ процесса образования токсичных компонентов в дизеле, работающем на метаноле и метилом эфире рапсового масла 72

Девянин С.Н., Марков В.А., Неверов В.А., Болдырев А.В.

Исследование процессов впрыскивания и распыливания топлива и параметров дизельного двигателя, работающего на биотопливах 82

Engines Construction

Certificate of registration of mass media PI No. FS77-83251 dated May 12, 2022. ISSN 0202-1633

Founder: Bauman Moscow State Technical University**Publisher:** Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University,105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1
+7 (499) 263-69-50, 263-60-45press@bmstu.ru, <https://press.bmstu.ru>**Revision:**105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,
Bauman Moscow State Technical University

dvs@bmstu.ru

<http://www.rdiesel.ru>**Editor-in-chief:** M.V. Gordin, Ph. D. (Eng.),
Rector of Bauman Moscow State Technical University**The chairman of editorial board:**V.A. Markov, Dr. Sci. (Eng.),
Professor of the Bauman Moscow State Technical University,
Deputy Chairman of the Expert Council of the Higher Attestation
Commission of the Russian Federation on Energy, Academician
of the Academy of Military Sciences of the Russian Federation**Executive secretary:** A.B. Sorokina**Editor:** S.A. Serebryakova**Layout:** G.Yu. Molotkova**Design:** Ya.M. Asinkritova

Published Since 1979, Published Quarterly

Journal is included into the list of periodicals approved by RF Higher Attestation Commission for publication of competitors works for scientific degrees

The Journal is included in Russian Science Citation Index (RSCI) (<https://www.elibrary.ru>)

The original layout was prepared by the Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University

Contents

General Problems of Engine Building

Kornilov G.S., Golosov A.S., Zuev N.S., Fedorov V.A.Test equipment review and analysis using a single-cylinder section to further de-velop
the internal combustion engine working process 3

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Zemskov A.A., Varshavskiy A.A., Knelts V.F.

Computation analysis of the medium-speed diesel engine working process 14

Vasilyev A.V., Pokusaev M.N., Kakorina O.A., Bakhracheva Y.S.Forming a gas distribution cam profile of the internal combustion engine by wear alignment according
to the camshaft rotation angle 26

Automatic Control and Regulation Systems, Automation and Diagnostics

Plakhov S.V.Design, development and study of the electronic control systems for the diesel-gas locomotive
engine fuel supply 34

Fuel and Lubricants, Additives

Putintsev S.V., Anikin S.A., Demenkova S.P., Mantashyan M.G.

Engine oil extremely low viscosity and its values computation for the high-speed piston engines 57

Alternative Fuel

Likhanov V.A., Lopatin O.P., Yurlov A.S.Experimental study and analysis of the toxic components formation in a diesel engine running
on methanol and the rapeseed oil methyl ester 72**Devyanin S.N., Markov V.A., Neverov V.A., Boldyrev A.V.**Studying the fuel injection and spraying processes and parameters of a diesel engine running
on the biofuels 82

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 621.436

Обзор и анализ испытательного оборудования на базе одноцилиндрового отсека для доводки рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания

Г.С. Корнилов, А.С. Голосов, Н.С. Зуев, В.А. Федоров
ФГУП «НАМИ», Москва, Российская Федерация

Test equipment review and analysis using a single-cylinder section to further de-velop the internal combustion engine working process

G.S. Kornilov, A.S. Golosov, N.S. Zuev, V.A. Fedorov
Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute — NAMI, Moscow, Russian Federation

Одноцилиндровые секции двигателей используются как ключевой инструмент фундаментальных и прикладных исследований процессов, протекающих в двигателях внутреннего сгорания. В статье проанализированы конструктивные решения, функциональные возможности и методологии применения современных одноцилиндровых секций двигателей ведущих производителей испытательного оборудования: компаний AVL, FEV, Ricardo, MAHLE и др. Выявлены преимущества модульной архитектуры, расширенные возможности оптической диагностики и проблемы корреляции данных. Доказана экономическая эффективность использования одноцилиндровых секций двигателей, обеспечивающая снижение затрат на испытания на 40...60 % по сравнению с затратами многоцилиндровых двигателей. Определены универсальные технические требования к исследовательским установкам, включая системы управления, диагностики, обеспечения режимов и безопасности, с акцентом на работу с альтернативными топливами. Перспективы развития связываются с интеграцией цифровых двойников и созданием стендов для гибридных силовых установок.

Ключевые слова: одноцилиндровый двигатель, испытательное оборудование, доводка рабочего процесса, альтернативные топлива, оптическая диагностика, цифровой двойник, модульность, системы управления

The single-cylinder engine sections are used as a key tool in fundamental and applied research of the processes in the internal combustion engines. Design solutions, functionality and application methodologies for the modern single-cylinder engine sections of the leading manufacturers providing the test equipment are analyzed. They include AVL, FEV, Ricardo, MAHLE, etc. Advantages of the modular architecture, advanced optical diagnostics capabilities, and data correlation issues are identified. Economic efficiency of using the single-cylinder engine sections is proven, which results in a 40–60 % reduction in testing costs compared to the multi-cylinder engines. Universal technical requirements for the research facilities are defined. They include control, diagnostics, mode support, and safety systems, and are focusing on operation with the alternative fuels. Prospects in design and development are associated with integration of the digital twins and creation of stands for the hybrid power plants.

Keywords: single-cylinder engine, test equipment, workflow refinement, alternative fuels, optical diagnostics, digital twin, modularity, control systems

Введение

На современном этапе развития двигателестроения, характеризующемся ужесточением экологических норм и поиском альтернатив традиционным углеводородным топливам, требования к точности и воспроизводимости экспериментальных исследований все время возрастают. Испытания двигателей имеют большое значение при совершенствовании серийно выпускаемых двигателей внутреннего сгорания (ДВС), так и на стадии создания новых конструкций двигателей. Доля трудозатрат на экспериментально-исследовательские работы, направленные на доводку конструкции ДВС, может достигать 80 % от общего объема работ, осуществляемых при создании нового двигателя [1]. При этом испытательное оборудование, используемое при совершенствовании конструкции ДВС и доводке его рабочего процесса, весьма разнообразно. Указанные экспериментальные исследования могут проводиться как на развернутых двигателях, так и на их одноцилиндровых установках [1–3].

Одноцилиндровые секции двигателей (ОСД) представляют собой специализированный научно-исследовательский инструментальный, предназначенный для изучения термодинамических, газодинамических и химико-кинетических процессов, протекающих в цилиндре ДВС [4–6]. Их основное технологическое преимущество заключается в существенном снижении временных и материальных затрат на проведение экспериментов по сравнению с затратами на испытание их многоцилиндровых аналогов. Экономия обеспечивается за счет минимизации системных погрешностей, связанных с неравномерностью работы цилиндров, упрощения конструкции и снижения материалоемкости, а также благодаря возможности оперативно изменять геометрические и режимные параметры [7–9].

Актуальность применения ОСД обусловлена необходимостью решения следующих научно-технических задач:

1) исследование характеристик и адаптация ДВС к альтернативным топливам (водород, синтетические углеводороды, метанол, этанол и др.);

2) верификация новых конструкционных материалов и покрытий для камер сгорания и цилиндропоршневой группы;

3) разработка и оптимизация методов снижения токсичности отработавших газов — ОГ (оксиды азота NO_x , монооксид углерода CO , несгоревшие углеводороды CH_x , твердые частицы);

4) изучение предельных режимов работы ДВС, таких как детонация при сверхвысоких степенях сжатия, явления обратного воспламенения в водородных системах и нестационарные тепловые режимы.

Испытательное оборудование на базе одноцилиндрового отсека для доводки рабочего процесса ДВС

Современные ОСД эволюционировали в сложные исследовательские комплексы, интегрирующие модульные системы изменения параметров, прецизионные системы топливоподачи и управления, а также комплексы диагностического оборудования. Перспективы их развития неразрывно связаны с разработкой цифровых двойников исследовательских установок и созданием специализированных стендов для гибридных силовых установок [10, 11].

Данные, полученные на корректно спроектированной одноцилиндровой установке, могут быть легко распространены на многоцилиндровые двигатели аналогичной размерности при следующих условиях:

- геометрия камеры сгорания одноцилиндровой установки и полноразмерного двигателя должна быть одинакова;

- среднее индикаторное давление одноцилиндровой установки должно соответствовать его значению в многоцилиндровом двигателе на сходных режимах работы;

- средние значения массового расхода и температуры охлаждающей жидкости и смазочного масла в расчете на один цилиндр должны быть одинаковыми;

- параметры рабочего тела (давление, температура, плотность) на входе в цилиндр и выходе из него для установки и двигателя должны быть идентичными.

Реализовать все вышеперечисленные условия на практике не всегда представляется возможным, поэтому вынужденно прибегают к определенным допущениям.

Выполнение исследовательских и доводочных работ на одноцилиндровой моторной установке имеет ряд преимуществ по сравнению с использованием для этих же целей многоцилиндровых двигателей [12], а именно:

1) снижение затрат на изготовление, поскольку для испытаний требуется изготовление только одного комплекта прототипов деталей и узлов (поршень, гильза, головка блока, форсунка/свеча);

2) упрощение доступа для размещения контрольно-измерительного, вспомогательного и диагностического оборудования (оптические датчики, тензометрия, лазерные системы);

3) возможность детального изучения рабочего процесса в отдельном цилиндре, исключение влияния сложного межцилиндрового взаимодействия и неравномерности;

4) гибкость управления давлением и температурой воздуха на впуске, противодавлением на выпуске и рециркуляцией ОГ. В многоцилиндровом двигателе эти параметры жестко ограничены совместной работой цилиндров и систем наддува;

5) сокращение времени монтажа/демонтажа компонентов двигателя;

6) экономия эксплуатационных расходов, связанная со снижением затрат на топливо, масло, электроэнергию, обслуживание.

Однако ОСД также присущи и определенные недостатки, требующие реализации технических решений [13]:

1) необходимость принятия дополнительных мер по уравниванию одноцилиндрового двигателя балансировочными валами (рис. 1);

2) наличие существенных пульсаций воздуха и ОГ в системах впуска и выпуска, требующих применения специальных технических средств для их гашения (буферные емкости, резонаторы);

3) неидентичность процессов во впускном и выпускном коллекторах по сравнению с многоцилиндровым двигателем, что может влиять на наполнение и очистку цилиндра;

4) системы двигателя (топливная, охлаждения, смазки, воздухообеспечения) в большинстве случаев требуют внешнего привода и отдельных систем управления;

5) повышенные удельные механические потери.

Анализ исследовательских ОСД ведущих компаний (AVL, FEV, Ricardo, MAHLE) и научных учреждений выявил ключевые конструктивные тенденции [8, 9, 14].

1. *Модульность архитектуры и применение быстросменных систем крепления цилиндра и головки цилиндра* позволяют менее чем за 60 минут, обеспечить оперативную смену конфигурации двигателя (рис. 2).

2. *Вариативные системы изменения степени сжатия* позволяют исследовать широкий диапазон $\varepsilon = 8...25$ для изучения детонационных процессов и оптимизации под различные виды топлива. Некоторые системы (FEV HD 1-Cylinder) позволяют изменять диаметр цилиндра и ход поршня (рис. 3).

3. *Стандартизированные интерфейсы для подключения измерительных систем* (датчиков давления, оптики) ускоряют настройку.

4. *Расширенные диагностические возможности* [15–31]:

– установка пьезоэлектрических датчиков давления непосредственно в камеру сгорания для высокоточного индицирования;

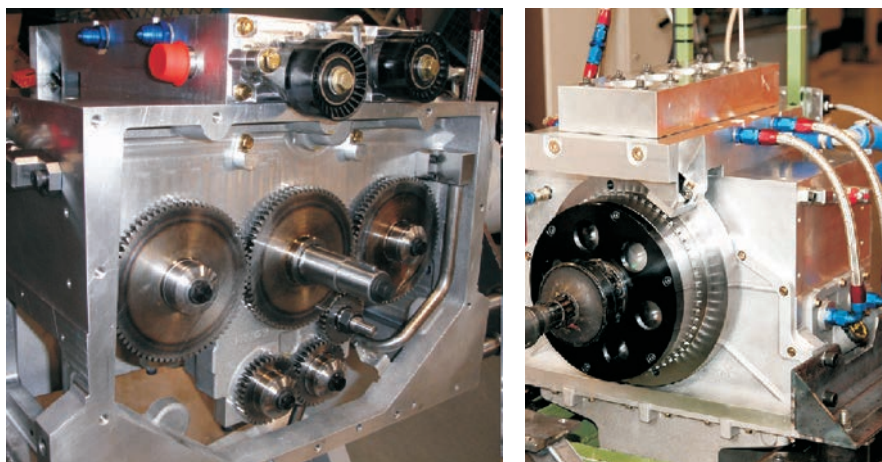


Рис. 1. Балансировочные валы MAHLE Powertrain High Speed Single Cylinder

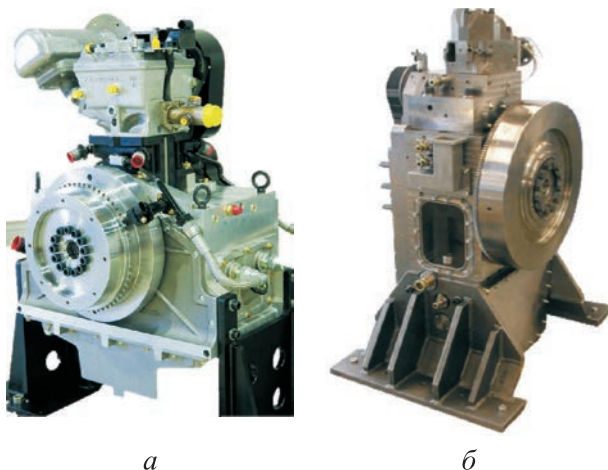


Рис. 2. Модульная архитектура одноцилиндровых исследовательских двигателей:
а — MAHLE; б — FEV HD 1-Cylinder

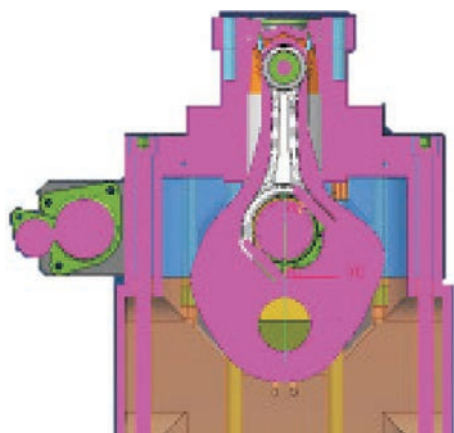


Рис. 3. Механизм изменения хода поршня
FEV HD 1-Cylinder

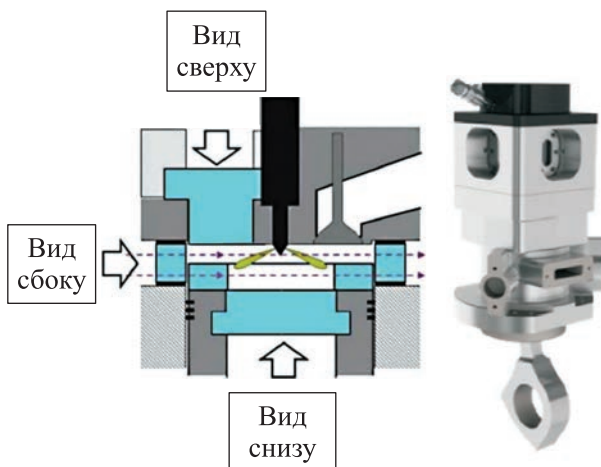


Рис. 4. Оптический доступ к камере сгорания
двигателя

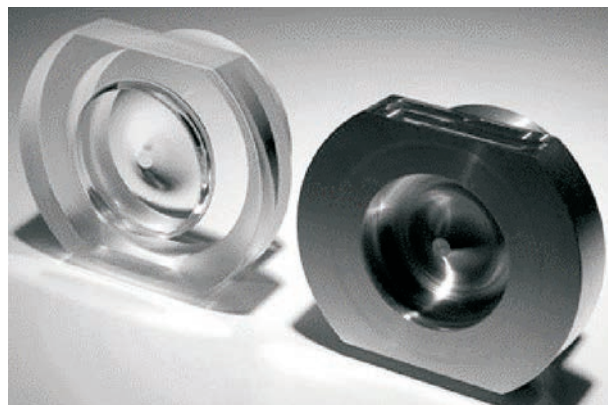


Рис. 5. Прозрачная вставка в поршень
из синтетического кварца

– применение оптоволоконных каналов для передачи сигналов от датчиков в условиях высоких температур и вибраций (рис. 4);

– возможности интеграции прозрачных элементов (окна из синтетического сапфира/кварца в гильзе, поршне, головке блока цилиндра — рис. 5) для применения лазерных методов диагностики (LDA — лазерная доплеровская анемометрия, PDA — фазовая доплеровская анемометрия, PIV — визуализация парных изображений, LIF — лазерно-индуцированная флуоресценция, PLIF — плоскостная LIF) [15–27, 29–31].

5. Гибкость топливных систем:

– поддержка сложных стратегий впрыска до 5 импульсов за цикл;

– прецизионный температурный контроль: Стабилизация температуры топливной аппаратуры с точностью $\pm 0,5^\circ\text{C}$ для изучения вязкостных характеристик;

– обеспечение работы с широким диапазоном топливных композиций (бензин, дизельное топливо, газ, спирты, водород).

Коммерческие установки компаний AVL, FEV, Ricardo, MAHLE, SwRI характеризуются высокой степенью модульности, широким диапазоном регулируемых параметров и поддержкой передовых технологий, таких как оптическая диагностика и цифровые двойники. Университетские и лабораторные установки часто фокусируются на узкоспециализированных исследованиях (например, низкотемпературное сгорание HCCI/RCCI, специфические альтернативные топлива), для снижения стоимости в них могут использоваться серийные компоненты (рис. 6), при этом необходимая для целе-

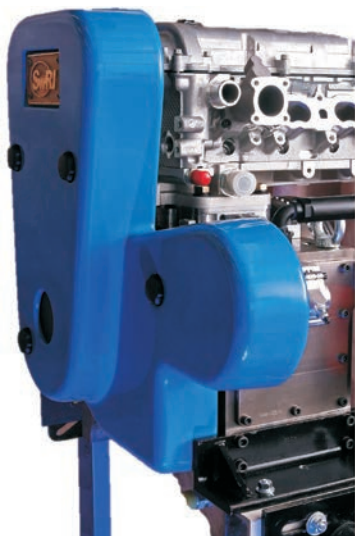


Рис. 6. Легкая платформа, оснащенная серийной головкой блока цилиндров компании SwRI

вых задач функциональность сохраняется [9, 16, 19, 21].

При разработке исследовательской установки на базе ОСД необходимо ориентироваться на ключевые глобальные направления:

- увеличение гибкости и адаптивности конструкций ОСД;
- развитие методов визуализации процессов в камере сгорания в реальном времени;
- активное внедрение и исследование альтернативных топлив и адаптивных систем управления.

Исследовательская установка должна обеспечивать проведение ряда исследований, таких как:

- 1) изучение процессов смесеобразования и сгорания (в том числе с оптической визуализацией);
- 2) изучение влияния параметров управления на эффективность (КПД, удельный расход) и экологичность (токсичность ОГ);
- 3) испытание новых топлив и присадок;
- 4) оптимизацию систем впрыска и зажигания;
- 5) изучение процессов детонации, самовоспламенения, неполного сгорания;
- 6) изучение влияния тепловых режимов на работу двигателя и его износ.

Проанализировав технические характеристики и функциональные возможности различных ОСД можно заключить, что выбор конкретной установки определяется целями

исследования. Однако можно сформулировать универсальные технические требования, обеспечивающие эффективность, точность, безопасность и гибкость экспериментов:

- 1) одноцилиндровый поршневой ДВС с возможностью изменения ключевых конструктивных параметров (прежде всего, степени сжатия);
- 2) стабильность внешних условий (температура, давление, влажность) или возможность их моделирования (высотные, климатические камеры);

3) обеспечение возможности воспроизведения стандартных и нестандартных режимов работы двигателя;

4) возможность работы на различных видах топлива (бензин, дизель, газ) с перспективой перехода на другие альтернативные топлива;

5) наличие свободного доступа к цилиндру для установки измерительной аппаратуры (оптический цилиндр, кварцевые/сапфировые окна в гильзе, поршне, головке цилиндра);

6) обеспечение наличия следующих регулируемых параметров:

- угол опережения зажигания / впрыска;
- состав топливно-воздушной смеси;
- давление наддува (при наличии имитатора наддува);
- температурный режим систем охлаждения и смазки.
- диапазон регулирования частоты вращения: от холостого хода до номинальных оборотов.

6. Измерительные и диагностические системы, позволяющие измерять следующие параметры:

- Давление в цилиндре (высокоточные пьезодатчики с высокой частотой дискретизации — более 100 кГц);
- температуру и давление воздуха на впуске/выпуске;
- температуру ОГ;
- угловое положение коленчатого вала (прецизионный энкодер);
- расход топлива (жидкого/газообразного), воздуха, масла (прецизионные весы, корректоры массы, расходомеры);
- выбросы (NO_x , CO , CH_x , O_2 , CO_2 , метан CH_4 , твердые частицы PN/PM) — газоанализаторы, дымомеры, счетчики частиц.

7. Наличие системы сбора данных (ССД), обладающей следующим функционалом:

- высокоскоростная система регистрации (более 1 МГц на канал);

- обязательная синхронизация всех сигналов по углу поворота коленвала (энкодер);

- возможность визуализации осциллограмм давления, тока зажигания, момента впрыска.

8. Наличие оптической диагностики (при необходимости) и различного оборудования в зависимости от направления исследований:

- инфраструктура для лазерных методов (PIV, LIF, PLIF, рассеяние света): импульсные лазеры, высокоскоростные камеры, фотоумножители, системы синхронизации;

- система очистки оптических окон.

9. Системы управления и автоматизации для контроля и управления всеми системами, включающие:

- программируемую систему управления двигателем (СУД), позволяющую гибко настраивать алгоритмы впрыска, зажигания, управления фаз газораспределения (при необходимости);

- возможность ручного и автоматического управления режимами работы (последовательность точек испытания);

- полную интеграцию с ПК для управления установкой, контроля параметров в реальном времени и последующего анализа данных;

- надежную систему защиты от перегрева, перегрузки, детонации и других аварийных ситуаций.

10. Стендовая база и вспомогательные системы (рис. 7) должны включать:

- нагрузочное устройство: электрический или гидравлический динамометр (тормозная машина) для создания переменной нагрузки, работы на холостом ходу и под нагрузкой;

- системы питания, включающие: топливные баки с фильтрами, насосами, подогревом/охлаждением; возможность быстрой смены и контроля качества различных топлив; системы подачи и хранения газообразных топлив (включая водород с редукторами, подогревателями и датчиками утечки);

- система регулирования температуры впускного воздуха: точное поддержание температуры наддувочного воздуха в диапазоне +10...+90 °С;

- система термостатирования масла и охлаждающей жидкости для поддержания стабильной температуры масла в широком диапазоне и точного регулирования и поддержания



Рис. 7. Одноцилиндровый компактный испытательный стенд AVL 570

температуры охлаждающей жидкости для стабилизации теплового состояния двигателя;

- система выпуска ОГ: глушитель с отбором проб, эмулятор системы рециркуляции ОГ, система регулирования противодавления на выпуске.

11. Обеспечение требований к безопасности проведения испытаний:

- система аварийной остановки двигателя (кнопка);

- защита от обратного выброса пламени и взрывов (пламегасители);

- звукоизоляция и виброзащита;

- эффективная вентиляция помещения и удаление ОГ;

- соблюдение норм пожарной и электробезопасности;

- датчики утечки топлива/газа.

12. Возможность интеграции с инженерными пакетами (MATLAB/Simulink, LabVIEW) для создания цифровых двойников двигателей.

Исследование альтернативных топлив на ОСД требует специфических модификаций и дополнительного оборудования [31, 32]:

1. Топливная система:

- многотопливные системы подачи с отдельными баками, магистралями и быстрым переключением;

- подогрев/охлаждение топливных линий для изучения вязкостных характеристик (особенно для биотоплив, метанола);

- системы очистки топлива (тонкие фильтры).

2. Система впрыска:
 - использование материалов, устойчивых к коррозии (для метанола, этанола и др.);
 - форсунки с увеличенной/уменьшенной производительностью;
 - датчики давления и расхода топлива.
3. Система хранения и подачи водорода:
 - баллоны высокого давления (до 70 МПа) или криогенные системы для жидкого водорода;
 - редукторы и подогреватели для газообразного водорода;
 - взрывозащищенные расходомеры водорода (взрывозащитное исполнение, неискрящие материалы, устойчивость к водородному охрупчиванию);
 - датчики утечки водорода.
4. Модификации двигателя:
 - изменяемая степень сжатия для адаптации под разные октановые/цетановые числа;
 - система зажигания с увеличенной энергией искры (для низкоэнергетических топлив типа метанола, обедненных смесей);
 - специальные свечи зажигания (например, с уменьшенным зазором для водорода).
5. Дополнительная диагностика:
 - газоанализаторы с расширенным диапазоном (измерение формальдегида для метанола, повышенные концентрации NO_x для водорода);
 - лазерные спектрометры для высокоточного и быстрого анализа состава ОГ.

Заключение

Одноцилиндровые исследовательские установки служат незаменимым инструментом современного двигателестроения, обеспечивающим глубокое понимание физико-химических процессов в ДВС при значительном снижении затрат и времени на испытания. Современные ОСД ведущих производителей характеризуются

высокой степенью модульности, что позволяет оперативно адаптировать их под различные исследовательские задачи, и оснащены передовыми системами диагностики, особенно в области оптической визуализации процессов в камере сгорания.

Универсальные требования к таким установкам охватывают широкий круг аспектов: от конструктивной гибкости базового двигателя (прежде всего, изменяемой степени сжатия) и точных систем управления режимами до мощных систем сбора и обработки данных, синхронизированных по углу поворота коленчатого вала, и комплексных мер безопасности. Особое внимание уделяется обеспечению работы с альтернативными топливами, что требует специфических модификаций топливоподающей аппаратуры, систем хранения топлива (особенно для водорода) и расширенного состава газоаналитического оборудования.

Развитие ОСД движется в направлении дальнейшего повышения гибкости и адаптивности, углубления возможностей диагностики внутрицилиндровых процессов (особенно лазерных методов), активного внедрения цифровых двойников для оптимизации планирования экспериментов и анализа результатов, а также создания интегрированных стендов для тестирования гибридных силовых установок. Полный комплекс оборудования для ОСД должен обеспечивать проведение всех этапов эксперимента: от точного воспроизведения заданных режимов работы (включая моделирование экстремальных условий) до фиксации широкого набора параметров и их последующего глубокого анализа, обеспечивая достоверность и воспроизводимость результатов, критически важных для разработки двигателей нового поколения.

Литература

- [1] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [2] Прокопенко Н.И. *Экспериментальные исследования двигателей внутреннего сгорания*. Санкт-Петербург, Лань, 2021, 592 с.
- [3] Агуреев И.Е., Безгубов А.П., Темнов Э.С., Власов М.Ю., Лукьянов Д.С. Техника экспериментальных исследований для повышения эффективных показателей двигателей внутреннего сгорания. *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*, 2011, № 5–3, с. 289–298.
- [4] Zhan W., Chen H., Du J., Wang B., Xie F., Li Y. High compression ratio active pre-chamber single-cylinder gasoline engine with 50 % gross indicated thermal efficiency. *ACS Omega*, 2023, vol. 8, no. 5, pp. 4756–4766. <https://doi.org/10.1021/acsomega.2c06810>

- [5] Welch C., Schmidt M., Illmann L., Dreizler A., Bohm B. The influence of flow on cycle-to-cycle variations in a spark-ignition engine: A parametric investigation of increasing exhaust gas recirculation levels. *Flow Turbulence and Combustion*, 2022, vol. 110, no. 1, pp. 1–24. <https://doi.org/10.1007/s10494-022-00347-5>
- [6] Yan Y., Yang R., Sun X., Li R., Liu Z. Numerical investigations of injection timing effects on a gasoline direct injection engine performance: Part A, In-cylinder combustion process. *Frontiers in Energy Research*, 2022, vol. 53, no. 10, art. 828167, pp. 25–53. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.828167>
- [7] Malaquias A.C.T., Netto N.A.D., da Costa R.B.R., Teixeira A.F., Costa S.A.P., Baêta J.G.C. An evaluation of combustion aspects with different compression ratios, fuel types and injection systems in a single-cylinder research engine. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2020, vol. 42, art. no. 497, pp. 1–20. <https://doi.org/10.1007/s40430-020-02575-0>
- [8] AVL single cylinder research engines. URL: <https://www.avl.com/documents/10138/885965/AVL+SCRE+ProductDescription+eng+2014.pdf> (accessed May 15, 2025).
- [9] Why a Single Cylinder Engine? URL: <https://sce.fev.com/> (accessed May 15, 2025).
- [10] Buchman M., Ramanujan D., Winter A.G. A Method for Turbocharging Single-Cylinder, Four-Stroke Engines. *SAE International Journal Engines*, 2018, vol. 11, no. 4, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/03-11-04-0028>
- [11] Internal combustion engines. URL: [https://technovolt.ro/prod_pdf/1110_engine_merged_\(20\).pdf](https://technovolt.ro/prod_pdf/1110_engine_merged_(20).pdf) (accessed May 17, 2025).
- [12] Felipe Rodriguez J., Xu H., Hampson G., Windom B., Marchese A., Olsen D.B. Heavy duty natural gas single cylinder research engine installation, commissioning, and baseline testing. *Energy and Power Engineering*, 2022, vol. 14, no. 6, pp. 217–232. <https://doi.org/10.4236/epe.2022.146012>
- [13] Ariannazar M. Single-cylinder to multi-cylinder engine performance simulation framework: a step toward multi-cylinder engine performance prediction using single-cylinder engine experiments. PDEng Report 2019/076, Eindhoven, Netherlands, Technische Universiteit Eindhoven, 2019, 24 p. URL: <https://research.tue.nl/en/publications/single-cylinder-to-multi-cylinder-engine-performance-simulation-f> (accessed May 17, 2025).
- [14] Single Cylinder Research Engines. URL: <https://www.mahle-powertrain.com/en/experience/single-cylinder/> (accessed May 16, 2025).
- [15] Design, build design, build, and analysis of a compressed natural gas direct injection compression ignition single cylinder research engine. URL: <https://digitalcommons.mtu.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2274&context=etdr> (accessed May 15, 2025).
- [16] Operating a single-cylinder engine with a multi-cylinder engine 1D-model in the loop with real-time combustion feedback. URL: https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/804188/Ahlskog_Andre.pdf;jsessionid=C96C7096BECCF7C6447336653F792BB4?sequence=2 (accessed May 15, 2025).
- [17] Cengiz C., Dasdemir N., Coşkun A. Performance and emission investigation of the common rail injectors in single cylinder research engine. URL: https://indexive.com/uploads/papers/pap_indexive15938528412147483647.pdf (accessed May 15, 2025).
- [18] Shamsudeen A., Abdullahi S., Ariffin A.K., Rasani M.R.M., Ali Y. Design and simulation of a cylinder head structure for a compressed natural gas direct injection engine. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME)*, 2014, vol. 9, pp. 1620–1629. <http://dx.doi.org/10.15282/ijame.9.2013.12.0134>
- [19] Single Cylinder Optical Research Engine (SCORE). URL: [https://www.iitk.ac.in/erl/more%20Single%20Cylinder%20Optical%20Research%20Engine%20\(SCORE\).pdf](https://www.iitk.ac.in/erl/more%20Single%20Cylinder%20Optical%20Research%20Engine%20(SCORE).pdf) (accessed May 16, 2025).
- [20] FEV HD 1-cylinder research engine. URL: <https://www.yumpu.com/en/document/view/8332215/fev-hd-1-cylinder-research-engine> (accessed May 17, 2025).
- [21] Yanmar Single Cylinder Research Engine. URL: <https://www.uwindsor.ca/cleancombustion/369/yanmar-single-cylinder-research-engine/> (accessed May 20, 2025).
- [22] Optically accessible single-cylinder engines. URL: <https://www.uni-due.de/empi/rf/optically-accessible-single-cylinder-engines> (accessed May 22, 2025).
- [23] Low-temperature gasoline engine combustion laboratory. URL: <https://crf.sandia.gov/research/engine-combustion/low-temperature-gasoline-engine-combustion-laboratory/> (accessed May 22, 2025).
- [24] Heavy-duty diesel and gaseous-fueled engine laboratory. URL: <https://crf.sandia.gov/research/engine-combustion/heavy-duty-diesel-and-gaseous-fueled-engine-laboratory/> (accessed May 22, 2025).
- [25] Hercules single cylinder research engine. URL: <https://www.bonnerengineering.com/services/single-cylinder-research-engine/> (accessed May 22, 2025).

- [26] *Single-cylinder research engine for gas combustion process development*. URL: <https://www.itv.uni-hannover.de/en/research/research-projects/research-projects/projects/single-cylinder-research-engine-for-gas-combustion-process-development/> (accessed May 22, 2025).
- [27] *Optical diesel single cylinder engine*. URL: <https://www.brighton.ac.uk/advanced-engineering/facilities/optical-diesel-single-cylinder-engine.aspx/> (accessed May 22, 2025).
- [28] Zigler B.T., Keros P.E., Helleberg K.B., Fatouraie M., Assanis D.N., Wooldridge M.S. An experimental investigation of the sensitivity of the ignition and combustion properties of a single-cylinder research engine to spark-assisted HCCI. *International Journal of Engine Research*, 2011, vol. 12, no. 4, pp. 353–375. <https://doi.org/10.1177/1468087411401286>
- [29] Winkhofer E., Hopfner W. Optical single cylinder engines in engine research and development. *Conference: PTNSS conference: Combustion Engines*, 2013, vol. 152, no. 1, pp. 71–78.
- [30] Mancaruso E., Sequino L., Vaglieco B.M., Cameretti M.C. Experimental and numerical characterization of diesel injection in single-cylinder research engine with rate shaping strategy. *SAE Technical Papers Series (Conference: 13th International Conference on Engines & Vehicles)*, 2017, no. 2017-24-0113, pp. 1–13. <https://doi.org/10.4271/2017-24-0113>
- [31] Singh E., Hlaing P., Dibble R.W. Investigating water injection in single-cylinder gasoline spark-ignited engines at fixed speed. *Energy & Fuels*, 2020, vol. 34, no. 12, pp. 1–52. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.0c03057>
- [32] Wagino W., Alwi E., Setiawan M.Y., Hidayat N., Milana M., Fernandez D., Padrigalan K.E. Implementation of an electric turbocharger on a single-cylinder spark ignition engine in an effort to use ethanol gasoline E40. *TEM Journal*, 2024, vol. 13, iss. 1, pp. 161–166. <https://doi.org/10.18421/TEM131-16>

References

- [1] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.)
- [2] Prokopenko N.I. *Eksperimental'nye issledovaniya dvigatelej vnutrennego sgoraniya* [Experimental studies of internal combustion engines]. St. Petersburg, Lan' Publ., 2021. (In Russ.)
- [3] Agureev I.E., Bezgubov A.P., Temnov E.S., Vlasov M.Yu., Lukyanov D.S. Experimental research techniques for improving the efficiency of internal combustion engines. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki* [Proceedings of Tula State University. Technical sciences], 2011, no. 5–3, pp. 289–298. (In Russ.)
- [4] Zhan W., Chen H., Du J., Wang B., Xie F., Li Y. High Compression ratio active pre-chamber single-cylinder gasoline engine with 50 % gross indicated thermal efficiency. *ACS Omega*, 2023, vol. 8, no. 5, pp. 4756–4766. <https://doi.org/10.1021/acsomega.2c06810>
- [5] Welch C., Schmidt M., Illmann L., Dreizler A., Bohm B. The influence of flow on cycle-to-cycle variations in a spark-ignition engine: A parametric investigation of increasing exhaust gas recirculation levels. *Flow Turbulence and Combustion*, 2022, vol. 110, no. 1, pp. 1–24. <https://doi.org/10.1007/s10494-022-00347-5>
- [6] Yan Y., Yang R., Sun X., Li R., Liu Z. Numerical investigations of injection timing effects on a gasoline direct injection engine performance: Part A, In-cylinder combustion process. *Frontiers in Energy Research*, 2022, vol. 53, no. 10, art. 828167, pp. 25–53. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.828167>
- [7] Malaquias A.C.T., Netto N.A.D., da Costa R.B.R., Teixeira A.F., Costa S.A.P., Baêta J.G.C. An evaluation of combustion aspects with different compression ratios, fuel types and injection systems in a single-cylinder research engine. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2020, vol. 42, art. no. 497, pp. 1–20. <https://doi.org/10.1007/s40430-020-02575-0>
- [8] *AVL single cylinder research engines*. Available at: <https://www.avl.com/documents/10138/885965/AVL+SCRE+ProductDescription+eng+2014.pdf> (accessed May 15, 2025).
- [9] *Why a single cylinder engine?* Available at: <https://sce.fev.com/> (accessed May 15, 2025).
- [10] Buchman M., Ramanujan D., Winter A.G. A Method for turbocharging single-cylinder, four-stroke engines. *SAE International Journal Engines*, 2018, vol. 11, no. 4, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/03-11-04-0028>
- [11] *Internal combustion engines*. Available at: [https://technovolt.ro/prod_pdf/1110_engine_merged_\(20\).pdf](https://technovolt.ro/prod_pdf/1110_engine_merged_(20).pdf) (accessed May 17, 2025).
- [12] Felipe Rodriguez J., Xu H., Hampson G., Windom B., Marchese A., Olsen D.B. Heavy duty natural gas single cylinder research engine installation, commissioning, and baseline testing. *Energy and Power Engineering*, 2022, vol. 14, no. 6, pp. 217–232. <https://doi.org/10.4236/epe.2022.146012>

- [13] Ariannazar M. *Single-cylinder to multi-cylinder engine performance simulation framework: a step toward multi-cylinder engine performance prediction using single-cylinder engine experiments*. PDEng Report 2019/076, Eindhoven, Netherlands, Technische Universiteit Eindhoven, 2019, 24 p. Available at: <https://research.tue.nl/en/publications/single-cylinder-to-multi-cylinder-engine-performance-simulation-f> (accessed May 17, 2025).
- [14] *Single cylinder research engines*. Available at: <https://www.mahle-powertrain.com/en/experience/single-cylinder/> (accessed May 16, 2025).
- [15] *Design, build design, build, and analysis of a compressed natural gas direct injection compression ignition single cylinder research engine*. Available at: <https://digitalcommons.mtu.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2274&context=etdr> (accessed May 15, 2025).
- [16] *Operating a single-cylinder engine with a multi-cylinder engine 1D-model in the loop with real-time combustion feedback*. Available at: https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/804188/Ahlskog_Andre.pdf;jsessionid=C96C7096BECCF7C6447336653F792BB4?sequence=2 (accessed May 15, 2025).
- [17] Cengiz C., Dasdemir N., Coşkun A. *Performance and emission investigation of the common rail injectors in single cylinder research engine*. Available at: https://indexive.com/uploads/papers/pap_indexive15938528412147483647.pdf (accessed May 15, 2025).
- [18] Shamsudeen A., Abdullah S., Ariffin A.K., Rasani M.R.M., Ali Y. Design and simulation of a cylinder head structure for a compressed natural gas direct injection engine. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME)*, 2014, vol. 9, pp. 1620–1629. <http://dx.doi.org/10.15282/ijame.9.2013.12.0134>
- [19] *Single Cylinder Optical Research Engine (SCORE)*. Available at: [https://www.iitk.ac.in/erl/more%20Single%20Cylinder%20Optical%20Research%20Engine%20\(SCORE\).pdf](https://www.iitk.ac.in/erl/more%20Single%20Cylinder%20Optical%20Research%20Engine%20(SCORE).pdf) (accessed May 16, 2025).
- [20] *FEV HD 1-cylinder research engine*. URL: <https://www.yumpu.com/en/document/view/8332215/fev-hd-1-cylinder-research-engine> (accessed May 17, 2025).
- [21] *Yanmar single cylinder research engine*. Available at: <https://www.uwindsor.ca/cleancombustion/369/yanmar-single-cylinder-research-engine/> (accessed May 20, 2025).
- [22] *Optically accessible single-cylinder engines*. Available at: <https://www.uni-due.de/empi/rf/optically-accessible-single-cylinder-engines> (accessed May 22, 2025).
- [23] *Low-temperature gasoline engine combustion laboratory*. Available at: <https://crf.sandia.gov/research/engine-combustion/low-temperature-gasoline-engine-combustion-laboratory/> (accessed May 22, 2025).
- [24] *Heavy-duty diesel and gaseous-fueled engine laboratory*. Available at: <https://crf.sandia.gov/research/engine-combustion/heavy-duty-diesel-and-gaseous-fueled-engine-laboratory/> (accessed May 22, 2025).
- [25] *Hercules single cylinder research engine*. Available at: <https://www.bonnerengineering.com/services/single-cylinder-research-engine/> (accessed May 22, 2025).
- [26] *Single-cylinder research engine for gas combustion process development*. Available at: <https://www.itv.uni-hannover.de/en/research/research-projects/research-projects/projects/single-cylinder-research-engine-for-gas-combustion-process-development/> (accessed May 22, 2025).
- [27] *Optical diesel single cylinder engine*. Available at: <https://www.brighton.ac.uk/advanced-engineering/facilities/optical-diesel-single-cylinder-engine.aspx/> (accessed May 22, 2025).
- [28] Zigler B.T., Keros P.E., Helleberg K.B., Fatouraie M., Assanis D.N., Wooldridge M.S. An experimental investigation of the sensitivity of the ignition and combustion properties of a single-cylinder research engine to spark-assisted HCCI. *International Journal of Engine Research*, 2011, vol. 12, no. 4, pp. 353–375. <https://doi.org/10.1177/1468087411401286>
- [29] Winklhofer E., Hopfner W. Optical single cylinder engines in engine research and development. *Conference: PTNSS conference: Combustion Engines*, 2013, vol. 152, no. 1, pp. 71–78.
- [30] Mancaruso E., Sequino L., Vaglieco B.M., Cameretti M.C. Experimental and Numerical Characterization of Diesel Injection in Single-Cylinder Research Engine with Rate Shaping Strategy. *SAE Technical Papers Series (Conference: 13th International Conference on Engines & Vehicles)*, 2017, no. 2017-24-0113, pp. 1–13. <https://doi.org/10.4271/2017-24-0113>
- [31] Singh E., Hlaing P., Dibble R.W. Investigating water Injection in single-cylinder gasoline spark-ignited engines at fixed speed. *Energy & Fuels*, 2020, vol. 34, no. 12, pp. 1–52. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.0c03057>
- [32] Wagino W., Alwi E., Setiawan M.Y., Hidayat N., Milana M., Fernandez D., Padrigalan K.E. Implementation of an electric turbocharger on a single-cylinder spark ignition engine in an effort to use ethanol gasoline E40. *TEM Journal*, 2024, vol. 13, iss. 1, pp. 161–166. <https://doi.org/10.18421/TEM131-16>

Материалы получены редакцией 23.07.2025

Сведения об авторах

Корнилов Геннадий Сергеевич — доктор технических наук, главный специалист, ФГУП «НАМИ», Москва, Российская Федерация. E-mail: g.kornilov@nami.ru

Голосов Андрей Сергеевич — кандидат технических наук, ведущий инженер-исследователь, ФГУП «НАМИ», Москва, Российская Федерация. E-mail: andrey.golosov@nami.ru

Зуев Никита Сергеевич — кандидат технических наук, начальник отдела, ФГУП «НАМИ», Москва, Российская Федерация. E-mail: nikita.zuev@nami.ru

Федоров Вадим Анатольевич — кандидат технических наук, главный специалист, ФГУП «НАМИ», Москва, Российская Федерация. E-mail: vadim.fedorov@nami.ru

Information about the authors

Kornilov Gennady Sergeevich — Dr. Sci. (Eng.), Chief Specialist, Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute — NAMI, Moscow, Russian Federation. E-mail: g.kornilov@nami.ru

Golosov Andrey Sergeevich — Ph. D. (Eng.), Leading Research Engineer, Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute — NAMI, Moscow, Russian Federation.
E-mail: andrey.golosov@nami.ru

Zuev Nikita Sergeevich — Ph. D. (Eng.), Department Head, Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute — NAMI, Moscow, Russian Federation. E-mail: nikita.zuev@nami.ru

Fedorov Vadim Anatolyevich — Ph. D. (Eng.), Chief Specialist, Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute — NAMI, Moscow, Russian Federation. E-mail: vadim.fedorov@nami.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Корнилов Г.С., Голосов А.С., Зуев Н.С., Федоров В.А. Обзор и анализ испытательного оборудования на базе одноцилиндрового отсека для доводки рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2025, № 3 (301), с. 3–13.

Citation:

Kornilov G.S., Golosov A.S., Zuev N.S., Fedorov V.A. Test equipment review and analysis using a single-cylinder section to further develop the internal combustion engine working process. *Engines Construction*, 2025, no. 3 (301), pp. 3–13. (In Russ.).

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.436

Расчетный анализ рабочего процесса среднеоборотного дизельного двигателя

А.А. Земсков^{1,2}, А.А. Варшавский¹, В.Ф. Кнелъц¹

¹ Коломенский институт (филиал) Московского политехнического университета,
Московская обл., Коломна, Российская Федерация

² АО «ВНИКТИ», Московская обл., Коломна, Российская Федерация

Computation analysis of the medium-speed diesel engine working process

A.A. Zemskov^{1,2}, A.A. Varshavskiy¹, V.F. Knelts¹

¹ Kolomna Institute (Branch), Moscow Polytechnic University,
Moscow Region, Kolomna, Russian Federation

² JSC VNIKTI, Moscow Region, Kolomna, Russian Federation

Актуальность статьи обусловлена необходимостью выполнить расчетную оптимизацию параметров рабочего процесса в среднеоборотном дизельном двигателе. На начальных этапах такого исследования целесообразно применять аналитические методики, не требующие больших временных и материальных затрат. В статье представлен анализ результатов расчета рабочего процесса в среднеоборотном дизельном двигателе типа 16ЧН 26/26 (18-9ДГ) производства АО «Коломенский завод» по методу Гриневецкого — Мазинга и в программном комплексе «Дизель-РК» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Приведено описание расчетных методов, их ключевые особенности. Отмечены различия этих двух подходов к описанию рабочего процесса дизельного двигателя. Анализ результатов моделирования по представленным методам и индифицирования двигателя на стенде показывает хорошую сходимость полученных параметров рабочего процесса и индикаторных диаграмм.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, тепловой расчет, рабочий процесс, программный комплекс, методика расчета

Relevance of this article is due to the need for computational optimization of the medium-speed diesel engine working process parameters. In the initial stages of such a research, it is advisable to use the analytical methods that do not require much time or material resources. The article presents an analysis of the results of computing the working process of the medium-speed diesel engine type 16CH 26/26 (18-9DG) manufactured by the Kolomensky Zavod JSC using the Grinevetskiy — Mazing method and the Diesel-RK software package developed at the Bauman Moscow State Technical University. The article provides a description of the computation methods and their key features. It also highlights the differences between these two approaches to describing the diesel engine working process. Analysis of the simulation results using these methods and the engine performance on the test stand demonstrates sufficient convergence of the obtained working process parameters and the indicating diagrams.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, thermal computation, working process, software package, computation methodology

Введение. Одна из основных задач при создании силовых установок — определение оптимальных параметров рабочего процесса. На стадии разработки проекта параметры рабочего процесса находят расчетным методом [1, 2]. От выбора методов расчета во многом зависят корректность полученных данных и возможность дальнейшей верификации математической модели с экспериментальными данными [3–5]. В табл. 1 представлены исходные данные для расчета рабочего процесса теплового среднеоборотного комбинированного двигателя 16ЧН 26/26 (18-9ДГ) производства АО «Коломенский завод» [6].

Остальные параметры (показатель политропы сжатия n_1 , показатель политропы расширения n_2 , коэффициент использования теплоты ξ_z в точке z , коэффициент использования теплоты ξ_b в точке b и др.) находили опытным путем по условию максимального приближения расчетных эффективных показателей рабочего процесса (удельный эффективный расход топлива, среднее эффективное давление) к их действительным значениям. Также принято, что погрешность определения расчетных эффективных показателей по условию максимального

приближения к их действительным значениям не превышает 5 %.

Моделирование рабочего процесса дизеля в открытой термодинамической системе в программном комплексе «Дизель-РК»

Среди методов расчета рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в настоящее время наиболее широкое распространение получили методы, основанные на представлении цилиндра и коллекторов двигателя в виде незамкнутых термодинамических систем, обменивающихся массой и энергией [7–9]. Данные методы реализованы в программном комплексе «Дизель-РК», разработанном в МГТУ им. Н.Э. Баумана совместно с ведущими предприятиями двигателестроения. Программный комплекс принадлежит к классу термодинамических программ, описывающих замкнутый цикл поршневого двигателя. Он предназначен для расчетов и оптимизации двух- и четырехтактных ДВС с любыми схемами наддува и позволяет рассчитывать следующие типы двигателей: дизели; бензиновые двигатели с искровым зажиганием; газовые с искровым зажиганием, включая предкамерные ДВС [10, 11].

Таблица 1. Исходные данные для расчета рабочего процесса

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Диаметр цилиндра, мм	D	260
Ход поршня, мм	S	260
Рабочий объем цилиндра, л	V_h	13,8
Число цилиндров	i	16
Рабочий объем двигателя, л	iV_h	220,8
Тактность	τ	4
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	n	1000
Эффективная мощность, кВт	P_e	2650
Степень сжатия	ϵ	14,5
Коэффициент избытка воздуха	α	2,2
Давление наддува (абсолютное), МПа	p_k	0,28
Низшая теплота сгорания дизельного топлива, МДж/кг	Q_n	42,7
Элементарный состав дизельного топлива, %:		
– углерод	C	87,0
– водород	H	12,6
– кислород	O	0,4

Параметры газа в термодинамических системах описываются дифференциальными уравнениями сохранения массы и энергии и уравнением состояния. Решают эти системы уравнений методом Рунге — Кутты 4-го порядка, при котором осуществляется четырехкратное решение уравнений на сравнительно крупном расчетном шаге. Это приводит к значительным затратам машинного времени. Для сокращения времени счета реализован метод повышенного быстродействия, основанный на пошаговом определении параметров газа в открытой термодинамической системе путем решения системы нелинейных алгебраических уравнений, полученных преобразованием интегральных уравнений баланса массы и энергии и уравнения состояния, записанных для произвольного термодинамического процесса. При записи исходной системы разностных уравнений сделаны общепринятые в таких случаях допущения: об однородности термодинамической системы, о справедливости уравнения состояния Менделеева — Клапейрона, о зависимости свойств рабочего тела от состава и температуры. Исходная система уравнений имеет вид

$$U_2 U_1 = \int_{V_1}^{V_2} p dV + \sum I_j^* + Q_x Q_w; \quad (1)$$

$$G_2 G_1 = \sum \Delta G_j;$$

$$pV = GRT, \quad (2)$$

где U_1 , U_2 — внутренняя энергия тела в начале и в конце термодинамического процесса; $\int_{V_1}^{V_2} p dV$ — механическая работа, совершаемая

рабочим телом; $I_j^* + Q_x$ — энтальпия рабочего тела, подведенная к системе в результате добавления массы ΔG_j от j -го источника массы; Q_x — количество теплоты, подведенной к рабочему телу от постороннего источника; Q_w — количество теплоты, отведенной в стенки; G_1 , G_2 — масса рабочего тела в начале и в конце термодинамического процесса; p , V , G , R , T — давление, объем, масса, газовая постоянная и температура рабочего тела. Способ расчета внутренней энергии, входящей в уравнение энергетического баланса, зависит от известных данных о физических свойствах рабочего тела [11, 12].

В настоящее время широкое распространение получили таблицы зависимостей сред-

них массовых изохорных теплоемкостей газов от температуры $C_v = f(t)$ в интервале от $t_0 = 0$ °C до t . Рабочее тело удобно рассматривать как смесь двух газов. Обозначим концентрацию продуктов сгорания в этой смеси через r . Для дизеля эти два газа — чистый воздух ($r = 0$) и продукты полного и совершенного сгорания (сгорания при $\alpha = 1$) ($r = 1$). Тогда выражение для внутренней энергии рабочего тела, имеющего массу G , температуру t и концентрацию продуктов сгорания r

$$U = G[C_v(r, t)t + u_0(r)],$$

где $u_0(r)$ — удельная внутренняя энергия рабочего тела при температуре t_0 .

При рассмотрении замкнутой термодинамической системы обычно полагают $u_0(r) = 0$, а когда масса и состав рабочего тела переменны, то $u_0(r)$ может быть определена по энергии сублимации по справочным данным:

$$\begin{aligned} u_0(r) &= 487\,300 \text{ Дж/кг}; \\ u_0(0) &= 449\,460 \text{ Дж/кг}. \end{aligned} \quad (3)$$

Средняя теплоемкость газов $C_v(r, t)$ задается в табличном виде, а теплоемкость смеси определяется из соотношения аддитивности

$$C_v(r, t) = C_v(1, t)r - C_v(0, t)(1 - r). \quad (4)$$

В этом случае величина $C_v(r, t)$, являющаяся функцией двух переменных r и t , удовлетворяет теореме Лагранжа, и для малого изменения переменных r и t можно записать уравнения

$$\begin{aligned} \Delta C_v(r, t) &= C_v(r_2, t_2) - C_v(r_1, t_1) = \\ &= \frac{dC_v(r_2, t_2)}{dr} \Delta r + \frac{dC_v(r_2, t_2)}{dt} \Delta t; \end{aligned}$$

$$\Delta u_0 = \frac{du_0}{dr} \Delta r = [u_0(1) - u_0(0)] \Delta r,$$

$$\text{где } \frac{dC_v(r_2, t_2)}{dr} = C_v(1, t_2) - C_v(0, t_1).$$

Механическую работу в рассматриваемом процессе можно найти, введя допущение, справедливое для малого изменения параметров термодинамического процесса:

$$\int_{V_1}^{V_2} p dV = \frac{p_1 - p_2}{2} (V_2 - V_1) = p \Delta V. \quad (5)$$

Среднее давление p можно определить из уравнения состояния (2) после подстановки в него параметров, соответствующих середине рассматриваемого интервала:

$$G = G_1 + \frac{\Delta G}{2}; \quad T = T_1 + \frac{\Delta T}{2}; \quad V = V_1 + \frac{\Delta V}{2}. \quad (6)$$

Тогда, введя обозначение

$$B = \frac{R \cdot \Delta V}{V_1 + \Delta V / 2},$$

можно получить уравнение для механической работы, подставив выражения (2) и (6) в (5):

$$\int_{V_1}^{V_2} PdV = BG_1T_1 + \frac{B}{2}T_1\Delta G + \frac{B}{2}G_1\Delta T + \frac{B}{4}\Delta G\Delta T. \quad (7)$$

Запишем выражения для внутренней энергии в начале и конце рассматриваемого термодинамического процесса

$$U_1 = G_1 [C_V(r_1, t_1)t_1 + u_0(r_1)]; \quad (8)$$

$$U_2 = G_2 [C_V(r_2, t_2)t_2 + u_0(r_2)], \quad (9)$$

а также выражения для приращения параметров термодинамической системы

$$\Delta T = T_2T_1; \quad \Delta p = p_2p_1; \quad \Delta r = r_2r_1; \quad \Delta V = V_2V_1. \quad (10)$$

Подставив формулы (3), (4), (7–10) в (1), после преобразований с учетом обозначений

$$a = \frac{dC_V(r_2, t_1)}{dt} G_2;$$

$$b = G_2C_V(r_1, t_1) + at_1 + G_2 \frac{dC_V(r_1, t_1)}{dr} \Delta r + \frac{B}{2}G_1 + \frac{B}{4}\Delta G;$$

$$c = u_0(r_1)\Delta G + G_2 \frac{du_0}{dr} \Delta r + C_V(r_1, t_1)t_1\Delta G + G_2t_1 \frac{dC_V(r_1, t_1)}{dr} \Delta r + BG_1T_1 + \frac{B}{2}T_1\Delta GQ_x - \sum I_j + Q_w$$

получим разрешающую систему нелинейных алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} G_2 = G_1 + \sum \Delta G_j; \\ r_2 = \frac{G_1r_1 + \sum \Delta G_j r_j}{G_2}; \\ \Delta G = G_2G_1; \\ \Delta r = r_2r_1; \\ V_2 = V_1 + \Delta V; \\ T_2 = T_1 + \frac{b + \sqrt{b^2 + 4ac}}{2a}; \\ p_2 = \frac{G_2R_2T_2}{V_2}, \end{cases}$$

где r_j — концентрация продуктов полного и совершенного сгорания в массе ΔG_j . Газовая постоянная R определяется на каждом расчетном шаге в зависимости от концентрации из соотношения аддитивности:

$$R_2(r) = R(1)r_2 + R(0)(1-r_2).$$

Использование разностной формы записи законов сохранения вместо дифференциальной позволяет при большом расчетном шаге получать значительно более высокую точность результатов, поскольку точность решения системы дифференциальных уравнений, в отличие от интегральных, существенно снижается при увеличении шага. Сравнение быстродействия различных расчетных методов показало, что метод разностных уравнений превосходит наивысший из традиционных методов более чем в 5 раз при одинаковой точности.

Расчет теплофизических свойств рабочего тела

Зависимости средних изохорных теплоемкостей воздуха $C_{v,air}$, стехиометрических отработавших газов (ОГ) в дизеле $C_{v,ogd}$ от температуры t и коэффициента избытка воздуха при сгорании α представлены в табл. 2.

Для дизельного процесса, протекающего при коэффициенте избытка воздуха α от 1,8 до 2,2, средняя теплоемкость определяется в зависимости от температуры t и концентрации r стехиометрических ОГ по уравнению аддитивности:

$$\Delta C_V(r, t) = C_V(1, t) \cdot r + C_V(0, t) \cdot (1-r),$$

где $C_V(1, t) = C_{v,ogd}(t)$, $C_V(0, t) = C_{v,air}(t)$.

Таблица 2. Зависимости средних изохорных теплоемкостей, Дж/(кг · К): воздуха C_{v_air} , стехиометрических ОГ в дизеле C_{v_ogd} от температуры t и коэффициента α избытка воздуха при сгорании

$t, ^\circ\text{C}$	C_{v_ogb}						C_{v_air}	C_{v_ogd}
	$\alpha = 0,6$	$\alpha = 0,7$	$\alpha = 0,8$	$\alpha = 0,9$	$\alpha = 1,0$	$\alpha = 1,2$		
0	835,9	821,2	807,4	796,1	785,6	775,2	716,4	784,6
200	854,8	842,2	827,1	817,0	806,6	797,4	724,4	810,7
400	877,8	864,0	849,7	840,1	830,9	820,0	739,6	839,4
600	902,9	889,5	876,5	867,3	857,3	847,6	761,5	867,0
800	928,1	914,7	902,9	893,7	884,1	872,8	783,2	892,0
1000	952,0	939,4	929,3	919,7	911,3	899,2	803,2	915,9
1200	974,2	963,7	953,2	945,3	937,7	923,9	820,9	936,7
1400	996,4	985,5	974,6	965,0	959,5	944,4	837,0	954,5
1600	1015,2	1005,6	994,3	986,3	976,3	963,7	851,1	970,4
1800	1032,8	1019,0	1009,8	1002,2	994,7	977,5	863,6	984,5
2000	1047,5	1034,9	1024,5	1016,1	1008,1	993,0	875,1	997,3
2200	1060,1	1047,5	1036,6	1028,5	1019,4	1003,5	885,7	1009,0
2400	1072,6	1059,5	1049,2	1038,7	1031,6	1015,7	895,6	1020,0
2600	1086,0	1069,7	1058,8	1050,9	1043,3	1026,6	904,6	1030
2800	1099,0	1081,9	1070,1	1060,9	1054,2	1037,0	913,1	1040,0
3000	1112,4	1094,8	1081,0	1072,6	1064,3	1047,5	921,1	1049,0
Свежий заряд	R_{szb}						R_{air}	–
	268,3	271,2	274,2	275,7	276,7	277,6	287,1	
Отработавшие газы	R_{ogb}						–	R_{ogd}
	324,1	316,2	306,3	300,4	291,5	291,5		291,1

Тогда газовая постоянная будет выражена формулой

$$R(r) = R(1) \cdot r + R(0) \cdot (1-r),$$

где $R(1) = R_{ogd}$; $R(0) = R_{air}$.

Средняя изобарная теплоемкость используется для расчета энтальпии перетекающих масс газа $i = C_p T$, тогда расчетное соотношение для C_p примет следующий вид:

$$C_p(r, t) = \frac{C_v(r, t) \cdot t + u_0(r)}{T} + R(r).$$

Показатель адиабаты k определяется путем деления производной энтальпии по температуре на производную внутренней энергии по температуре. Производные рассчитываются численным методом по данным табл. 2.

Методика теплового расчета Гриневецкого — Мазинга

Методика теплового расчета ДВС основывается на методе, разработанном в 1907 г. Василием Игнатьевичем Гриневецким, профессором Императорского Московского технического училища (наст. МГТУ им. Н.Э. Баумана) [14]. Этот метод, усовершенствованный в дальнейшем Евгением Карловичем Мазингом и другими отечественными учеными, в современном его виде принято называть методом Гриневецкого — Мазинга [15].

Сложность процессов, составляющих действительный рабочий цикл ДВС, не позволяет получить его точного математического описания, поэтому в случае метода Гриневецкого — Мазинга речь идет о расчете цикла, при рассмотрении которого сделан ряд упрощаю-

щих допущений. Так, процесс сгорания заменен смешанным (изохорно-изобарным) подводом теплоты, а процессы сжатия и расширения принимаются происходящими по политропам с постоянными показателями. Кроме того, классический вариант данного метода не предполагает рассмотрения процессов газообмена, поэтому цикл замыкается изохорным отводом теплоты в конце процесса расширения [16]. Несмотря на существенные упрощения, тепловой расчет ДВС по этому методу позволяет с удовлетворительной точностью определить не только основные параметры цикла, но и показатели, характеризующие эффективность протекания рабочего процесса и экономичность двигателя. Отметим, что в методе Гриневецкого — Мазинга используются только значения максимального давления сгорания, но не учитываются ни угол опережения зажигания, ни время достижения максимального давления сгорания p_z [17].

Суть метода заключается в том, что реальное изменение давления в процессе сгорания заменяется условно эквивалентным подводом теплоты по изохоре $c-z$ и изобаре $z'-z$, как показано на рис. 1.

В действительном процессе участок сгорания топлива характеризуется плавной кривой $s-m-y$ (см. рис. 1). Максимальное давление сгорания достигается в точке m после прохождения поршнем верхней мертвой точки (ВМТ) и является функцией процесса сгорания. Завершается процесс сгорания в начале процесса расширения в точке y . Предложенная схематизация соответствует термодинамическому циклу со смешанным подводом теплоты, однако

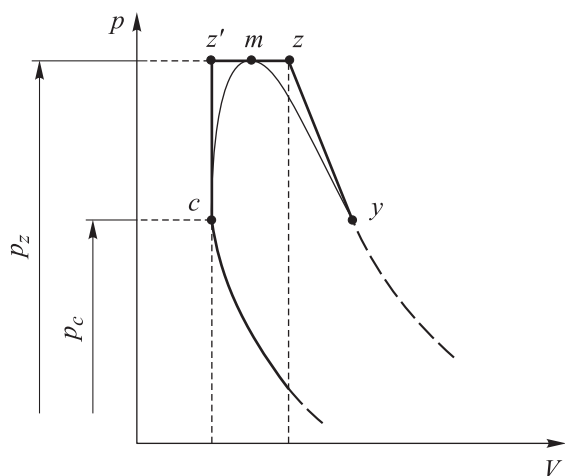


Рис. 1. К расчету процесса сгорания

в предложенном методе, в отличие от идеального цикла, учитывается изменение массы рабочего тела вследствие сгорания топлива, изменение его термодинамических параметров в зависимости от температуры и состава, теплообмен со стенками цилиндра.

В начале процесса сгорания (точка c) известны давление p , температура T , масса и объем рабочего тела V .

Напомним, что при отсутствии утечек рабочего тела в процессе сжатия молярная масса рабочего тела M равна массе рабочего тела в начале такта сжатия G_a . При расчете параметров процесса сгорания необходимо определить значения этих же параметров в точках z' и z . Промежуточные состояния рабочего тела рассматриваемом методе не рассчитываются.

В точке z' известен только объем, так как $V_{z'} = V_c$. В точке z при допущении о завершении химических реакций окисления топлива может быть определена молярная масса рабочего тела $M_z = M_c + \Delta M$, где ΔM — приращение массы рабочего тела вследствие сгорания топлива, кмоль. В данной постановке задача неразрешима из-за слишком большого числа неизвестных параметров. В.И. Гриневецкий предложил считать известным значение максимального давления сгорания, выбирая его при проектировании нового двигателя соответствующим значению для двигателя-прототипа. Это позволяет определить координаты точки z на p - V -диаграмме и уменьшить число неизвестных термодинамических параметров в точке z до двух (T_z и V_z).

Параметры процесса сгорания рассчитывают исходя из массы сжигаемого топлива, массы компонентов рабочего тела выражены в киломолях. Температура рабочего тела в точке z определяется из уравнения первого закона термодинамики, которое применительно к процессу сгорания может быть выражено в конечных разностях в виде

$$\Delta Q_{cz} = \Delta U_{cz} + \Delta L_{z'z},$$

где $\Delta U_{cz} = U_z - U_c$ — приращение внутренней энергии рабочего тела на участке сгорания; $\Delta L_{z'z}$ — внешняя работа, совершаемая рабочим телом на изобарном участке процесса сгорания; ΔQ_{cz} — количество теплоты, расходуемое при сгорании 1 кг топлива на повышение внутренней энергии рабочего тела и совершение механической работы на участке $c-z'-z$. При полном

сгорании 1 кг топлива выделится количество теплоты, равное Q_H . В рассматриваемом методе расчета сгорания принимается, что

$$\Delta Q_{cz} = Q_H Q_{HC}^{cz} Q_{OHL}^{cz},$$

где Q_{HC}^{cz} — теплота, не выделившаяся в точке z вследствие того, что не все топливо успело сгореть к этому моменту, Q_{OHL}^{cz} — теплота, отведенная от рабочего тела в стенки камеры сгорания на участке сгорания $c-z$.

В отличие от Q_{OHL}^{cz} , Q_{HC}^{cz} не является окончательно потерянной теплотой, она будет сообщена рабочему телу в начале процесса расширения в процессе догорания топлива. Таким образом, в методе расчета Гриневецкого — Мазинга частично учитываются условия реального рабочего процесса. Отношение ΔQ_{cz} к Q_H называют коэффициентом использования теплоты в точке z :

$$\xi_z = \frac{\Delta Q_{cz}}{Q_H}.$$

Физический смысл этого коэффициента заключается в том, что его величина (всегда меньше единицы) отражает потери теплоты вследствие неполноты сгорания топлива и теплообмена. Согласно опытным данным, его значения для малооборотных и среднеоборотных дизелей составляют от 0,75 до 0,90, для высокооборотных — от 0,70 до 0,85.

С учетом того что $\Delta Q_{cz} = \xi_z Q_H$, дальнейшие преобразования уравнения $\Delta Q_{cz} = \Delta U_{cz} + \Delta L_{cz}$ сводятся к подстановке в него развернутых выражений для внутренней энергии и работы применительно к начальной и конечной точкам процесса (c и z).

Формула $\Delta Q_{cz} = \Delta U_{cz} + \Delta L_{cz}$ может быть записана в виде

$$\xi_z Q_H = U_z - U_c + p_z V_z - p_c V_c.$$

После подстановки в нее формул для внутренних энергий и масс рабочего тела в начальной и конечной точках процесса сгорания и несложных алгебраических преобразований получим уравнение сгорания топлива в окончательном виде:

$$\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + (\bar{c}_{vc} + 8,314\lambda) T_c = \beta (\bar{c}_{vc} + 8,314\lambda) T_z, \quad (11)$$

где $\lambda = p_z / p_c$.

В результате подстановки в левую часть уравнения (11) уже известных из расчетов параметров процессов наполнения и сжатия и принятых согласно рекомендованным пределам значений параметров, в каждом конкретном случае расчета будет получено некоторое числовое значение C . В правой части уравнения теплоемкость смеси газов является функцией искомой температуры T_z , поэтому в итоге уравнение сгорания приводится к виду $AT_z^2 + BT_z - C = 0$, где A , B и C — числа. Уравнение можно привести к виду $T_z = C / (B + AT_z)$ и решать его методом последовательных приближений, задавая в качестве первого приближения значение температуры T_z в знаменателе формулы из 1800...2300 К, которая характерна для дизелей [12].

Из формулы (11) очевидно, что с увеличением λ , ξ_z , T_c и уменьшением α температура в конце сгорания увеличивается и наоборот. Как уже отмечалось ранее, значение максимального давления сгорания p_z должно быть принято по данным двигателя-прототипа. Для определения объема в точке z запишем уравнения состояния рабочего для начальной и конечной точек процесса сгорания $p_z V_z = R M_z T_z$ и $p_c V_c = R M_c T_c$. Разделив почленно первое на второе, получим $\lambda p = \beta T_z / T_c$. Определив из этого уравнения значение степени предварительного расширения рабочего тела ρ , получим искомое значение $V_z = V_c \rho$. Таким образом, все термодинамические параметры состояния рабочего тела в точке z определены.

Результаты расчетов рабочего процесса

Результаты моделирования параметров дизеля в открытой термодинамической системе приведены в табл. 3.

Индикаторная диаграмма рабочего процесса приведена на рис. 2.

Результаты расчета рабочего процесса дизеля по методу Гриневецкого — Мазинга приведены в табл. 4 и на рис. 3.

Анализ результатов

Сравнение результатов моделирования в программном комплексе «Дизель-РК» и расчета для дизеля 16ЧН 26/26 приведено в табл. 5.

Индикаторные диаграммы на рис. 2, 3 практически идентичны. Различие обусловлено тем, что в теоретическом расчете показатели политроп сжатия и расширения приняты постоянными.

Таблица 3. Результаты моделирования в открытой термодинамической системе параметров двигателя 16ЧН 26/26 в дизельном цикле

Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Максимальное давление сгорания	p_z	МПа	14,2
Максимальная температура сгорания	T_z	К	1843,7
Температура в конце расширения	T_b	К	1063,7
Среднее эффективное давление	$p_{m.e}$	МПа	1,45
Удельный эффективный расход топлива	g_e	г/(кВт · ч)	202,3
Эффективный КПД	η_e	%	41,7
Механический КПД	η_m	%	86,97
Эффективная мощность	P_e	кВт	2650

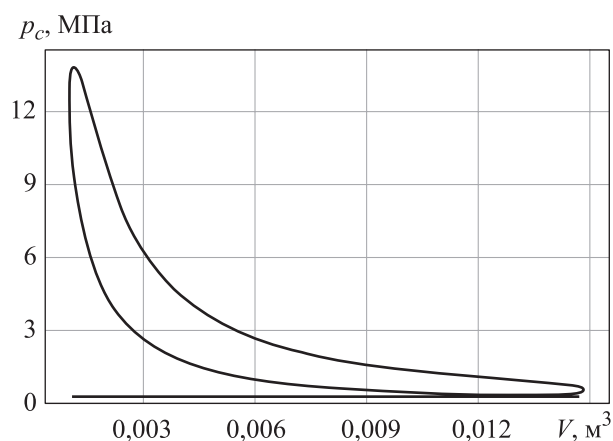


Рис. 2. Индикаторная диаграмма рабочего процесса двигателя 16ЧН 26/26 в координатах $p_c - V$ (параметры режима $P_e = 2650$ кВт при $n = 1000$ мин⁻¹)

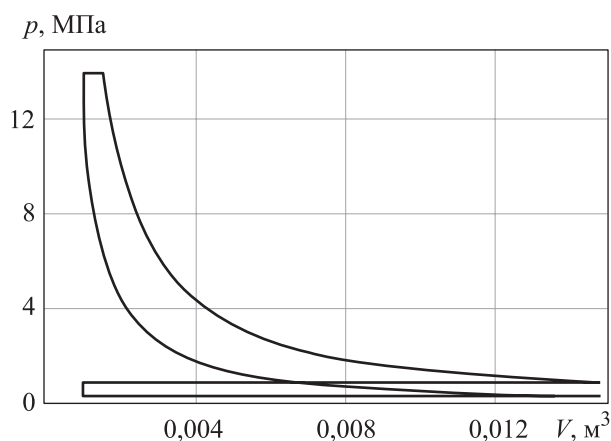


Рис. 3. Расчетная индикаторная диаграмма в координатах $p - V$ по методу Гриневецкого — Мазинга

Таблица 4. Результаты расчета рабочего процесса двигателя 16ЧН 26/26 в дизельном цикле по методу Гриневецкого — Мазинга

Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Максимальное давление сгорания	p_z	МПа	14
Максимальная температура сгорания	T_z	К	1870
Температура в конце расширения	T_b	К	1059,4
Среднее эффективное давление	$p_{m.e}$	МПа	1,45
Удельный эффективный расход топлива	g_e	г/(кВт · ч)	202,2
Эффективный КПД	η_e	%	41,7
Механический КПД	η_m	%	87,52
Эффективная мощность	P_e	кВт	2650

Таблица 5. Сравнение результатов моделирования в открытой термодинамической системе и расчета по методу Гриневецкого — Мазинга двигателя 16ЧН 26/26 в дизельном цикле

Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Моделирование	Расчет	Разница, %
Температура в начале сжатия	T_a	К	375,8	381,1	1,4
Давление в конце сжатия	p_c	МПа	10,59	10,32	2,5
Температура в конце сжатия	T_c	К	1016,7	1016,5	0,02
Максимальное давление сгорания	p_z	МПа	14,2	14,0	1,4
Максимальная температура сгорания	T_z	К	1873,7	1870,0	0,2
Температура в конце расширения	T_b	К	1063,7	1059,36	0,4
Среднее эффективное давление	$p_{m.e}$	МПа	1,45	1,45	0
Удельный эффективный расход топлива	g_e	г/(кВт · ч)	202,3	202,2	0,05
Эффективный КПД	η_e	%	41,7	41,7	0
Механический КПД	η_m	%	0,8697	0,8752	0,6
Эффективная мощность	P_e	кВт	2650	2650	0

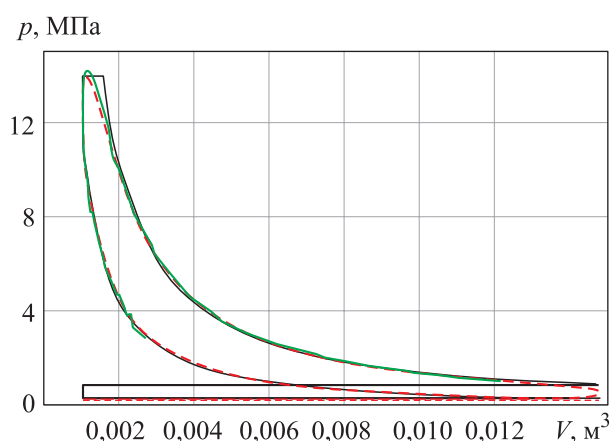


Рис. 4. Наложение индикаторных диаграмм: — метод Мазинга — Гриневецкого; -- расчет в «Дизель-РК»; — индицирование двигателя на стенде

ными, а при моделировании имеют переменное значение в зависимости от температуры рабочего тела и поверхностей, ограничивающих объем цилиндра.

Также выполнено наложение друг на друга графических зависимостей в координатах p – V как полученных индикаторных диаграмм, так и индицированием цилиндра двигателя 16ЧН 26/26 на испытательном стенде путем

установки датчика давления в крышку цилиндра (рис. 4).

Анализ результатов испытаний и расчета рабочего процесса дизеля верифицируется с данными технических условий на дизель-генератор 18-9ДГ, что свидетельствует о допустимой достоверности методик расчета и обоснованном выборе исходных данных. Разница между результатами моделирования и расчета дизеля не превышает 5 %.

Заключение

Анализ рабочих процессов среднеоборотного дизельного двигателя типа 16ЧН 26/26 методом Гриневецкого — Мазинга и с использованием программного комплекса «Дизель-РК» показал хорошую сходимость теоретически рассчитанных показателей, а также результатов наложения индикаторных диаграмм. Расхождение между расчетными значениями составляет менее 5 %, что подтверждает достаточную точность применяемых методик анализа и выбора исходных данных. Это позволяет рекомендовать указанные методы для оптимизации характеристик двигателей, минимизируя временные и материальные затраты.

Литература

- [1] Рыжов В.А., Ионин В.Е. Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2025, № 1 (299), с. 3–13.
- [2] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Гордин М.В. и др. Расчетные исследования рабочего процесса теплового дизельного двигателя с добавками водорода к жидкому нефтяному топливу. *Двигателестроение*, 2023, № 2 (292), с. 62–83.
- [3] Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Ивин В.И. и др. *Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. Т. II-4. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1971, 400 с.
- [4] Марков В.А., Быковская Л.И., Неверова В.В. и др. Расчетное исследование параметров рабочего процесса дизеля в условиях высокогорья. *Автомобильная промышленность*, 2024, № 1, с. 8–14.
- [5] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А. и др. Расчетное исследование параметров поршневого двигателя, конвертированного на работу на пропан-бутановых смесях. *Двигателестроение*, 2024, № 3 (297), с. 50–73.
- [6] *Дизель-генератор 18-9ДГ. Руководство по эксплуатации 18-9ДГ.91РЭ*. Региональный центр инновационных технологий. URL: <https://rcit.su/techinfoT2.html> (дата обращения 15.05.2025).
- [7] Кулешов А.С., Фадеев Ю.М., Кулешов А.А. Развитие многозонных моделей для расчета сгорания в современных ДВС. *Двигателестроение*, 2017, № 2 (268), с. 7–10.
- [8] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС*. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2011, 32 с.
- [9] Кавтарадзе Р.З. Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей. *Двигателестроение*, 2020, № 1 (279), с. 3–9.
- [10] Кулешов А.С. *Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004, 123 с.
- [11] Кулешов А.С., Козлов А.В., Фадеев Ю.М., Барченко Ф.Б. Программа ДИЗЕЛЬ-РК: Моделирование и оптимизация рабочих процессов ДВС. *Двигатель-2010: Междунар. конф.: материалы*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, с. 287–292.
- [12] Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян В.И., Камфер Г.М. и др. *Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов*. Москва, Машиностроение, 2005, 479 с.
- [13] Разлейцев Н.Ф. *Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях*. Харьков, Высшая школа, 1980, 169 с.
- [14] Гриневецкий Василий Игнатьевич. URL: <https://piston-engines.ru/o-kafedre/nasha-pamyat/211-grinevetskij-v-i> (дата обращения 17.05.2025).
- [15] Бабич А.А., Громов С.А., Левтеров А.М. Современные методы математического моделирования рабочих процессов дизеля. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*, 2016, № 75, с. 109–115.
- [16] Гаврилов А.А., Игнатов М.С., Эфрос В.В. *Расчет циклов поршневых двигателей*. Владимир, Владимирский государственный университет, 2003, 124 с.
- [17] Курленко М.С., Будин А.А., Дорохов А.Ф. и др. Обзор методик расчета показателей рабочего цикла судовых дизелей. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер. Морская техника и технология*, 2018, № 4, с. 89–100. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2018-4-89-100>

References

- [1] Ryzhov V.A., Ionin V.Ye. Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 3–13. (In Russ.).
- [2] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Gordin M.V. et al. Computational studies of the working process of a diesel locomotive engine with hydrogen additives to liquid petroleum fuel. *Engines Construction*, 2023, no. 2 (292), pp. 62–83. (In Russ.).
- [3] Orlin A.S., Vyrubov D.N., Ivin V.I. et al. *Teoriya rabochikh protsessov porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley. T. II-4. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Theory of working processes of reciprocating and combined engines. Vol. II-4. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1971, 400 p. (In Russ.).
- [4] Markov V.A., Bykovskaya L.I., Neverova V.V. et al. Computational study of the working process parameters of a diesel engine under high-altitude conditions. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2024, no. 1, pp. 8–14. (In Russ.).

- [5] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A. et al. Computational study of parameters of a piston engine converted to operate on the propane-butane mixtures. *Engines Construction*, 2024, no. 3 (297), pp. 50–73. (In Russ.).
- [6] *Dizel'-generator 18-9DG. Rukovodstvo po ekspluatatsii 18-9DG.91RE. Regional'nyy tsentr innovatsionnykh tekhnologiy* [Diesel generator 18-9DG. Operation manual 18-9DG.91RE]. Available at: <https://rcit.su/techinfoT2.html> (accessed May 15, 2025).
- [7] Kuleshov A.S., Fadeyev Yu.M., Kuleshov A.A. Development of multizonal combustion models as applied to modern reciprocating engines. *Engines Construction*, 2017, no. 2 (268), pp. 7–10. (In Russ.).
- [8] Kuleshov A.S. *Razvitiye metodov rascheta i optimizatsiya rabochnik protsessov DVS* [Development of calculation methods and optimization of internal combustion engine work processes]. Abs. Diss. Dr. Sci. Moscow, 2011, 32 p. (In Russ.).
- [9] Kavtaradze R.Z. Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevetsky method to modern 3D-models (continuation). *Engines Construction*, 2020, no. 1 (279), pp. 3–9. (In Russ.).
- [10] Kuleshov A.S. *Programma rascheta i optimizatsii dvigateley vnutrennego sgoraniya DIZEL'-RK. Opisaniye matematicheskikh modeley, resheniye optimizatsionnykh zadach* [The program of calculation and optimization of internal combustion engines DIESEL-RK. Description of mathematical models, solving optimization problems]. Moscow, BMSTU Press, 2004, 123 p. (In Russ.).
- [11] Kuleshov A.S., Kozlov A.V., Fadeyev Yu.M., Barchenko F.B. DIESEL-RK program: Modeling and optimization of internal combustion engine work processes. *Dvigatel'-2010: Mezhdunar. konf.: materialy* [Engine-2010: International Conference materials]. Moscow, BMSTU Press, 2010, pp. 287–292. (In Russ.).
- [12] Lukanin V.N., Morozov K.A., Khachiyan V.I., Kamfer G.M. et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya rabochnik protsessov* [Internal combustion engines. Workflow theory]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 2005, 479 p. (In Russ.).
- [13] Razleytsev N.F. *Modelirovaniye i optimizatsiya protsessa sgoraniya v dizelyakh* [Modeling and optimization of the combustion process in diesel engines]. Khar'kov, Vysshaya shkola Publ., 1980, 169 p. (In Russ.).
- [14] *Grinevetskiy Vasiliy Ignat'yevich* [Grinevetsky Vasily Ignatievich]. URL: <https://piston-engines.ru/o-kafedre/nasha-pamyat/211-grinevetskij-v-i> (accessed May 17, 2025).
- [15] Babich A.A., Gromov S.A., Levterov A.M. Modern methods of diesel engine operation processes mathematical modelling. *Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University*, 2016, no. 75, pp. 109–115. (In Russ.).
- [16] Gavrilo A.A., Ignatov M.S., Efros V.V. *Raschet tsiklov porshnevykh dvigateley* [Calculation of reciprocating engine cycles]. Vladimir, Vladimirskiy gosudarstvennyy universitet Publ., 2003, 124 p. (In Russ.).
- [17] Kurlenko M.S., Budin A.A., Dorokhov A.F. et al. Survey of methods of calculating parameters of marine diesel operating cycle. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: marine engineering and technologies*, 2018, no. 4, pp. 89–100. (In Russ.). <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2018-4-89-100>

Материалы получены редакцией 23.07.2025

Сведения об авторах

Земсков Алексей Александрович — старший преподаватель кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Коломенского института (филиала) Московского политехнического университета; заведующий лабораторией дизелей АО «ВНИКТИ», Московская обл., Коломна, Российская Федерация. E-mail: aleksej-zemskov@yandex.ru

Варшавский Андрей Алексеевич — доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Коломенского института (филиала) Московского политехнического университета, Московская обл., Коломна, Российская Федерация. E-mail: andrew_warsaw@mail.ru

Кнельц Василий Федорович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Коломенского института (филиала) Московского политехнического университета, Московская обл., Коломна, Российская Федерация. E-mail: knelts.vasily@yandex.ru

Information about the authors

Zemskov Aleksey Aleksandrovich — Senior Lecturer, Department of Internal Combustion Engines, Kolomna Institute (Branch), Moscow Polytechnic University, JSC “VNIKTI”, Moscow region Kolomna, Russian Federation. E-mail: aleksej-zemskov@yandex.ru

Varshavskiy Andrey Alekseevich — Senior Lecturer, Department of Internal Combustion Engines, Kolomna Institute (Branch), Moscow Polytechnic University, Moscow region, Kolomna, Russian Federation. E-mail: andrew_warsaw@mail.ru

Knelts Vasily Fedorovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Internal Combustion Engines, Kolomna Institute (Branch), Moscow Polytechnic University, Moscow region, Kolomna, Russian Federation. E-mail: knelts.vasily@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Земсков А.А., Варшавский А.А., Кнельц В.Ф. Расчетный анализ рабочего процесса среднеоборотного дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2025, № 3 (301), с. 14–25.

Citation:

Zemskov A.A., Warshavskiy A.A., Knelts V.F. Computation analysis of the medium-speed diesel engine working process. *Engines Construction*, 2025, no. 3 (301), pp. 14–25. (In Russ.).

УДК 621.436

Формирование профиля кулачка газораспределения двигателя внутреннего сгорания с выравниванием износа по углу поворота распределительного вала

А.В. Васильев¹, М.Н. Покусаев², О.А. Какорина¹, Ю.С. Бахрачева¹¹ Волгоградский государственный университет, Волгоград, Российская Федерация² Астраханский государственный технический университет, Астрахань, Российская Федерация

Forming a gas distribution cam profile of the internal combustion engine by wear alignment according to the camshaft rotation angle

A.V. Vasilyev¹, M.N. Pokusaev², O.A. Kakorina¹, Y.S. Bakhacheva¹¹ Volgograd State University, Volgograd, Russian Federation² Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russian Federation

В работе использован метод пошагового численного формирования закона движения толкателя, определяющего профиль кулачка. Получаемый закон не описывается какой-либо заранее заданной аналитической зависимостью, а представляется в численном виде. При этом алгоритм его формирования позволяет максимизировать площадь под кривой перемещения толкателя при выполнении на каждом шаге заданных ограничений, связанных с кинематикой, динамикой, технологичностью и надежностью механизма. Предложено усовершенствование численного метода профилирования кулачка, связанное с введением дополнительного ограничения на скорость изнашивания профиля кулачка, и представлены некоторые результаты, получаемые при использовании этого усовершенствованного метода. Показана возможность снижения и выравнивания износа по углу поворота кулачка. Предлагаемый подход способствует сохранению в процессе изнашивания конфигурации кулачка, его кинематических и динамических характеристик и, следовательно, повышению его работоспособности и надежности.

Ключевые слова: линейный износ, изнашивание, профиль кулачка, численный метод, интенсивность изнашивания, ускорение толкателя, двигатель внутреннего сгорания, распределительный вал

The paper applies the method of step-by-step numerical formation of the pusher motion law, which determines the cam profile. The resulting law is not described by any predefined analytical dependence, but is presented numerically. At the same time, the algorithm of its formation makes it possible to maximize the area under the displacement curve of the pusher while fulfilling at each step the specified restrictions related to kinematics, dynamics, manufacturability and reliability of the mechanism. The paper proposes an improvement in the numerical cam profiling method associated with introduction of the additional restriction in the cam profile wear rate, and presents certain results obtained using this improved method. The proposed approach helps to preserve the cam configuration, its kinematic and dynamic characteristics during wear, and, consequently, to increase its operability and reliability.

Keywords: linear wear, wear, cam profile, numerical method, wear rate, pusher acceleration, internal combustion engine, camshaft

Введение

Профилирование кулачков газораспределения поршневого двигателя предполагает решение ряда сложных, зачастую противоречивых задач. С одной стороны, для обеспечения высокого качества протекания процессов газообмена требуется обеспечить максимальное значение параметра «время — сечение»^{*} клапана, определяемое, в частности, площадью под кривой перемещения толкателя. С другой — необходимо выполнить ряд требований по кинематическим, динамическим, прочностным и другим характеристикам, связанным с работоспособностью и надежностью сопряжения «кулачок — толкатель» и механизма газораспределения в целом.

Одним из таких требований, определяющим долговечность работы механизма, является обеспечение износостойкости его деталей (в частности, кулачков распределительного вала). Выполнение этого требования в значительной степени зависит от закона движения толкателя и конфигурации профиля кулачка. Износ профиля кулачка приводит к смещению фаз газораспределения, уменьшению подъема клапана и, следовательно, снижению значения параметра «время — сечение». Кроме того, неравномерный износ по углу поворота кулачка изменяет конфигурацию профиля, кинематику толкателя (в частности, его ускорения), что может привести к повышению динамических нагрузок в приводе клапана и даже к потере его работоспособности (нарушению силового замыкания кинематической цепи).

При профилировании кулачков газораспределения часто применяют методы заранее заданного способа описания конфигурации профиля кулачка или закона движения толкателя, который определяет профиль [1, 2]. Это приводит к различной скорости изнашивания в разных точках профиля, поскольку кинематические и гидродинамические характеристики в этих точках различаются. Таким образом, при использовании этих методов практически невозможно добиться выравнивания износа по углу поворота кулачка, что особенно важно для участков с наиболее интенсивным изнашиванием. Кроме того, принятие в процессе про-

филирования мер по снижению изнашивания в одной точке профиля (где изнашивание максимально) автоматически приводит к изменению профиля и в других точках, связанных с упомянутой точкой заранее заданным способом описания профиля. Это может привести к заметному снижению значения параметра «время — сечение» клапана.

Материалы и методы исследований

В данной работе использован метод пошагового численного формирования закона движения толкателя, определяющего профиль кулачка [2, 3]. Получаемый закон не описывается какой-либо заранее заданной аналитической зависимостью, а представляется в численном виде. Алгоритм его формирования позволяет максимизировать площадь под кривой перемещения толкателя при выполнении на каждом шаге заданных ограничений, связанных с кинематикой, динамикой, технологичностью и надежностью механизма.

В данной работе предложено усовершенствование данного метода, связанное с введением дополнительного ограничения на скорость изнашивания профиля кулачка, и представлены некоторые результаты, получаемые при использовании этого усовершенствованного метода. Предлагаемое нововведение состоит в том, что в процессе формирования участков положительного и отрицательного ускорения толкателя с достаточно малым шагом $\Delta\varphi$ по углу поворота кулачка максимизация абсолютных значений ускорения на каждом шаге осуществляется с учетом упомянутого выше дополнительного ограничения

$$\Delta s \leq \Delta s_{\max}, \quad (1)$$

где Δs — текущее значение скорости изнашивания профиля кулачка; $\Delta s_{\max}$ — задаваемое предельно допускаемое значение.

В результате ограничение (1) может быть активным на участке значительной протяженности профиля кулачка, т. е. в каждой точке этого участка будет выполняться равенство $\Delta s = \Delta s_{\max}$. Таким образом, ограничение (1) будет являться формообразующим на этом участке профиля с максимально допускаемой скоростью изнашивания. Это значит, во-первых, что скорость изнашивания будет ограничиваться. Во-вторых, будет достигнуто выравнивание износа в области его наибольших значений, о важ-

^{*} «Время — сечение» — интегральная сумма произведений проходных сечений, открываемых клапаном, на время.

ности чего говорилось выше. В-третьих, такой подход не вызовет существенного уменьшения параметра «время — сечение» клапана, поскольку коррекция профиля по данному ограничению на участке, где оно активно, не приведет к изменению профиля в других точках, где скорость изнашивания невелика и не является критичной.

Линейный износ рабочей поверхности кулачка за цикл нагружения

$$\Delta h = J_h s_{\text{тр}} = J_h \cdot 2b \frac{v_{\text{ск}}}{v_1},$$

где J_h — интенсивность изнашивания, определяемая как отношение линейного износа к пути трения; $s_{\text{тр}}$ — путь трения; b — полуширина линии контакта по Герцу; $v_{\text{ск}}$ — скорость скольжения в контакте; v_1 — скорость перемещения точки контакта по кулачку.

Скорость изнашивания в данной точке профиля

$$\Delta s = \Delta h \frac{n}{60} = \Delta h \frac{30\omega}{\pi} \frac{1}{60} = J_h b \frac{v_{\text{ск}}}{v_1} \frac{\omega}{\pi}, \quad (2)$$

где n — частота вращения кулачка, мин⁻¹; ω — угловая скорость вращения кулачка, рад/с.

Значение входящей в это соотношение средней интенсивности изнашивания за один цикл нагружения J_h может быть вычислено, например, по формуле Ю.В. Воробьева [4, 5]:

$$J_h = k \left[\frac{\sigma}{\text{HB}} \sqrt{\frac{f_{\text{max}}^3}{2f_{\text{max}} - f}} \right] \times \left[\frac{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}{h_{\text{тр}} + 0,63\rho \left(\frac{\mu v_{\Sigma k}}{P_{\text{пн}}} \right)^{0,7} \left(\frac{P_{\text{пн}} \beta_m}{\rho} \right)^{0,6} \left(\frac{\lambda \text{Pe}_{1,2}^{0,5}}{\alpha_m \mu v_{\text{ск}}^2} \right)^{0,325}} \right],$$

где k — коэффициент, учитывающий влияние дополнительных параметров на износ пары, и определяемый экспериментально; σ — наибольшее нормальное напряжение; HB — твердость материала; f_{max} — наибольшее значение коэффициента трения; f — коэффициент трения, реализуемый в кулачковой паре; R_{a1} и R_{a2} — параметры шероховатости поверхностей; $h_{\text{тр}}$ — толщина граничной пленки; ρ — приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей; μ — динамическая вязкость масла при температуре вступающих в контакт поверхностей; $v_{\Sigma k}$ и $v_{\text{ск}}$ — соответственно скорости качения

и скольжения; $P_{\text{пн}}$ — нагрузка на единицу длины контакта; β_m — пьезокоэффициент масла; λ — теплопроводность масла; $\text{Pe}_{1,2}$ — среднее число Пекле; α_t — коэффициент, характеризующий зависимость вязкости масла от температуры. Приближенный расчет коэффициента трения при качении со скольжением осуществляли по эмпирическим зависимостям, приведенным в [4, 5]. Значение коэффициента k определяли исходя из рекомендаций, приведенных в [5–9].

Результаты

Приведенные ниже результаты расчетов были получены для рычажного кулачкового клапанного привода двигателя ВАЗ (рис. 1). Приведем основные геометрические параметры кулачкового привода. Расстояние A между осями вращения кулачка и качания рычага составляет 46 мм, радиус R_0 начальной окружности кулачка 15 мм, радиус $R_{\tau 0}$ цилиндрической поверхности рычага, контактирующей с кулачком, 25 мм, расстояние R_t между осью качания рычага и осью его цилиндрической поверхности контакта с кулачком 39 мм. При расчете нагруженности пары использовались следующие данные: масса движущихся частей механизма, приведенная к клапану, 0,3 кг, суммарная жесткость клапанных пружин 31719 Н/м, начальная сила поджатия пружин 419 Н. На рис. 1 использованы следующие обозначения: θ — угол между линиями $O_1 O_2$ и OO_2 (O — ось вращения кулачка, O_1 — центр цилиндрической поверхности контакта рычага, O_2 — ось качания рычага, O_{10} — начальное положение центра O_1 , когда

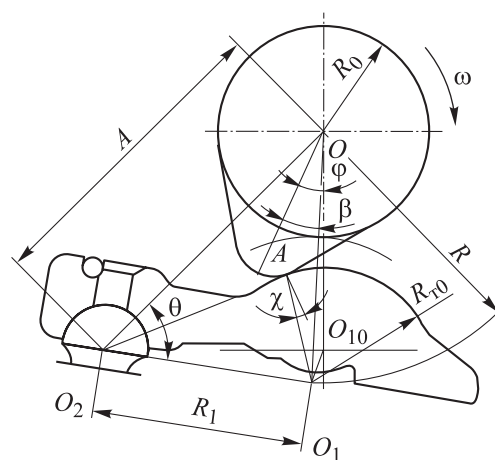


Рис. 1. Схема кулачкового механизма привода клапана

рычаг контактирует с начальной окружностью кулачка), β — угол между связанным с кулачком фиксированным радиус-вектором (в данном случае соединяющим центр начальной окружности кулачка с его вершиной) и линией, соединяющей точки O и O_1 , φ — угол поворота кулачка; χ — угол давания; ω — угловая скорость вращения кулачка, рад/с.

Кривая второй производной от перемещения толкателя по углу поворота кулачка (аналог скорости толкателя) состоит из участка 1–2 (рис. 2) положительных и участка 3–4 отрицательных значений поверхности подъема и 5–6 положительных и 7–8 отрицательных значений поверхности опускания. Эти участки представляют собой кусочно-линейные функции, сформированные из отрезков с достаточно малым шагом $0,5^\circ$ по углу поворота кулачка, начиная соответственно от начала участка 1–2 положительных значений и конца участка 3–4 отрицательных значений для поверхности подъема толкателя, а также от начала участка 5–6 положительных значений и конца участка 7–8 отрицательных значений для поверхности опускания. В исходных точках 1 (на границе с участком 0,1 сбег), 4 (на вершине кулачка), 5 (на границе с участком 9,5 сбег) и 8 (на вершине кулачка) заданы начальные условия: значения перемещения толкателя и его производных по третий порядок включительно.

Алгоритм одновременного пошагового формирования участков положительных и отрицательных значений аналога ускорения толкателя предполагает выбор на каждом шаге наибольших по абсолютной величине значений при

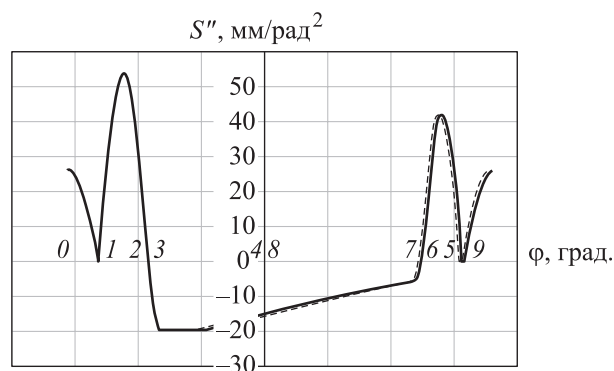


Рис. 2. Аналог ускорения толкателя по углу поворота кулачка:

сплошная линия — при ограничении скорости изнашивания; штриховая линия — при ограничении интенсивности изнашивания

выполнении задаваемых ограничений. К этим ограничениям относятся ограничения на производные второго, третьего и четвертого порядков от перемещения толкателя по углу поворота кулачка (что способствует максимизации площади под кривой перемещения толкателя), а также ограничения на величину скорости изнашивания Δs . Значение Δs определяется по приведенному выше соотношению (2).

Задаваемые ограничения на производные третьего и более высоких порядков определяют плавность изменения ускорения толкателя, влияющую на динамические качества клапанного привода (виброактивность). Их соответствующие текущие значения в процессе формирования профиля определяют по формуле

$$s_i^{(k)} = \frac{s_i^{(k-1)} - s_{i-1}^{(k-1)}}{\varphi_i - \varphi_{i-1}},$$

где $s_i^{(k)}$ — производная k -го порядка ($k > 2$) в i -й точке стыка отрезков; $s_i^{(k-1)}$ и $s_{i-1}^{(k-1)}$ — производные $(k-1)$ -го порядка соответственно в i -й и $(i-1)$ -й точках стыка отрезков; φ_i и φ_{i-1} — углы поворота кулачка соответственно в i -й и $(i-1)$ -й точках стыка отрезков. Законы изменения первой производной (аналога скорости толкателя) и перемещения толкателя s (рис. 3) определяют путем численного интегрирования формируемого пошагово закона аналога ускорения.

Заданная общая угловая протяженность участков подъема и опускания составляла 134° угла поворота кулачка. Угловую скорость вра-

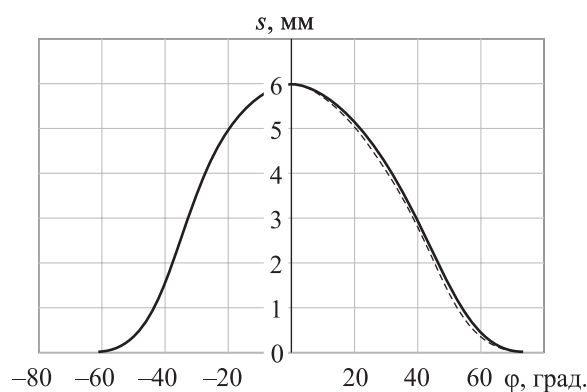


Рис. 3. Перемещение толкателя по углу поворота кулачка:

сплошная линия — при ограничении скорости изнашивания; штриховая линия — при ограничении интенсивности изнашивания

щения кулачка ω при расчетах принимали равной 157 рад/с ($n = 1500$ об/мин). Ограничение скорости изнашивания может быть выбрано исходя из требуемой долговечности работы сопряжения «кулачок — толкатель». В данном примере реализации в качестве ограничения на величину скорости изнашивания было принято $\Delta s \leq 8,73 \cdot 10^{-8}$ мм/с. Кинематические характеристики (например, ρ , $v_{\Sigma k}$, v_{ck}), необходимые для вычисления скорости изнашивания Δs в точках профиля кулачка, определяли по известным формулам, приведенным, например, в [1].

На рис. 4 видно, что в диапазоне изменения угла поворота кулачка φ от -17° до 48° ограничение по скорости изнашивания Δs является активным для предлагаемого технического решения (сплошная линия), и скорость изнашивания является здесь постоянной и предельно допускаемой ($8,73 \cdot 10^{-8}$ мм/с). Таким образом, обеспечивается выравнивание скорости изнашивания и, следовательно, линейного износа профиля через некоторый промежуток времени, причем это выравнивание имеет место в области профиля кулачка, где скорость изнашивания и линейный износ имеют наибольшие значения.

При этом также видно, что у кулачка той же самой угловой протяженности, спрофилированного при ограничении интенсивности изнашивания $[6-10] J_h \leq 1,35 \cdot 10^{-8}$ (рис. 5, штриховая линия), скорость изнашивания Δs изменяется в пределах от $8,0 \cdot 10^{-8}$ до $9,45 \cdot 10^{-8}$ мм/с на том же участке изменения угла поворота кулачка φ

от -17° до 48° , т. е. более чем на 18 %. (рис. 4, штриховая линия). Таким образом, использование ограничения на интенсивность изнашивания не позволяет в полной мере выровнять скорость изнашивания и, следовательно, линейный износ профиля через некоторый промежуток времени. Действительно, из формулы (1) для скорости изнашивания Δs следует, что величина Δs зависит не только от интенсивности изнашивания J_h , но также и от других величин (b , v_{ck} , v_1), изменяющихся по углу поворота кулачка [11–15].

Отметим, что предлагаемое перераспределение значений аналога ускорения s'' в районе вершины кулачка мало влияет на кинематические характеристики профиля (сплошные и штриховые линии на рис. 2 и 3 практически совпадают в выбранных масштабах построения), поэтому эффективность кулачка, определяемая площадью по кривой перемещения толкателя, не уменьшается. Однако это перераспределение существенно влияет на характеристики изнашивания (см. рис. 4 и 5), выравнивая скорость изнашивания и линейный износ.

Таким образом, приведенный пример реализации предлагаемого технического решения подтверждает, что оно обеспечивает выравнивание линейного износа профиля по углу поворота кулачка, способствующее сохранению конфигурации кулачка, его кинематических и динамических характеристик в процессе изнашивания, а значит, способствует повышению его работоспособности и надежности.

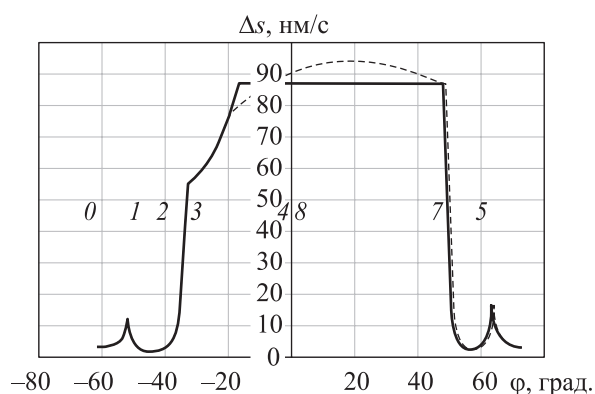


Рис. 4. Скорость изнашивания кулачка по углу его поворота: по углу поворота кулачка: сплошная линия — при ограничении скорости изнашивания, штриховая линия — при ограничении интенсивности изнашивания

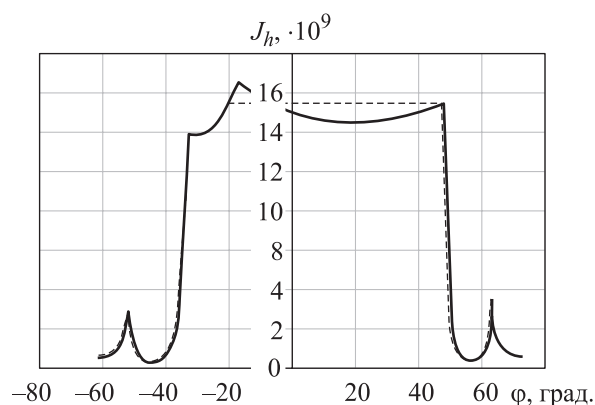


Рис. 5. Интенсивность изнашивания кулачка по углу его поворота: по углу поворота кулачка: сплошная линия — при ограничении скорости изнашивания, штриховая линия — при ограничении интенсивности изнашивания

Заключение

По итогам проведенного исследования можно сделать следующие выводы.

1. Введение дополнительного ограничения на скорость изнашивания позволяет усовершенствовать метод пошагового численного формирования закона движения толкателя, определяющего профиль кулачка.

2. Применение этого введения позволило не только ограничить скорость изнашивания, но и обеспечить выравнивание износа по углу поворота кулачка в области наибольших значений износа.

3. Предлагаемый подход способствует сохранению в процессе изнашивания конфигурации кулачка, его кинематических и динамических характеристик и, следовательно, повышению его работоспособности и надежности.

Литература

- [1] Корчемный Л.В. *Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика*. Москва, Машиностроение, 1981, 191 с.
- [2] Vasilyev A., Bakhracheva Yu., Ageev E. Improving the energy efficiency of a piston engine based on the use of a numerical method for forming the laws of motion of gas distribution valves. *E3S Web of Conferences*. 2021, vol. 279, art. no. 01021. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202127901021>
- [3] Vasilyev A., Bakhracheva Yu. Numerical cam profile design with tappet constant speed section in internal combustion engine valve gear and fuel system. *MATEC Web of Conferences. Proceedings of Dynamic of Technical Systems XIV International Scientific-Technical Conference*. EDP Sciences Publ., 2018, 5 p. <https://doi.org/10.1051/matecconf/201822601031>
- [4] Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. *Трение и износ в экстремальных условиях: справочник*. Москва, Машиностроение, 1986, 224 с.
- [5] Воробьев Ю.В. *Обобщенный синтез механизмов с высшими кинематическими парами по критериям долговечности*. Дис. ... д-ра техн. наук. Тамбов, 1982, 517 с.
- [6] Васильев А.В., Дейниченко Е.Д., Попов Д.В. Повышение износостойкости сопряжения кулачок-толкатель механизма газораспределения ДВС на основе численного синтеза закона движения толкателя. *Образование через науку. Междунар. симпозиум: материалы докл. секции «Двигатели внутреннего сгорания»*. Отдельный выпуск. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005, с. 55–56.
- [7] Bugao Lyu, Xianghui Meng, Rui Zhang, Yi Cui. A comprehensive numerical study on friction reduction and wear resistance by surface coating on cam/tappet pairs under different conditions. *Coatings*, 2020, vol. 10 (5), art. no. 485. <https://doi.org/10.3390/coatings10050485>
- [8] Vasilyev A.V., Lartsev A.M., Fedyanov E.A. Evaluation of possible limits of forcing of high-capacity air-cooled engines. *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering. Ser. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham, Springer, 2020, vol. 1, pp. 159–165. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_18
- [9] Васильев А.В., Агеев Е.С. Исследование гидродинамики смазки в зазорах механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания. *НБИ технологии*, 2021, т. 15, № 1, с. 34–39. <https://doi.org/10.15688/NBIT.jvolsu.2021.1.5>
- [10] Kalghatgi G. Is it really the end of internal combustion engines and petroleum in transport? *Applied Energy*, 2018, vol. 225, pp. 965–974. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.05.076>
- [11] Dolatabadi N., Forder M., Morris N., Rahmani R., Rahnejat H., Howell-Smith S. Influence of advanced cylinder coatings on vehicular fuel economy and emissions in piston compression ring conjunction. *Applied Energy*, 2019, vol. 259, art. no. 114129. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114129>
- [12] Serrano J.R., Novella R., Piqueras P. Why the development of internal combustion engines is still necessary to fight against global climate change from the perspective of transportation. *Applied Sciences*, 2019, vol. 9, art. no. 4597. <https://doi.org/10.3390/app9214597>
- [13] Buchal C., Karl H.-D., Sinn H.-W. Kohle- und Dieselmotoren: Was zeigt die CO₂-Bilanz? *Ifo Schnelldienst*, 2019, vol. 72, pp. 40–54.
- [14] Holmberg K., Andersson P., Erdemir A. Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribology International*, 2012, vol. 47, pp. 221–234. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.11.022>
- [15] Liu Z., Meng X., Wen C., Yu S., Zhou Z. On the oil-gas-solid mixed bearing between compression ring and cylinder liner under starved lubrication and high boundary pressures. *Tribology International*, 2019, vol. 140, art. no. 10586. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.105869>

References

- [1] Korchemnyy L.V. *Mekhanizm gazoraspredeleniya avtomobil'nogo dvigatelya: Kinematika i dinamika* [The timing mechanism of an automobile engine: Kinematics and dynamics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 191 p. (In Russ.).
- [2] Vasilyev A., Bakhracheva Yu., Ageev E. Improving the energy efficiency of a piston engine based on the use of a numerical method for forming the laws of motion of gas distribution valves. *E3S Web of Conferences*, 2021, vol. 279, art. no. 01021. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202127901021>
- [3] Vasilyev A., Bakhracheva Yu. Numerical cam profile design with tappet constant speed section in internal combustion engine valve gear and fuel system. *MATEC Web of Conferences. Proceedings of Dynamic of Technical Systems XIV International Scientific-Technical Conference*. EDP Sciences Publ., 2018, 5 p. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822601031>
- [4] Drozdov Yu.N., Pavlov V.G., Puchkov V.N. *Treniye i iznos v ekstremal'nykh usloviyakh: spravochnik* [Friction and wear under extreme conditions: guide]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 224 p. (In Russ.).
- [5] Vorob'yev Yu.V. *Obobshchennyi sintez mekhanizmov s vysshimi kinematischeskimi parami po kriteriyam dolgovechnosti* [Generalized synthesis of mechanisms with higher kinematic pairs according to the criteria of durability]. Diss. Dr. Sci. Tambov, 1982, 517 p. (In Russ.).
- [6] Vasil'yev A.V., Deynichenko Ye.D., Popov D.V. Increasing the wear resistance of the cam-pusher coupling of the internal combustion engine valve control mechanism based on the numerical synthesis of the pusher motion law. *Obrazovaniye cherez nauku. Mezhdunar. simpozium: materialy dokl. sekcii "Dvigateli vnutrennego sgoraniya". Otdel'nyy vypusk* [Education through science. International Symposium: proceedings of the doctoral section "Internal combustion engines". A separate issue]. Moscow, BMSTU Press, 2005, pp. 55–56. (In Russ.).
- [7] Bugao Lyu, Xianghui Meng, Rui Zhang, Yi Cui. A comprehensive numerical study on friction reduction and wear resistance by surface coating on cam/tappet pairs under different conditions. *Coatings*, 2020, vol. 10 (5), art. no. 485. <https://doi.org/10.3390/coatings10050485>
- [8] Vasilyev A.V., Lartsev A.M., Fedyanov E.A. Evaluation of possible limits of forcing of high-capacity air-cooled engines. *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering. Ser. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham, Springer, 2020, vol. 1, pp. 159–165. (In Russ.). https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_18
- [9] Vasilyev A.V., Ageev E.S. Investigation of the fluid dynamics of lubrication in the gaps of the gas distribution mechanism of the internal combustion engine. *NBI technologies*, 2021, vol. 15, no. 1, pp. 34–39. <https://doi.org/10.15688/NBIT.jvolsu.2021.1.5>
- [10] Kalghatgi G. Is it really the end of internal combustion engines and petroleum in transport? *Applied Energy*, 2018, vol. 225, pp. 965–974. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.05.076>
- [11] Dolatabadi N., Forder M., Morris N., Rahmani R., Rahnejat H., Howell-Smith S. Influence of advanced cylinder coatings on vehicular fuel economy and emissions in piston compression ring conjunction. *Applied Energy*, 2019, vol. 259, art. no. 114129. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114129>
- [12] Serrano J.R., Novella R., Piqueras P. Why the development of internal combustion engines is still necessary to fight against global climate change from the perspective of transportation. *Applied Sciences*, 2019, vol. 9, art. no. 4597. <https://doi.org/10.3390/app9214597>
- [13] Buchal C., Karl H.-D., Sinn H.-W. Kohle- und Dieselmotoren: Was zeigt die CO₂-Bilanz? *Ifo Schnelldienst*, 2019, vol. 72, pp. 40–54.
- [14] Holmberg K., Andersson P., Erdemir A. Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribology International*, 2012, vol. 47, pp. 221–234. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.11.022>
- [15] Liu Z., Meng X., Wen C., Yu S., Zhou Z. On the oil-gas-solid mixed bearing between compression ring and cylinder liner under starved lubrication and high boundary pressures. *Tribology International*, 2019, vol. 140, art. no. 10586. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.105869>

Материалы получены редакцией 23.07.2025

Сведения об авторах

Васильев Александр Викторович — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Информационная безопасность» Волгоградского государственного университета (ВолГУ), Волгоград, Российская Федерация. ORCID: 0000-0003-0516-0292; SPIN-код: 1808-2470; Author ID: 235122; Researcher ID: N-8073-2915. E-mail: vasiliev.av@volsu.ru

Покусаев Михаил Николаевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Эксплуатация водного транспорта и промышленное рыболовство» Астраханского государственного технического университета (АГТУ), Астрахань, Российская Федерация. SPIN-код: 9543-2110; Author ID: 499461. E-mail: evt@astu.org

Какорина Олеся Александровна — кандидат физико-математических наук, заведующий кафедрой «Информационная безопасность» Института приоритетных технологий Волгоградского государственного университета (ВолГУ), Волгоград, Российская Федерация. ORCID: 0009-0008-5348-6143; SPIN-код: 5338-8390; Author ID: 57210997939. E-mail: bakhracheva@yandex.ru, bakhracheva@volsu.ru

Бахрачева Юлия Сагидулловна — кандидат технических наук, доцент кафедры «Информационная безопасность» Института приоритетных технологий Волгоградского государственного университета (ВолГУ), Волгоград, Российская Федерация. ORCID: 0000-0002-0558-5736; SPIN-код: 5296-8187; Author ID: 140281; ResearcherID: KHU-6620-2024. E-mail: bakhracheva@yandex.ru, bakhracheva@volsu.ru

Information about the authors

Vasilyev Aleksandr Viktorovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Information Security, Volgograd State University (VolSU), Volgograd, Russian Federation. ORCID: 0000-0003-0516-0292; SPIN-code: 1808-2470; Author ID: 235122; Researcher ID: N-8073-2915. E-mail: vasiliev.av@volsu.ru

Pokusaev Mikhail Nikolaevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Operation of Water Transport and Industrial Fisheries, Astrakhan State Technical University (ASTU), Astrakhan, Russian Federation. SPIN-code: 9543-2110; Author ID: 499461. E-mail: evt@astu.org

Kakorina Olesya Aleksandrova — Ph. D. (Phys.-Math.), Head of the Department of Information Security, Institute of Priority Technologies, Volgograd State University (VolSU), Volgograd, Russian Federation. ORCID: 0009-0008-5348-6143; SPIN-code: 5338-8390; Author ID: 57210997939. E-mail: bakhracheva@yandex.ru, bakhracheva@volsu.ru

Bakhracheva Yulia Sagidullova — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Information Security, Institute of Priority Technologies, Volgograd State University (VolSU), Volgograd, Russian Federation. ORCID: 0000-0002-0558-5736; SPIN-code: 5296-8187; Author ID: 140281; Researcher ID: KHU-6620-2024. E-mail: bakhracheva@yandex.ru, bakhracheva@volsu.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Васильев А.В., Покусаев М.Н., Какорина О.А., Бахрачева Ю.С. Формирование профиля кулачка газораспределения двигателя внутреннего сгорания с выравниванием износа по углу поворота распределительного вала. *Двигателестроение*, 2025, № 3 (301), с. 26–33.

Citation:

Vasilyev A.V., Pokusaev M.N., Kakorina O.A., Bakhracheva Y.S. Forming a gas distribution cam profile of the internal combustion engine by wear alignment according to the camshaft rotation angle. *Engines Construction*, 2025, no. 3 (301), pp. 26–33. (In Russ.).

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

УДК 621.436+681.51

Разработка и исследование систем электронного управления топливоподачей тепловозных газодизельных двигателей

С.В. Плахов

ООО «ППП Дизельавтоматика», Саратов, Российская Федерация

Design, development and study of the electronic control systems for the diesel-gas locomotive engine fuel supply

S.V. Plakhov

LLC "SPP Dieselvatomatika", Saratov, Russian Federation

Показана целесообразность реализации в тепловозных двигателях газодизельного цикла, в котором природный газ воспламеняется от запальной дозы нефтяного дизельного топлива. В таком цикле обеспечивается стабильное воспламенение топливовоздушной смеси в широком диапазоне режимов тепловозного газодизельного двигателя. Разработаны системы электронного управления СУДМ.03, СУДМ.04, СУДМ.05, в которых подача газа осуществляется клапанами, установленными возле впускных клапанов каждого цилиндра. Подача запального дизельного топлива осуществляется с использованием топливных насосов высокого давления с быстродействующими клапанами, установленными в линиях высокого давления топливных насосов. Экспериментальные исследования системы СУДМ.03 в составе двигателя типа Д50 показали, что на режимах, соответствующих 1–7 позициям контроллера машиниста, замещение дизельного топлива газом составило от 60,3 до 93,9 %, а на режиме, соответствующем 8-й позиции контроллера, — 94,1 %. Испытания системы СУДМ.04 в составе двигателя типа GE7FDL12EFI показали, что на режимах, соответствующих 2–7 позициям контроллера, замещение дизельного топлива газом составило от 67 до 35 %, а на 8-й позиции контроллера — 36 %. Разработана система электронной системы управления СУДМ.05 для перспективного газодизельного двигателя 16ГДГ. Эта система включает подсистему регулирования частоты вращения, подсистему управления подачей природного газа и дизельного топлива, подсистему управления пуском, подсистему диагностики и аварийной защиты двигателя.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, газодизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, запальная доза, природный газ, система электронного управления топливоподачей, показатели топливной экономичности, показатели токсичности отработавших газов

Expediency of implementing a gas-diesel cycle in the locomotive engines, where the natural gas is ignited by a sparking dose of the petroleum diesel fuel, is demonstrated. This cycle ensures stable ignition of the fuel-air mixture in a wide range of operating modes of the locomotive gas-diesel engine. In the developed SUDM.03, SUDM.04, SUDM.05 electronic control systems, valves installed near the intake valves of each cylinder are supplying the gas. The igniter diesel fuel is supplied using the high-pressure fuel pumps with fast-acting valves installed in the high-pressure lines of the fuel pumps. Experimental studies of the SUDM.03 system as part of the D50 engine showed that substitution of the diesel fuel with gas ranged from 60.3 % to 93.9 % at the 1st to the 7th positions of the driver controller, and was 94.1 % at the 8th position. Tests of the SUDM.04 system as part of the GE7FDL12EFI engine showed that substitution of the diesel fuel with gas ranged from 67 % to 35 % at the controller positions 2–7, and was 36 % at the controller position 8. The SUDM.05 electronic control system was developed for the

16GDG advanced gas-diesel engine. This system includes rotational speed control subsystem, natural gas and diesel fuel supply control subsystem, start-up control subsystem, and the engine diagnostics and emergency protection subsystem.

Keywords: internal combustion engine, gas-diesel engine, petroleum diesel fuel, pilot dose, natural gas, electronic fuel supply control system, fuel efficiency indicators, exhaust gas toxicity indicators

Введение

Основными показателями современных тепловозных дизельных двигателей остаются показатели их топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) [1–4]. Эффективным средством улучшения этих показателей служит совершенствование рабочего процесса, в частности процессов топливоподачи и воздухообеспечения [5–7]. Такое совершенствование рабочего процесса может быть достигнуто при использовании альтернативных топлив [8–10]. В качестве наиболее перспективного альтернативного топлива для транспорта рассматривают природный газ (ПГ) [11–13].

При питании ПГ возможна различная организация рабочего процесса двигателя [14–16]. Наиболее эффективным представляется газодизельный цикл, в котором ПГ подается в камеру сгорания (КС) через впускную систему двигателя, а его воспламенение в КС осуществляется от теплоты сгорания запальной дозы дизельного топлива (ДТ) [17–19]. По сравнению с чисто газовым циклом, предусматривающим работу двигателя только на ПГ, газодизельный цикл обеспечивает более надежное воспламенение газа, что объясняется большей энергией сгорания запальной дозы ДТ по сравнению с энергией воспламенения ПГ от свечи зажигания. При реализации газодизельного цикла достигаются надежное воспламенение рабочей смеси во всем диапазоне режимов работы двигателя, приемлемые значения показателей жесткости сгорания топлива, значения топливно-экономических показателей на уровне значений, характерных для обычного дизельного цикла. Показатели токсичности ОГ при этом существенно улучшаются. При конвертировании дизельного двигателя на работу на ПГ возможна подача газа на входе во впускной коллектор и индивидуальная подача ПГ по цилиндрам. При подаче газа индивидуально в каждый цилиндр возможно более полное замещение нефтяного ДТ природным газом.

В связи с возможностью перевода дизельных двигателей на работу на относительно

дешевом и экологичном ПГ проводят многочисленные исследования по конвертированию двигателей на природный газ [20–27]. Одна из серьезных проблем такой конвертации на ПГ — необходимость создания надежной и эффективной системы автоматического управления (САУ) топливоподачи тепловозного газодизельного двигателя [28–32]. Несколько модификаций САУ для газодизельных двигателей разработаны проектно-производственным предприятием ООО «ППП Дизельавтоматика» (г. Саратов) [33–37]. Цель работы — исследование системы электронного управления, обеспечивающей поддержание заданного скоростного и нагрузочного режима работы газодизельного двигателя и взаимосвязанное управление подачей ПГ и запального ДТ в цилиндры тепловозного газодизельного двигателя.

Системы электронного управления топливоподачи газодизельного двигателя

ООО «ППП Дизельавтоматика» является ведущей организацией в области производства приборов и аппаратуры для автоматического регулирования или управления для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) тепловозного назначения, а также двигателей для автотранспортных средств. Учитывая тенденцию по переводу ДВС на работу на ПГ, ООО «ППП Дизельавтоматика» разработала системы электроуправляемой подачи газа для работы дизельных двигателей по газодизельному циклу. Применительно к дизельным двигателям автотракторной техники это следующие системы:

- система электронного регулирования топливоподачи типа СЭРТ500;
- система электронного управления с импульсной подачей природного газа СУДМ.01 для конвертации на газодизельный цикл дизельного двигателя ЯМЗ-238 трактора К-700;
- система электронного управления с импульсной подачей природного газа СУДМ.02 для конвертации на газодизельный цикл дизельного двигателя ММЗ Д-243 трактора МТЗ-80.1.

Для тепловозных дизельных двигателей разработаны следующие системы:

- система электронного управления подачей природного газа и дизельного топлива СУДМ.03 для конвертации на газодизельный цикл дизельного двигателя Д50 тепловоза ТЭМ2;
- система электронного управления подачей природного газа и дизельного топлива СУДМ.04 для конвертации на газодизельный цикл дизельного двигателя GE 7FDL12EFI тепловоза 2ТЭ10МПГЕ;
- система электронного управления подачей природного газа и дизельного топлива СУДМ.05 для перспективного газодизельного двигателя 16ГДГ на базе дизельного двигателя 16ЛДГ220 тепловоза ТЭ30.

Возможны различные варианты организации процесса регулирования частоты вращения вала тепловозного газодизельного двигателя. На рис. 1, а показаны характеристики, соответствующие совместной работе регулятора частоты вращения вала за счет подачи ДТ и газового регулятора запальной дозы ДТ. При работе в газодизельном цикле газовый регулятор запальной дозы начинает подавать газ, регулятор частоты вращения вала при этом уменьшает подачу ДТ до уровня запальной дозы и этот уровень поддерживается газовым регулятором благодаря регулированию подачи ПГ. Причем при набросе нагрузки регулятор частоты вращения

вала увеличивает подачу ДТ, что увеличивает расход ДТ в переходных режимах. При альтернативном подходе к организации процесса регулирования (рис. 1, б) совмещенный регулятор ДТ и ПГ обеспечивает фиксированную подачу запальной дозы ДТ в газодизельном цикле, уровень которой зависит от скоростного и нагрузочного режимов, а подачи ПГ обеспечиваются регулирование частоты вращения вала и переходные режимы при изменении скоростного и нагрузочного режимов. Фиксированная подача запальной дозы нефтяного ДТ остается вплоть до режима холостого хода. Второй вариант организации процесса регулирования реализуется системой типа СУДМ.03, управляющей подачей ПГ и нефтяного ДТ.

Система электронного управления подачей ПГ и нефтяного ДТ типа СУДМ.03 разработана для тепловозного дизельного двигателя Д50. Эта система управления обеспечивает регулирование частоты вращения коленчатого вала, индивидуальную по цилиндрам двигателя подачу ПГ и электронно-управляемый впрыск запальной дозы нефтяного ДТ. Структурная схема системы СУДМ.03 электронного управления подачей газа и дизельного топлива показана на рис. 2.

Основные функции системы СУДМ.03 следующие:

- реализация пропорционально-интегрально-дифференциального закона (ПИД-закона)

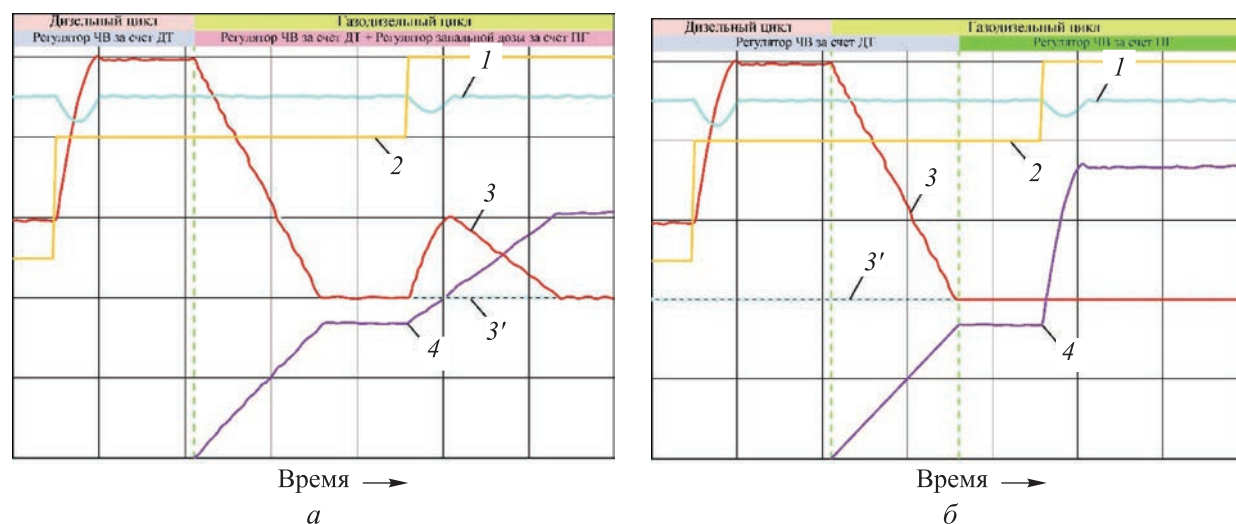


Рис. 1. Различные варианты организации процесса регулирования частоты вращения вала тепловозного газодизельного двигателя:

а — с регулятором частоты вращения за счет ДТ и регулятором запальной дозы ДТ за счет ПГ; б — с регулятором частоты вращения за счет ПГ при фиксированной запальной дозе ДТ; 1 — частота вращения коленчатого вала двигателя; 2 — нагрузка; 3 — подача нефтяного ДТ; 3' — подача запальной дозы ДТ; 4 — подача ПГ

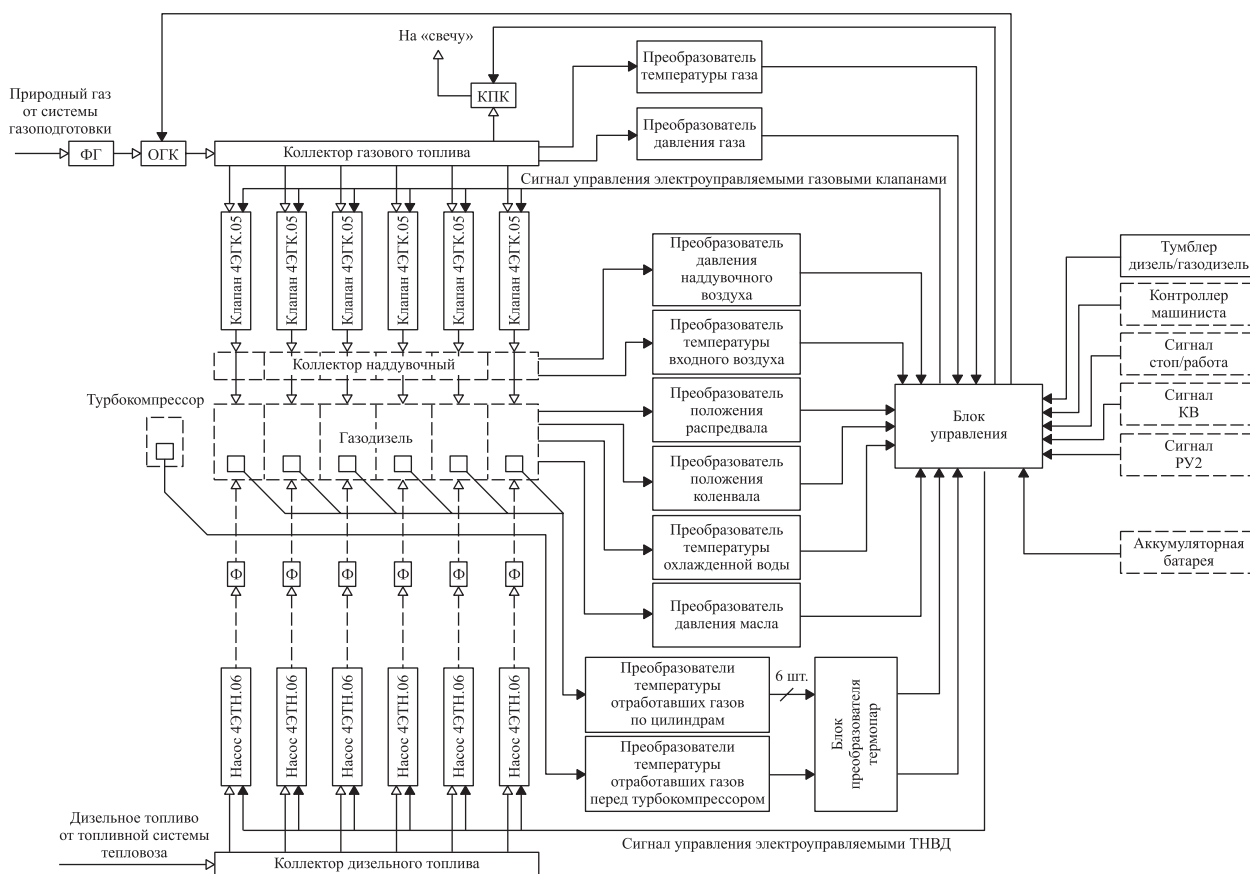


Рис. 2. Структурная схема системы СУДМ.03 электронного управления подачей ПГ и ДТ:
ОГК — отсечной газовый клапан; СГК — свечной газовый клапан; Ф — форсунка топливная; ФГ — фильтр газовый;
КПК — клапан продувки коллектора

регулирования частоты вращения вала двигателя за счет изменения подач нефтяного ДТ и ПГ;

- обеспечение перехода между скоростными режимами со скоростью, определяемой заданным законом;

- автоматическое изменение угла опережения подачи ДТ как в дизельном, так и газодизельном циклах, а также изменение начала подачи газообразного топлива в зависимости от скоростного и нагрузочного режима работы двигателя; предусмотрена автоматическая корректировка этих подач индивидуально по каждому топливному насосу высокого давления (ТНВД) или электроуправляемому газовому клапану (ЭГК);

- балансировка цилиндров по температурам ОГ на выходе из цилиндров;

- управление газовыми клапанами;

- диагностика готовности работы в газодизельном режиме и различные аварийные защиты;

– связь между элементами системы и теплово-зной системой управления по шине CAN2.0B.

При переводе на газодизельный цикл используют электронную систему подачи топлива типа ЭСУВТ и элементы регулятора частоты вращения типа РСГ для чисто газовых машин, а также газогенераторных машин для стационарных электростанций.

ПИД-закон регулирования частоты вращения вала двигателя, предполагающий формирование управляющего сигнала в виде суммы пропорциональной (П), интегральной (И) и дифференциальной (Д) составляющих закона регулирования, может быть представлен в непрерывной (аналоговой) форме:

$$u(t) = K \left(e(t) + \frac{1}{T_{\text{и}}} \int_0^t e(t) dt + T_{\text{д}} \frac{de(t)}{dt} \right),$$

где $u(t)$ — выход регулятора, ед.; K — коэффициент усиления, ед.; $e(t)$ — ошибка ре-

гулирования, ед.; $T_{\text{и}}$ — постоянная времени интегрирования, с; $T_{\text{д}}$ — постоянная времени дифференцирования, с.

В главном модуле управления ПИД-закон реализован в дискретной форме с шагом квантования T в соответствии со следующей формулой с учетом того, что время $t = kT$:

$$u(k) = K_{\text{п}}e(k) + K_{\text{и}} \sum_{i=0}^{k-1} e(i)T + K_{\text{д}} \frac{(e(k) - e(k-1))}{T},$$

где $u(k)$ — топливоподача на шаге k , ед.; $e(k)$ — ошибка регулирования на шаге k , ед.; T — шаг, с; $K_{\text{п}}$, $K_{\text{и}}$, $K_{\text{д}}$ — пропорциональный, интегральный и дифференциальный коэффициенты ПИД-закона регулирования, ед., описываемые формулами

$$K_{\text{п}} = K; \quad K_{\text{и}} = \frac{KT}{T_{\text{и}}}; \quad K_{\text{д}} = K \left(\frac{T_{\text{д}}}{T} \right).$$

Дискретная форма записи ПИД-закона регулирования с антинасыщением И-составляющей и фильтром Д-составляющей имеет вид

$$\begin{aligned} u(k) = & K_{\text{п}}e(k) + K_{\text{и}} \sum_{i=0}^{k-1} e(i) + \\ & + K_{\text{д}} (K_{\text{фд}} E(k) + (1 - K_{\text{фд}}) E(k-1)) + \\ & + K_{\text{в}} \sum_{i=1}^{k-1} (u_{\text{огр}} - u(i))T, \end{aligned}$$

где

$$e(k) = n_{\text{у}} - n_{\text{и}}$$

и

$$E(k) = e(k) - e(k-1),$$

где $u(k)$ — топливоподача на шаге k , ед.; $u_{\text{огр}}$ — топливоподача после ограничения, ед.; $u(i)$ — топливоподача на шаге i , ед.; $e(k)$ — ошибка регулирования на шаге k , мин⁻¹; $n_{\text{у}}$, $n_{\text{и}}$ — уставка и измеренные частоты вращения, мин⁻¹; $E(k)$ — изменение ошибки на шаге k , мин⁻¹; $E(k-1)$ — изменение ошибки на предыдущем шаге $k-1$, мин⁻¹; $K_{\text{фд}}$ — коэффициент фильтра дифференциальной составляющей, ед.; $K_{\text{в}}$ — коэффициент обратной связи антинасыщения интегральной составляющей (коэффициент пересчета — Back Calculation), ед.

Структура системы управления типа СУДМ.03 включает блок задания частоты вращения (ЧВ) в зависимости от позиции контроллера машиниста (КМ), блок измерения ЧВ, блок формирования уставки частоты вращения с необходимым законом изменения темпа, блок ПИД-регулятора с антинасыщением И-составляющей и настраиваемым фильтром первого порядка для Д-составляющей. Кроме того, в структуру САУ входят блок формирования динамических коэффициентов ПИД-закона регулирования и блок формирования ограничений для выходного параметра ПИД регулятора. Для формирования тепловозной характеристики в САУ осуществляется привязка минимальной и номинальной мощности к нормированной топливоподаче. Нормирование осуществляется во время реостатных испытаний. Значения коэффициентов ПИД-регулятора и параметров ограничительных характеристик связаны с нормированной топливоподачей. В структуру САУ входят блок формирования управляющих сигналов управления ТНВД и блок формирования управляющих сигналов управления ЭГК.

Конструктивные схемы электроуправляемого ТНВД и ЭГК системы СУДМ.03 для подач, соответственно, нефтяного ДТ и ПГ в каждый цилиндр двигателя представлены на рис. 3 и 4. На рис. 5 показаны разрез электроуправляемого клапана и расходная характеристика клапана в зависимости от длительности фазы удержания управляющего сигнала (т. е. от длительности его открытого состояния), давления газа на входе в клапан и давления газа на выходе из клапана (противодавления). Характеристика приведена для фиксированного напряжения управляющего сигнала. Общий вид основных элементов системы СУДМ.03 показан на рис. 6–11.

Для настройки системы СУДМ.03 разработана сервисная программа Inject Service для персонального компьютера, аналогичная программам, применяемым при настройке серийно выпускаемых систем управления. При подключении к блоку управления компьютера программа позволяет менять параметры работы двигателя, такие как угол опережения впрыска и др., и тем самым доводить рабочий процесс двигателя до оптимального. На рис. 12 представлен интерфейс этой сервисной программы для отображения и изменения параметров САУ, графического отображения параметров САУ в масштабе реального времени.

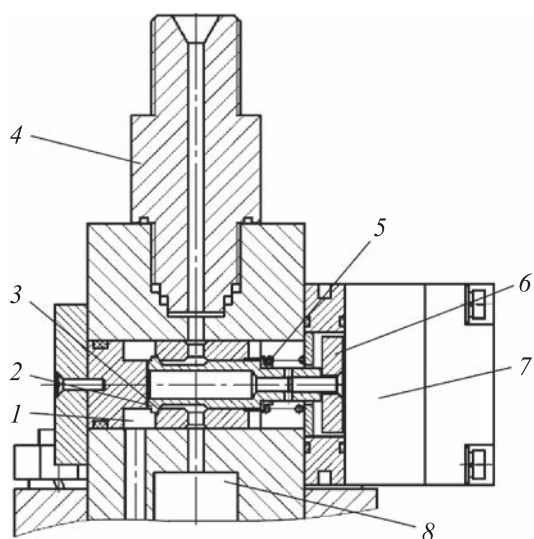


Рис. 3. Конструктивная схема электроуправляемого ТНВД:

1 — линия низкого давления ТНВД; 2 — клапан; 3 — кромка клапана; 4 — штуцер ТНВД; 5 — возвратная пружина; 6 — якорь; 7 — электромагнит; 8 — надплунжерная полость

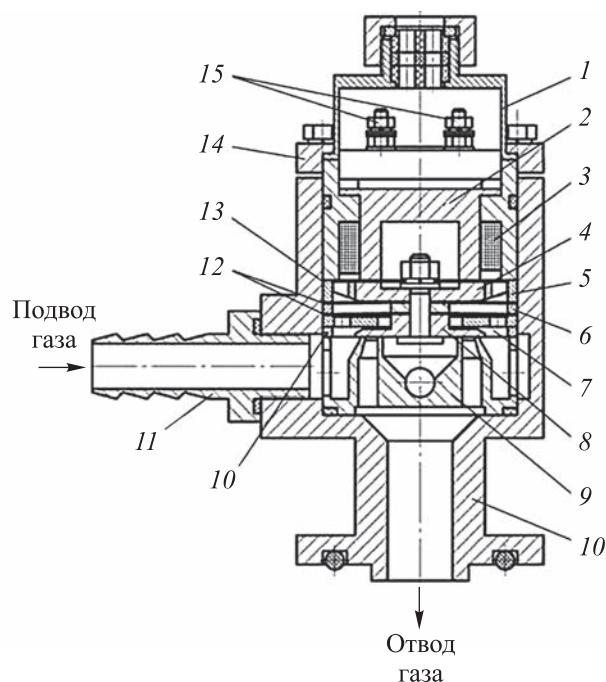


Рис. 4. Конструктивная схема электроуправляемого газового клапана:

1 — колпак; 2 — сердечник; 3 — катушка; 4 — якорь; 5 — распорная втулка; 6 — распорное кольцо; 7 — упор; 8 — затвор; 9 — седло; 10 — корпус; 11 — штуцер; 12 — кольцевая пружина; 13 — установочное кольцо; 14 — крышка; 15 — выводные клеммы

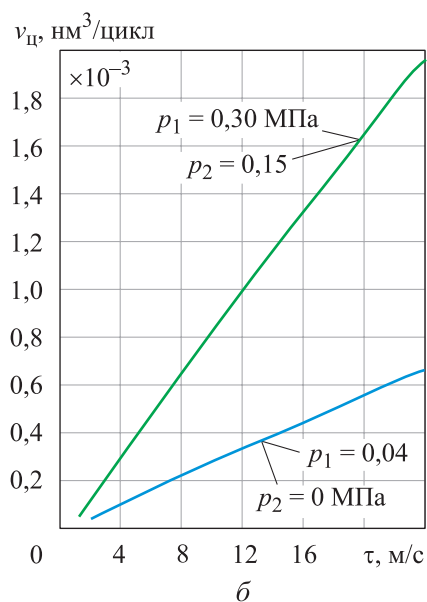
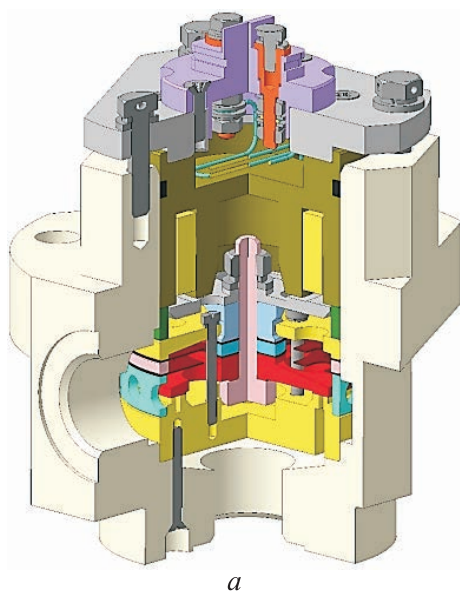


Рис. 5. Электроуправляемый дозирующий газовый клапан:

a — разрез клапана; *б* — зависимость цикловой подачи газа от времени подачи электрического питания на электромагнитный клапан: v_c — цикловая подача газа, $\text{nm}^3/\text{цикл}$; τ — продолжительность подачи электрического питания на электромагнитный клапан, мс; p_1 — давление газа на входе в клапан, МПа; p_2 — давление газа на выходе из клапана, МПа

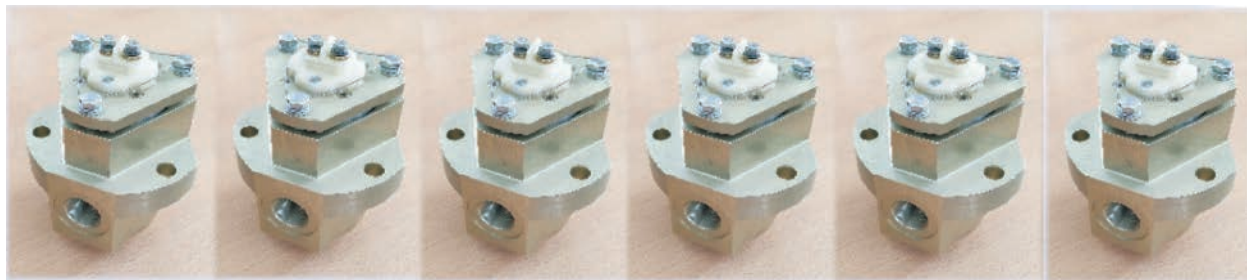


Рис. 6. Общий вид электроуправляемых газовых клапанов



Рис. 7. Общий вид электроуправляемых ТНВД для подачи нефтяного ДТ



Рис. 8. Общий вид электронный блок управления системы СУДМ.03

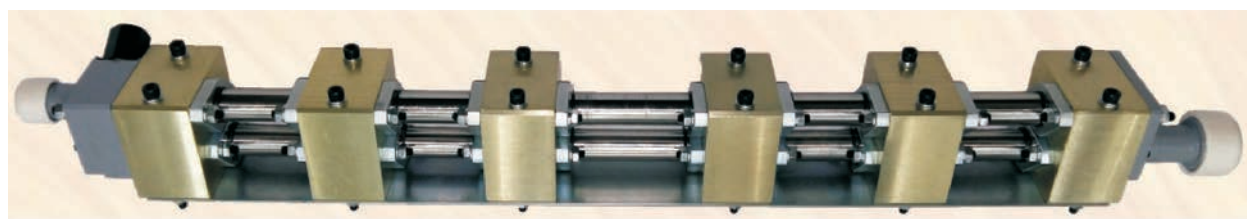


Рис. 9. Общий вид топливного коллектора

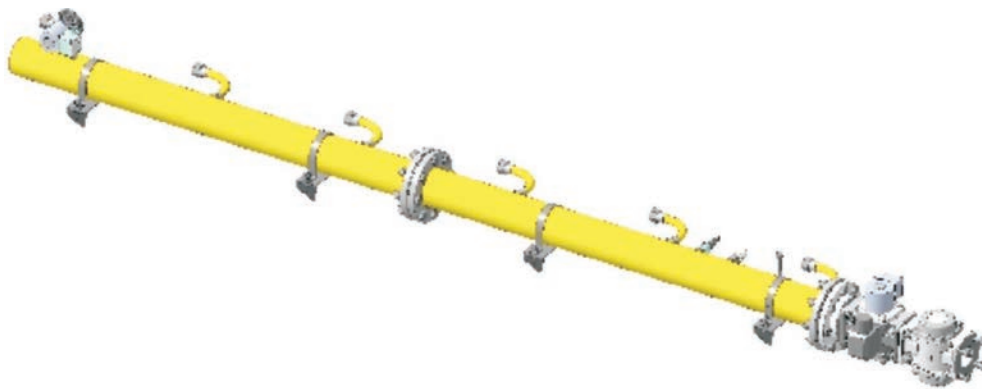


Рис. 10. Общий вид газового коллектора



Рис. 11. Общий вид элементов системы СУДМ.03:

а — преобразователь давления газа; б — преобразователь давления масла; в — преобразователь фазовой метки распределительного вала; г — преобразователь частоты вращения вала двигателя; д — термопреобразователи температуры газа и воды; е — термопреобразователь температуры ОГ

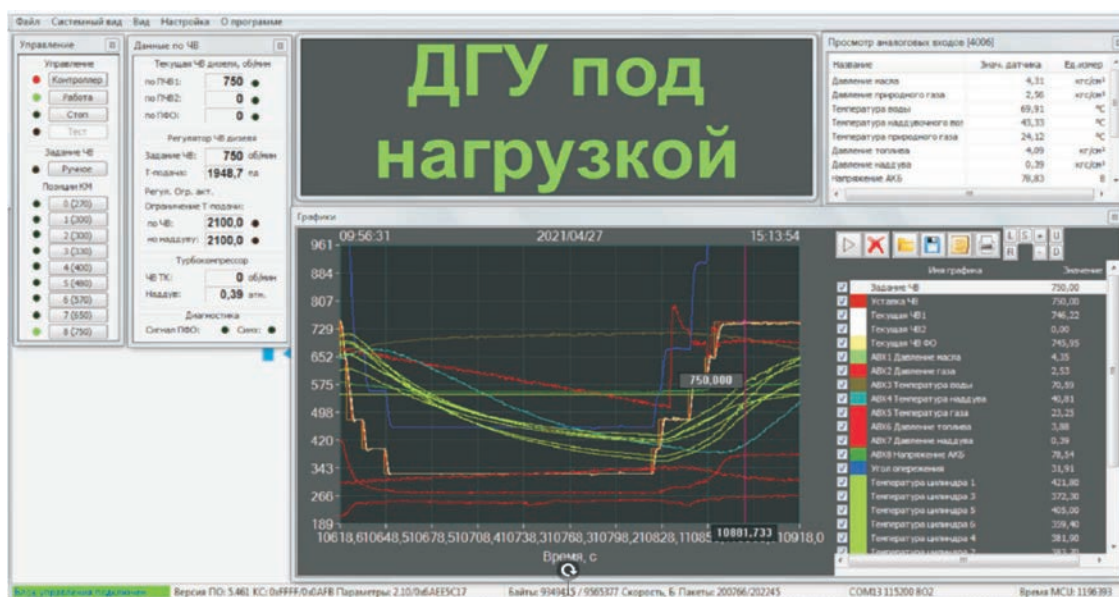


Рис. 12. Интерфейс сервисной программы для отображения и изменения параметров системы СУДМ.03

Для оценки параметров и характеристик системы управления типа СУДМ.03, оценки эффективности ее использования при реализации газодизельного цикла работы в тепловозном дизельном двигателе проведены экспериментальные исследования.

Экспериментальные исследования системы электронного управления топливоподачей типа СУДМ.03 для газодизельного двигателя типа Д50

При проведении испытаний системы СУДМ.03 ее элементы были установлены на газодизельном двигателе Д50 тепловоза ТЭМ2. Общий вид тепловоза ТЭМ2 с двигателем Д50 в составе дизель-генераторной установки (ДГУ) 1-ПДГ4Д представлен на рис. 13, размещение элементов системы СУДМ.03 на тепловозе и двигателе показано на рис. 14–17.

Объектом исследования являлся рядный шестицилиндровый газодизельный двигатель типа Д50 (6ЧН 31,8/33) с турбонаддувом с охлаждением наддувочного воздуха и водяным охлаждением. Основные параметры этого двигателя приведены ниже.

Параметры газодизельного двигателя Д50 в составе дизель-генераторной установки 1-ПДГ4Д тепловоза ТЭМ2

Диаметр поршня D / ход поршня S , мм 318/330
Число цилиндров двигателя 6

Порядок работы цилиндров 1–3–5–6–4–2
Рабочий объем цилиндров iV_h , л (дм³) 157,2
Степень сжатия ϵ 12,5
Номинальная частота вращения вала двигателя n , мин⁻¹ 750
Номинальная эффективная мощность двигателя N_e , кВт 750

При проведении испытаний дизель работал на режимах тепловозной характеристики, представленной в табл. 1 и на рис. 18.

Целью экспериментальных исследований являлась оценка целесообразности и эффективности применения САУ типа СУДМ.03 на тепловозе ТЭМ2 по следующим показателям: процент замещения нефтяного ДТ природным газом и дымность ОГ при работе двигателя в газодизельном цикле в сравнении с работой в дизельном цикле. При испытаниях использовался компримированный природный газ. При реостатных испытаниях тепловоза в дизельном и газодизельном циклах тяговый генератор подключался к сухому реостату вместо тяговых электродвигателей, т. е. работали и дизельный двигатель, и генератор. Испытания проводились с соблюдением следующих условий: штатная мощность; температура ОГ не более 490 °С; давление сгорания не более 7 МПа; минимальная запальная доза нефтяного ДТ, достаточная для устойчивой работы двигателя. В процессе испытаний дополнительно контролировались:



Рис. 13. Общий вид тепловоза ТЭМ2 с двигателем Д50 в составе дизель-генераторной установки 1-ПДГ4Д, конвертированном на газодизельный цикл



Рис. 14. Размещение газового коллектора и электрогазовых клапанов на двигателе Д50



Рис. 15. Размещение электроуправляемых ТНВД на двигателе Д50



Рис. 16. Размещение электронного блока управления системы СУДМ.03 в кабине машиниста тепловоза ТЭМ2

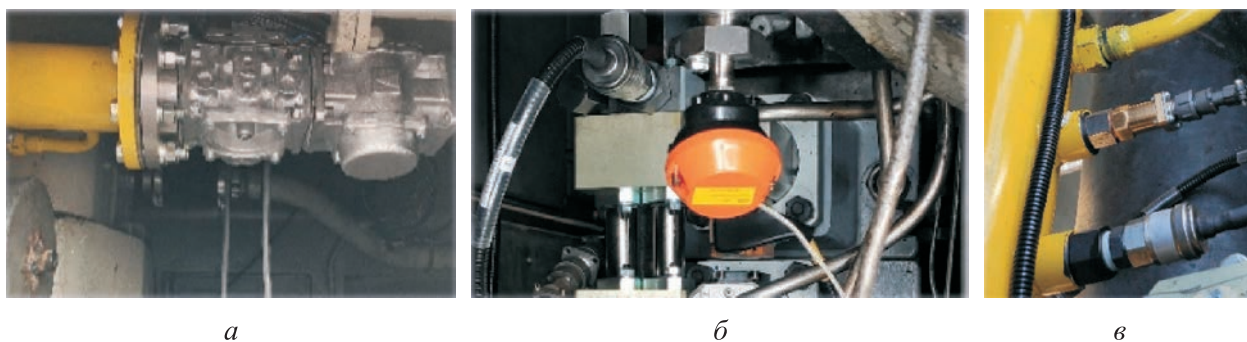


Рис. 17. Размещение отсечного клапана и фильтра газа (а), термопреобразователя температуры ОГ (б), преобразователя давления и температуры газа (в) на двигателе Д50

Таблица 1. Частоты вращения коленчатого вала газодизельного двигателя Д50, соответствующие позициям контроллера (тепловозная характеристика), и эффективная мощность двигателя на этих режимах

Параметр	Позиция контроллера								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Частота вращения вала, мин ⁻¹	300	300	300	330	400	480	570	650	750
Эффективная мощность, кВт	–	30	65	90	165	275	400	550	750

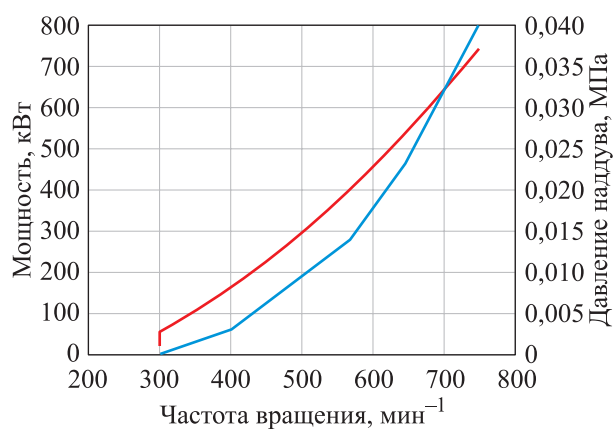


Рис. 18. Тепловозная характеристика двигателя Д50 (зависимость мощности от частоты вращения) и характеристика давления наддува: — тепловозная характеристика; — характеристика давления наддува

максимальное давление сгорания в цилиндре; максимальное давление ДТ в линии высокого давления системы топливоподачи.

В ходе испытаний система СУДМ.03 не имела параметрических и функциональных отказов. Результаты испытаний двигателя типа Д50 в дизельном и газодизельном циклах с этой системой приведены в табл. 2–5 и на рис. 19 и 20. Получены следующие результаты по замещению нефтяного ДТ природным газом: на 1–7 позициях КМ под нагрузкой — от 60,3 до 93,9 %; на 8-й

позиции КМ под нагрузкой 743 кВт — 94,1 % (см. табл. 3). Анализ возможности замещения дизельного топлива природным газом при работе двигателя в газодизельном цикле в реальных условиях эксплуатации показал, что такое замещение на режимах маневровой работы тепловоза за смену составляет 89,6 % (см. табл. 4). Проведены измерения и оценка дымности ОГ в дизельном и газодизельном циклах. Достигнуто снижение дымности ОГ в газодизельном цикле до 22 %.

Таблица 2. Результаты испытаний двигателя типа Д50 в дизельном и газодизельном циклах

Позиция КМ	Цикл работы	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	U , В / I , А	$G_{дт}$, кг/ч	$g_{едт}$, г/(кВт · ч)	$\Delta\varphi_{дт}$, град. ПКВ	$\Delta\varphi_{пт}$, град. ПКВ	$\theta_{дт}$, град. ПКВ до ВМТ	p_k , МПа
8	Газ	746	743	573/1296	12,8	17	6,0	85,0	31,9	0,039
		744	741	589/1259	12,8	17	6,0	86,0	31,9	0,040
	Диз	750	743	578/1286	218,0	293	42,0	–	32,0	0,052
7	Газ	650	547	496/1104	9,3	17	5,8	63,0	29,6	0,024
	Диз				152,0	277	35,0	–	29,6	0,026
6	Диз	570	405	440/992	111,0	274	28,0	–	25,0	0,013
	Газ		402	448/899	10,8	27	5,8	42,0	24,8	0,014
5	Газ	480	273	374/732	9,7	35	5,8	29,0	18,4	0,006
	Диз		274	376/730	74,0	270	21,0	–	18,4	0,008
	Газ		270	380/710	8,7	32	5,6	31,0	18,4	0,008
			268	390/687	9,6	35	5,8	30,0	18,4	0,008
			Диз	264	393/672	71,0	269	20,0	–	18,4
4	Диз	400	166	309/536	45,3	273	16,0	–	15,3	0,003
	Газ		163	309/528	6,6	40	5,5	23,0	15,2	0,003
3	Газ	330	88	230/384	5,3	60	8,1	15,0	12,5	0,001
	Диз		89	230/390	26,9	302	12,6	–	12,5	0,001
2	Диз	300	62	193/321	20,5	330	11,5	–	11,3	0
	193/320			5,6	91	7,9	10,0	11,3	0	
	Газ		61	194/314	5,3	87	7,9	12,5	11,4	0
1	Газ	300	27	128/213	5,2	193	7,9	7,0	11,4	0
	Диз		22	122/178	12,5	568	9,6	–	11,3	0
1*	Газ	300	27	129/209	3,0	111	7,9	13,0	11,3	0
	Диз		33	180/185	13,1	397	13,0	–	11,3	0
0*	Газ	300	хх	хх	3,1	–	7,2	8,0	11,4	0
	Диз				8,1	–	10,6	–	11,3	0
0**	Газ	275	хх	хх	3,1	–	8,6	6,0	10,4	0
	Диз				7,1	–	11,2	–	10,4	0
7	Газ	650	хх	хх	10,6	–	5,8	14,0	29,6	0,002

Примечание. * — отключены цилиндры № 2, 3, 6; ** — отключены цилиндры № 1, 4, 5; Газ — газодизельный цикл; Диз — дизельный цикл; хх — режим холостого хода; град. ПКВ — градус поворота коленчатого вала; ВМТ — верхняя мертвая точка.

Таблица 3. Определение процента замещения ДТ природным газом при работе двигателя Д50 в газодизельном цикле

Позиция КМ	Мощность на клеммах генератора, кВт	Часовой расход дизельного топлива		Замещение газом, %
		Дизельный цикл, кг/ч	Газодизельный цикл, кг/ч	
0* ($n = 275 \text{ мин}^{-1}$)	0	7,1	3,1	56,3
0*	0	8,1	3,1	61,7
1*	33	13,1	3,0	77,1
1	33	13,1	5,2	60,3
2	62	20,5	5,3	74,1
3	90	26,9	5,3	80,3
4	166	45,3	6,6	85,4
5	264	71,0	8,6	86,5
6	406	111,0	10,8	90,3
7	548	152,0	9,3	93,4
8	743	218,0	12,8	94,1
<i>Примечание.</i> См. пояснения к табл. 2. * — отключены цилиндры № 2, 3, 6.				

Таблица 4. Расчет процента замещения ДТ природным газом при работе двигателя Д50 в газодизельном цикле с учетом реальных условий эксплуатации

Позиция КМ	Время работы за смену по позициям контроллера, мин	Часовой расход дизельного топлива		Часовой расход дизельного топлива за смену	
		Дизельный цикл, кг/ч	Газодизельный цикл, кг/ч	Дизельный цикл, кг	Газодизельный цикл, кг
0*	205	8,1	3,1	27,7	10,6
1	10	13,1	5,2	2,2	0,9
2	45	20,5	5,3	15,4	4,0
3	40	26,9	5,3	17,9	3,5
4	85	45,3	6,6	64,2	9,4
5	45	71,0	8,6	53,3	6,5
6	60	111,0	10,8	111,0	10,8
7	45	152,0	9,3	114,0	7,0
8	65	218,0	12,8	236,2	13,9
<i>Итого</i>				641,9	66,6
<i>Примечание.</i> См. пояснения к табл. 2. Замещение дизельного топлива природным газом на режимах маневровой работы за смену				89,6 %	

Таблица 5. Удельный эффективный расход дизельного топлива в дизельном цикле (ДЦ) и в газодизельном цикле (ГДЦ) двигателя Д50

Цикл работы	Удельный эффективный расход дизельного топлива g_e , г/(кВт · ч), на режимах тепловозной характеристики при различных положениях контроллера машиниста							
	1	2	3	4	5	6	7	8
ДЦ	568	350	302	273	269	274	277	293
ГДЦ	193	109	60	40	35	27	17	17

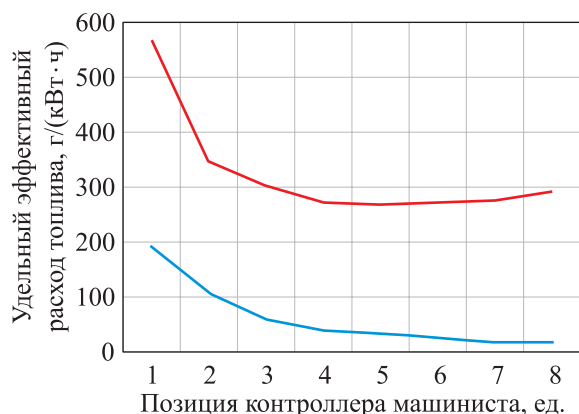


Рис. 19. Удельный эффективный расход ДТ при работе двигателя Д50 в дизельном (—) и газодизельном (—) циклах на различных позициях контроллера

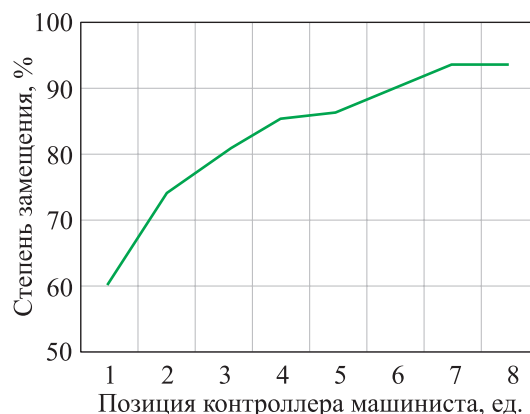


Рис. 20. Степень замещения нефтяного ДТ природным газом при конвертировании двигателя Д50 на газодизельный цикл

Одной из наиболее сложных проблем конвертирования дизельных двигателей к работе на ПГ являются различные требования к работе дизельных форсунок в дизельном и газодизельном циклах. В газодизельном цикле цикловая подача запальной дозы дизельного топлива существенно меньше аналогичной подачи в дизельном цикле. Это затрудняет обеспечение требуемых показателей впрыскивания и распыливания ДТ, а также делает проблему охлаждения распылителей форсунок при малых подачах ДТ еще более сложной. Штатный распылитель форсунки дизельного двигателя типа Д50 имеет 9 распыливающих отверстий диаметром 0,38 мм (распылитель 9×0,38 мм). Эта форсунка предназначена для впрыскивания сравнительно большой дозы дизельного топлива — на режиме максимальной мощности она составляет око-

ло 1,5 г на цикл. Однако при работе двигателя в газодизельном цикле требуемая цикловая подача запальной дозы существенно меньше. В связи с этим исследована возможность использования в газодизельном цикле форсунок с модифицированными распылителями 3×0,35 мм. Были проведены испытания двигателя Д50 на режимах, соответствующих от нулевой до четвертой позициям контроллера с указанными распылителями. При испытаниях дымность ОГ измерялась дымомером типа «Инфракар» и выражалась коэффициентом ослабления светового потока. Результаты этих исследований приведены в табл. 6, 7 и на рис. 21, 22. Представленная на рис. 22 характеристика зависимости угла опережения впрыскивания ДТ от позиции контроллера машиниста обеспечила минимальную величину запальной дозы ДТ).

Таблица 6. Результаты испытаний двигателя Д50 при использовании модифицированных распылителей форсунок

Позиция КМ	Мощность на клеммах генератора, кВт	Часовой расход дизельного топлива		Замещение газом, %
		Дизельный цикл, кг/ч	Газодизельный цикл, кг/ч	
0	0	8,9	3,4	61,8
0*	0	8,7	1,9	78,1
1	34	16,3	3,3	79,7
1*	33	17,7	2,1	88,1
2	73	29,4	3,3	88,7
3	115	35,8	6,1	83,0
4	197	60,0	5,4	91,0

Примечание. См. пояснения к табл. 2. * — отключены цилиндры № 2, 3, 6.

Таблица 7. Результаты испытаний двигателя Д50 при использовании модифицированных распылителей форсунок

Позиция КМ	Цикл работы	Дымность ОГ, %	Снижение дымности ОГ при переходе на газодизельный цикл, %
1	Дизельный	11,2	19,6
	Газодизельный	9,0	
2	Дизельный	13,8	13,0
	Газодизельный	12,0	
3	Дизельный	13,5	5,9
	Газодизельный	12,7	
4	Дизельный	13,6	10,3
	Газодизельный	12,2	

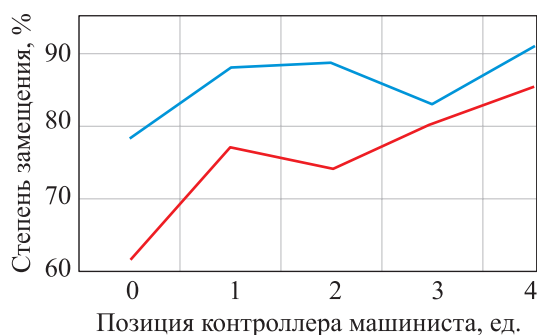


Рис. 21. Степень замещения ДТ природным газом на режимах тепловозной характеристики двигателя Д50: — распылитель 3×0,35 мм; — штатный распылитель

Как следует из приведенных данных, на режимах, соответствующих положению контроллера от 0 до 4, замена штатных распылителей (9×0,38 мм) модифицированными распылителями (3×0,35 мм) позволила на этих нефорсированных режимах работы тепловозного двигателя заметно увеличить процент замещения ДТ природным газом: на первой позиции КМ — от 60,3 до 79,7 %, на второй позиции — от 74,1 до 88,7 %, на третьей позиции — от 80,3 до 83,0 %, на четвертой позиции — от 85,4 до 91,0 %. Кроме того, на указанных режимах использование модифицированных распылителей обеспечило заметное снижение дымности ОГ на 5,9–19,6 % (табл. 7). Но при этом наблюдался затрудненный пуск двигателя, повышенная дымность ОГ и нестабильность работы двигателя во время пуска. Представленные результаты экспериментальных исследований будут использованы при переводе тепловоза ТЭМ18ДМ на сжиженный ПГ.

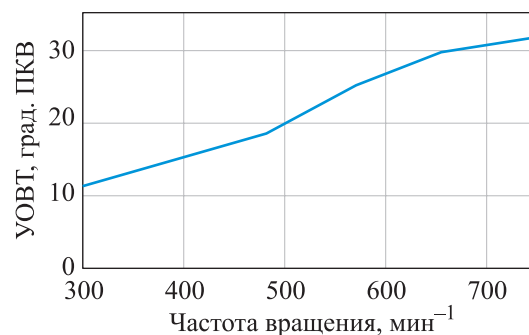


Рис. 22. Зависимость угла опережения впрыскивания дизельного топлива (УОВТ) от частоты вращения вала двигателя Д50 с модифицированными распылителями на режимах тепловозной характеристики

Как отмечено выше, для конвертации на газодизельный цикл дизельного двигателя GE 7FDL12 EFI тепловоза 2ТЭ10МПГЕ разработана модифицированная система электронного управления подачей ПГ и ДТ типа СУДМ.04.

Экспериментальные исследования системы электронного управления топливоподачей типа СУДМ.04 для газодизельного двигателя типа GE 7FDL12EFI

По заказу ОАО «Акционерная компания «Железные дороги Якутии» (ОАО «АК «ЖДЯ») проведены работы по конвертированию двигателя GE 7FDL12 компании General Electric (США) модернизированного тепловоза 2ТЭ10 на работу на ПГ. Эта фирма производит 16- и 12-цилиндровые модификации дизельных двигателей типа 7FDL16EFI (16ЧН 22,9/26,7) и 7FDL12EFI (12ЧН 22,9/26,7). При этом на исследуемый 12-цилиндровый двигатель была установлена систе-

ма электронного управления топливоподачей типа СУДМ.04 с электроуправляемыми газовыми клапанами и электроуправляемым ТНВД компании R. Bosch (ФРГ). Несколько таких тепловозов эксплуатируются на линиях ОАО «АК «ЖДЯ» в РФ.

В 2024 г. на территории АО «ВНИКТИ» специалистами ООО «ППП Дизельавтоматика» были проведены испытания тепловоза 2ТЭ10МПГЕ, работающего в режиме газодизельного цикла. Тепловоз был подключен к рестоатной установке и к топливному расходомеру для определения расхода ДТ и процента замещения его ПГ при работе на газодизельном цикле на режимах тепловозной характеристики. Общий вид тепловоза 2ТЭ10МПГЕ представлен на рис. 23, на рис. 24 и 25 показано размещение электроуправляемых газовых клапанов системы СУДМ.04 и ее электронного блока на этом тепловозе.

Объектом исследования был V-образный 12-цилиндровый дизельный двигатель с турбо-

наддувом с охлаждением наддувочного воздуха типа GE 7FDL12EFI (12 ЧН 22,8/26,6), параметры которого приведены ниже.

Параметры дизельного двигателя типа GE 7FDL12EFI в составе тепловоза 2ТЭ10МПГЕ

Диаметр цилиндра D / ход поршня S , мм	228,6/266,7
Число цилиндров двигателя	12
Порядок работы цилиндров	1R–1L–5R–5L–3R–3L–6R–6L–2R–2L–4R–4L
Рабочий объем цилиндров iV_h , л (дм ³)	131,6
Степень сжатия ϵ	15,7
Номинальная частота вращения вала двигателя n , мин ⁻¹	1050
Номинальная мощность двигателя N_e , кВт	2163

При проведении экспериментальных исследований двигатель работал на режимах тепловозной характеристики, представленной на рис. 26. Результаты экспериментальных исследований двигателя сведены в табл. 8 и показаны на рис. 27–29.



Рис. 23. Общий вид тепловоза 2ТЭ10МПГЕ



Рис. 24. Размещение электроуправляемых газовых клапанов системы СУДМ.04 на двигателе GE 7FDL12EFI тепловоза 2ТЭ10МПГЕ



Рис. 25. Размещение электронного блока управления системы СУДМ.04 на тепловозе 2ТЭ10МПGE

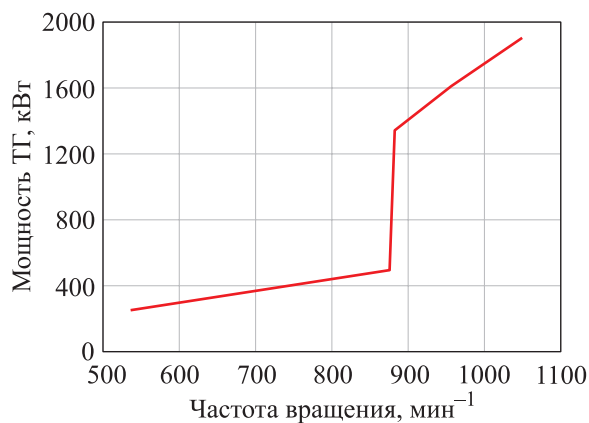


Рис. 26. Тепловозная характеристика двигателя GE 7FDL12EFI (ТГ — тепловозный генератор)

Таблица 8. Удельный эффективный расход дизельного топлива в дизельном цикле (ДЦ) и в газодизельном цикле (ГДЦ)

Цикл работы	Удельный эффективный расход дизельного топлива g_e , г/(кВт · ч), на режимах тепловозной характеристики при различных положениях контроллера машиниста						
	2	3	4	5	6	7	8
ДЦ	269,4	303,6	274,0	258,7	247,5	237,2	238,6
ГДЦ	86,6	107,7	113,8	134,1	155,2	152,1	151,8

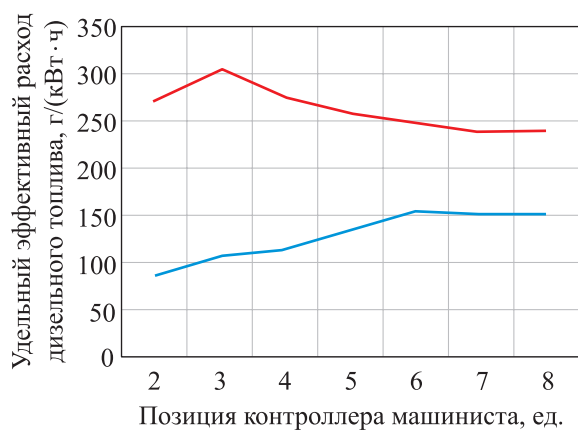


Рис. 27. Удельный эффективный расход ДТ при работе двигателя GE 7FDL12EFI в дизельном (—) и газодизельном (—) циклах на различных позициях контроллера

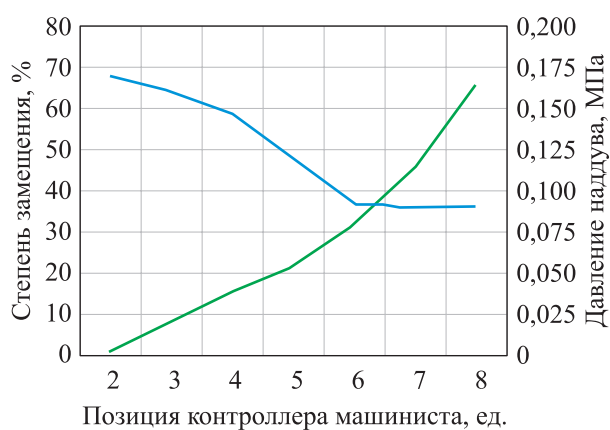


Рис. 28. Зависимость степени замещения ДТ природным газом (—) и давления наддува (—) от позиции контроллера машиниста в двигателе GE 7FDL12EFI

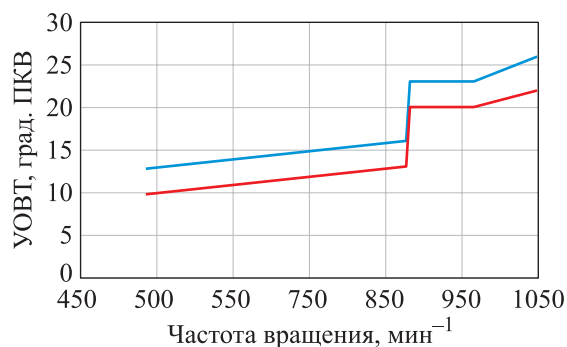


Рис. 29. Угол опережения впрыскивания дизельного топлива от частоты вращения вала двигателя GE 7FDL12EFI на режимах тепловозной характеристики в дизельном (—) и газодизельном (—) циклах

Приведенные данные показывают, что при переводе исследуемого двигателя с дизельного на газодизельный цикл получены следующие результаты по замещению дизельного топлива: на 2–7 позиции КМ под нагрузкой — от 67 до 35 %; на 8-й позиции КМ под нагрузкой 1912 кВт — 36 %. На рис. 30 представлены зависимости коэффициентов П-составляющей и И-составляющей ПИ-закона регулирования частоты вращения вала двигателя GE 7FDL12EFI в дизельном и газодизельном циклах его работы, реализуемые в системе СУДМ.04. Такие значения указанных коэффициентов позволили обеспечить наибольшую точность регулирования частоты вращения вала исследуемого двигателя.

Полученные результаты используются при создании систем для перспективного газодизельного двигателя 16ГДГ, который разрабатывает АО «Коломенский завод». На этом двигате-

ле планируется установка электронной системы управления типа СУДМ.05. При создании систем СУДМ.03 и СУДМ.04 использовались уже выпускаемые ООО «ППП Дизельавтоматика» системы подачи ПГ и ДТ, а также регулятор частоты вращения, которые объединены в общую САУ топливоподачи. При создании системы СУДМ.05 была разработана объединенная система управления с подсистемами регулирования частоты вращения, управления подачей ПГ и ДТ, управления пуском, диагностики и аварийной защиты с уточненными алгоритмами управления и регулирования.

В целом результаты проведенных исследований подтвердили целесообразность перевода тепловозного двигателя с дизельного на газодизельный цикл. Такой перевод позволяет заместить значительную часть нефтяного ДТ более экологичным ПГ и заметно уменьшить дымность ОГ. Кроме того, необходимо отметить уменьшение выбросов сажи с ОГ при использовании в качестве топлива ПГ, его пониженную цену по сравнению с нефтяными моторными топливами, пониженные расход моторного масла и износ деталей двигателя при использовании природного газа.

Заключение

Результаты проведенных исследований могут быть сведены к следующим основным выводам.

1. Наиболее эффективное использование природного газа в двигателях внутреннего сгорания обеспечивается в газодизельном цикле, в котором газ подается в камеру сгорания через впускную систему двигателя, а его воспламенение осуществляется от теплоты сгора-

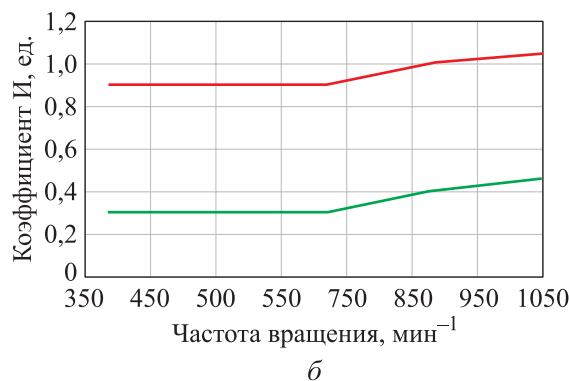
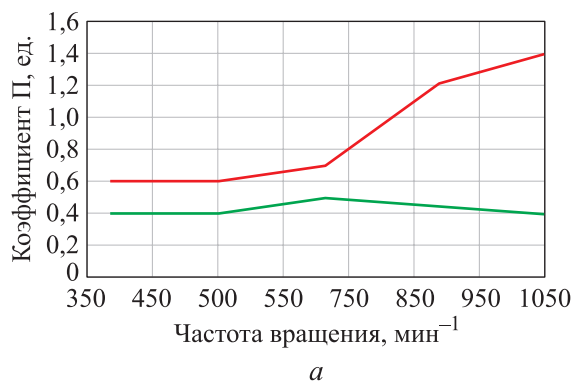


Рис. 30. Коэффициенты П-составляющей (а) и И-составляющей (б) ПИ-закона регулирования частоты вращения вала двигателя в дизельном (—) и газодизельном (—) циклах

ния запальной дозы дизельного топлива. Газодизельный цикл обеспечивает более надежное воспламенение газа, приемлемые значения показателей жесткости сгорания топлива, топливно-экономические показатели на уровне показателей, характерных для обычного дизельного цикла.

2. Для тепловозных газодизельных двигателей разработаны системы электронного управления топливоподачей типа СУДМ.03, СУДМ.04, СУДМ.05. В этих системах подача газа осуществляется электроуправляемыми клапанами, установленными возле впускных клапанов каждого цилиндра. Подача запального дизельного топлива осуществляется с использованием электроуправляемых топливных насосов высокого давления с быстродействующими клапанами, установленными в линиях высокого давления топливных насосов.

3. Проведены экспериментальные исследования системы типа СУДМ.03 в составе газодизельного двигателя типа Д50. Испытания показали, что на режимах, соответствующих 1–7-й позициям контроллера машиниста, замещение дизельного топлива природным газом составило от 60,3 до 93,9 %, а на режиме, соответствующем 8-й позиции контроллера — 94,1 %. При эксплуатации двигателя на режимах маневровой работы тепловоза замещение дизельного топлива природным газом составило 89,6 %.

4. Замена штатных распылителей двигателя Д50 (число распыливающих отверстий — 9, их диаметр — 0,38 мм) модифицированными распылителями (число распыливающих отверстий — 3, их диаметр — 0,35 мм) позволила увеличить процент замещения дизельного топлива природным газом. На режиме, соответствующем первой позиции контроллера, процент такого замещения возрос с 60,3 до 79,7 % по массе, на второй позиции контроллера — с 74,1 до 88,7 %, на третьей позиции контроллера — с 80,3 до 83,0 %, на четвертой позиции контроллера — с 85,4 до 91,0 %.

5. Проведены экспериментальные исследования системы типа СУДМ.04 в составе газодизельного двигателя типа GE 7FDL12EFI. Испытания показали, что на режимах, соответствующих 2–7-й позициям контроллера, замещение дизельного топлива природным газом составило от 67 до 35 %, а на 8-й позиции контроллера — 36 %.

6. Результаты испытаний систем типа СУДМ.03 и СУДМ.04 использованы при разработке системы электронной системы управления топливоподачей типа СУДМ.05 для перспективного газодизельного двигателя 16ГДГ. Эта система включает подсистему регулирования частоты вращения, подсистему управления подачей природного газа и дизельного топлива, подсистему управления пуском, подсистему диагностики и аварийной защиты двигателя.

Литература

- [1] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E. et al. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & Gas Science and Technology — Revue d' IFP Energies Nouvelles*, 2020, vol. 75, pp. 1–14.
- [2] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [3] Грачев В.В., Фурман В.В., Хамидов О.Р., Кулманов Б.Т. Повышение эксплуатационной топливной экономичности маневрового тепловоза оптимизацией регулировочных параметров дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 2, с. 18–29.
- [4] Грачев В.В., Фурман В.В., Хамидов О.Р., Кулманов Б.Т. Экспериментальная проверка эффективности применения компромиссных регулировочных параметров дизельного двигателя маневрового тепловоза. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 3–13.
- [5] Рыжов В.А. *Совершенствование характеристик форсированных среднеоборотных двигателей двойного назначения средствами топливоподачи и воздухообеспечения*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2018, 325 с.
- [6] Рыжов В.А., Ионин В.Е. Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2025, № 1, с. 3–13.
- [7] Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. *Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов*. Луганск, Изд-во Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, 2006, 280 с.

- [8] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [9] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, НИЦ Инженер, Оникс-М, 2012, 791 с.
- [10] Фофанов Г.А., Григорович Д.Н., Нестрахов А.С. *Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта*. Москва, ИНТЕКСТ, 2008, 144 с.
- [11] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 1. Газомоторное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 4, с. 68–77.
- [12] Гайворонский А.И., Гордин В.М., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [13] Галышев Ю.В., Зайцев А.Б., Шабанов А.Ю., Сидоров А.А. *Рабочие процессы и токсичность отработавших газов судовых дизельных и газопоршневых двигателей*. Санкт-Петербург, Политехнический ун-т, 2018, 160 с.
- [14] Кавтарадзе Р.З. *Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 238 с.
- [15] Шатров М.Г., Хачиян А.С., Голубков Л.Н., Дунин А.Ю. *Совершенствование рабочих процессов автотракторных двигателей и их топливных систем, работающих на альтернативных топливах*. Москва, МАДИ, 2012, 220 с.
- [16] Шатров М.Г., Хачиян А.С., Синявский В.В., Шишлов И.Г. Анализ способов конвертации автомобильных дизелей на питание природным газом. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2013, № 4, с. 29–33.
- [17] Патрахальцев Н.Н. *Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив*. Москва, РУДН, 2008, 267 с.
- [18] Загорских Б.П., Коцарь Ю.А., Бабенич Е.Б. Совершенствование подачи газа для работы двигателя по газодизельному циклу. *Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо*, 2012, № 5, с. 3–6.
- [19] Кулешов А.С., Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Расчетное исследование влияния запальной дозы дизельного топлива на рабочий процесс газодизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 12, с. 87–106. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-12-87-106>
- [20] Ghazi A.K. *Dual-fuel diesel engines*. Boca Raton, CRC Press, 2015, 315 p. <https://doi.org/10.1201/b18163>
- [21] Königsson F., Stalhammar P., Angstrom H. Controlling the injector tip temperature in a diesel dual fuel engine. *SAE Technical Paper Series*, 2012, no. 2012-01-0826, pp. 1–13. <https://doi.org/10.4271/2012-01-0826>
- [22] Yousefi A., Guo H., Birouk M. An experimental and numerical study on diesel ignition split of a natural gas/diesel dual-fuel engine at a low engine load. *Fuel*, 2017, vol. 212, pp. 332–346. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.053>
- [23] Гайворонский А.И., Савченков Д.А. Обоснование выбора формы камеры сгорания газового двигателя транспортного назначения с учетом вихревого отношения дизельного прототипа. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2008, № 1, с. 25–37.
- [24] Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Голосов А.С., Шибанов А.В. Влияние формы полуразделенной камеры сгорания на образование оксидов азота в газовом двигателе. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2016, № 5, с. 31–39.
- [25] Кудрявцев А., Ломашов В. БелАЗы XXI века с газодизелями семейства ДМ. *Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо*, 2010, № 3, с. 3–6.
- [26] Максимов И.В., Синявский В.В., Шатров М.Г. Влияние размеров форсунки и формы камеры сгорания на показатели газодизеля. *Двигателестроение*, 2025, № 2, с. 51–60.
- [27] Малышкин П.Ю., Карташевич А.Н. Оценка экологической и экономической эффективности применения газового топлива для питания дизелей. *Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии*, 2023, № 2, с. 185–189.
- [28] Андрусенко С.Е., Фролов М.В., Фофанов А.В. Адаптивная система управления рабочим процессом газопоршневого двигателя внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2021, № 4, с. 22–27.
- [29] Калининченко В.В., Буров С.В., Кондаков К.В. Создание газового двигатель-генератора 9ГМГ для маневрового газотепловоза. *Двигателестроение*, 2021, № 4, с. 3–7.

- [30] Капустин А.А. Система питания и управления газодизелем, работающим на природном газе. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2008, № 4, с. 46–49.
- [31] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Петров Е.П. Вопросы управления газовыми двигателями. *Двигателестроение*, 2024, № 1, с. 43–52.
- [32] Марков В.А. Системы автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок и направления их совершенствования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 1, с. 142–168.
- [33] Фурман В.В. Улучшение эксплуатационно-технических характеристик дизель-генераторов тепловозов путем создания и совершенствования систем электронного управления. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, 321 с.
- [34] Плахов С.В. Улучшение эксплуатационно-технических показателей дизелей путем совершенствования систем управления топливоподачей и регулирования частоты вращения. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021, 120 с.
- [35] Фурман В.В., Марков В.А., Плахов С.В. Система электронного управления топливоподачей газодизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 1, с. 52–62. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-1-52-62>
- [36] Марков В.А., Фурман В.В., Иванов В.А., Черезов И.А. Системы электронного управления топливоподачей газовых и газодизельных двигателей. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2012, № 4, с. 14–18.
- [37] Фурман В.В., Плахов С.В., Марков В.А., Коссова Л.Е. Системы электронного управления топливоподачей для газовых и газодизельных двигателей. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2018, т. 17, № 1, с. 20–29.

References

- [1] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E. et al. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & Gas Science and Technology — Revue d' IFP Energies Nouvelles*, 2020, vol. 75, pp. 1–14.
- [2] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [3] Grachev V.V., Furman V.V., Hamidov O.R., Kulmanov B.T. Improving operational fuel efficiency of a shunting locomotive by optimizing the diesel engine adjustment parameters. *Engines Construction*, 2024, no. 2, pp. 18–29. (In Russ.).
- [4] Grachev V.V., Furman V.V., Khamidov O.R., Kulmanov B.T. Efficiency experimental testing of the compromise adjustment parameters being introduced in the diesel-locomotive shunter engine. *Engines Construction*, 2024, no. 3, pp. 3–13. (In Russ.).
- [5] Ryzhov V.A. *Sovershenstvovanie kharakteristik forsirovannykh sredneoborotnykh dvigateley dvoynogo naznacheniya sredstvami toplivopodachi i vozdukhosnabzheniya* [Improving the performance of dual-purpose, high-speed, high-power engines by means of fuel and air supply]. Diss. Dr. Sci. Moscow, 2018, 325 p. (In Russ.).
- [6] Ryzhov V.A., Ionin V.E. Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines. *Engines Construction*, 2025, no. 1, pp. 3–13. (In Russ.).
- [7] Kossov E.E., Shapran E.N., Furman V.V. *Sovershenstvovanie rezhimov raboty silovykh energeticheskikh sistem teplovozzov* [Improving operating modes of power energy systems of diesel locomotives]. Lugansk, Vostochnoukrainskiy natsional'nyy universitet im. V. Dalya Publ., 2006, 280 p. (In Russ.).
- [8] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [9] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Al'ternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative fuels for internal combustion engines]. Moscow, Inzhener, Oniko-M Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [10] Fofanov G.A., Grigorovich D.N., Nestrakhov A.S. *Al'ternativnye vidy topliva na podvizhnom sostave zheleznodorozhnogo transporta* [Alternative fuels for railway rolling stock]. Moscow, INTEKST Publ., 2008, 144 p. (In Russ.).
- [11] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector. Pt. 1. Gas engine fuel. *Alternative Fuel Transport*, 2021, no. 4, pp. 68–77. (In Russ.).

- [12] Gayvoronskiy A.I., Gordin V.M., Markov V.A. Problems and prospects of using carbon-free and low carbon motor fuels in various scenarios of transition to carbon-neutral energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [13] Galyshev Yu.V., Zaytsev A.B., Shabanov A.Yu., Sidorov A.A. *Rabochie protsessy i toksichnost' otrabotavshikh gazov sudovykh dizel'nykh i gazoporshnevnykh dvigateley* [Working processes and toxicity of exhaust gases of marine diesel and gas engines]. Sankt-Petersburg, SPbPU Publ., 2018, 160 p. (In Russ.).
- [14] Kavtaradze R.Z. *Teplofizicheskie protsessy v dizelyakh, konvertiro-vannykh na prirodnyy gaz i vodorod* [Thermophysical processes in diesel engines converted to natural gas and hydrogen]. Moscow, Bauman Press, 2011, 238 p. (In Russ.).
- [15] Shatrov M.G., Khachiyan A.S., Golubkov L.N., Dunin A.Yu. *Sovershenstvovanie rabochih processov avtotraktornykh dvigateley i ih toplivnykh sistem, rabotayushchikh na al'ternativnykh toplivakh* [Improving the work processes of automotive engines and their fuel systems powered by alternative fuels]. Moscow, MADI Publ., 2012, 220 p. (In Russ.).
- [16] Shatrov M.G., Khachiyan A.S., Sinyavsky V.V., Shilov I.G. Analysis of methods for converting automobile diesel engines to natural gas power. *Alternative Fuel Transport*, 2013, no. 4, pp. 29–33. (In Russ.).
- [17] Patrakhal'tsev N.N. *Povyshenie ekonomicheskikh i ekologicheskikh kachestv dvigateley vnutrennego sgoraniya na osnove primeneniya al'ternativnykh topliv* [Improving the economic and environmental qualities of internal combustion engines based on the use of alternative fuels]. Moscow, RUDN Publ., 2008, 267 p. (In Russ.).
- [18] Zagorskiykh B.P., Kocar Y.A., Babenych E.B. Improving the gas supply for the gas-diesel engine cycle. *Autogas filling complex+alternative fuel*, 2012, no 5, pp. 3–6. (In Russ.).
- [19] Kuleshov A.S., Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Computational study of the diesel fuel ignition dose effecting the gas-diesel engine operation process. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 12, pp. 87–106. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-12-87-106>
- [20] Ghazi A.K. *Dual-fuel diesel engines*. Boca Raton, CRC Press, 2015, 315 p. <https://doi.org/10.1201/b18163>
- [21] Königsson F., Stalhammar P., Angstrom H. Controlling the injector tip temperature in a diesel dual fuel engine. *SAE Technical Paper Series*, 2012, no. 2012-01-0826, pp. 1–13. <https://doi.org/10.4271/2012-01-0826>
- [22] Yousefi A., Guo H., Birouk M. An experimental and numerical study on diesel ignition split of a natural gas/diesel dual-fuel engine at a low engine load. *Fuel*, 2017, vol. 212, pp. 332–346. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.053>
- [23] Gayvoronskiy A.I., Savchenkov D.A. Justification for choosing the shape of the combustion chamber of a gas engine for transport purposes, taking into account the vortex ratio of a diesel prototype. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2008, no 1, pp. 25–37. (In Russ.).
- [24] Kavtaradze R.Z., Onischenko D.O., Golosov A.S., Shibanov A.V. The influence of the shape of a semi-divided combustion chamber on the formation of nitrogen oxides in a gas engine. *Alternative Fuel Transport*, 2016, no 5, pp. 31–39. (In Russ.).
- [25] Kudryavcev A., Lomashov V. Belaz cars of the XXI century with gas diesels of the DM family. *Autogas filling complex+alternative fuel*, 2010, no. 3, pp. 3–6. (In Russ.).
- [26] Maximov I.V., Sinyavskiy V.V., Shatrov M.G. Injector size and combustion chamber shape influence on the gas-diesel engine performance. *Engines Construction*, 2025, no. 2, pp. 51–60. (In Russ.).
- [27] Malyshkin P.U., Kartashevich A.N. Assessment of the environmental and economic efficiency of using gas fuel to power diesel engines. *Vestnik Belorusskoy gosudarstvenoy selskhozyaistvennoy akademii*, 2023, no. 2, pp. 185–189.
- [28] Andrusenko S.E., Frolov M.V., Fofanov A.V. Adaptive control system for operation of gas reciprocating engine. *Engines Construction*, 2021, no. 4, pp. 22–27. (In Russ.).
- [29] Kalinichenko V.V., Burov S.V., Kondakov K.V. Engine-generator type 9GMG for shunting locomotives. *Engines Construction*, 2021, no. 4, pp. 3–7. (In Russ.).
- [30] Kapustin A.A. Power supply and control system for natural gas diesel. *Alternative Fuel Transport*, 2008, no. 4, pp. 46–49. (In Russ.).
- [31] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Petrov E.P. On the issues of gas engine control. *Engines Construction*, 2024, no. 1, pp. 43–52. (In Russ.).
- [32] Markov V.A. Automatic control and regulation systems of the thermal power plants and approaches to their improvement. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering*, 2025, no. 1, pp. 142–168. (In Russ.).
- [33] Furman V.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh kharakteristik dizel'-generatorov teplovozov putem sozdaniya i sovershenstvovaniya sistem ektronnogo upravleniya* [Improving the operational and

- technical characteristics of diesel generators of diesel locomotives by creating and improving electronic control systems]. Dr. Sci. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2017, 321 p. (In Russ.).
- [34] Plakhov S.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh pokazateley dizeley putem sovershenstvovaniya system upravleniya toplivopodachey i regulirovaniyachastoty vrashcheniya* [Improving the operational and technical performance of diesel engines by improving fuel supply control systems and speed control]. Ph. D. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2021, 120 p. (In Russ.).
- [35] Furman V.V., Markov V.A., Plakhov S.V. Electronic Fuel Control System of a Gas-Diesel Engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 1, pp. 52–62. (In Russ.).
[https://doi: 10.18698/0536-1044-2023-1-52-62](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-1-52-62)
- [36] Markov V.A., Furman V.V., Ivanov V.A., Cherezov I.A. Electronic fuel supply control systems for gas and diesel engines. *Alternative Fuel Transport*, 2012, no. 4, pp. 14–18. (In Russ.).
- [37] Furman V.V., Plakhov S.V., Markov V.A., Kossova L.E. Electronic fuel supply control systems for gas and diesel engines. *Autogas filling complex+alternative fuel*, 2018, vol. 17, no. 1, pp. 20–29. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 27.08.2025

Сведения об авторе

Плахов Сергей Валентинович — кандидат технических наук, первый зам. генерального директора — зам. генерального директора по проектным работам, ООО «ППП Дизельавтоматика», Саратов, Российская Федерация. E-mail: plahov@dizavt.ru

Information about the author

Plakhov Sergey Valentinovich — Ph. D. (Eng.), First Deputy General Director — Deputy General Director for Design Work, LLC “SPP Dieselvatomatika”, Saratov, Russian Federation. E-mail: plahov@dizavt.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Плахов С.В. Разработка и исследование систем электронного управления топливopодачей тепловозных газодизельных двигателей. *Двигателестроение*, 2025, № 3 (301), с. 34–56.

Citation:

Plakhov S.V. Design, development and study of the electronic control systems for the diesel-gas locomotive engine fuel supply. *Engines Construction*, 2025, no. 3 (301), pp. 34–56. (In Russ.).

ТОПЛИВО И СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ПРИСАДКИ

УДК 621.43

Предельно малая вязкость моторного масла и расчет ее значений для быстроходных поршневых двигателей

С.В. Путинцев¹, С.А. Аникин², С.П. Деменкова¹, М.Г. Манташян¹¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация² ВА ВКО им. Г.К. Жукова, Тверь, Российская Федерация

Engine oil extremely low viscosity and its values computation for the high-speed piston engines

S.V. Putintsev¹, S.A. Anikin², S.P. Demenkova¹, M.G. Mantashyan¹¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation² Military Academy of Space Defense n.a. G.K. Zhukov, Tver, Russian Federation

Выполнен краткий анализ мировой тенденции к переходу на использование в современных быстроходных поршневых двигателях сверхмаловязких моторных масел. Отмечен дефицит как научного обоснования, так и методического сопровождения этого перехода. Даны обоснование, формулировка и аналитико-расчетное доказательство гипотезы о существовании предельно малой вязкости смазочных материалов для быстроходных поршневых двигателей. Описана сущность двух новых подходов к разработке метода расчетной оценки предельно малой вязкости моторного масла для обеспечения энергосбережения поршневого двигателя. Выполнены и проанализированы результаты расчета предельно малой высокотемпературной кинематической вязкости моторных масел с использованием входных данных трех известных отечественных моделей быстроходных дизелей. Диапазон полученных значений результатов расчета составил 2,0...6,6 сСт, что позволяет отнести рекомендуемые для этих двигателей смазочные материалы к вязкостному классу SAE 0W-8 обновленного стандарта J300. На примере одного из этих дизелей сделан прогноз повышения удельной топливной экономичности на 2,5 % при переходе со смазывания рекомендованным производителем дизеля средневязким маслом (SAE 5W-30) на сверхмаловязкое (SAE 0W-8) моторное масло.

Ключевые слова: моторное масло, вязкость, предельно малая вязкость, энергосбережение, быстроходный дизель, трение, износ

A brief analysis of the global trends in transition of the modern high-speed reciprocating engines to lubrication with the ultra-low-viscosity engine oils is given. There is a shortage of both scientific justification and methodological support for this transition. As part of solving this problem, substantiation, formulation and analytical and computational proof of the hypothesis of the extremely low viscosity lubricants existence for the high-speed piston engines are presented. The essence of two new approaches to development of a method for computing the engine oil extremely low viscosity to ensure energy saving in a piston engine is described. Results of computing the extremely low high-temperature kinematic viscosity of motor oils using the input data of three well-known domestic models of the high-speed diesels were performed and analyzed. The obtained computation results were ranging from 2.0 to 6.6 cSt, which made it possible to classify the lubricants recommended for these engines as viscous SAE 0W-8 of the updated J300 standard. Using the example of one of these diesels, a forecast was made for an increase in the specific fuel efficiency by 2.5 % when switching from the medium-viscosity (SAE 5W-30) to the ultra-low-viscosity (SAE 0W-8) engine oil recommended by the diesel manufacturer.

Keywords: engine oil, viscosity, extremely low viscosity, energy conserving, high-speed diesel, friction, wear

Введение

Тематический анализ публикационной активности однозначно показывает рост интереса к проблеме применения мало- и сверхмаловязких моторных масел в системах смазки автомобильных, мотоциклетных и универсальных силовых установок. Так, по данным базы Google Scholar, за последние десять лет (с 2015 по 2025 г.) количество научных исследований в этой области удвоилось (с 4500 до 9670).

В преамбуле ключевых исследований по данной теме [1–11] в последнее десятилетие прослеживается неизбежность сохранения тенденции к снижению исходной — паспортной, высокотемпературной (при 100 °C) кинематической вязкости моторных масел. Это объясняется стремлением производителей автомобилей, поршневых двигателей к ним и смазочных материалов выпускать продукцию, которая соответствовала бы постоянно ужесточающимся требованиям к энерго- и ресурсосбережению, а также аналогичным образом изменяющимся экологическим нормам. В сегменте производства бензиновых поршневых двигателей, оснащенных системой прямого впрыска топлива (GDI — Gasoline Direct Injection) и системой турбонаддува, стремление к всемерному снижению вязкости моторных масел дополнительно обусловлено необходимостью противодействовать эффекту LSPI (Low Speed Pre-Ignition — преждевременное зажигание на малой скорости), возникновению которого, кроме ряда основных причин, дополнительно способствует наличие толстой пленки масла на стенках цилиндра [12].

В соответствии с отмеченной выше тенденцией к снижению вязкости моторных масел, в мае 2024 г. стандарт J300 был дополнен новыми вязкостными классами SAE 0W-12 и SAE 0W-8, а в октябре этого же года в Японии было объявлено о принятии нового стандарта JASO GLV-2 [12], придающего законную основу использованию указанных выше сверхмаловязких моторных масел. Эти кардинальные изменения стандартов могут повлиять на ускорение темпов перехода ведущих производителей поршневых двигателей на применение сверхмаловязких моторных масел.

Особо отметим, что инновационные сверхмаловязкие моторные масла разрабатываются адресно и предназначены для двигателей нового типа, характеризующихся уменьшенными зазорами и сечениями соответственно смазываемых

пар трения и масляных каналов, а также повышенной стойкостью к изнашиванию материалов и покрытий трущихся деталей, в связи с чем эти масла (в зависимости от конкретных условий) следует признать ограниченно пригодными для использования в двигателях, разработанных изначально для смазывания высоко- и средневязкими маслами [13]. Однако безопасный с точки зрения потери надежности переход поршневых двигателей старого типа на смазывание мало- и сверхмаловязкими смазочными материалами экономически рационален и вполне возможен при условии специальной конструкторско-технологической адаптации основных смазываемых деталей к индивидуально назначаемой предельно малой вязкости моторного масла [14].

Со стороны производителей смазочных материалов эксплуатационная эффективность и безопасность использования в современных поршневых двигателях сверхнизких значений кинематической и динамической высокотемпературных вязкостей моторных масел были обеспечены (и обеспечиваются в настоящее время) успехами в развитии инновационных технологий производства как базовых масел, так и пакетов функциональных присадок, которые не только придают новейшим моторным маслам выдающуюся текучесть, но и дополнительно усиливают их способности противостоять испарению и разрыву особо тонких пленок масла, характерных для формулы и условий работы этих смазочных материалов [2, 8, 13].

Вместе с тем в исследовательских работах, в основном экспериментального характера, доказательно приводятся ограничения на применение обсуждаемого класса моторных масел даже в современных двигателях. Это обусловлено отсутствием ожидаемого эффекта снижения потерь на трение и, соответственно, снижения расхода топлива или даже проявлением обратного ожидаемому эффекта, характеризующегося нежелательным увеличением износа смазываемых деталей в особых условиях эксплуатации и конструктивных особенностей двигателя [1, 9, 15, 16].

В итоге сложилась ситуация, при которой темпы развития технологий производства продукта опережают научное обоснование и условия его (этого продукта) эффективного применения. Совершенно ясно, что эта ситуация приводит к техническому противоречию, разрешение ко-

торого видится в опережающей разработке научных положений, позволяющих обоснованно прогнозировать и рекомендовать моторные масла сверхмалых вязкостей к применению в заданных условиях эксплуатации с учетом конструкционных особенностей конкретного агрегата.

В свете сказанного актуальными являются разработка и применение методов расчета предельно малой вязкости моторного масла. Определяемое этими методами значение вязкости моторного масла должно одновременно удовлетворять требованиям как энергосбережения, так и надежности работы основных смазываемых сопряжений двигателя.

На востребованность разработки методов и средств определения предельного значения вязкости моторного масла указывает целый ряд исследователей [17–22]. Ключевым в этом случае является вопрос о принципиальном существовании и количественном значении предельно малой вязкости моторного масла, используемого в системе смазки быстроходного поршневого двигателя, преимущественный режим работы, динамические и технические характеристики которого наперед известны или могут быть надежно спрогнозированы, и в эксплуатационные требования к которому входят обеспечение высоких показателей энергосбережения и надежности.

Цель данной работы состоит в обосновании, формулировке, доказательстве и проверке применимости выдвигаемой рабочей гипотезы о существовании предельно малой вязкости моторного масла.

Обоснование, формулировка и доказательство гипотезы о существовании предельно малой вязкости моторного масла

Обоснование того, что предельно малое значение вязкости (в данном случае уместнее говорить о мере внутреннего трения жидкости в поле действия внешних сил, т. е. о динамической вязкости) моторного масла существует, следует из совместного анализа поведения сил трения (коэффициента трения или потерь мощности на трение) и износа смазываемых деталей поршневых двигателей при изменении собственно вязкости либо существенным образом влияющей на нее температуры, обусловленной нагрузкой на пару трения.

Например, в результатах известных экспериментальных и теоретико-расчетных исследований по тематике гидродинамики, трибологии и химмотологии моторных масел можно найти устойчиво наблюдаемое существование минимума энергетических (показатели трения) и начала материальных (показатели износа) потерь смазываемого сопряжения именно в зоне малых значений вязкости, обусловленных высокими уровнями внешнего динамического нагружения либо внешнего подвода теплоты, либо их совокупным действием [14, 17–20 и др.].

Характерным, общим и важным в этих результатах является существование локального минимума функции трения и начала роста функции износа в окрестности малых значений аргумента — безразмерного параметра нагруженности (числа Герси), соответствующих согласно известному определению этого числа малым значениям вязкости смазочного материала — рис. 1 [19]. Автор цитируемой работы применяет на этом рисунке следующие обозначения: η — динамическая вязкость смазочного материала; ω — угловая скорость вращения вала (шатунной шейки) подшипника; p — удельная нагрузка на вал подшипника.

На существование сходной с представленной на рис. 1 ситуации, но применительно к смазываемому сопряжению «юбка поршня — цилиндр» указывает характер поведения графиков мощности потерь на трение и износа юбки поршня автомобильного дизеля 4ЧН 8,7/9,4 (3МЗ-51432 CRS) для условий номинального режима и наработки 1000 моточасов, необходимой для оценки износа (рис. 2). Согласно последнему из упомянутых рисунков, для сопряжения «юбка поршня — цилиндр» так же, как и в случае шатунного подшипника (см. рис. 1), наблюдается локализация минимальных потерь на трение в области малых значений вязкости моторного масла. Обращает на себя внимание, что в отличие от подшипника скольжения, не испытывающего резкого падения до нуля гидродинамической несущей способности в связи с отсутствием обнуления скорости движения в течение рабочего цикла поршневого двигателя, юбка поршня даже при условии постоянства и высокого уровня частоты вращения коленчатого вала подвергается изнашиванию во всем диапазоне изменения вязкости смазочного материала. При этом кривая износа юбки поршня

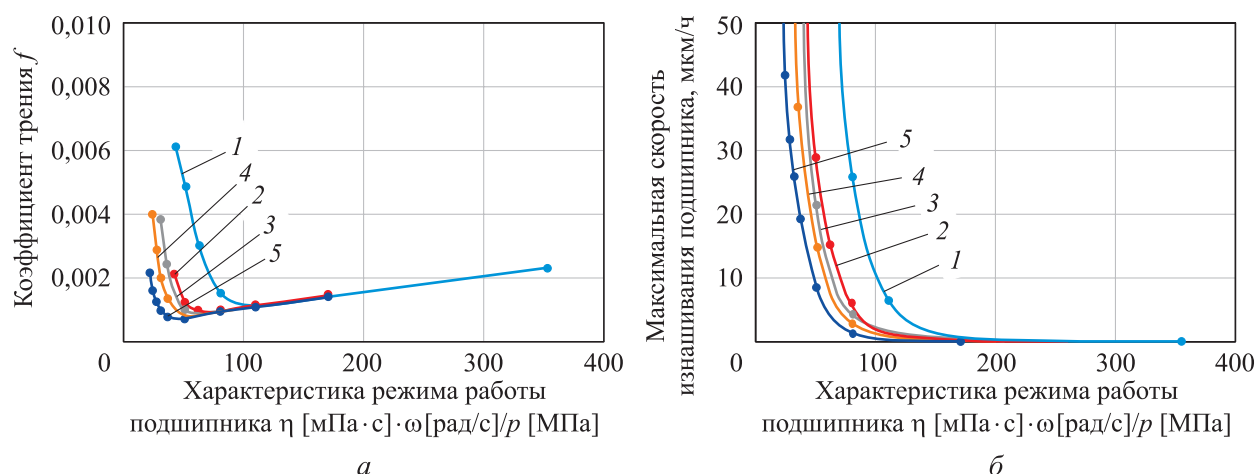


Рис. 1. Расчетные зависимости коэффициента трения (а) и скорости изнашивания (б) смазываемого подшипника скольжения дизеля 12ЧН 18,5/21,5 от числа Герси [19]:
1–5 — варианты входных условий трения и изнашивания

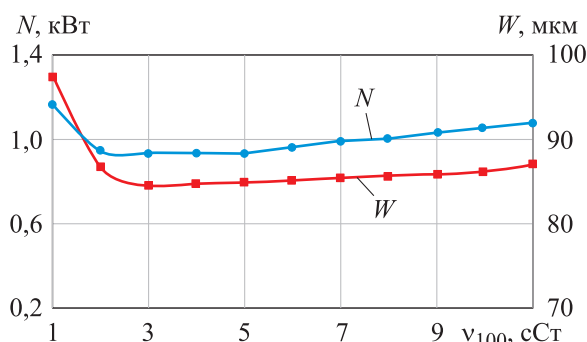


Рис. 2. Влияние высокотемпературной (при 100 °С) кинематической вязкости моторного масла ν_{100} на мощность потерь на трение N и износ W юбки поршня автомобильного дизеля 4ЧН 8,7/9,4 (результаты расчета по программе Piston-DHT [22])

претерпевает переход через минимум, расположение которого по шкале вязкости практически совпадает с расположением минимума потерь на трение.

Сопоставление характера зависимостей показателей трения и износа на рис. 1 и 2, где в первом случае (см. рис. 1) представлено наиболее динамически нагруженное сопряжение поршневого четырехтактного двигателя — шатунный подшипник, воспринимающий полностью газовую силу при положении верхней мертвой точки (ВМТ) поршня, и во втором случае (см. рис. 2) — средненагруженное сопряжение юбки поршня с цилиндром, испытывающее в максимуме (при максимальном угловом отклонении шатуна примерно на середине хода порш-

ня) лишь около трети газовой силы, которая еще и заведомо меньше, чем действующая вдоль центральной оси стержня шатуна газовая сила в ВМТ, дает основание считать, что для создания запаса эксплуатационной надежности целесообразнее при выборе значения предельно малой вязкости моторного масла ориентироваться на середину диапазона значений, определяющих локальный минимум трения и начало изнашивания применительно к наиболее нагруженному сопряжению поршневого двигателя, т. е. шатунной шейке, согласно рис. 1.

Исходя из приведенных выше фактов и результатов их осмысления можно предложить следующую формулировку гипотезы: «Для каждой смазываемой пары трения поршневого двигателя существует своя предельно малая вязкость моторного масла, соответствующая минимуму потерь энергии и материала в данной паре, при этом рациональное для двигателя в целом значение этой вязкости определяется динамически наиболее нагруженным смазываемым сопряжением двигателя».

Для обобщения результатов к доказательству существования предельно малой вязкости моторных масел целесообразно привлечь два подхода, основанные на анализе зависимости от вязкости смазочного материала силы трения: 1) в сопряжении типа «ползун — опора» с возвратно-поступательным видом движения (применительно к поршневому двигателю к этому типу сопряжений относятся сопряжение «юбка поршня — цилиндр» и/или сопряжение «порш-

невое кольцо — цилиндр»; 2) в сопряжении «радиальный подшипник скольжения» с вращательным видом движения (в этом случае с учетом вышеприведенных аргументов это будет сопряжение «шейка вала — вкладыши» шатунного подшипника коленчатого вала).

Справедливость представленной выше гипотезы может быть подтверждена доказательством того, что функция обобщенной силы трения смазываемого сопряжения переходит через минимум, лежащий в области малых (близких к нулю) значений динамической вязкости смазочного материала.

В качестве исследуемой функции выбрана известная формула Боудена — Тейбора для обобщенной силы граничного, смешанного и гидродинамического трения:

$$F = \gamma F_b + (1 - \gamma) F_h. \quad (1)$$

Здесь $F_b = fN$ — сила граничного (сухого) трения (f — коэффициент граничного трения, N — нормальная нагрузка на тело); γ — признак режима трения, принимающий дискретные значения от 0 до 1 в зависимости от идентификации соответственно гидродинамического, смешанного и граничного режима; $F_h = \frac{\mu v A}{h}$ — сила гидродинамического трения (μ — динамическая вязкость смазочного материала; v — линейная скорость движения тела; A — площадь смоченной поверхности движущегося тела; h — минимальная толщина масляного слоя или заполненного маслом зазора в сопряжении).

Допущения, принятые перед выполнением анализа, аналогичны тем, что используются в классической теории гидродинамической смазки.

1. Сопряжения «ползун — опора», в котором, как указывалось выше, под ползуном подразумевается юбка поршня либо рабочая поверхность поршневого кольца, представленные в развертке наклонной плоскостью с размерами $L \times B$ соответственно вдоль координат длины X и ширины Z . Ползун движется при условии постоянства скорости v , обусловленном равенством внешней силы тяги T и силы трения F при равенстве сил внешней нагрузки N и реакции P клиновидного масляного слоя, имеющего в пределах длины L наклонной плоскости минимальную h и максимальную H высоты (толщины) и обладающего свойством сопротивления сдви-

гу под действием внешних сил, т. е. динамической вязкостью μ . При этом под опорой подразумевается плоскость развертки внутренней поверхности цилиндра; ширина B имеет смысл размера (в направлении оси Z) проекции на развертку цилиндра юбки поршня, т. е. принимает значение диаметра юбки поршня (рис. 3).

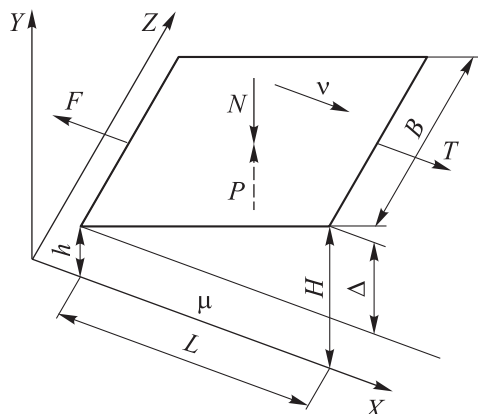


Рис. 3. Расчетная схема движения ползуна относительно опоры на слое смазочного материала

Минимальная толщина масляного слоя h находится из условия равновесия тела относительно опоры под действием нормальной нагрузки N и реакции P масляного слоя:

$$N = P. \quad (2)$$

Стоящая в правой части уравнения (2) величина P для рассматриваемого случая может быть представлена выражением вида

$$P = 6\mu v B \frac{L^2}{\Delta^2} \left[\ln(1 + \delta) - \frac{2\delta}{2 + \delta} \right], \quad (3)$$

где δ — относительный перепад высот несущего участка профиля движущегося тела, определяемый согласно рис. 3 как

$$\delta = \frac{H - h}{h} = \frac{\Delta}{h}. \quad (4)$$

Здесь $\Delta = H - h$ представляет собой абсолютный перепад высот профиля, являющийся важнейшей конструкционной константой, определяющей наряду с другими параметрами профиля ползуна его гидродинамическую несущую способность.

В дальнейшем, кроме специально оговоренного ниже случая, принимаем, что изменение описываемого формулой (4) параметра δ про-

исходит за счет одновременного изменения толщин слоя масла h и H на одно и то же значение, т. е. как плоскопараллельное смещение ползуна по нормали к опоре при постоянстве формы заполненного маслом зазора между ползуном и опорой (см. рис. 3).

Полагая из условия задачи величины ν , B , L и Δ постоянными, с учетом зависимостей (2) и (4) развернем выражение (3) относительно динамической вязкости смазочного материала μ . После очевидных преобразований отметим, что последняя из названных является величиной, функционально зависящей от переменной δ :

$$\mu(\delta) = \frac{N^2}{6\nu BL^2} \frac{1}{\ln(1+\delta) - \frac{2\delta}{2+\delta}}. \quad (5)$$

Из содержания параметра (4) следует, что выражение (5) в конечном счете представляет собой зависимость динамической вязкости смазочного материала μ от минимальной толщины h слоя этого материала, разделяющего сопрягаемые поверхности ползуна и опоры.

Анализ функции (5) показывает, что с увеличением толщины h значение вязкости μ возрастает и, наоборот, при снижении h вязкость μ падает.

Подставив правую часть уравнения (5) в числитель присутствующей в формуле (1) гидродинамической компоненты обобщенной силы трения F_h и заменив обозначение площади смоченной поверхности ползуна A произведением $L \times B$, после очевидных преобразований получим выражение для гидродинамической силы трения ползуна F_h как функции относительного перепада высот профиля ползуна δ или, как было показано выше, равнозначной зависимости этой функции в неявном виде от динамической вязкости масла μ :

$$F_h(\delta) = \frac{N\Delta}{6L} \frac{\delta}{\ln(1+\delta) - \frac{2\delta}{2+\delta}} = \frac{N\Delta}{6L} f(\delta). \quad (6)$$

Исследуем на экстремум входящую как множитель в выражение (6) безразмерную функцию

$$f(\delta) = \frac{\delta}{\ln(1+\delta) - \frac{2\delta}{2+\delta}}, \quad (7)$$

определяющую характер поведения гидродинамической силы трения $F_h(\delta)$.

Факт доказательства существования минимума функции $f(\delta)$ в области малых значений аргумента δ по определению будет доказательством существования минимума гидродинамической силы трения, а значение динамической вязкости μ , соответствующее этому минимуму, будет представлять собой нижнюю границу энергоэкономичной работы смазываемого сопряжения.

После взятия производной от функции (7) имеем:

$$f'(\delta) = \frac{\ln(1+\delta) - \frac{2\delta}{2+\delta} - \delta \left[\frac{1}{1+\delta} - \frac{2(2+\delta) - 2\delta}{(2+\delta)^2} \right]}{\left[\ln(1+\delta) - \frac{2\delta}{2+\delta} \right]^2}. \quad (8)$$

Поскольку знаменатель дроби в правой части (8) всегда положителен, для определения критической точки δ_0 , в которой производная $f'(\delta)$ принимает нулевое значение, достаточно исследовать только числитель правой части выражения (8), обозначив его в преобразованном виде функцией $\varphi(\delta)$:

$$\varphi(\delta) = \ln(1+\delta) - \frac{3\delta^3 + 6\delta^2 + 4\delta}{(1+\delta)(2+\delta)^2}. \quad (9)$$

Анализ функции (9) показывает, что $\varphi(0) = 0$, однако эта критическая точка ($\delta_0 = 0$) должна быть отброшена как не имеющая физического смысла, поскольку означает профиль поверхности ползуна, параллельный опоре, который не создает несущего гидродинамического давления.

Вычисление предела функции (9) при положительных значениях относительного перепада высот ($\delta > 0$) дает результат

$$\lim_{\delta \rightarrow \infty} \varphi(\delta) = \lim_{\gamma \rightarrow \infty} \ln(1+\delta) - \lim_{\delta \rightarrow \infty} \frac{3\delta^3 + 6\delta^2 + 4\delta}{(1+\delta)(2+\delta)^2} = \infty,$$

показывающий, что при больших положительных значениях относительного перепада высот функция $\varphi(\delta) > 0$.

Результат определения числового значения перепада высот в критической точке δ_0 применительно к функции (8) был получен с помощью метода половинного деления отрезка и составил величину $\delta_0 = 7,166$; при этом было установлено, что если $\delta < \delta_0$, функция $\varphi(\delta) < 0$; если $\delta > \delta_0$, функция $\varphi(\delta) > 0$. Значение функции в критической точке составило $f(\delta_0) = 13,360$ (рис. 4).

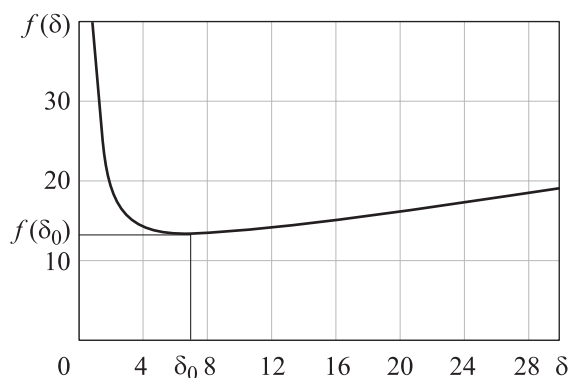


Рис. 4. Вид функции (7) и координаты расположения ее минимума для случая смазываемого ползуна при изменении относительного перепада высот δ , происходящего в результате плоскопараллельного смещения ползуна к опоре с сохранением формы зазора

Подставив полученное значение критической точки $\delta_0 = 7,166$ во второй сомножитель правой части уравнения (5), получили выражение, которое представляет собой зависимость динамической вязкости масла от критического значения относительного перепада высот и которое, таким образом, может быть использовано для расчета предельно малой динамической вязкости моторного масла применительно к рассмотренному случаю сопряжения «ползун — опора»:

$$\begin{aligned} \mu(\delta_0) &= \frac{N^2}{6vBL^2} \frac{1}{\ln(1+\delta_0) - \frac{2\delta_0}{2+\delta_0}} = \\ &= \frac{N^2}{6vBL^2} \cdot 1,865. \end{aligned} \quad (10)$$

Установление факта существования в области малых значений аргумента минимума функции (7), однозначно определяющей вид функции (6) — гидродинамической силы трения $F_h(\delta)$, — есть доказательство гипотезы применительно к расчетной схеме «ползун — опора».

2. Для доказательства гипотезы применительно к радиальному подшипнику скольжения с учетом общности гидродинамических процессов в линейном клиновидном зазоре рассмотренного выше сопряжения «ползун — опора» (см. рис. 3) и криволинейном серповидном зазоре радиального подшипника (рис. 5) радиальный подшипник был представлен разверткой на плоскости (рис. 6).

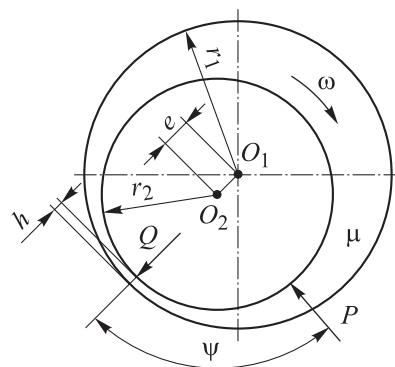


Рис. 5. Расчетная схема радиального подшипника скольжения:

O — центральная ось; 1, 2 (нижние индексы) — признаки принадлежности к опоре и валу соответственно; r — радиус; e — абсолютный эксцентриситет (линейное смещение оси вала относительно оси опоры); ψ — угол нагрузки (угол между векторами внешней нагрузки Q и гидродинамической реакции P); ω — угловая скорость вращения вала

В случае принятия этого условия, а также вытекающего из общеизвестного правила половинной кривой Зоммерфельда допущения о том, что в создании несущего гидродинамического давления в зазоре радиального подшипника неограниченной осевой протяженности принимает участие лишь определенная доля длины окружности вала, в качестве такой доли с целью упрощения процедуры получения решения и обеспечения преемственности подходов к последнему была принята половина длины окружности вала $L = \pi r_2$. При этом в роли абсолютного перепада высот в клиновидном профиле несущей части линеаризованного вала Δ по аналогии с ползуном был принят являющийся постоянной величиной радиальный зазор подшипника $\Delta = c = r_1 - r_2$ при условии соосного расположения вала относительно опоры (рис. 6, а).

Согласно расчетной схеме (рис. 6, б), при смещении вала реального радиального подшипника относительно опоры по линии действия внешней нагрузки Q на величину h линеаризованный профиль на развертке совершает угловое перемещение относительно точки, расположенной на передней кромке профиля, отстоящей от опоры на расстоянии, одновременно равном абсолютному перепаду высот профиля Δ и радиальному зазору c .

Принятая на рис. 6 расчетная схема меняет трактовку относительного перепада высот профиля δ с ранее использованной (4) на новую в соответствии с формулой

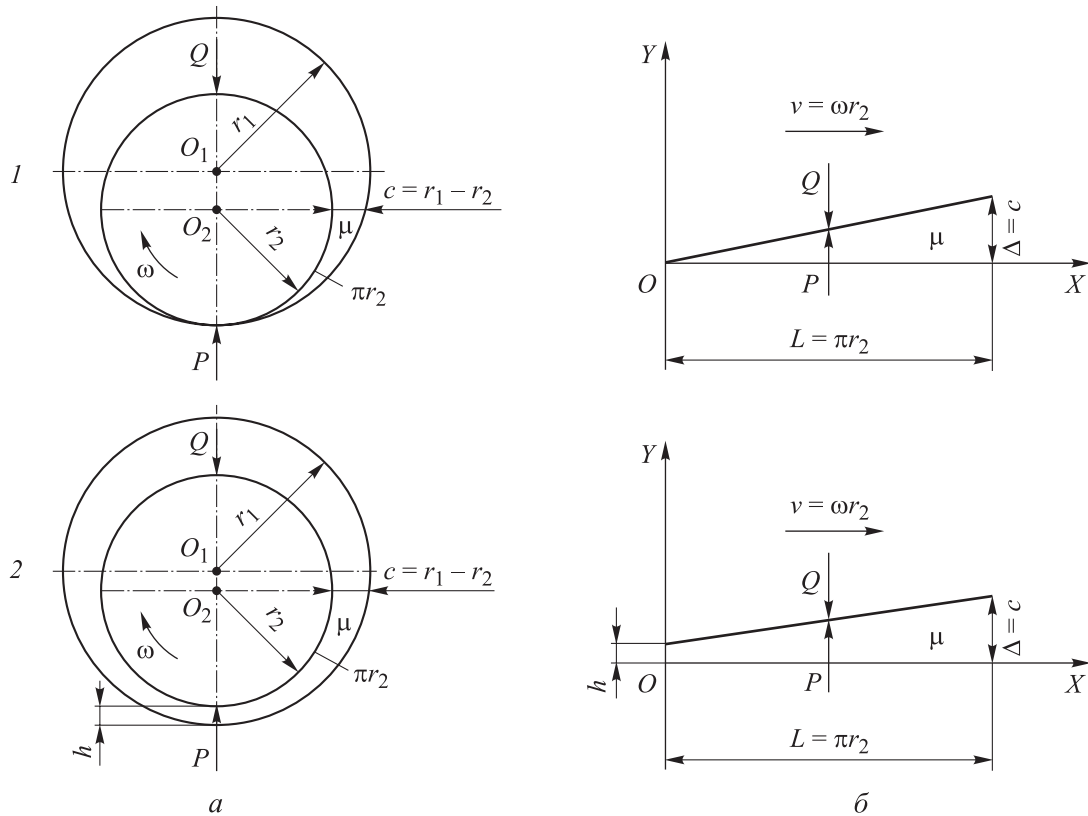


Рис. 6. Иллюстрация принятой процедуры развертки радиального подшипника скольжения (а) и сведения его расчетной схемы к линейному представлению (б) аналогично расчетной схеме на рис. 3:

1 — касание вала и опоры; 2 — равновесие вала относительно опоры на масляном слое с минимальной толщиной h

$$\delta = \frac{\Delta - h}{h}, \quad (11)$$

но при этом дает обоснованную (для условия первого приближения по точности, обусловленного существенной малостью радиального зазора c по сравнению с радиусом вала r_2) возможность при доказательстве гипотезы применительно к радиальному подшипнику использовать тот же самый подход, что описан выше при анализе зависимости силы гидродинамического трения в сопряжении «ползун — опора». Несмотря на подобие гидродинамических процессов в первом и втором из названных сопряжений, а также единство физической сущности выражений (4) и (11), незначительное отличие в форме масляного слоя в зазоре реального ползуна и ползуна — результата линеаризации радиального подшипника — имеет место и обуславливает отличие вида конечных выражений и, стало быть, результатов их применения. Ниже

для краткости приводятся только конечные выражения анализа условий гидродинамического равновесия вала и опоры, а также минимизации силы гидродинамического трения согласно подходу 2).

Функция, отражающая зависимость динамической вязкости масла μ от относительного перепада высот δ в радиальном подшипнике, получена в виде выражения

$$\mu(\delta) = \frac{Qc^2}{6\nu BL^2} \frac{\delta^2}{(1+\delta)^2 \left[\ln(1+\delta) - \frac{2\delta}{2+\delta} \right]}, \quad (12)$$

где под обозначениями ν и B здесь и далее в нижеприводимых формулах подразумеваются соответственно линейная скорость вращения и осевая ширина шейки вала подшипника.

Зависимость силы гидродинамического трения от относительного перепада высот δ представляется выражением

$$F_h(\delta) = \frac{Qc}{6L} f(\delta). \quad (13)$$

Математическое выражение функции $f(\delta)$, входящей сомножителем в правую часть (13) и также зависящей в конечном счете от минимальной толщины масляного слоя h (см. (11)), имеет вид

$$f(\delta) = \frac{\delta^2}{(1+\delta) \left[\ln(1+\delta) - \frac{2\delta}{2+\delta} \right]}. \quad (14)$$

Графическая иллюстрация поведения этой функции показана на рис. 7. Здесь явно наблюдается наличие экстремума — минимума функции $f(\delta)$, расположенного в области малых, близких к нулю значений δ .

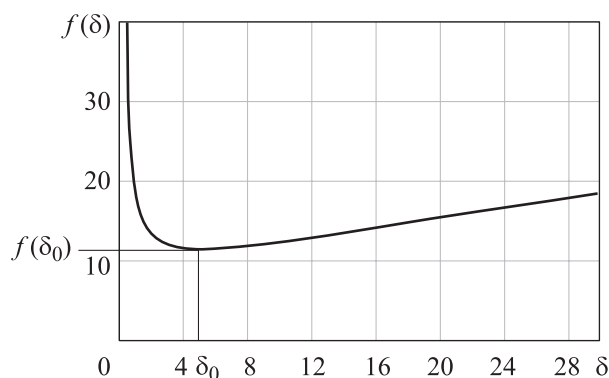


Рис. 7. Вид функции (14) и координаты расположения ее минимума для случая развертки радиального подшипника при изменении относительного перепада высот δ , происходящего в результате смещения вала к опоре без сохранения формы зазора

После взятия и приравнивания к нулю производной функции (14) было получено уравнение для нахождения значения критической точки δ_0 :

$$1 + \delta = \exp \left[\frac{\delta^2 (3\delta^2 + 8\delta + 8)}{\delta(\delta + 2)^3} \right],$$

решение которого графическим методом позволило определить числовое значение перепада высот в критической точке $\delta_0 = 5,055$, сводящее функцию (14), а значит, и силу трения (13) к минимуму, что и требовалось доказать.

После подстановки значения $\delta_0 = 5,055$ во второй сомножитель правой части равенства (12)

получили выражение для критического значения динамической вязкости смазочного материала, которое может быть использовано для расчета предельно малой динамической вязкости моторного масла применительно к рассмотренному случаю сопряжения «радиальный подшипник»:

$$\mu(\delta_0) = \frac{Qc^2}{6\nu BL^2} \cdot 1,895. \quad (15)$$

В следующем разделе статьи приведенные выше формулы (10) и (15) послужат основой для расчетного прогноза значений предельно малой вязкости моторного масла для ряда конкретных марок быстроходных поршневых двигателей, а также будут проверены на сопоставимость получаемых с их помощью результатов с ранее выполненными расчетными оценками рассматриваемого показателя моторного масла по другим формулам, отражающим аналогичный по сути, но в то же время несколько отличающийся по содержанию подход к выбору расчетной модели равновесия движущегося тела и неподвижной опоры на слое смазочного материала.

Получение и обсуждение результатов расчета предельно малой вязкости моторного масла для ряда быстроходных поршневых двигателей

Цель выполнения расчетов состояла в сопоставлении результатов прогнозной оценки предельно малой вязкости моторного масла на основе различных методических подходов применительно к условиям работы и конструкции ряда отечественных быстроходных поршневых двигателей марок 3МЗ-51432 CRS (4ЧН 8,7/9,4), ВМТЗ Д-130 (3Ч 10,5/12) и ТМЗ-450Д (1Ч 8,5/8,0), не являющихся аналогами, т. е. различающихся уровнем форсированности как по скоростному, так и по нагрузочному режимам, литровым объемом, типом охлаждения, конструкцией и назначением.

Общим признаком для этих двигателей была принадлежность к четырехтактным дизелям. Причина такого выбора состояла в том, что в опубликованных работах по теме мало- и сверхмаловязких моторных масел этому типу поршневых двигателей уделено неоправданно мало внимания, несмотря на то что по сравнению с бензиновыми двигателями смазываемые детали дизелей испытывают при прочих равных условиях большие динамические нагрузки, что

требует большего внимания к выбору реологических свойств смазочного материала.

Для расчета предельно малой вязкости моторного масла использовались представленные выше подходы 1 и 2 и соответствующие этим подходам итоговые расчетные формулы (10) и (15).

Дополнительно, в целях сопоставления с результатами оценки предельно малой вязкости по методу работы [20], для этих же дизелей были выполнены расчеты с использованием формулы, полученной в [20] при рассмотрении условий равновесия под действием максимальной внешней нагрузки $Q_{\max}$ и реакции масляного слоя P шатунной шейки вала относительно вкладышей при состоянии их (шейки вала и вкладышей) предельного сближения на малой толщине масляного слоя, допускающей существование гидродинамического режима работы этого сопряжения, и использования модели бесконечно широкого подшипника, к типу которого (по значению отношения осевой длины шейки к ее диа-

метру) относились шатунные подшипники всех трех дизелей указанных выше марок:

$$\mu_{\min} = \frac{Q_{\max} c^2}{6 \nu r^2 B} \frac{1}{G}, \quad (16)$$

где G — безразмерная функция нагрузки на подшипник, математическое выражение которой приведено в работе [20].

Расчеты были выполнены для условий номинального режима работы и серийных вариантов конструкции элементов сопряжений дизелей с использованием входных данных, представленных в табл. 1. Перевод динамической вязкости μ в кинематическую вязкость при температуре 100 °С (согласно условиям расчета) ν_{100} выполняли с учетом плотности масла при стандартной температуре и температурной поправки согласно методике работы [20]. Размещенные в табл. 1 числовые значения внешней нагрузки на сопряжения «поршень — цилиндр» и «шатунный подшипник» этих дизелей были

Таблица 1. Входные данные для расчета предельно малой вязкости моторного масла быстроходных поршневых двигателей

№ п/п	Название величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение величины для различных двигателей		
				4ЧН 8,7/9,4	3Ч 10,5/12	1Ч 8,5/8,0
1	Максимальная нагрузка на шатунную шейку	Q	Н	94 401	84 605	69460
2	Максимальная нагрузка на юбку поршня	N	Н	8640	3807	2790
3	Длина несущего участка юбки поршня	L	м	0,051	0,048	0,032
4	Длина несущего участка вала (половина длины окружности вала)	l	м	0,088	0,102	0,079
5	Абсолютный перепад высот профиля юбки поршня	Δ	м	0,000054	0,000052	0,000046
6	Угловая скорость вращения шатунной шейки вала	ω	с ⁻¹	398	209	314
7	Средняя скорость поршня (скорость v в модели «ползун — опора»)	v	м/с	12	8	8
8	Линейная скорость вращения вала	w	м/с	11,14	6,79	7,85
9	Осевая длина (ширина) шатунной шейки	B	м	0,026	0,031	0,021
10	Ширина ползуна (диаметр поршня, кольца)	D	м	0,087	0,105	0,085
11	Радиус шатунной шейки вала	r	м	0,028	0,033	0,025
12	Радиальный зазор шатунного подшипника	c	м	0,000015	0,000021	0,000013
<i>Примечание.</i> В целях упрощения и предотвращения дублирования обозначения ряда входных величин в табл. 1 изменены по сравнению с тем, что имеется в вышеприведенном тексте статьи.						

Таблица 2. Результаты оценочного расчета предельно малой вязкости моторного масла для трех быстроходных дизелей

Объект минимизации, номер (согласно тексту статьи) и вид итоговой формулы для расчета предельно малой вязкости	Тип, размерность вязкости моторного масла	Предельно малое значение вязкости моторного масла для различных двигателей		
		4ЧН 8,7/9,4	3Ч 10,5/12	1Ч 8,5/8,0
Сила трения в сопряжении «ползун — опора», (10), $\mu(\delta_0) = \frac{N^2}{6\nu DL^2} \cdot 1,865$	μ , мПа·с	2,9	1,7	2,6
	ν_{100} , сСт	3,5	2,0	3,2
Сила трения в сопряжении «радиальный подшипник», (15), $\mu(\delta_0) = \frac{Qc^2}{6wBl^2} \cdot 1,895$	μ , мПа·с	3,0	5,4	3,4
	ν_{100} , сСт	3,7	6,6	4,1
Толщина масляного слоя в зазоре «вал — опора», (16), $\mu_{\min} = \frac{Qc^2}{6wBr^2} \frac{1}{G}$	μ , мПа·с	1,8	2,3	1,8
	ν_{100} , сСт	2,2	2,8	2,2
<i>Примечание.</i> Для согласования с обозначениями входных данных в табл. 1 обозначения ряда величин в размещенных в табл. 2 формулах изменены по сравнению с их обозначением в тексте статьи с сохранением исходного физического смысла.				

получены в результате динамического и теплового расчетов, значения конструкционных показателей были назначены на основе обработки информации, почерпнутой из располагаемой конструкторской документации в руководствах по эксплуатации и ремонту указанных в этой таблице марок дизелей.

Сопоставление результатов расчета предельно малой вязкости в табл. 2 указывает на близость значений вязкости, полученных по расчетным зависимостям (10), (15) и (16), представляющим разный подход и различные по типу сопряжения. Анализ полученных результатов расчета показывает, что более высокому уровню динамической нагруженности сопряжения соответствует в целом более высокое значение предельно малой вязкости, что логично, если исходить из физической сущности процессов гидродинамического равновесия движущихся тел относительно опоры в рассмотренных сопряжениях.

Применение нескольких подходов к получению зависимости для предельно малой вязкости моторного масла дало возможность оценить диапазон рассеивания расчетных значений исследуемого параметра — высокотемпературной кинематической вязкости ν_{100} , который для различных дизелей составил: для дизеля 4ЧН 8,7/9,4 (ЗМЗ — Заволжский моторный завод) — 2,2...3,7 сСт (среднее из трех значений в табл. 2

равно 3,1 сСт); 3Ч 10,5/12 (ВМТЗ — Владимирский моторо-тракторный завод) — 2,0...6,6 сСт (среднее значение 3,8 сСт), 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ — Тульский машиностроительный завод) — 2,2...4,1 сСт (среднее значение 3,2 сСт).

Результаты расчета показывают применимость как каждого, так и совокупности представленных подходов к прогнозной оценке значения предельно малой вязкости моторного масла быстроходных четырехтактных поршневых двигателей. Числовые результаты оценок свидетельствуют о том, что все дизели — объекты расчетного анализа — обладают потенциальной возможностью перехода на применение сверхмаловязкого моторного масла. Но в первую очередь это относится к объектам, расчеты для которых показали наименьшее среднее значение предельно малой вязкости, т. е. к дизелям 4ЧН 8,7/9,4 (ЗМЗ-51432 CRS) и 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д). Исходя из полученного максимального значения высокотемпературной кинематической вязкости для этих дизелей $\nu_{100} = 4,1$ сСт и данных из последней по времени редакции стандарта J300 (май 2024 г.), при соответствующей адаптации дизелей, в частности, на основе рекомендаций исследования [14], для них может быть рекомендовано применение сверхмаловязких энергосберегающих моторных масел вязкостного класса 0W-8 с диапазоном значений $\nu_{100} = 4,0...6,1$ сСт.

Использование вместо рекомендованного в руководстве по эксплуатации дизеля ЗМЗ-51432 CRS средневязкого моторного масла SAE 5W-30 (среднее значение $\nu_{100} = 11$ сСт) сверхмаловязкого масла SAE 0W-8 (среднее значение $\nu_{100} = 5$ сСт) согласно выполненным расчетным оценкам (см. рис. 2) может привести к снижению механических потерь на трение юбки поршня с 1,12 до 0,94 кВт, т. е. на 16 %. С учетом дополнительного вклада малой вязкости моторного масла в снижение гидродинамического трения в сопряжениях подшипников коленчатого вала, а также известного соотношения между относительным изменением общих механических потерь и удельной топливной экономичности поршневых двигателей такой уровень минимизации потерь на трение только юбки поршня позволяет дать прогноз снижения удельного эффективного расхода топлива указанного дизеля не менее чем на 2,5 % (значимая разница, превосходящая погрешность измерения этого показателя согласно ГОСТ 14846–2020). Этот прогноз не противоречит официально объявленной известной инжиниринговой компанией Ricardo Energy & Environment информации об ожидаемом повышении топливной экономичности поршневых автомобильных двигателей в среднем на 9 % при переходе к началу 2030 г. на использование сверхмаловязких моторных масел вязкостного класса SAE 0W-8 [23].

Заключение

Обзор состояния вопроса о применимости в быстроходных поршневых двигателях сверхмаловязких моторных масел подтвердил не только сохранение, но и интенсификацию мировой тенденции к снижению вязкости смазочных материалов, предназначенных в качестве рабочих тел систем смазки современных быстроходных

(преимущественно автомобильных бензиновых) поршневых двигателей.

Для устранения отставания в теоретическом обосновании применения сверхмаловязких масел в выпускаемых ныне быстроходных дизелях традиционной конструкции в данном исследовании сделана попытка научного обоснования рационального, т. е. не подвергающего риску потери эксплуатационной надежности существующих быстроходных дизелей, перехода на смазывание этих двигателей новыми сверхмаловязкими маслами. В этой связи в работе сформулирована и с применением двух подходов, опирающихся на положения гидродинамической теории смазки и трибологии, доказана рабочая гипотеза о существовании предельно малой вязкости моторного масла.

Результатом доказательства этой гипотезы явились математические зависимости, позволяющие на основе данных о динамической нагруженности, режиме работы и конструкции основных смазываемых пар трения выполнять оценочный расчет значений предельно малой вязкости моторного масла для конкретного поршневого двигателя. Анализ результатов расчета этого показателя для трех выпускаемых в настоящее время моделей отечественных быстроходных дизелей, показал логичность и соответствие результатов прогнозным оценкам сверхмалой вязкости согласно обновленному стандарту J300. На примере конструкции и режима работы автомобильного дизеля ЗМЗ-51432 CRS показана возможность снижения удельного эффективного расхода топлива не менее чем на 2,5 % при переходе с рекомендованной производителем дизеля высокотемпературной кинематической вязкости масла 11 сСт на вязкость 5 сСт.

Литература

- [1] Manni M., Florio S. An experimental evaluation of the impact of ultra low viscosity engine oils on fuel economy and CO₂ emissions. *SAE Tech. Pap.*, 2013, art. no. 2013-01-2566, pp. 1–10.
- [2] Ito A., Chubachi Y., Yamamoto T. et al. A study on effects of low viscosity engine oil and MoDTC on piston friction losses in a DI diesel engine. *SAE Tech. Pap.*, 2015, art. no. 2015-01-2044, pp. 1–8.
- [3] Knauder C., Allmaier H., Sander D.E. et al. Analysis of the journal bearing friction losses in a heavy-duty diesel engine. *Lubricants*, 2015, vol. 3 (2), pp. 142–154.
- [4] Macian V., Tormos B., Ruiz S. et al. Low viscosity engine oils: study of wear effects and oil key parameters in a heavy duty engine fleet test. *Tribology International*, 2016, vol. 94, pp. 240–248.
- [5] Sagawa T., Seiichi N., Bito Y. et al. Development of low viscosity API SN 0W-16 fuel-saving engine oil considering chain wear performance. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 2017, vol. 10, no. 2, pp. 469–477.

- [6] Sander D.E., Knauder C., Allmaier H. Potentials and risks of reducing friction with future ultra-low-viscosity engine oils. *MTZ worldwide*, 2018, vol. 79, pp. 20–27.
- [7] Anderson W.B., Guinther G.H. Engine oil fuel economy: Benefits and potential debits of low viscosity engine oil. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 2019, vol. 2, iss. 1, pp. 368–375.
- [8] Yoshida S., Yamamori K., Hirano S. et al. The development of JASO GLV-1 next generation low viscosity automotive gasoline engine oils specification. *SAE Tech. Pap.*, 2020, art. no. 2020-01-1426, pp. 1–9.
- [9] Zhang Ya., Ziyuan M., Yan F. et al. The effects of ultra-low viscosity engine oil on mechanical efficiency and fuel economy. *Energies*, 2021, vol. 14 (8), pp. 1–20.
- [10] Tormos B., Jiménez A.J., Fang T. et al. Numerical assessment of tribological performance of different low viscosity engine oils in a 4-stroke CI light-duty ICE. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 2022, vol. 4, iss. 1, pp. 1524–1536.
- [11] Nagy A.L. Friction and wear of the piston ring — cylinder liner system with artificially aged ultra-low viscosity engine oils. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 2024, vol. 52 (2), pp. 190–198.
- [12] Kaneko T., Yamamori K., Suzuki H. et al. Friction reduction technology for low viscosity engine oil compatible with LSPI prevention performance. *SAE Technical Pap.*, 2016, art. no. 2016-01-2276, pp. 1–6.
- [13] Yamamori K., Hirano S., Yoshida S. et al. The development of JASO GLV-2: Next generation specification for ultra-high viscosity index gasoline engine oils. *SAE Tech. Pap.*, 2025, art. no. 2025-01-8468, pp. 1–7.
- [14] Путинцев С.В., Деменкова С.П. Обоснование, направление и эффективность адаптации поршневого двигателя к смазыванию энергосберегающим сверхмаловязким моторным маслом. *Двигателестроение*, 2024, № 4 (298), с. 39–54.
- [15] *Ultra low viscosity challenges. Helping to meet the latest fuel economy legislation without compromising durability*. URL: <https://www.infineuminsight.com/en-gb/articles/ultra-low-viscosity-challenges> (accessed July 21, 2025).
- [16] *Is thinner the winner? Low viscosity engine oil runs the gauntlet*. URL: <https://www.engine-labs.com/engine-tech/engine/low-viscosity-engine-oil-runs-the-gauntlet/> (accessed July 21, 2025).
- [17] Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Кудинов И.С. Расчетно-экспериментальная методика подбора оптимальной вязкостно-температурной характеристики смазочного масла для поршневого четырехтактного двигателя внутреннего сгорания. *Научно-технические ведомости СПб ГПУ*, 2011, vol. 1 (117), с. 95–100.
- [18] Никитин Д.Н. *Определение предотказного состояния сложнагруженных подшипников скольжения расчетно-экспериментальными методами*. Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, ЮУрГУ, 2022, 177 с.
- [19] Леванов И.Г. *Оценка ресурса сложнагруженных сопряжений турбопоршневых машин с учетом свойств смазочных материалов при моделировании изнашивания*. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск, ЮУрГУ, 2022, 49 с.
- [20] Путинцев С.В. Мало- и сверхмаловязкие моторные масла: преимущества, ограничения и метод расчетной оценки применимости. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 24–37.
- [21] Химченко А.В., Оробинский В.И., Остриков В.В. и др. Предпосылки применения цифрового двойника для определения предельного состояния моторного масла или прогнозирования его остаточного ресурса. *Наука в Центральной России*, 2024, т. 69, № 3, с. 148–160. <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2024-3-148-160>
- [22] Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Моделирование параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня двигателя внутреннего сгорания. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2007, спец. выпуск, с. 150–156.
- [23] Hill N., Parret M., Neiva R. et al. *Lubricants' contribution to fuel economy*. Final Report. Ricardo Energy & Environment, 2019, iss. no. 3, 41 p.

References

- [1] Manni M., Florio S. An experimental evaluation of the impact of ultra low viscosity engine oils on fuel economy and CO₂ emissions. *SAE Tech. Pap.*, 2013, art. no. 2013-01-2566, pp. 1–10.
- [2] Ito A., Chubachi Y., Yamamoto T. et al. A Study on effects of low viscosity engine oil and MoDTC on piston friction losses in a DI diesel engine. *SAE Tech. Pap.*, 2015, art. no. 2015-01-2044, pp. 1–8.
- [3] Knauder C., Allmaier H., Sander D.E. et al. Analysis of the journal bearing friction losses in a heavy-duty diesel engine. *Lubricants*, 2015, vol. 3 (2), pp. 142–154.
- [4] Macian V., Tormos B., Ruiz S. et al. Low viscosity engine oils: study of wear effects and oil key parameters in a heavy duty engine fleet test. *Tribology International*, 2016, vol. 94, pp. 240–248.

- [5] Sagawa T., Seiichi N., Bito Y. et al. Development of low viscosity API SN 0W-16 fuel-saving engine oil considering chain wear performance. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 2017, vol. 10, no. 2, pp. 469–477.
- [6] Sander D.E., Knauder C., Allmaier H. Potentials and risks of reducing friction with future ultra-low-viscosity engine oils. *MTZ worldwide*, 2018, vol. 79, pp. 20–27.
- [7] Anderson W.B., Guinther G.H. Engine oil fuel economy: Benefits and potential debits of low viscosity engine oil. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 2019, vol. 2, iss. 1, pp. 368–375.
- [8] Yoshida S., Yamamori K., Hirano S. et al. The development of JASO GLV-1 next generation low viscosity automotive gasoline engine oils specification. *SAE Tech. Pap.*, 2020, art. no. 2020-01-1426, pp. 1–9.
- [9] Zhang Ya., Ziyuan M., Yan F. et al. The effects of ultra-low viscosity engine oil on mechanical efficiency and fuel economy. *Energies*, 2021, vol. 14 (8), pp. 1–20.
- [10] Tormos B., Jiménez A.J., Fang T. et al. Numerical assessment of tribological performance of different low viscosity engine oils in a 4-stroke CI light-duty ICE. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 2022, vol. 4, iss. 1, pp. 1524–1536.
- [11] Nagy A.L. Friction and Wear of the piston ring — cylinder liner system with artificially aged ultra-low viscosity engine oils. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 2024, vol. 52 (2), pp. 190–198.
- [12] Kaneko T., Yamamori K., Suzuki H. et al. Friction reduction technology for low viscosity engine oil compatible with LSPI prevention performance. *SAE Technical Pap.*, 2016, art. no. 2016-01-2276, pp. 1–6.
- [13] Yamamori K., Hirano S., Yoshida S. et al. The development of JASO GLV-2: Next generation specification for ultra-high viscosity index gasoline engine oils. *SAE Tech. Pap.*, 2025, art. no. 2025-01-8468, pp. 1–7.
- [14] Putintsev S.V., Demenkova S.P. Justifying an approach to structural adaptation of a piston engine to lubricating with the energy conserving ultra-low-viscosity engine oil. *Engine Construction*, 2024, no. 4 (298), pp. 39–54. (In Russ.).
- [15] *Ultra low viscosity challenges. Helping to meet the latest fuel economy legislation without compromising durability.* Available at: <https://www.infineuminsight.com/en-gb/articles/ultra-low-viscosity-challenges> (accessed July 21, 2025).
- [16] *Is thinner the winner? Low viscosity engine oil runs the gauntlet.* Available at: <https://www.engineelabs.com/engine-tech/engine/low-viscosity-engine-oil-runs-the-gauntlet/> (accessed July 21, 2025).
- [17] Shabanov Yu., Zaitsev A.B., Kudinov I.S. Calculating and experimental methodology for selecting the optimal viscosity-temperature characteristics of lubricating oil for a piston four-stroke internal combustion engine. *Bull. SPb SIT (TU)*, 2011, vol. 1 (117), pp. 95–100. (In Russ.).
- [18] Nikitin D.N. *Opredeleniye predotkaznogo sostoyaniya slozhnonagruzhenykh podshipnikov skol'zheniya raschetno-eksperimental'nymi metodami* [Determination of the pre-failure condition of complexly loaded sliding bearings by computational and experimental methods]. Ph. D. Diss. Chelyabinsk, SUSU Publ., 2022, 177 p. (In Russ.).
- [19] Levanov I.G. *Otsenka resursa slozhnonagruzhenykh sopryazheniy turboporshnevnykh mashin s uchetom svoystv smazochnykh materialov pri modelirovanii iznashivaniya* [Estimating the resource of complex loaded turbo piston machines taking into account the properties of lubricants in wear modeling]. Abs. Dr. Sci. Diss. Chelyabinsk, SUSU Publ., 2022, 49 p. (In Russ.).
- [20] Putintsev S.V. Low- and ultra-low-viscosity engine oils: Advantages, limitation, and method of calculated applicability evaluation. *Engine Construction*, 2023, no. 1 (291), pp. 24–37. (In Russ.).
- [21] Khimchenko A.V., Orobinskiy V.I., Ostrikov V.V. et al. Prerequisites for using a digital twin to determine the limiting state of engine oil or predict its remaining life. *Science in the Central Russia*, 2024, vol. 69 (3), pp. 148–160. (In Russ.). <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2024-3-148-160>
- [22] Putintsev S.V., Anikin S.A., Ivanov O.V. Simulation of dynamics, hydrodynamics and tribology parameters of an internal combustion engine piston. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering*, 2007, spec. iss., pp. 150–156. (In Russ.).
- [23] Hill N., Parret M., Neiva R. et al. *Lubricants' contribution to fuel economy*. Final Report. Ricardo Energy & Environment, 2019, iss. no. 3, 41 p.

Материалы получены редакцией 23.07.2025

Сведения об авторах

Путинцев Сергей Викторович — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: putintsev50@yandex.ru

Аникин Сергей Алексеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы построения радиоэлектронных средств и систем», Военная академия воздушно-космической обороны им. Маршала Г.К. Жукова, Тверь, Российская Федерация. E-mail: s.a.anikin@mail.ru

Деменкова София Павловна — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: at-demenkov0@mail.ru

Манташян Майкл Гагикович — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: shava@mantashjan.ru

Information about the authors

Putintsev Sergey Viktorovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: putintsev50@yandex.ru

Anikin Sergey Alekseevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Fundamentals of Construction of Radioelectronic Means and Systems, Military Academy of Space Defense n.a. G.K. Zhukov, Tver, Russian Federation. E-mail: s.a.anikin@mail.ru

Demenkova Sofia Pavlovna — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: at-demenkov0@mail.ru

Mantashyan Mikhail Gagikovich — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: shava@mantashjan.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Путинцев С.В., Аникин С.А., Деменкова С.П., Манташян М.Г. Предельно малая вязкость моторного масла и расчет ее значений для быстроходных поршневых двигателей. *Двигателестроение*, 2025, № 3 (301), с. 57–71.

Citation:

Putintsev S.V., Anikin S.A., Demenkova S.P., Mantashyan M.G. Engine oil extremely low viscosity and its values computation for the high-speed piston engines. *Engines Construction*, 2025, no. 3 (301), pp. 57–71. (In Russ.).

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.436

Экспериментальные исследования и анализ процесса образования токсичных компонентов в дизеле, работающем на метаноле и метиловом эфире рапсового масла

В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.С. Юрлов

ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация

Experimental study and analysis of the toxic components formation in a diesel engine running on methanol and the rapeseed oil methyl ester

V.A. Likhanov, O.P. Lopatin, A.S. Yurlov

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education
“Vyatka State Agrotechnological University”, Kirov, Russian Federation

Рассмотрены вопросы, связанные с необходимостью улучшения экологической безопасности двигателей внутреннего сгорания и применения в них альтернативных топлив. Предложен способ, позволяющий надежно снизить содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизельного двигателя путем замены штатного дизельного топлива метанолом и метиловым эфиром рапсового масла. Представлены результаты экспериментальных исследований экологических показателей дизельного двигателя, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла, установлены зависимости влияния на них нагрузочных и скоростных режимов его работы и определены их числовые характеристики. На основании экспериментальных данных представлены концентрации содержания токсичных компонентов в отработавших газах дизельного двигателя, подробно рассмотрен и проанализирован процесс образования в камере сгорания суммарных углеводородов CH_x , диоксида углерода CO_2 , оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO , сажи C и рассмотрена причинно-следственная связь между образованием токсичных компонентов в цилиндре дизельного двигателя, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла, и показателями его рабочего процесса.

Ключевые слова: дизельный двигатель, метанол, метиловый эфир рапсового масла, дизельное топливо, экспериментальные исследования, токсичность, отработавшие газы, камера сгорания

Issues related to the need to improve ecological safety of the internal combustion engines and to the use of alternative fuels in them are considered. A method is proposed to reliably reduce the toxic components content in the diesel engine exhaust gases by replacing the standard diesel fuel with methanol and the rapeseed oil methyl ester. Experimental results of studying the ecological performance of a diesel engine running on methanol and the rapeseed oil methyl ether are presented; dependences of the influence of its operation load and speed modes on the indicated parameters are established; and their numerical characteristics are determined. Based on experimental data on the toxic components content in the diesel engine exhaust gases, formation process of the nitrogen oxides NO_x , total hydrocarbons CH_x , soot C , CO oxides and carbon dioxide CO_2 in the combustion chamber is considered in detail and analyzed. Their concentrations are presented; and the causal relationship between the toxic components formation in the cylinder of a diesel engine running on methanol and the rapeseed oil methyl ether is considered, as well as its working process indicators.

Keywords: diesel engine, methanol, rapeseed oil methyl ester, diesel fuel, experimental studies, toxicity, exhaust gases, combustion chamber

Введение

В современном мире машин уже не существует двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и прочих силовых агрегатов, при разработке которых перед исследователями не стояла бы задача выполнения экологических требований, соответствующих современным условиям эксплуатации. Ученые и специалисты при выполнении таких работ стараются учитывать эти требования и в предстоящие исследования закладывают актуальные и перспективные показатели по минимизации содержания токсичных веществ в отработавших газах (ОГ). Однако, к сожалению, зачастую в процессе выполнения отдельных разработок новые двигатели не в полной мере соответствуют ожидаемым от них результатам по экологическим нормам [1–3].

Для улучшения экологических показателей дизельных двигателей (ДД) должна быть поставлена задача по расширению исследований и применения большего числа методов и способов модернизации двигателей, их рабочих процессов с целью снижения токсичности ОГ и получения возможности выполнения показателей по ним в условиях действующих экологических нормативов [4–6]. Отметим, что из числа таких методов и способов улучшения токсичности ОГ ДВС необходимо выбрать наиболее полно соответствующие экологическим требованиям [7, 8]. При этом придется учитывать ряд сопутствующих факторов — например, работу при повышенных нагрузках, возможно превышающих допустимые при реализации способов, влияние на износ ДВС, его старение и приближение к выходу из допустимых установленных границ по показателям токсичности (да и экономичности, что тоже немаловажно) [9, 10].

Следующий момент, на который нужно обратить внимание, — это то, каким способом будет осуществляться снижение токсичности ОГ и модернизация ДВС для повышения его экологической безопасности.

Одним из наиболее эффективных способов, позволяющих надежно снизить содержание токсичных компонентов в ОГ ДВС на уровне рабочего процесса, является замена штатного (нефтяного) топлива альтернативным, которое соответствует необходимым для использования в ДД физическим свойствам и обеспечивающим минимальные выбросы токсичных веществ при сгорании в цилиндре двигателя [11–13]. При

этом важно, чтобы при применении определенного способа снижения токсичности ОГ ДД в ходе модернизации не были использованы какие-то сложные конструктивные изменения в двигателе. Это способствует сохранению двигателем возможности перехода на штатное моторное топливо. Поэтому вопросы модернизации ДВС для работы на альтернативных топливах с целью улучшения экологических показателей либо доведения их до определенных экологических нормативов является научной задачей, требующей определенного внимания и рассмотрения [14–16]. При разработке способов снижения токсичности и предстоящей модернизации двигателя для улучшения его экологических показателей первоочередными задачами являются изучение и соответствующее понимание процесса образования токсичных компонентов в измененном и работающем на альтернативном топливе двигателе, а также зависимость их образования от различных рабочих режимов. Таким образом, необходимо исследовать и изучать выше перечисленные вопросы, чтобы получить «достойный», в плане минимальных выбросов токсичных компонентов, при необходимости, соответствующий заданным либо требуемым экологическим стандартам, модернизированный для работы на альтернативном топливе ДВС [17–19].

Цель работы — экспериментальное исследование экологических показателей дизельного двигателя (ДД), работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла (МЭРМ), установление зависимостей влияния нагрузочных и скоростных режимов его работы на обозначенные параметры с определением их числовых характеристик.

Направление и методика исследований

Для реализации поставленной цели в научной лаборатории на базе кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов Вятского ГАТУ проведены экспериментальные исследования ДД 2Ч 10,5/12,0. В основу методики стендовых испытаний ДД были положены следующие нормативы: ГОСТ 18509–88, ГОСТ ISO 8178-4–2013, ГОСТ Р 41.49–2003, ГОСТ Р 41.24–2003, ГОСТ Р 41.96–2011, ГОСТ Р 59059–2020.

Запуск ДД осуществлялся на МЭРМ, далее включалась подача метанола (метилового спирта), который замещал МЭРМ до установ-

ленного оптимального значения (цикловая подача МЭРМ была на уровне 9,7 мг/цикл, что соответствовало часовому расходу 1,05 кг/ч). Увеличение или снижение рабочей нагрузки обеспечивалось увеличением или уменьшением (регулированием) подачи метанола. Для подачи МЭРМ был установлен дополнительный топливный насос высокого давления и вторая система топливоподачи с дополнительными форсунками, а подача метанола осуществлялась через штатную систему топливоподачи [20].

Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

Основные результаты экспериментальных исследований показателей токсичности и дымности ОГ ДД представлены для сравнения на ДТ и на метаноле и МЭРМ в виде графических зависимостей нагрузочных и скоростных рабочих режи-

мов. Зависимости содержания токсичных компонентов в ОГ ДД от изменения нагрузки показаны на рис. 1.

Анализ представленных на рис. 1 экспериментальных данных показывает, что при работе ДД на метаноле и МЭРМ практически во всем нагрузочном диапазоне (кроме максимальных нагрузок при $p_e = 0,8$ МПа) происходит значительное снижение выбросов оксидов азота по сравнению с выбросами при работе на ДТ. Так, если на ДТ на минимальной нагрузке выбросы NO_x составляют 270 ppm, то на метаноле и МЭРМ — 120 ppm, т. е. снижаются на 55,5 %. С ростом нагрузки до номинальной содержание оксидов азота в ОГ снижается по отношению к дизельному процессу на 280 ppm, или на 38,4 %.

Снижение содержания NO_x в ОГ ДД при работе на метаноле и МЭРМ объясняется более компактной стехиометрией горения и, как

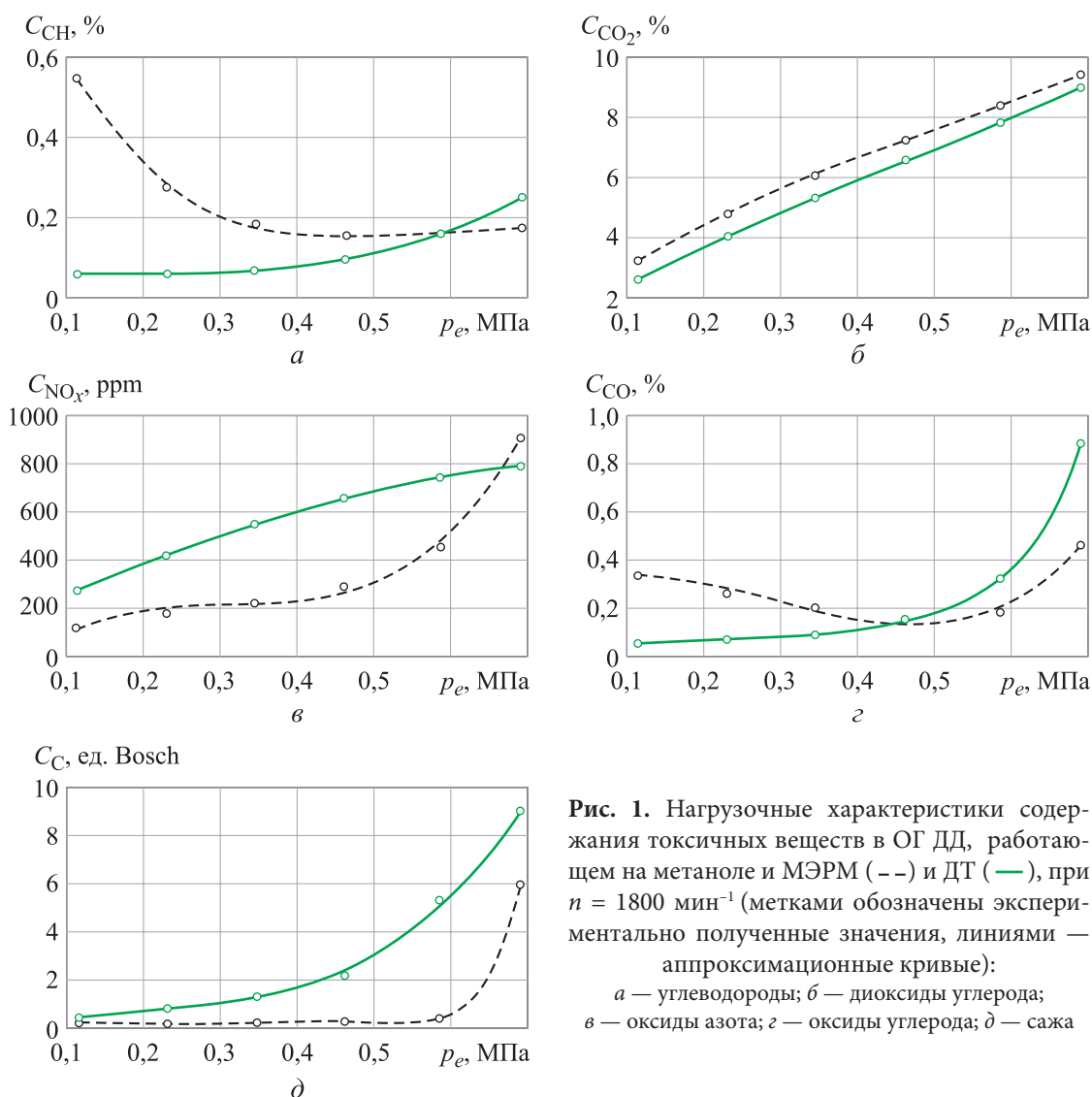


Рис. 1. Нагрузочные характеристики содержания токсичных веществ в ОГ ДД, работающем на метаноле и МЭРМ (---) и ДТ (—), при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ (метками обозначены экспериментально полученные значения, линиями — аппроксимационные кривые):

a — углеводороды; $б$ — диоксиды углерода; $в$ — оксиды азота; $г$ — оксиды углерода; $д$ — сажа

следствие, более низкой температурой цикла в области почти всего диапазона нагрузок. Более высокие нагрузки на ДД сопровождаются впрыском большего количества топлива, т. е. более богатыми топливными смесями. Это, в свою очередь, приводит к более высокой температуре в КС и, как следствие, к увеличению термического образования NO_x .

При работе ДД на метаноле и МЭРМ наблюдается значительное снижение содержания в ОГ сажи на всех нагрузочных режимах. При этом наибольший эффект от снижения выбросов сажи можно отметить в районе номинальной нагрузки ($p_e = 0,588$ МПа). Так, если на минимальной нагрузке при работе на метаноле и МЭРМ выбросы сажи снижаются на 0,2 ед. Bosch, или на 50,0 % по отношению к ДТ, то при работе на номинальном режиме выбросы сажи снижаются на 92,4 %, или в 13,3 раза.

Значительное уменьшение содержания в ОГ сажи на исследуемых нагрузочных режимах с большой степенью вероятности можно объяснить увеличением подачи метанола как оксигенированного топлива, приводящей, в свою очередь, к увеличению содержания кислорода в топливовоздушной смеси и обеспечивающей благоприятные параметры процесса сгорания, способствующие более полному выгоранию сажевых частиц.

При рассмотрении кривых содержания в ОГ суммарных углеводородов при работе на ДТ хорошо видно, что увеличение нагрузки приводит к росту содержания CH_x , в то время как при работе на метаноле и МЭРМ при увеличении нагрузки его содержание в ОГ снижается на малых нагрузках, далее следует некоторая стабилизация и незначительный рост на средних и максимальных нагрузочных режимах.

Такое изменение содержания CH_x в ОГ ДД можно объяснить тем, что неопределенные углеводороды при работе на метаноле и МЭРМ образуются в основном в зонах срыва пламени (в ядрах и хвостах струй топлива, впрыскиваемого через форсунки в КС), на топливной пленке стенок КС и в результате вторичного впрыскивания топлива, выходящего из сопел топливных форсунок с низкой скоростью, в конце сгорания. Добавление метилового спирта в КС может вызывать смешанные эффекты: с одной стороны, метанол может увеличивать содержание кислорода в топливовоздушной смеси, что приводит

к более полному ее сгоранию и, как следствие, к уменьшению выбросов CH_x , а с другой стороны, его высокая скрытая теплота испарения и последующий охлаждающий эффект в КС может привести к увеличению выбросов CH_x .

Высокое содержание CH_x в ОГ при работе на метаноле и МЭРМ на малых нагрузках можно объяснить более высокой вязкостью МЭРМ, что приводит к ухудшению его распыливания, менее эффективному смешиванию метаноловоздушной смеси и смеси, состоящей из МЭРМ и воздуха, в КС. Возможным объяснением снижения содержания CH_x в ОГ при увеличении нагрузки могут быть также более высокие значения температуры газа в цилиндре и ОГ при более высоких нагрузках ДД, что приводит к более полному сгоранию и, как следствие, к уменьшению образования несгоревших CH_x . Преобладающей точкой зрения является то, что выбросы CH_x пропорционально снижаются в результате увеличения количества метанола, подаваемого в цилиндр. При более высоких нагрузках выше номинальных более высокая температура в КС ДД и ОГ газах при наличии меньшего количества кислорода приводит к незначительному увеличению содержания CH_x .

Также заметим, что кривые для C_{CO} ведут себя аналогично кривым для C_{CH_x} . Такое поведение оксида углерода как продукта неполноты сгорания топлива можно объяснить ухудшением его сгорания при малых нагрузках вследствие переобеднения смеси при малых цикловых подачах метанола, что и приводит к снижению скорости распространения фронта пламени и неполному сгоранию метилового спирта. На выбросы СО влияет также то, что в дополнение к очень высокой вязкости исследуемого МЭРМ поверхностное натяжение и температура кипения топлива были выше желаемых значений, что способствует увеличению зарегистрированных выбросов СО. Таким образом, в результате снижения нагрузки снижается соотношение «воздух/топливо» и процесс сгорания протекает с недостатком кислорода, что и служит одной из основных причин увеличения выбросов оксида углерода.

Помимо различий в физических свойствах метанола и МЭРМ, упомянутых выше, на поведение оксида углерода влияют и химические различия, такие как длина цепи и степень ненасыщенности метиловых эфиров, которые также

могут приводить к различным значениям выбросов CO. Это можно объяснить тем, что молекулы жирных кислот с длинной цепью имеют более высокую по сравнению с дизельным топливом температуру кипения или, другими словами, более низкую волатильность. Это, в свою очередь, приводит к снижению скорости испарения и, как следствие, к неполному сгоранию и росту выбросов CO. При увеличении нагрузки повышается температура в цилиндре, что обеспечивает лучшее сгорание и уменьшение выбросов CO.

Выбросы CO_2 при изменении нагрузки практически не зависят от вида топлива и изменяются по схожей зависимости. При этом во время работы дизеля на метаноле и МЭРМ содержание CO_2 в ОГ несколько выше по сравнению с выбросами при работе на ДТ на всех нагрузочных режимах.

Это объясняется тем, что в основном выбросы CO_2 связаны с процессом полного сгорания топлива, в достижении которого (и, следовательно, в образовании CO_2) играют роль многие факторы, такие как состав и свойства топлива (в рассматриваемом случае метанол и МЭРМ, имеющие существенные отличия от ДТ (химический состав, вязкость и плотность)), соотношение «воздух/топливо» и др. Это приводит к более эффективному сгоранию, достигнутому применением метанола и МЭРМ, и повышению выбросов CO_2 с ОГ, поскольку окисгенированный характер метанола и МЭРМ и как следствие более высокое содержание кислорода в топливовоздушной смеси улучшает процесс сгорания и повышает содержание CO_2 в ОГ.

Зависимости содержания токсичных компонентов в ОГ ДД от изменения частоты вращения представлены на рис. 2.

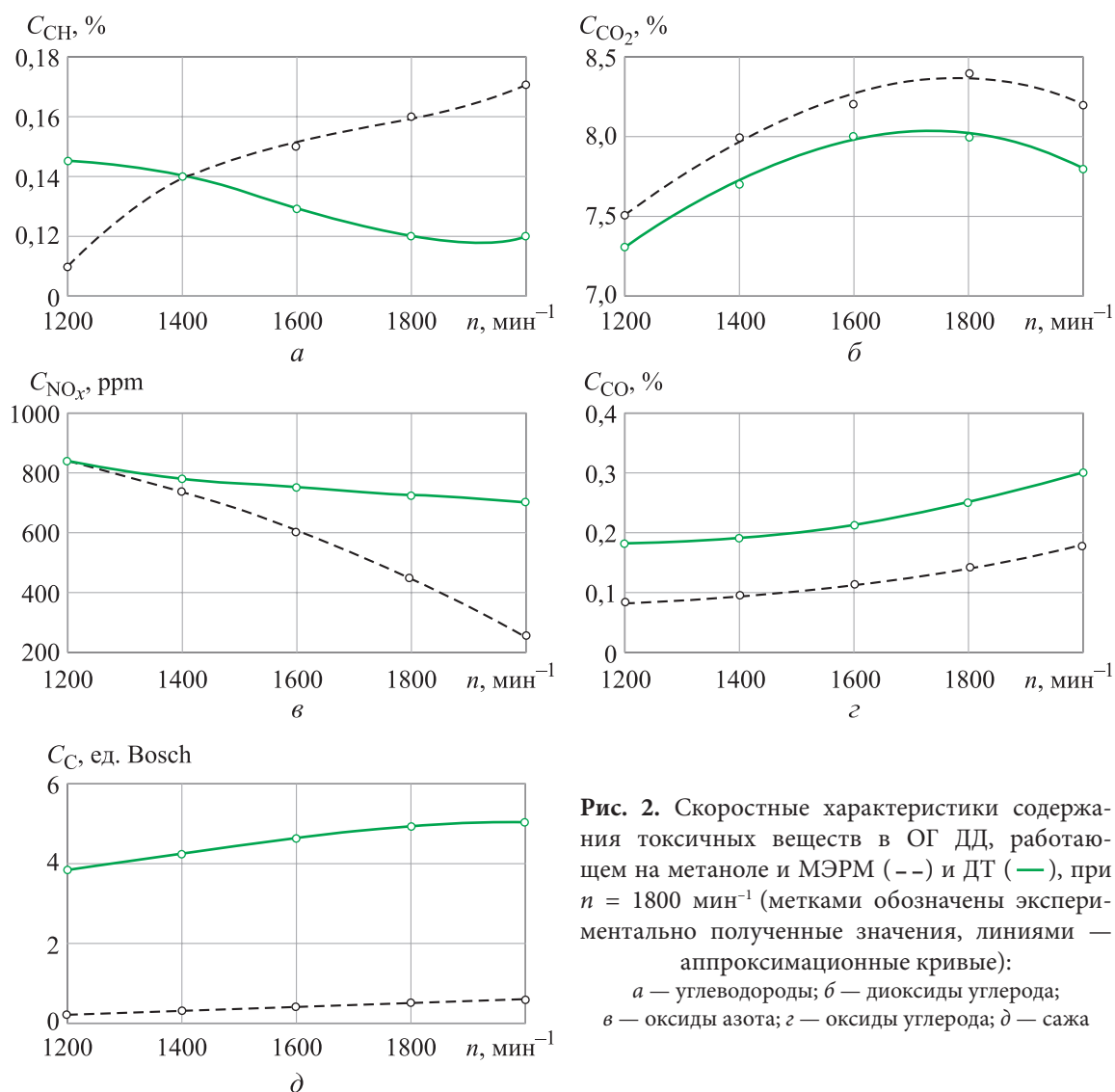


Рис. 2. Скоростные характеристики содержания токсичных веществ в ОГ ДД, работающем на метаноле и МЭРМ (—) и ДТ (---), при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ (метками обозначены экспериментально полученные значения, линиями — аппроксимационные кривые):

a — углеводороды; $б$ — диоксиды углерода; $в$ — оксиды азота; $г$ — оксиды углерода; $д$ — сажа

Как видно на рис. 2, с ростом частоты вращения происходит увеличение выбросов большинства токсичных компонентов, за исключением оксидов азота. При этом у ДД, работающего на метилом спирте и МЭРМ, можно наблюдать снижение выбросов NO_x по сравнению с выбросами при работе на ДТ на всем исследуемом диапазоне частоты вращения. Также можно увидеть, что с ростом частоты вращения снижение выбросов NO_x становится более существенным. Если на частоте $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ содержание NO_x в ОГ при работе на метаноле и МЭРМ практически совпадает с характеристиками дизельного процесса, то при росте частоты до $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ выбросы NO_x снижаются на 450 ppm, или на 64,3 %. Такое снижение выбросов NO_x с ростом частоты вращения характеризуется в основном сокращением длительности процесса сгорания и уменьшением времени на образование оксидов азота по термическому механизму Я.Б. Зельдовича [21].

Анализ скоростной характеристики содержания сажи показывает значительное ее снижение при работе на метаноле и МЭРМ по сравнению с выбросами при работе на ДТ. Так, при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ снижение составляет в 19 раз, а при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ — в 8,3 раза по сравнению с ДТ.

Существенное уменьшение содержания сажи в ОГ ДД при работе на метаноле и МЭРМ можно объяснить благоприятным эффектом снижения вероятности образования богатых топливных

зон, а также наличием достаточного количества кислорода. Кроме того, метанол и МЭРМ не содержат ароматических и сернистых соединений, способствующих образованию сажи. С точки зрения горения более низкая плотность и вязкость используемой топливной смеси в целом способствуют образованию после впрыскивания капель топлива меньшего размера. Это, в свою очередь, обуславливает процесс испарения и распыления капель топлива в КС, что приводит к более полному сгоранию и, следовательно, к более низким выбросам сажи. Также нельзя исключить существование корреляции между ростом частоты вращения двигателя и усилением эффектов турбулентности, что может привести к увеличению степени полноты сгорания и более низким уровням выбросов сажи.

Анализируя содержание CH_x в ОГ ДД, работающего на метаноле и МЭРМ, при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$, можно отметить снижение на 31,8 %, по сравнению с ДТ, но с увеличением частоты вращения применение метанола и МЭРМ вызывает уже рост CH_x по отношению к ДТ, поскольку при увеличении частоты вращения сокращается продолжительность сгорания и окисления топлива и тем самым увеличиваются выбросы CH_x . Применение метанола и МЭРМ приводит в среднем к снижению выбросов СО в 2 раза по отношению к ДТ. Такое снижение можно объяснить большим значением коэффициента избытка воздуха при работе на метаноле и МЭРМ.

Таблица 1. Результаты экспериментальных исследований показателей токсичности и дымности ОГ дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле и МЭРМ (номинальный режим: $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,588 \text{ МПа}$)

Топливо	Показатели			
	C_{NO_x} , ppm	C_C , ед. Bosch	C_{CH_x} , %	C_{CO} , %
Дизельное	730	5,30	0,12	0,25
Метанол + МЭРМ	450	0,40	0,16	0,14

Таблица 2. Результаты экспериментальных исследований показателей токсичности и дымности ОГ дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле и МЭРМ (режим максимального крутящего момента: $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,692 \text{ МПа}$)

Топливо	Показатели			
	C_{NO_x} , ppm	C_C , ед. Bosch	C_{CH_x} , %	C_{CO} , %
Дизельное	790	4,20	0,14	0,19
Метанол + МЭРМ	740	0,25	0,14	0,09

Основные результаты экспериментальных исследований по применению в ДД метанола и МЭРМ представлены в виде числовых значений и в процентном выражении в табл. 1 и 2.

Заключение

В результате проведенных экспериментальных исследований токсичности ДД при работе на метаноле и МЭРМ достигнуто полное замещение нефтяного ДТ возобновляемым альтернативным топливом и улучшены экологические характеристики ДД при сохранении мощностных параметров на уровне серийного дизеля.

Экспериментально определено влияние применения метанола и МЭРМ на рабочие нагрузочные и скоростные характеристики токсичности и дымности ОГ.

При работе на метаноле и МЭРМ получено снижение содержания вредных веществ в ОГ в сравнении с ДТ:

– на номинальном скоростном режиме: оксидов азота NO_x — на 38,4 %; сажи — в 13,3 раза; оксида углерода — на 44,0 %;

– на режиме максимального крутящего момента: оксидов азота NO_x — на 6,3 %; сажи — в 16,8 раза; оксида углерода — на 52,6 %.

Литература

- [1] Sahu T.K., Shukla P.Ch., Mondal A., Gupta S., Belgiorino G., Di Blasio G. Assessment of particulate PAHS toxicity from alcohol-diesel blends fuelled high compression ratio CI engine. *Cleaner Engineering and Technology*, 2024, vol. 18, art. no. 100725. <https://doi.org/10.1016/j.clet.2024.100725>
- [2] Yadav N.K., Saxena M.R., Maurya R.K. Inhalation toxicity characterization of nanoparticle and carbonyl emission from conventional diesel and methanol/gasoline-diesel RCCI engine. *Fuel*, 2024, vol. 366, art. no. 131353. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.131353>
- [3] Markov V.A., Furman V.V., Plahov S.V., Shlenov M.I., Yao L.M., Siluyanichev A.M. Regulation of the fuel injection advance angle in a transport diesel engine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2023, vol. 2573, no. 1, art. no. 012004. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2573/1/012004>
- [4] Huo Ya., Liu J., Wu Di., Shao Yu., Song X., Guo Z., Liu A., Li Q., Chen J. Contribution of aftertreatment technologies to alleviating SOA and toxicity generation from typical diesel engine-emitted I/SVOCS. *Environmental Science and Technology*, 2024, vol. 58, no. 51, pp. 22722–22732. <https://doi.org/10.1021/acs.est.4c09555>
- [5] Yilmaz N., Vigil F.M., Atmanli A., Donaldson B. Influence of fuel oxygenation on regulated pollutants and unregulated aromatic compounds with biodiesel and N-pentanol blends. *International Journal of Energy Research*, 2023, vol. 2023, art. no. 3040073. <https://doi.org/10.1155/2023/3040073>
- [6] Hakkarainen H., Järvinen A., Lepistö T., Salo L., Kuittinen N., Laakkonen E., Yang Mo., Martikainen M.V., Saarikoski S., Aurela M., Barreira L., Teinilä K., Ihalainen M., Aakko-Saksa P., Timonen H., Rönkkö T., Jalava P. Toxicity of exhaust emissions from high aromatic and non-aromatic diesel fuels using in vitro ALI exposure system. *Science of the Total Environment*, 2023, vol. 890, art. no. 164215. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2023.164215>
- [7] Carsten Jespersen M., Østerby Holst Rasmussen T., Ivarsson A. Widening the operation limits of a SI engine running on neat ammonia. *Fuel*, 2024, vol. 358, art. no. 130159. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.130159>
- [8] Zhang D., Chen Ch., Yu X. Control law synthesizing for an innovative indirect precooled airbreathing engine under off-design operation conditions. *Energy*, 2023, vol. 263, art. no. 126110. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126110>
- [9] Ayad S.M.M.E., Belchior C.R.P., Sodré J.R. Hydrogen addition to ethanol-fuelled engine in lean operation to improve fuel conversion efficiency and emissions. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, vol. 49, pp. 744–752. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.09.048>
- [10] Yang Zh., Mason B., Bae B.W., Bonatesta F., Winward E., Burke R., Chappell E. Estimation of Piston Surface Temperature During Engine Transient Operation for Emissions Reduction. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2024, vol. 146, no. 9, art. no. 091014. <https://doi.org/10.1115/1.4065061>
- [11] Sathish Kumar T., Ashok B. Development of combustion control map for flex fuel operation in methanol powered direct injection SI engine. *Energy*, 2024, vol. 288, art. no. 129695. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129695>
- [12] Mohammed Saleh A., Bahari Alias A., Mohammed Saleh N., Farhan Yassin Kh., Khalil Ahmed O., Abdulqader M.A., Hamdi Mahdi H. Production of first and second-generation biodiesel for diesel engine operation: A review. *NTU Journal of Renewable Energy*, 2023, vol. 5, no. 1, pp. 8–23. <https://doi.org/10.56286/ntujre.v5i1.512>

- [13] Kirsten M., Kammerdiener T., Murakami Sh., Segura Carrasco M.I. CO₂ reduction potentials in diesel, natural gas and hydrogen operation on a test engine. *MTZ Worldwide*, 2023, vol. 84, no. 5, pp. 48–55. <https://doi.org/10.1007/s38313-023-1449-0>
- [14] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Экспериментальные исследования токсичности отработавших газов дизельного двигателя при работе на этаноле и рапсовом масле. *Двигателестроение*, 2024, № 3 (297), с. 74–82.
- [15] Lodi F., Zare A., Arora P., Stevanovic S., Ristovski Z., Brown R.J., Bodisco T. Combustion characteristics of microalgae-based dioctyl phthalate biofuel during ambient, preheated and hot engine operation. *Fuel*, 2023, vol. 331, art. no. 125890. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.125890>
- [16] Assad M., Penazkov O. Comprehensive analysis of the operation of an internal combustion engine fueled by hydrogen-containing mixtures. *Energy Reports*, 2023, vol. 9, pp. 4478–4492. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2023.03.101>
- [17] Tulík Ju., Jablonický Ju., Kollárová K., Tkáč Z., Kosiba J. Comparison of effect of conventional fuel with newly developed biofuel in operation and emission conditions of piston combustion engine. *Acta Technologica Agriculturae*, 2024, vol. 27, no. 1, pp. 43–51. <https://doi.org/10.2478/ata-2024-0007>
- [18] Dierickx J., Mattheeuws L., Christianen K., Stenzel K., Verhelst S. Evaluation and extension of ignition delay correlations for dual-fuel operation with hydrogen or methanol in a medium speed single cylinder engine. *Fuel*, 2023, vol. 345, art. no. 128254. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.128254>
- [19] Singh P., Balasubramanian D., Venugopal I.P., Tyagi V.V., Goel V., Wae-Hayee M., Kalam M.A., Varuvel E.G. A comprehensive review on the applicability of hydrogen and natural gas as gaseous fuel for dual fuel engine operation. *Energy Sources. Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 2024, vol. 46, no. 1, pp. 1559–1587. <https://doi.org/10.1080/15567036.2023.2298004>
- [20] Лиханов В.А., Лопатин О.П., Копчиков В.Н., Фоминых А.В., Юрлов А.С. Применение метанола и метилового эфира рапсового масла в дизеле. Киров, Вятский ГАТУ, 2023, 292 с.
- [21] Зельдович Я.Б., Садовников П.А., Франк-Каменецкий Д.А. *Окисление азота при горении*. Москва – Ленинград, АН СССР, 1947, 148 с.

References

- [1] Sahu T.K., Shukla P.Ch., Mondal A., Gupta S., Belgiorno G., Di Blasio G. Assessment of particulate PAHS toxicity from alcohol-diesel blends fuelled high compression ratio CI engine. *Cleaner Engineering and Technology*, 2024, vol. 18, art. 100725. <https://doi.org/10.1016/j.clet.2024.100725>
- [2] Yadav N.K., Saxena M.R., Maurya R.K. Inhalation toxicity characterization of nanoparticle and carbonyl emission from conventional diesel and methanol/gasoline-diesel RCCI engine. *Fuel*, 2024, vol. 366, art. 131353. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.131353>
- [3] Markov V.A., Furman V.V., Plahov S.V., Shlenov M.I., Yao L.M., Siluyanichev A.M. Regulation of the fuel injection advance angle in a transport diesel engine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2023, vol. 2573, no. 1, art. 012004. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2573/1/012004>
- [4] Huo Ya., Liu J., Wu Di., Shao Yu., Song X., Guo Z., Liu A., Li Q., Chen J. Contribution of aftertreatment technologies to alleviating SOA and toxicity generation from typical diesel engine-emitted I/SVOCS. *Environmental Science and Technology*, 2024, vol. 58, no. 51, pp. 22722–22732. <https://doi.org/10.1021/acs.est.4c09555>
- [5] Yilmaz N., Vigil F.M., Atmanli A., Donaldson B. Influence of fuel oxygenation on regulated pollutants and unregulated aromatic compounds with biodiesel and N-pentanol blends. *International Journal of Energy Research*, 2023, vol. 2023, art. 3040073. <https://doi.org/10.1155/2023/3040073>
- [6] Hakkarainen H., Järvinen A., Lepistö T., Salo L., Kuittinen N., Laakkonen E., Yang Mo., Martikainen M.V., Saarikoski S., Aurela M., Barreira L., Teinilä K., Ihalainen M., Aakko-Saksa P., Timonen H., Rönkkö T., Jalava P. Toxicity of exhaust emissions from high aromatic and non-aromatic diesel fuels using in vitro ALI exposure system. *Science of the Total Environment*, 2023, vol. 890, art. 164215. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2023.164215>
- [7] Carsten Jespersen M., Østerby Holst Rasmussen T., Ivarsson A. Widening the operation limits of a SI engine running on neat ammonia. *Fuel*, 2024, vol. 358, art. 130159. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.130159>
- [8] Zhang D., Chen Ch., Yu X. Control law synthesizing for an innovative indirect precooled airbreathing engine under off-design operation conditions. *Energy*, 2023, vol. 263, art. 126110. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126110>
- [9] Ayad S.M.M.E., Belchior C.R.P., Sodré J.R. Hydrogen addition to ethanol-fuelled engine in lean operation to improve fuel conversion efficiency and emissions. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, vol. 49, pp. 744–752. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.09.048>

- [10] Yang Zh., Mason B., Bae B.W., Bonatesta F., Winward E., Burke R., Chappell E. Estimation of Piston Surface Temperature During Engine Transient Operation for Emissions Reduction. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2024, vol. 146, no. 9, art. 091014. <https://doi.org/10.1115/1.4065061>
- [11] Sathish Kumar T., Ashok B. Development of combustion control map for flex fuel operation in methanol powered direct injection SI engine. *Energy*, 2024, vol. 288, art. 129695. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129695>
- [12] Mohammed Saleh A., Bahari Alias A., Mohammed Saleh N., Farhan Yassin Kh., Khalil Ahmed O., Abdulqader M.A., Hamdi Mahdi H. Production of first and second-generation biodiesel for diesel engine operation: A review. *NTU Journal of Renewable Energy*, 2023, vol. 5, no. 1, pp. 8–23. <https://doi.org/10.56286/ntujre.v5i1.512>
- [13] Kirsten M., Kammerdiener T., Murakami Sh., Segura Carrasco M.I. CO₂ reduction potentials in diesel, natural gas and hydrogen operation on a test engine. *MTZ Worldwide*, 2023, vol. 84, no. 5, pp. 48–55. <https://doi.org/10.1007/s38313-023-1449-0>
- [14] Likhanov V.A., Lopatin O.P. Experimental studies of the toxicity of diesel engine exhaust gases when running on ethanol and rapeseed oil. *Engines construction*, 2024, no. 3(297), pp. 74–82.
- [15] Lodi F., Zare A., Arora P., Stevanovic S., Ristovski Z., Brown R.J., Bodisco T. Combustion characteristics of microalgae-based dioctyl phthalate biofuel during ambient, preheated and hot engine operation. *Fuel*, 2023, vol. 331, art. 125890. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.125890>
- [16] Assad M., Penazkov O. Comprehensive analysis of the operation of an internal combustion engine fueled by hydrogen-containing mixtures. *Energy Reports*, 2023, vol. 9, pp. 4478–4492. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.03.101>
- [17] Tulík Ju., Jablonický Ju., Kollárová K., Tkáč Z., Kosiba J. Comparison of effect of conventional fuel with newly developed biofuel in operation and emission conditions of piston combustion engine. *Acta Technologica Agriculturae*, 2024, vol. 27, no. 1, pp. 43–51. <https://doi.org/10.2478/ata-2024-0007>
- [18] Dierickx J., Mattheeuws L., Christianen K., Stenzel K., Verhelst S. Evaluation and extension of ignition delay correlations for dual-fuel operation with hydrogen or methanol in a medium speed single cylinder engine. *Fuel*, 2023, vol. 345, art. 128254. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.128254>
- [19] Singh P., Balasubramanian D., Venugopal I.P., Tyagi V.V., Goel V., Wae-Hayee M., Kalam M.A., Varuvel E.G. A comprehensive review on the applicability of hydrogen and natural gas as gaseous fuel for dual fuel engine operation. *Energy Sources. Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 2024, vol. 46, no. 1, pp. 1559–1587. <https://doi.org/10.1080/15567036.2023.2298004>
- [20] Likhanov V.A., Lopatin O.P., Kopchikov V.N., Fomin A.V., Yurlov A.S. *Primenenie metanola i metilovogo efira rapsovogo masla v dizele* [The use of methanol and methyl ester of rapeseed oil in diesel]. Kirov, Vyatka SATU Publ., 2023, 292 p. (In Russ.).
- [21] Zeldovich Ya.B., Sadovnikov P.A., Frank-Kamenetsky D.A. *Okislenie azota pri gorenii* [Oxidation of nitrogen during Combustion]. Moscow – Leningrad, USSR Academy OF Sciences Publ., 1947, 148 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 23.07.2025

Сведения об авторах

Лиханов Виталий Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация. E-mail: lihanov.va@mail.ru

Лопатин Олег Петрович — доктор технических наук, профессор кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация. E-mail: nirs_vsaa@mail.ru

Юрлов Анатолий Сергеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация. E-mail: amadeus_92@mail.ru

Information about the authors

Likhanov Vitaly Anatolyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Vyatka State Agrotechnological University”, Kirov, Russian Federation. E-mail: lihanov.va@mail.ru

Lopatin Oleg Petrovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Vyatka State Agrotechnological University”, Kirov, Russian Federation. E-mail: nirs_vsaa@mail.ru

Yurlov Anatoly Sergeevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Vyatka State Agrotechnological University”, Kirov, Russian Federation. E-mail: amadeus_92@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Лиханов В.А., Лопатин О.П., Юрлов А.С. Экспериментальные исследования токсичности дизеля при работе метаноле и метиловом эфире рапсового масла. *Двигателестроение*, 2025, № 3 (301), с. 72–81.

Citation:

Likhanov V.A., Lopatin O.P., Yurlov A.S. Experimental study and analysis of the toxic components formation in a diesel engine running on methanol and the rapeseed oil methyl ester. *Engines Construction*, 2025, no. 3 (301), pp. 72–81. (In Russ.).

УДК 621.436

Исследование процессов впрыскивания и распыливания топлива и параметров дизельного двигателя, работающего на биотопливах

С.Н. Девянин¹, В.А. Марков², В.А. Неверов², А.В. Болдырев²¹ ФГБОУ ВО РГАУ — МСХА имени К.А. Тимирязева, Москва, Российская Федерация² МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Studying the fuel injection and spraying processes and parameters of a diesel engine running on the biofuels

S.N. Devyanin¹, V.A. Markov², V.A. Neverov², A.V. Boldyrev²¹ Russian State Agrarian University — Moscow Timiryazev Agricultural Academy, Moscow, Russian Federation² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Рассмотрены свойства смесей нефтяного дизельного топлива с рапсовым маслом при его содержании в смеси от 0 до 60 % по объему. Исследованы физические свойства дизельного топлива, рапсового масла и смеси 80 % нефтяного дизельного топлива и 20 % рапсового масла при различной температуре. Предложены формулы, описывающие зависимости вязкости нефтяного дизельного топлива, рапсового масла и их смесей от температуры. Представлена методика расчета процессов впрыскивания и распыливания смеси нефтяного дизельного топлива и рапсового масла. Проведены расчетные исследования процессов впрыскивания и распыливания топлива в камере сгорания дизельного двигателя типа Д-245 при его работе в режиме максимальной мощности на смеси 80 % нефтяного дизельного топлива и 20 % рапсового масла. Исследована взаимосвязь содержания в отработавших газах оксидов азота и их дымности с основными параметрами впрыскивания и распыливания смесового биотоплива — длиной струи и углом раскрытия конуса струи. Определены корреляционные зависимости для указанных параметров в виде квадратичных полиномов.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, дизельное топливо, биотопливо, рапсовое масло, смесовое топливо, впрыскивание, распыливание

Properties of the petroleum diesel fuel mixtures with the rapeseed oil at its content in the mixture from 0 to 60 % by volume are considered. Physical properties of the diesel fuel, rapeseed oil, and a mixture of the 80 % petroleum diesel fuel and 20 % rapeseed oil at various temperatures are analyzed. Formulas are proposed describing viscosity dependencies of the petroleum diesel fuel, rapeseed oil and their mixtures on the temperature. A technique of computing the injection and spraying processes in the petroleum diesel fuel and rapeseed oil mixture is presented. The fuel injection and atomization processes in the combustion chamber of the D-245 diesel engine operating at maximum power with a mixture of 80 % petroleum diesel fuel and 20 % rapeseed oil were computed. Relationship was studied between the nitrogen oxides content in the exhaust gases, their smoke content, and the main parameters of mixed biofuel injection and spraying, i.e. jet length and jet cone angle. Correlation dependencies for the specified parameters in the form of quadratic polynomials are determined.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, diesel fuel, biofuels, rapeseed oil, mixed fuel, injection, spraying

Введение

Современная тенденция к расширению использования в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) различных альтернативных топлив обусловлена не только необходимостью поиска новых сырьевых ресурсов для производства моторных топлив, но и стремлением к переходу на углеродно-нейтральные источники энергии [1–3]. В связи с этим все более пристальное внимание уделяют безуглеродным и малоуглеродным топливам [4–6]. К малоуглеродным топливам относят биотоплива, применение которых обеспечивает кругооборот углекислого газа CO_2 в атмосфере (рис. 1) [7, 8].

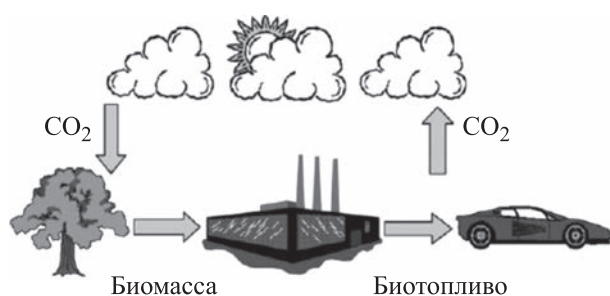


Рис. 1. Кругооборот углекислого газа при использовании биотоплив

Технологические процессы получения биотоплив весьма разнообразны [9–12]. В качестве сырья для производства биотоплив могут быть использованы отходы сельскохозяйственного производства, пищевой промышленности, деревообработки, биомасса микроводорослей, твердые бытовые отходы и др. [3, 7, 8, 13–16]. Применительно к ДВС с искровым зажиганием наиболее широкое применение нашел биоэтанол,

производимый из кукурузы, картофеля, сахарной свеклы, сахарного тростника, других сельскохозяйственных культур [17–21]. Для дизельных двигателей перспективными считаются топлива, получаемые из различных масличных культур [22–25]. В качестве моторного топлива используются чистые растительные масла, их смеси с нефтяным дизельным топливом, сложные эфиры растительных масел, часто называемые биодизельным топливом, или биодизелем. Динамика изменения мирового потребления биотоплив по годам представлена на рис. 2 [8].

Исследования по использованию таких топлив в дизельных двигателях проводятся за рубежом [26–29] и в России [30–33]. Основными причинами ограниченного применения этих топлив в дизельных двигателях служат повышенная вязкость этих топлив по сравнению с традиционным нефтяным дизельным топливом (ДТ), вызванное этим обстоятельством ухудшение процессов распыливания топлива и смесеобразования, худшая воспламеняемость растительных масел в условиях камеры сгорания (КС) двигателя [34–37]. Поэтому требуются дополнительные исследования процессов впрыскивания и распыливания этих топлив в дизельных двигателях. Отметим, что для получения биотоплив дизельных двигателей в условиях Российской Федерации предпочтительнее использовать рапсовое масло (РМ) [38–41].

Свойства растительных масел и их смесей с нефтяным дизельным топливом

Основу растительных масел и животных жиров (липидов) составляют сложные эфиры глицерина и высших алифатических (жирных) кис-

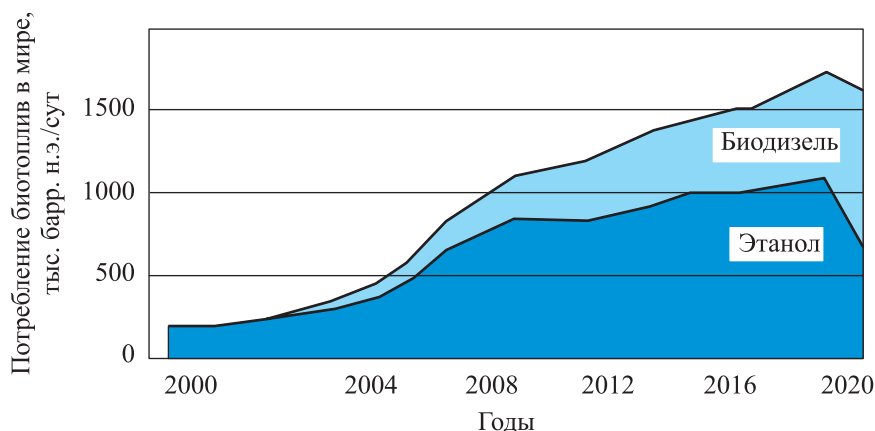


Рис. 2. Динамика изменения мирового потребления биотоплив по годам (тыс. барр. н.э./сут — в тысячах баррелей в нефтяном эквиваленте в сутки)

лот [8]. Такой сложный эфир включает молекулу глицерина $C_3H_5(OH)_3$, связанную с остатками трех жирных кислот. Общее название таких соединений — триглицериды. Рапсовое масло содержит в основном жирные кислоты с четным числом атомов углерода (C_{14} , C_{16} , C_{18} и др.). При этом в состав РМ входят как ненасыщенные (олеиновая, линолевая, линоленовая и др.), так и насыщенные жирные кислоты (миристиновая, пальмитиновая, стеариновая и др.). В насыщенных жирных кислотах молекулы не имеют двойных связей, а в ненасыщенных присутствуют от одной до трех двойных связей.

Приведенные в табл. 1 данные о физико-химических и моторных свойствах ДТ, РМ и их смесей показывают, что наиболее заметны различия свойств этих топлив по их вязкости [8]. Аналогичные зависимости вязкости растительных масел и некоторых других топлив от температуры приведены на рис. 3 [8, 42–44].

Цетановое число РМ, равное 37 единицам, ниже, чем у нефтяного ДТ (45 единиц). Кроме того, РМ заметно отличаются от нефтяного ДТ по фракционному составу. Температуры выки-

пания РМ очень высоки (около 280...300 °С против 180...360 °С у нефтяного ДТ). При атмосферном давлении и температуре более 300 °С разогнать его на отдельные фракции не представляется возможным из-за термического разложения растительного масла. Поскольку молекулы РМ содержат значительное количество атомов кислорода (до 12 % по массе, у нефтяного ДТ — около 0,4 %), теплотворная способность РМ несколько ниже, чем у нефтяного ДТ. Но содержание в молекулах РМ значительного количества атомов кислорода, способствующего окислению растительного масла при сгорании, благоприятно сказывается на экологических свойствах двигателей, работающих на РМ (в частности, на выбросы сажи). К положительным экологическим свойствам РМ следует отнести пониженное содержание в их молекулах серы (0,002 % против 0,2 % у ДТ) и практически полное отсутствие канцерогенных полициклических ароматических углеводородов.

С точки зрения эксплуатации транспортных средств в различных регионах России важны низкотемпературные свойства моторных

Таблица 1. Физико-химические и моторные характеристики нефтяного ДТ, РМ и их смесей

Характеристика	Топливо				
	ДТ	РМ	80 % ДТ и 20 % РМ	60 % ДТ и 40 % РМ	40 % ДТ и 60 % РМ
Плотность при 20 °С, кг/м ³	830	916	848	865	882
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм ² /с	3,8	75,0	9,0	19,0	30,0
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °С, мН/м	27,1	33,2	–	–	–
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42500	37300	41500	40400	39400
Цетановое число	45	37	–	–	–
Температура самовоспламенения, °С	250	318	–	–	–
Температура помутнения, °С	–25	–9	–	–	–
Температура застывания, °С	–35	–20	–	–	–
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	11,9	14,0	13,6	13,2
Содержание, % по массе					
С	87,0	77,0	85,0	83,0	81,0
Н	12,6	12,0	12,5	12,4	12,2
О	0,4	11,0	2,5	4,6	6,8
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	0,16	0,12	0,08
Коксуемость 10%-ного остатка, % по массе	0,2	0,4	–	–	–
<i>Примечание.</i> ДТ — дизельное зимнее топливо; для смеси ДТ и РМ указано объемное процентное содержание компонентов; «–» — свойства не определялись.					

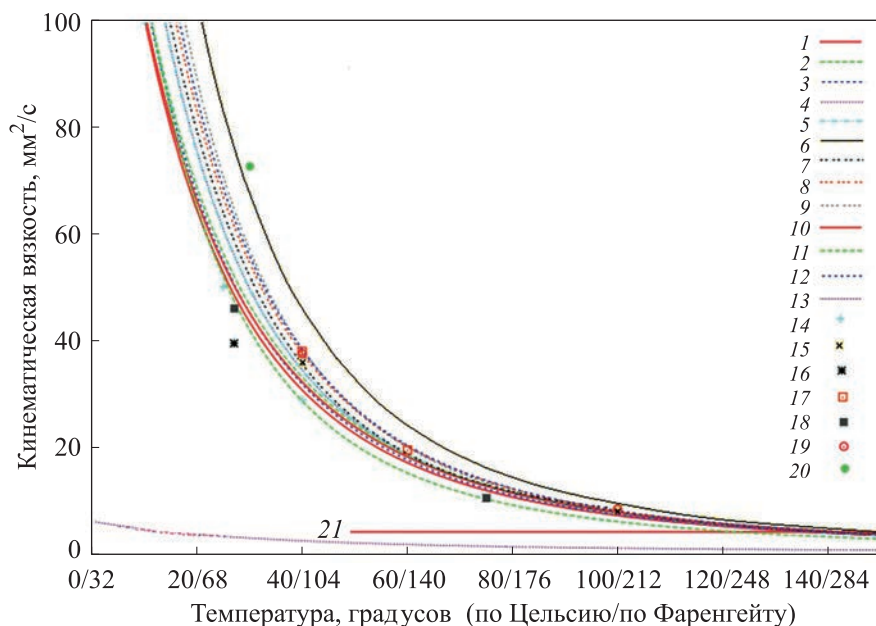


Рис. 3. Вязкостно-температурные характеристики различных растительных масел и других топлив:

1, 2, 14 — соевое; 3 — подсолнечное; 4, 15 — хлопковое; 5, 6, 7, 16, 17 — рапсовое; 8 — арахисовое; 9 — пальмовое; 10, 18 — кукурузное; 11 — кокосовое; 12, 20 — отработанное подсолнечное; 13 — дизельное топливо; 19 — легкое гидрогенизированное соевое масло; 21 — максимальная вязкость нефтяного дизельного топлива при температуре $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (кривые для хлопкового и рапсового масел практически одинаковы)

топлив. Россия, обладающая огромными территориями, отличается большим разнообразием климатических условий. В зависимости от географического положения и времени года температура атмосферного воздуха может изменяться в очень широких пределах — от -60 до $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Важнейшими низкотемпературными свойствами исследуемых топлив являются зависимости их вязкости, плотности и сжимаемости от температуры. Для определения этих зависимостей проанализированы данные работы [8]. Некоторые физические характеристики смеси 80 % ДТ и 20 % РМ при разных температурах приведены в табл. 2.

С использованием метода наименьших квадратов и программного комплекса Mathcad представленные в табл. 2 вязкостно-температурные характеристики ДТ и РМ аппроксимированы следующими квадратичными полиномами:

дизельное топливо:

$$v_T = v_{T0} - 0,0206v_{T0}\Delta t + 2,1825 \cdot 10^{-5}v_{T0}^2\Delta t^2; \quad (1)$$

рапсовое масло:

$$v_T = v_{T0} - 0,0274v_{T0}\Delta t + 1,731 \cdot 10^{-6}v_{T0}^2\Delta t^2, \quad (2)$$

где $\Delta t = t - t_0$; $t_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$; v_{T0} — кинематическая вязкость при $t_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Анализ показал, что полученные полиномиальные зависимости (рис. 4) хорошо описывают исходные экспериментальные данные. Погрешность определения вязкости ДТ по формуле (1) не превысила 6,4 %, а вязкости РМ по формуле (2) — 10,0 %.

Строго говоря, вязкость смесевых топлив не является аддитивной функцией вязкостей компонентов смеси, т. е. не может быть найдена в виде суммы относительных значений этих вязкостей. Но для смесей нефтяного ДТ с небольшим количеством РМ в первом приближении примем, что вязкость такой смеси является аддитивной функцией вязкостей ДТ и РМ. Тогда в соответствии с выражениями (1) и (2) вязкость смеси ДТ и РМ может быть определена по следующему выражению:

$$v_T = C_{DT}(v_{T0\text{ ДТ}} - 0,0206v_{T0\text{ ДТ}}\Delta t + 2,1825 \cdot 10^{-5}v_{T0\text{ ДТ}}^2\Delta t^2) + C_{PM}(v_{T0\text{ РМ}} - 0,0274v_{T0\text{ РМ}}\Delta t + 1,731 \cdot 10^{-6}v_{T0\text{ РМ}}^2\Delta t^2), \quad (3)$$

где C_{DT} и C_{PM} — объемные доли ДТ и РМ в смесевом топливе (для смеси 80 % ДТ и 20 % РМ — $C_{DT} = 0,8$ и $C_{PM} = 0,2$).

Таблица 2. Физические характеристики дизельного топлива, рапсового масла и их смеси при различных температурах

Характеристика и вид топлива	Температура топлива, °C					
	0	10	20	30	40	50
Вязкость ДТ ν , мм ² /с	9,0	7,0	5,8	5,0	4,4	3,9
Вязкость РМ ν , мм ² /с	140	100	75	55	40	30
Расчетная вязкость смеси 80 % ДТ и 20 % РМ ν , мм ² /с	35,2	26,9	20,0	15,1	11,7	9,7
Плотность ДТ ρ , кг/м ³	854	847	841	834	828	821
Плотность РМ ρ , кг/м ³	923	916	909	903	896	890
Расчетная плотность смеси 80 % ДТ и 20 % РМ ρ , кг/м ³	867,8	861,2	854,6	848,0	841,4	834,8
Поверхностное натяжение ДТ σ , мН/м	28,3	27,7	27,1	26,5	25,9	25,3
Поверхностное натяжение РМ σ , мН/м	34,4	33,8	33,3	32,7	32,2	31,6
Расчетное поверхностное натяжение смеси 80 % ДТ и 20 % РМ σ , мН/м	29,52	28,93	28,34	27,74	27,15	26,56
Примечание. Исследовано нефтяное ДТ марки Л по ГОСТ 305–2013.						

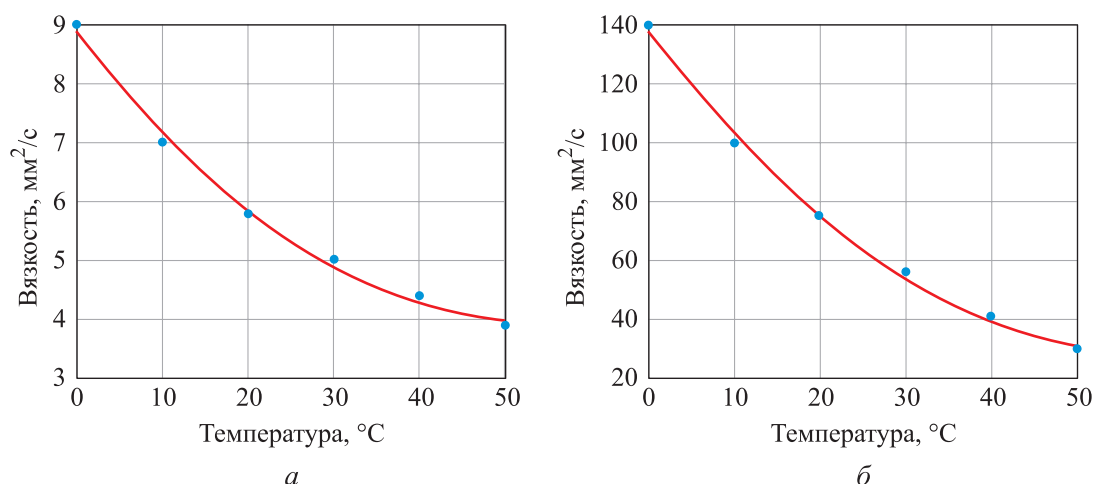


Рис. 4. Аппроксимация вязкостно-температурных кривых ДТ (а) и РМ (б) полиномами: точки — данные работы [8]; кривые получены с использованием формул (1) и (2)

Рассчитанные по формуле (3) значения вязкости исследуемых топлив от температуры представлены в табл. 2. В ней также приведены зависимости плотностей нефтяного ДТ и РМ от температуры, представленные в работе [8]. Плотность смесевых топлив подчиняется закону аддитивности, т. е. может быть определена в виде суммы относительных плотностей компонентов смеси. При температуре $t = 0$ °C плотность смеси 80 % ДТ и 20 % РМ составляет $\rho_{т0} = C_{ДТ}\rho_{т0 ДТ} + C_{РМ}\rho_{т0 РМ} = 0,8 \cdot 854 + 0,2 \cdot 923 = 867,8$ кг/м³. При температуре $t = 50$ °C плотность этой смеси $\rho_{т50} = C_{РМ}\rho_{т50 РМ} = 0,8 \cdot 821 + 0,2 \cdot 890 = 834,8$ кг/м³.

Известно, что зависимости плотности нефтяных ДТ и РМ аппроксимируются линейными функциями [8]. Тогда зависимость плотности смеси 80 % ДТ и 20 % РМ может быть представлена в виде функции

$$\rho_t = \rho_{т0} - 0,66\Delta t = 867,8 - 0,66\Delta t. \quad (4)$$

Рассчитанные по формуле (4) зависимости плотности исследуемых топлив от температуры представлены в табл. 2. В ней также приведены зависимости коэффициента поверхностного натяжения дизельного топлива и рапсового масла от температуры, представленные в работе [8]. Отметим, что эти зависимости практически ли-

нейны. Примем, что этот коэффициент смешиваемых топлив подчиняется закону аддитивности. Тогда при температуре $t = 0^\circ\text{C}$ коэффициент поверхностного натяжения смеси 80 % ДТ и 20 % РМ составит $\sigma_{t0} = C_{\text{ДТ}}\sigma_{t0\text{ДТ}} + C_{\text{РМ}}\sigma_{t0\text{РМ}} = 0,8 \cdot 28,3 + 0,2 \cdot 34,4 = 29,52 \text{ мН/м}$. При температуре $t = 50^\circ\text{C}$ коэффициент поверхностного натяжения смеси 80 % ДТ и 20 % РМ $\sigma_{t50} = C_{\text{ДТ}}\sigma_{t50\text{ДТ}} + C_{\text{РМ}}\sigma_{t50\text{РМ}} = 0,8 \cdot 25,3 + 0,2 \cdot 31,6 = 26,56 \text{ мН/м}$. Приняв зависимость коэффициента поверхностного натяжения от температуры линейной, получим формулу для этой зависимости смеси 80 % ДТ и 20 % РМ в виде

$$\sigma_t = \sigma_{t0} - 0,059\Delta t = 29,52 - 0,059\Delta t. \quad (5)$$

Рассчитанные по формуле (5) зависимости коэффициента поверхностного натяжения исследуемых топлив от температуры представлены в табл. 2.

Полученные зависимости физических свойств смеси 80 % ДТ и 20 % РМ использованы для исследования процессов ее впрыскивания и распыливания в КС дизельного двигателя.

Математическая модель процессов впрыскивания и распыливания смесового биотоплива

При исследовании процессов впрыскивания и распыливания топлива в камеру сгорания (КС) дизельного двигателя важными показателями, влияющими на качество смесеобразования, являются длина и ширина струй распыли-

ваемого топлива, угол конуса раскрытия струи, мелкость распыливания (рис. 5) [45–47]. Эти показатели предопределяются особенностями течения топлива в проточной части распылителя форсунки.

В современных топливных системах дизельных двигателей топливо от топливного насоса высокого давления (ТНВД) поступает в форсунку, воздействует на иглу 1 (рис. 5, а), поднимая ее, протекает через образовавшийся между иглой 1 и корпусом 2 кольцевой зазор 3 и поступает в полость 4 под иглой 3, где устанавливается давление впрыскивания $p_{\text{впр}}$. Под этим давлением топливо и поступает в распыливающее отверстие 5 форсунки. Непосредственно перед входом в распыливающее отверстие линии тока топлива искривляются (рис. 5, б), причем их кривизна увеличивается от оси отверстия к его периферии. В результате возникает неравномерное поле распределения давлений и скоростей потока топлива. При этом минимальные давления (и максимальные скорости) достигаются на участке максимального сужения потока и на периферийных участках потока. Здесь локальные давления могут оказаться ниже давления насыщенных паров топлива, что приводит к образованию паров жидкости в зоне А (см. рис. 5, б). Характерно, что эти зоны образуются сразу за входным сечением распыливающего отверстия, где поток сужается сильнее всего (на расстоянии x , рис. 5, б) и возникает вихревое течение топлива в зоне А. Здесь зарождаются и нарастают кольцевые вихри, затем частично распа-

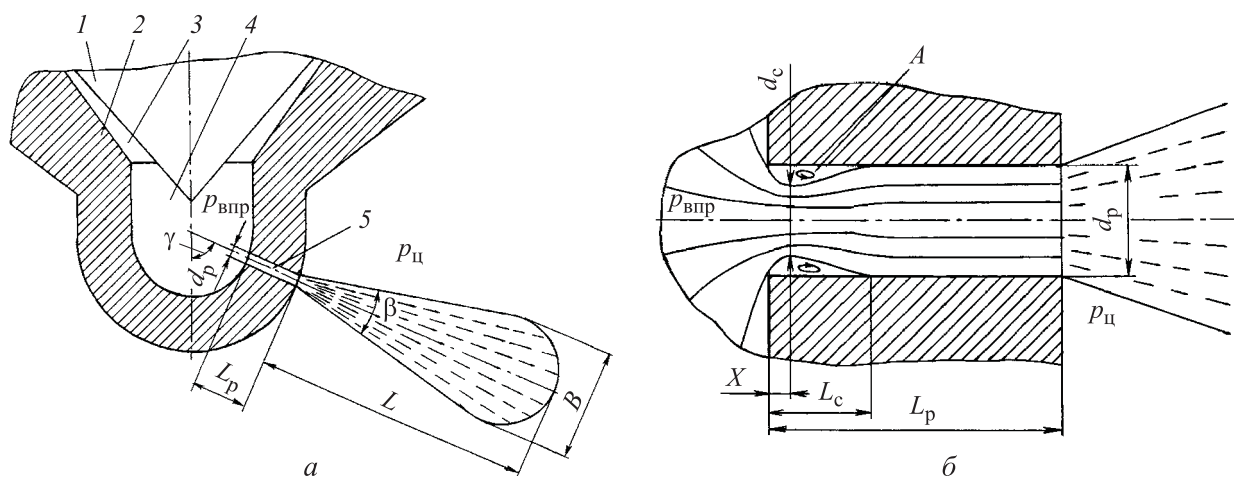


Рис. 5. Схема распылителя форсунки с геометрическими характеристиками струй распыливаемого топлива (а) и схема течения топлива по распыливающему отверстию форсунки (б):

1 — игла; 2 — корпус распылителя; 3 — кольцевой зазор; 4 — подыгольная полость; 5 — распыливающее отверстие

дающиеся и увлекаемые топливом (отрыв вихря) [48]. При таком течении возникают пульсации давлений и скоростей в зоне отрыва, распространяющиеся на весь поток топлива в распыливающем отверстии. Зародившиеся у входной кромки распыливающего отверстия вихри приводят к усилению возмущения потока топлива в этом отверстии, оказывающему влияние на последующий распад струи топлива. При этом форма линий тока, степень сжатия потока топлива (наименьший диаметр сжатия струи d_c в сечении x , длина участка L_c , рис. 5, б), размеры зоны отрыва, турбулизация потока топлива на выходе из распыливающего отверстия, параметры струи (длина L , ширина B , угол β раскрытия топливной струи, рис. 5, а) и мелкость распыливания топлива зависят от геометрических размеров распылителя форсунки.

Определение указанных показателей экспериментальными методами трудоемко и не всегда возможно из-за большого числа факторов, влияющих на впрыскивание и распыливание топлива, и необходимости нахождения компромисса при выборе этих показателей. В связи с этим широко применяется моделирование этих процессов с использованием различных математических моделей. При указанном моделировании необходимо определять динамику развития струй распыливаемого топлива, для чего предложены различные расчетные методики. Широко известны работы отечественных ученых — И.В. Астахова, Д.Н. Вырубова, В.А. Кутового, А.С. Лышевского, В.И. Трусова и др. [45, 46]. Основная часть работ посвящена моделям, в которых дальность струи определяется в виде степенного полинома

$$L = AB^xC^yD^z \dots,$$

где B, C, D — критериальные величины; A, x, y, z — коэффициенты.

Расчет дальности по этим зависимостям обычно проводится для средних значений параметров за время топливоподачи. Разработаны двух- и трехмерные модели развития струй, основанные на методе конечных элементов [45]. Но эти модели громоздки и требуют больших компьютерных ресурсов. Критериальные модели указанных процессов в виде степенных полиномов не удовлетворяют современным требованиям, поскольку получены для случая постоянных расходов топлива и требуют осред-

нения характеристики подачи. Это ограничивает их применимость в условиях нестационарности подачи топлива в дизельных двигателях. Поэтому возникает необходимость создания модели развития струи, учитывающей действительную характеристику подачи топлива и адекватно отражающей влияние следующих основных факторов: времени процесса t ; плотности воздуха ρ_v , диаметра распыливающего отверстия d_p , давление впрыскивания $p_{впр}$.

Описанная ниже методика расчета основана на законе сохранения импульса [45, 46]. В этой методике струя, формируемая форсункой, является нестационарной, гетерогенной и состоит из неодинаковых по размеру капель мелко распыленного топлива и его паров, движущихся в воздушной среде и взаимодействующих между собой и окружающим воздухом. В результате такого взаимодействия происходят их взаимная диффузия и энергетический обмен. Топливо, вытекающее из распылителя в виде капель и пара, отдает свою энергию воздушной среде и тормозится. При этом воздух приобретает дополнительное возмущение в виде направленного движения со струей и вихревых движений вокруг нее.

Поиск решения задачи в виде движения отдельных капель с учетом их взаимодействия с окружающим воздухом, парами топлива, а также между собой представляет сложную задачу, трудно разрешимую из-за сложности задания начальных условий и невозможности учета огромного числа капель различного размера. Для упрощения задачи приняты следующие допущения:

- структура струи представляется в виде двух зон — фронта и ядра струи, различающихся характером взаимодействия как внутри струи, так и с окружающим воздухом;
- рассматривается не отдельная капля, а группа капель, образованных в результате распыливания порции топлива;
- порция топлива движется в струе по своему закону, взаимодействуя с окружающей средой и не взаимодействуя с ранее поданными порциями;
- при достижении порцией топлива фронта струи происходит обмен энергиями между ними на основе закона сохранения импульса;
- фронт струи взаимодействует с воздухом, в результате чего происходит обмен энергиями на основе закона сохранения импульса;

ва, вытекающий из распыливающего отверстия диаметром d_p , имеет эффективный угол раскрытия струи β_s . В расчетный момент времени ее фронт находится на расстоянии L_ϕ от распыливающего отверстия. Тогда объем V вовлеченного воздуха равен объему усеченного конуса с углом β_s , высотой L_ϕ , верхним основанием диаметром d_p и нижним основанием радиусом

$$r_s = L_\phi \operatorname{tg} \frac{\beta_s}{2} + \frac{d_p}{2}, \text{ т. е.}$$

$$V = \frac{1}{12} \pi L_\phi (4r_s^2 + d_p^2 + 2r_s d_p).$$

При этом масса воздуха, вовлеченного в движение, составит $m_b = \rho_b V_b$.

С использованием изложенной методики проведен расчет динамики развития струи по следующему алгоритму:

- задают исходные данные для расчета, которыми являются: характеристика изменения давления впрыскивания по времени (углу поворота вала ТНВД); характеристика изменения давления среды, в которую впрыскивается топливо; диаметр распыливающих отверстий и их число; цикловая подача топлива; плотности топлива и окружающей среды;

- на основании характеристик изменения давления впрыскивания и противодействия среды с учетом характеристик распылителя и свойств топлива рассчитывают характеристику подачи;

- с учетом заданного коэффициента потерь энергии и выбранного эффективного угла раскрытия струи за время первого шага расчета определяют скорость первой порции к концу шага расчета и ее смещение;

- формируют фронт струи, состоящий из топлива первой порции и воздуха, вовлеченного в движение (продвижение фронта от распыливающего отверстия принимают равным продвижению первой порции);

- на втором шаге расчета определяют дальнейшее продвижение фронта и перемещение второй порции топлива. Если рассчитанное расстояние пролета второй порции превышает продвижение фронта или равно ему, то изменение скорости фронта рассматривают с учетом второй порции. Если вторая порция не догоняет фронта, то изменение его скорости считают происходящим только в результате его взаимодействия с воздухом;

– при последующем расчете все шаги алгоритма повторяют, но на каждом шаге сравнивая продвижение фронта и каждой вылетевшей к этому моменту из распылителя порции, кроме тех, которые ранее достигли фронта. Массу фронта увеличивают на массу порций, достигших на данном шаге фронта, и массу вовлеченного воздуха. Эффективный угол раскрытия струи определяют по порциям, достигшим фронта.

При расчете для каждой порции топлива определяли коэффициент потерь энергии k_1 и эффективный угол раскрытия струи β_s , по значениям которых оценивали характер взаимодействия фронта с воздухом, а также зависимость k_1 и β_s от условий топливоподачи. Основными факторами, влияющими на значения k_1 и β_s , являются: плотность окружающей среды, диаметр распыливающего отверстия и давление впрыскивания. Влияние вязкости, плотности и поверхностного натяжения топлива, температуры и вязкости воздуха менее существенно.

Исследование влияния плотности среды, давления распыливания (перепада давления на распыливающем отверстии) и диаметра распыливающего отверстия на коэффициент k_1 и угол β_s проводили по следующей методике. В исходных данных задавали условия распыливания топлива, соответствующие экспериментальным данным. Используя метод последовательных приближений, выполняли серию расчетов дальности струи. Результаты расчетов сравнивали с экспериментальными данными по среднему квадратичному отклонению. Значения коэффициента k_1 исследовали в диапазоне от 0 до 10 м^{-1} . Значение β_s изменялось в диапазоне от 0 до 15° . Расчет базировался на результатах скоростной киносъемки, полученных при постоянных расходах топлива через распылитель с постоянными характеристиками вылетающих порций топлива и эффективного угла раскрытия струи. Исследовали распыливание топлива с полученными выше физическими свойствами смесового топлива при его истечении в воздух с температурой 293 К . Для каждого опыта были получены значения коэффициента k_1 и угла β_s (рис. 7).

Для оценки характера движения топлива в распыливающем отверстии используется критерий Рейнольдса в виде

$$\operatorname{Re} = C_0 \frac{d_p}{v_T} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} (p_{\text{впр}} - p_{\text{пр}})} \frac{d_p}{v_T}.$$

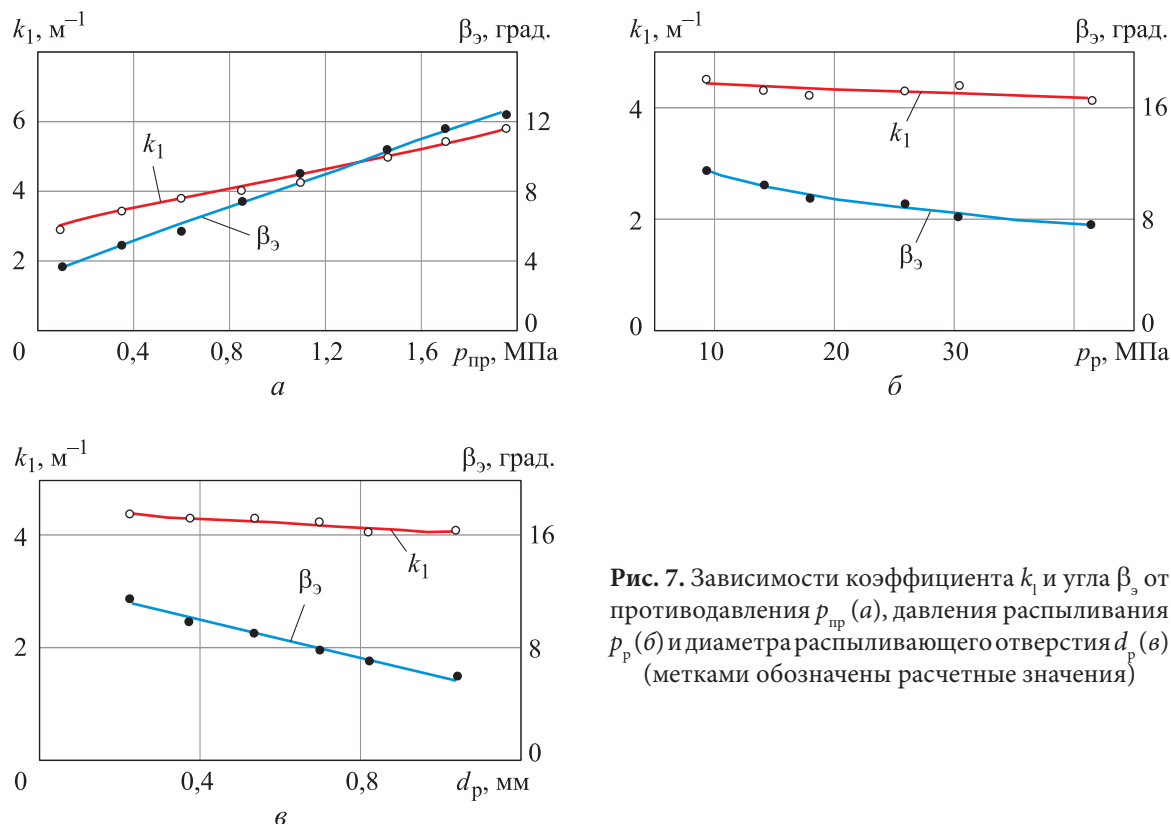


Рис. 7. Зависимости коэффициента k_1 и угла β_3 от противодействия $p_{\text{пр}}$ (а), давления распыливания $p_{\text{р}}$ (б) и диаметра распыливающего отверстия $d_{\text{р}}$ (в) (метками обозначены расчетные значения)

После приведения влияющих параметров к безразмерному виду получены характеристики на рис. 8, показывающие, что взаимосвязи коэффициента k_1 и угла β_3 хорошо описываются линейными зависимостями в диапазоне изменения относительной плотности среды ρ (отношение плотности воздуха в цилиндре к плотности топлива $\rho_{\text{в}}/\rho_{\text{в}})$ от 0,001 до 0,028, причем коэффициент корреляции зависимостей $k_1 = f(\rho)$ и $\beta_3 = f(\rho)$ оказался равным 0,99. На рис. 8, а разброс исходных расчетных точек (показа-

ны на рис. 7) от линейных зависимостей укладывается в погрешность 10 %. Как видно на рис. 8, б, точки хорошо описываются линейными зависимостями. Коэффициент корреляции между k_1 и числом Re невелик и равен 0,61, разброс исходных точек не превышает 3 %.

Таким образом, число влияющих факторов может быть сведено к двум — относительной плотности воздуха ρ и числу Рейнольдса Re, с которыми хорошо коррелируются коэффициент k_1 и угол β_3 .

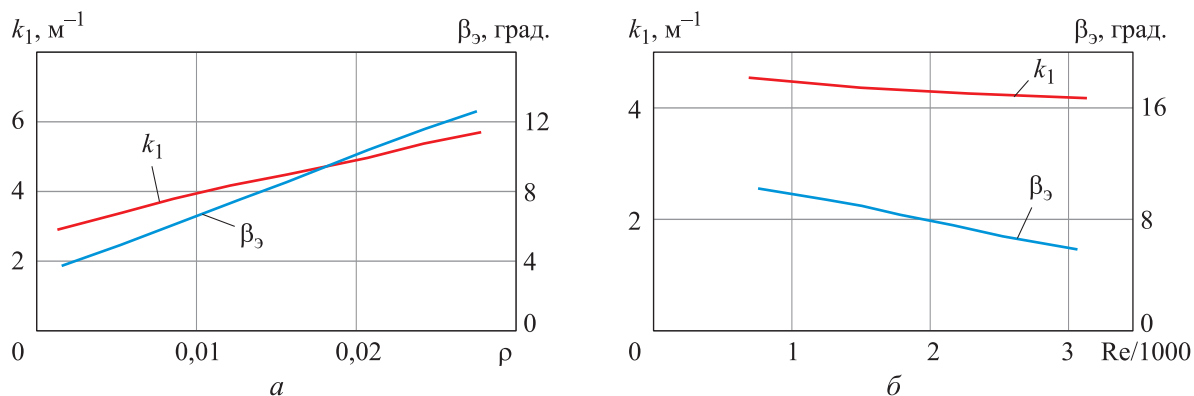


Рис. 8. Зависимость коэффициента k_1 и угла β_3 от относительной плотности среды ρ (а) и числа Рейнольдса Re (б)

В аналитические зависимости для k_1 и β_3 введен комплекс η , являющийся отношением динамической вязкости топлива η_t к динамической вязкости среды (воздуха) η_b , т. е. $\eta = \eta_t/\eta_b$. Обработка полученных данных позволила получить аналитические зависимости между влияющими факторами и искомыми функциями. Для коэффициента k_1 [м⁻¹] получена зависимость, которая при коэффициенте множественной корреляции $K_m = 0,94$ имеет вид

$$k_1 = 5,5\rho^{0,1}(1 + 20\rho)(1 - 0,51 \cdot 10^{-8} \text{Re} \cdot \eta^{1,16}).$$

Для угла β_3 , град., получена зависимость, которая при коэффициенте множественной корреляции $K_m = 0,99$ имеет вид

$$\beta_3 = 6,24 + 345,6\rho - 34 \cdot 10^{-8} \text{Re} \cdot \eta^{1,16}.$$

Расчет развития струи в КС целесообразно проводить до момента начала воспламенения топлива, т. е. за время периода задержки воспламенения τ_i . Период τ_i оценивали по параметрам воздуха на момент начала подачи топлива в КС дизельного двигателя и получали с использованием зависимости, предложенной А.И. Толстовым [45, 46]. Определение физических свойств воздуха в КС — давления p_b , плотности ρ_b , температуры T_b — выполняли с учетом начальных условий. Давление воздуха в цилиндре $p_{пр}$ при $\tau < \tau_i$ приближенно определяли для политропного сжатия в виде $p_{пр} = p_a \epsilon_i^{n_1}$ (ϵ_i — текущая степень сжатия, n_1 — показатель политропы сжатия). Текущую плотность воздуха рассчитывали по уравнению Клапейрона.

Результаты расчетного исследования процессов впрыскивания и распыливания смесового биотоплива

Расчеты с использованием программы, написанной на языке Turbo Basic, проведены для нестационарного истечения топлива (его импульсной подаче от ТНВД) из распыливающих отверстий форсунки дизельного двигателя типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5). Это рядный четырехцилиндровый двигатель со степенью сжатия $\epsilon = 16$ и с турбонаддувом. Исследован режим максимальной мощности с частотой вращения коленчатого вала $n = 2400$ мин⁻¹ и цикловой подачи топлива $q_{ц} = 82$ мм³. Дизельная форсунка с пятью распыливающими отверстиями диаметром $d_c = 0,35$ мм имела эффективное проходное сечение $\mu_c f_c = 0,27$ мм² и давление начала впры-

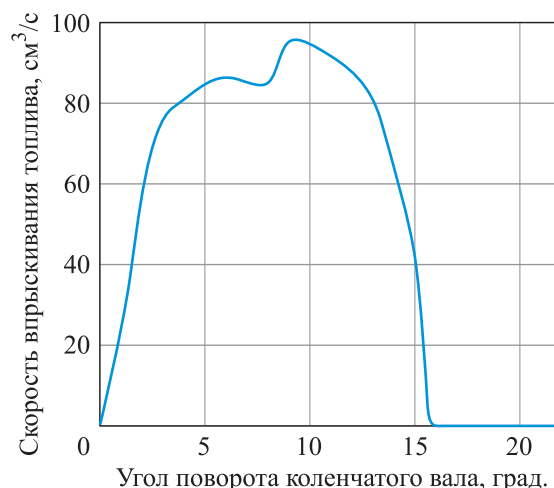


Рис. 9. Характеристика подачи топлива дизельного двигателя типа Д-245 на режиме максимальной мощности

скивания $p_{ф0} = 20$ МПа. Характеристика подачи топлива показана на рис. 9 [45, 46]. Параметры начала сжатия — давление $p_a = 206,6$ кПа, температура $T_a = 430$ К. Показатель политропы сжатия $n_1 = 1,37$. Исследованы параметры процессов впрыскивания и распыливания смесового биотоплива, содержащего 80 % ДТ и 20 % РМ. Энергия активации этого топлива $E = 21,1$ кДж/моль. Физические свойства этого топлива при различных температурах представлены в табл. 2. Полученные в результате расчетов параметры впрыскивания и распыливания смесового биотоплива, содержащего 80 % ДТ и 20 % РМ, при различной температуре в момент времени, соответствующий 15 градусам поворота коленчатого вала (см. рис. 9) или 1,04 мс после начала впрыскивания, приведены в табл. 3 и на рис. 10.

Исследование взаимосвязи экологических показателей дизельного двигателя с параметрами впрыскивания и распыливания биотоплива

Результаты многочисленных исследований указывают на определяющее влияние процессов впрыскивания и распыливания топлива на экологические показатели дизельных двигателей [45–47]. Для подтверждения этого влияния расчетные данные табл. 3 по параметрам процессов впрыскивания и распыливания топлива на момент окончания впрыскивания дизельного двигателя типа Д-245, работающего на смеси нефтяного ДТ с РМ, дополнены показателями топливной экономичности и токсичности ОГ это-

Таблица 3. Параметры процессов впрыскивания и распыливания смесового биотоплива, содержащего 80 % ДТ и 20 % РМ, при различной температуре

Параметр	Температура топлива, °C					
	0	10	20	30	40	50
Суммарная площадь поверхности капель S , см ²	103,8	108,8	114,5	120,3	125,8	130,2
Ширина струи B , мм	11,13	11,45	11,82	12,18	12,51	12,76
Угол раскрытия конуса струи β , град.	14,64	15,55	16,61	17,70	18,77	19,65
Длина струи L , мм	54,69	53,37	52,00	50,69	49,51	48,59
Диаметр капель по Заутеру d_{32} , мкм	47,43	45,25	42,97	40,91	39,11	37,80
<i>Примечание.</i> Параметры B , β и L показаны на рис. 5, а.						

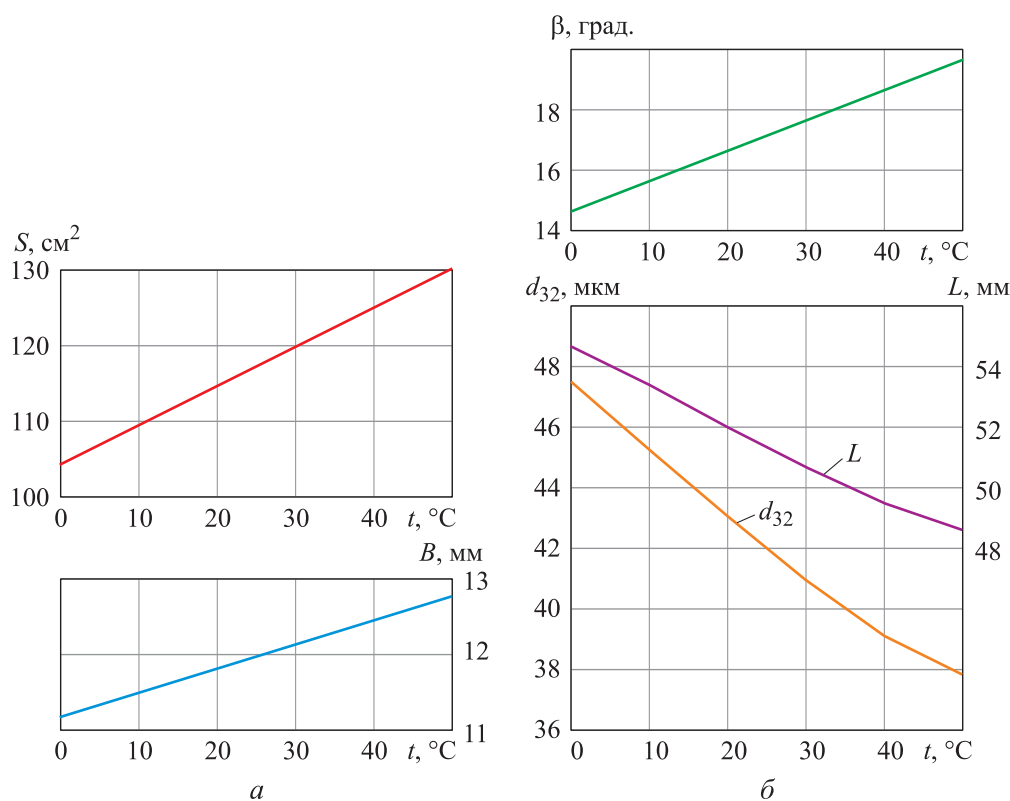


Рис. 10. Зависимость параметров процессов впрыскивания и распыливания смесового биотоплива от его температуры:

а — площадь поверхности капель поданного топлива S и ширина струи B ; б — угол раскрытия струи β , ее длина L и средний диаметр капель по Заутеру d_{32}

го двигателя, полученные в работе [47] с использованием ПК «Дизель-РК». Эти данные сведены в табл. 4.

Отметим, что эффективный КПД исследуемого двигателя сравнительно слабо зависит от состава используемого смесового топлива. Поэтому при дальнейшем исследовании оценивалась взаимосвязь двух основных экологических показателей дизельных двигателей — содер-

жания в их ОГ оксидов азота C_{NO_x} и дымности ОГ K_x с основными параметрами процессов впрыскивания и распыливания топлива — длиной струи L и углом раскрытия конуса струи β . С использованием метода наименьших квадратов и программного комплекса Mathcad по представленным в табл. 4 данным определена взаимосвязь указанных экологических показателей дизельного двигателя типа Д-245 с параметрами

Таблица 4. Параметры процессов впрыскивания и распыливания топлива на момент окончания впрыскивания, соответствующие показатели топливной экономичности и токсичности ОГ дизельного двигателя типа Д-245 при различном содержании РМ в смесях с нефтяным ДТ на номинальном режиме с $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и $q_{\text{ц}} = 80 \text{ мм}^3$

Параметр	Содержание РМ в смесях с ДТ, %					
	0	2,5	5,0	7,5	10,0	20,0
Длина струи L , мм	41,9	42,1	42,3	42,5	42,7	43,4
Приращение длины струи ΔL , мм	0	+0,2	+0,4	+0,6	+0,8	+1,5
Угол раскрытия конуса струи β , град.	20,80	20,65	20,50	20,35	20,20	19,60
Приращение угла раскрытия конуса струи $\Delta\beta$, град.	0	−0,15	−0,30	−0,45	−0,60	−1,20
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт · ч)	225,7	226,6	227,4	228,1	228,7	231,6
Эффективный КПД двигателя η_e	0,3753	0,3749	0,3747	0,3747	0,3748	0,3746
Концентрация в ОГ оксидов азота C_{NO_x} , ppm	677	674	670	665	660	646
Дымность ОГ K_x , % по шкале Хартиджа	11,2	10,6	10,0	9,5	9,0	7,4

процессов впрыскивания и распыливания смешанного биотоплива. При этом получено четыре корреляционных зависимости указанных параметров в виде квадратичных полиномов:

$$C_{\text{NO}_x} = C_{\text{NO}_{x0}} - 0,0307 C_{\text{NO}_{x0}} \Delta L - 5,34 \cdot 10^{-7} C_{\text{NO}_{x0}}^2 \Delta L^2; \quad (6)$$

$$C_{\text{NO}_x} = C_{\text{NO}_{x0}} + 0,0434 C_{\text{NO}_{x0}} \Delta\beta + 5,09 \cdot 10^{-6} C_{\text{NO}_{x0}}^2 \Delta\beta^2; \quad (7)$$

$$K_x = K_{x0} - 0,2708 K_{x0} \Delta L + 0,0027 K_{x0}^2 \Delta L^2; \quad (8)$$

$$K_x = K_{x0} + 0,3729 K_{x0} \Delta\beta + 0,0067 K_{x0}^2 \Delta\beta^2. \quad (9)$$

Графическое изображение этих зависимостей представлено на рис. 11, 12, где показаны исходные точки и аппроксимирующие характеристики.

Для оценки возможности использования полученных зависимостей в табл. 5 приведены максимальные различия определения исследуемых экологических показателей C_{NO_x} и K_x дизельного двигателя типа Д-245 по зависимостям (6)–(9) и коэффициенты детерминации, характеризующие плотность взаимосвязи этих показателей с параметрами ΔL и $\Delta\beta$ процессов впрыскивания и распыливания топлива. Приведенные данные свидетельствуют о высокой

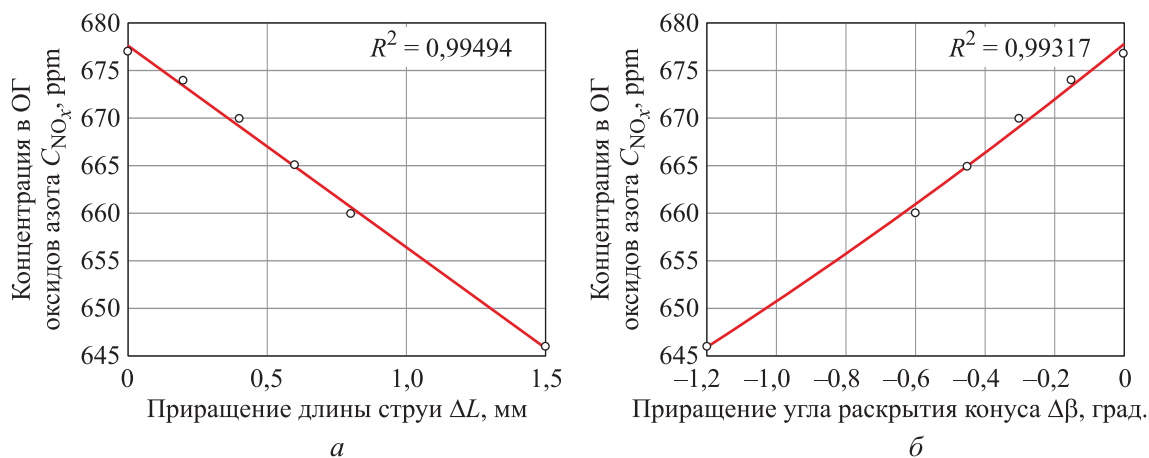


Рис. 11. Зависимость концентрации в ОГ двигателя оксидов азота: *а* — от приращения длины струи распыливаемого топлива; *б* — от приращения угла раскрытия конуса струи распыливаемого топлива

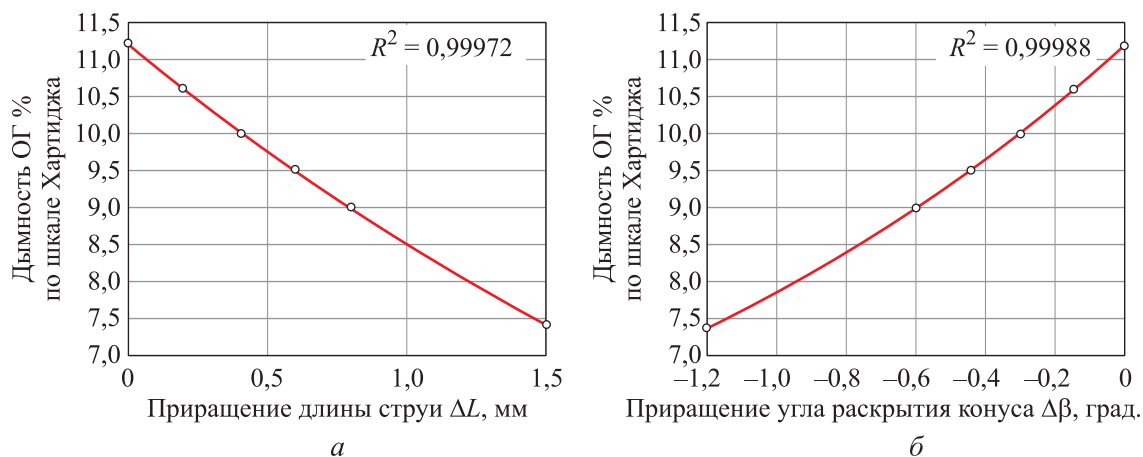


Рис. 12. Зависимость дымности ОГ двигателя:
а — от приращения длины струи распыливаемого топлива; *б* — от приращения угла раскрытия конуса струи распыливаемого топлива

Таблица 5. Максимальные различия в определении исследуемых экологических показателей C_{NO_x} и K_X дизельного двигателя типа Д-245 по зависимостям (6)–(9) и коэффициенты детерминации, характеризующие плотность взаимосвязи этих показателей с параметрами ΔL и $\Delta \beta$ процессов впрыскивания и распыливания топлива

Номер зависимости	Максимальная погрешность C_{NO_x} или K_X , %	Коэффициент детерминации R^2
Зависимость (6) — $C_{NO_x} = f(\Delta L)$	0,19	0,995
Зависимость (7) — $C_{NO_x} = f(\Delta \beta)$	0,24	0,993
Зависимость (8) — $K_X = f(\Delta L)$	0,41	0,999
Зависимость (9) — $K_X = f(\Delta \beta)$	0,23	0,999

корреляции рассматриваемых экологических показателей с основными параметрами процессов впрыскивания и распыливания топлива. Значения коэффициентов детерминации R^2 для зависимостей (6)–(9) превышают 0,99.

В целом, проведенный комплекс расчетных исследований позволил определить аналитические зависимости физических свойств смеси 80 % нефтяного дизельного топлива с 20 % рапсового масла от температуры этой смеси, оценить показатели процессов впрыскивания и распыливания указанной смеси в камере сгорания дизельного двигателя, выявить влияние характеристик топливной струи (длины, угла раскрытия и мелкости распыливания) на экологические показатели дизельного двигателя и определить аналитические зависимости экологических показателей этого двигателя

от основных показателей процессов впрыскивания и распыливания рассматриваемого биотоплива.

Заключение

Результаты проведенных исследований могут быть сведены к следующим основным выводам.

1. Использование растительных масел в качестве дизельного топлива затруднено из-за различий физико-химических и моторных свойств масел от аналогичных свойств нефтяного дизельного топлива. Приближение свойств растительных масел к свойствам нефтяного дизельного топлива достигается при использовании смесей этих топлив.

2. Проведен анализ физических свойств смеси 80 % нефтяного дизельного топлива и 20 % рапсового масла при температурах от 0

до 50 °С. Получены формулы, описывающие зависимости вязкости, плотности и поверхностного натяжения этой смеси от температуры.

3. Предложена методика расчета процессов впрыскивания и распыливания топлива. Принято, что струя является гетерогенной и состоящей из неодинаковых по размеру капель мелко распыленного топлива и его паров, движущихся в воздушной среде и взаимодействующих между собой и окружающим воздухом.

4. С использованием предложенной методики проведены расчетные исследования процессов впрыскивания и распыливания топлива в камере сгорания дизельного двигателя типа Д-245 при его работе на режиме максимальной мощности на смеси 80 % нефтяного дизельного топлива и 20 % рапсового масла.

5. Исследована взаимосвязь содержания в отработавших газах оксидов азота и их дымности с основными параметрами впрыскивания и распыливания смесового биотоплива — длиной струи и углом раскрытия конуса струи. С использованием метода наименьших квадратов и программного комплекса Mathcad определены корреляционные зависимости указанных параметров в виде квадратичных полиномов.

6. Сделан вывод о высокой корреляции полученных зависимостей указанных экологических показателей с основными параметрами процессов впрыскивания и распыливания топлива и о высокой точности определения содержания в отработавших газах оксидов азота и их дымности по полученным корреляционным зависимостям.

Литература

- [1] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [2] Stančin H., Mikulcic H., Wang X. et al. A review on alternative fuels in future energy system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, vol. 128, art. no 109927, pp. 1–38.
- [3] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, НИЦ Инженер, Оникс-М, 2012, 791 с.
- [4] Wang H., Ang B.W. Assessing the role of international trade in global CO₂ emissions: An index decomposition analysis approach. *Applied Energy*, 2018, vol. 218, pp. 146–158.
- [5] Гайворонский А.И., Гордин В.М., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [6] Абакумов А.М. На пути к низкоуглеродной мобильности. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 47–60.
- [7] Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. *Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Инженер (Союз НИО), 2016, 292 с.
- [8] Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов В.Г., Баргов В.В., Зыков С.А. *Моторные топлива, производимые из растительных масел*. Рига, Lambert Academic Publishing, 2019, 420 с.
- [9] Fang Z., Smith Jr.R.L., Xu L. *Production of biofuels and chemicals from sustainable recycling of organic solid waste*. Cham, Switzerland, Springer, 2022, 523 p.
- [10] Kumar S., Sani R.K. *Biorefining of biomass to biofuels*. Cham, Switzerland, Springer, 2018, 372 p.
- [11] Mabrouki J., Mourade A., Irshad A., Chaudhry S.A. *Advanced technology for smart environment and energy*. Cham, Switzerland, Springer, 2023, 320 p.
- [12] Srivastava N., Srivastava M., Mishra P.K., Gupta V.K. *Bioprocessing for biofuel production: Strategies to improve process parameters*. Singapore, Springer, 2020, 243 p.
- [13] Марков В.А., Иванкин А.Н., Бовэнь Са, Доронин Д.Ю. Талловое масло как сырье для производства биодизельного топлива. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 72–83. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.72-83>
- [14] Phillip A., Goyal B. Algal Biofuels: A comprehensive review and analysis. *Journal of Applied Life Sciences International*, 2024, vol. 27, iss. 5, art. no. JALSI.122551, pp. 52–72.
- [15] Нагорнов С.А., Мещерякова Ю.В., Марков В.А., Быковская Л.И. Получение биодизельного топлива из биомассы микроводорослей. *Двигателестроение*, 2024, № 4, с. 101–117.
- [16] Нагорнов С.А., Мещерякова Ю.В., Марков В.А., Быковская Л.И. Использование микроводоросли *Chlorella vulgaris* в качестве биодизельного топлива. *Двигателестроение*, 2025, № 2, с. 72–85.

- [17] Базаров Б.И., Калауров С.А., Васидов А.Х. *Альтернативные моторные топлива*. Ташкент, SHAMS ASA, 2014, 189 с.
- [18] Карпов С.А., Капустин В.М., Старков А.К. *Автомобильные топлива с биоэтанолом*. Москва, КолосС, 2007, 216 с.
- [19] Дугин Г.С. Применение биоэтанольного топлива на автотранспорте. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2010, № 5, с. 48–51.
- [20] Иванникова Е.М., Систер В.Г., Чирков В.Г. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания. *Альтернативная энергетика и экология*, 2014, № 13, с. 35–44.
- [21] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 3. Биотопливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 39–46.
- [22] Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю., Даргель Р.С., Плотников С.А., Заболотских Г.Э. Расчет периода задержки воспламенения при работе тракторного двигателя на смесях дизельного топлива с сурепным маслом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 10, с. 96–104.
- [23] Ощепков П.П., Бижаев А.В., Заев И.А., Смирнов С.В., Адеджа Адегбенро С. Исследование дизельного топлива с добавками пальмового масла. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2018, № 5, с. 56–62.
- [24] Плотников С.А., Карташевич А.Н., Заболотских Г.Э., Плотникова Ю.А. Исследование эффективных показателей дизельного двигателя на режимах скоростной характеристики при работе на биоминеральных топливных смесях. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 83–91.
- [25] Уханов А.П., Година Е.Д. Определение теплоты сгорания дизельного смешанного топлива из соевого масла. *Вестник Северо-Восточного федерального университета*, 2013, т. 10, № 5, с. 25–29.
- [26] Che Mat S., Idroas M.Y., Hamid M.F., Zainal Z.A. Performance and emissions of straight vegetable oils and its blends as a fuel in diesel engine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 82, pp. 808–823.
- [27] Das M., Sarkar M., Datta A., Santra A.K. An experimental study on the combustion, performance and emission characteristics of a diesel engine fuelled with diesel-castor oil biodiesel blends. *Renewable Energy*, 2018, vol. 119, pp. 174–184. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.12.014>
- [28] Hazar H., Sevinc H. Investigation of the effects of pre-heated linseed oil on performance and exhaust emission at a coated diesel engine. *Renewable Energy*, 2019, vol. 130, pp. 961–967.
- [29] Prabu S.S., Asokan M.A., Prathiba S., Ahmed S., Puthean G. Effect of additives on performance, combustion and emission behavior of preheated palm oil/diesel blends in DI diesel engine. *Renewable Energy*, 2018, vol. 122, pp. 196–205. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.01.068>
- [30] Звонов В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С. Исследование эффективности применения в дизельных двигателях топливных смесей и биотоплив. *Российский химический журнал (Журнал Российского химического общества им. Д.И. Менделеева)*, 2008, т. LII, № 6, с. 147–151.
- [31] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Исследование скоростных режимов рабочего процесса дизельного двигателя на биотопливе. *Двигателестроение*, 2024, № 2, с. 75–83.
- [32] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Экспериментальные исследования токсичности отработавших газов дизельного двигателя при работе на этаноле и рапсовом масле. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 74–82.
- [33] Марков В.А., Девянин С.Н., Са Бовэнь, Нормуродов А.А. Исследование работы дизельного двигателя на смешанных и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 70–90. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [34] Глазков Ю.Е., Глазкова М.М. Анализ особенностей эксплуатации двигателей транспортных средств на различных видах биотоплива. *Тенденции развития науки и образования*, 2020, № 67, ч. 2, с. 27–30.
- [35] Марков В.А., Кулешов А.С., Неверов В.А., Са Бовэнь, Зенкин А.Н. Совершенствование процессов распыливания топлива и смесеобразования при работе дизеля на смешанных биотопливах. *Двигателестроение*, 2021, № 1, с. 3–12.
- [36] Вальехо Мальдонадо П.Р., Гусаков С.В., Прияндака А. Экспериментальное определение кинетических констант воспламенения растительных топлив в условиях ДВС. *Вестник РУДН. Инженерные исследования*, 2003, № 1, с. 29–31.
- [37] Марков В.А., Са Бовэнь, Неверов В.А., Камалтдинов В.Г. Исследование воспламеняемости растительных масел в камере сгорания дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2021, № 3, с. 16–21.
- [38] Лиханов В.А., Лопатин О.П., Козлов А.Н., Юрлов А.С. Экспериментальные данные эффективных показателей дизеля, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла. *Двигателестроение*, 2025, № 2, с. 61–71.

- [39] Марченко А.П., Семенов В.Г. Альтернативное биотопливо на основе производных рапсового масла. *Химия и технология топлив и масел*, 2001, № 3, с. 31–32.
- [40] Савельев Г.С., Кочетков М.Н. Расчет параметров топливной системы тракторного дизеля при его адаптации к работе на рапсовом масле. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2009, № 4, с. 60–67.
- [41] Уханов А.П., Уханов Д.А., Шеменев Д.С. *Дизельное смесевое топливо*. Пенза, РИО Пензенской государственной сельскохозяйственной академии, 2012, 147 с.
- [42] Fasina O.O., Colley Z. Viscosity and specific heat of vegetable oils as a function of temperature: 35 °C to 180 °C. *International Journal of Food Properties*, 2008, vol. 11, pp. 738–746.
<https://doi.org/10.1080/10942910701586273>
- [43] Giakoumis E.G. Analysis of 22 vegetable oils' physico-chemical properties and fatty acid composition on a statistical basis, and correlation with the degree of unsaturation. *Renewable Energy*, 2018, vol. 126, pp. 403–419. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.03.057>
- [44] Stanciu I. A new viscosity-temperature relationship for vegetable oil. *Journal of Petroleum Technology and Alternative Fuels*, 2012, vol. 3, no. 2, pp. 19–23. <https://doi.org/10.5897/JPTAF12.001>
- [45] Марков В.А., Десянин С.Н., Мальчук В.И. *Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, 360 с.
- [46] Десянин С.Н. *Улучшение эксплуатационно-технических показателей быстроходного дизеля совершенствованием процессов впрыскивания и распыливания топлива*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005, 390 с.
- [47] Неверов В.А. *Улучшение экологических и эффективных показателей дизеля совершенствованием процесса распыливания нефтяного и альтернативных топлив*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022, 158 с.
- [48] Кutowой В.А. *Впрыск топлива в дизелях*. Москва, Машиностроение, 1981, 119 с.

References

- [1] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [2] Stančin H., Mikulcic H., Wang X. et al. A review on alternative fuels in future energy system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, vol. 128, art. no 109927, pp. 1–38.
- [3] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания* [Alternative Fuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, Inzhener, Oniko-M Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [4] Wang H., Ang B.W. Assessing the role of international trade in global CO₂ emissions: An index decomposition analysis approach. *Applied Energy*, 2018, vol. 218, pp. 146–158.
- [5] Gayvoronskiy A.I., Gordin V.M., Markov V.A. Problems and prospects of using carbon-free and low carbon motor fuels in various scenarios of transition to carbon-neutral energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [6] Abakumov A.M. Towards low-carbon mobility. *Alternative Fuel Transport*, 2021, no. 6, pp. 47–60 (In Russ.).
- [7] Markov V.A., Devyanin S.N., Zykov S.A., Gaydar S.M. *Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания* [Biofuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, Inzhener (Soyuz NIO) Publ., 2016, 292 p. (In Russ.).
- [8] Markov V.A., Devyanin S.N., Semenov V.G., Bagrov V.V., Zykov S.A. *Моторные топлива, производимые из растительных масел* [Motor Fuels Made from Vegetable Oils]. Riga, Lambert Academic Publ., 2019, 420 p. (In Latvia).
- [9] Fang Z., Smith Jr.R.L., Xu L. *Production of biofuels and chemicals from sustainable recycling of organic solid waste*. Cham, Switzerland, Springer, 2022, 523 p.
- [10] Kumar S., Sani R.K. *Biorefining of biomass to biofuels*. Cham, Switzerland, Springer, 2018, 372 p.
- [11] Mabrouki J., Mourade A., Irshad A., Chaudhry S.A. *Advanced technology for smart environment and energy*. Cham, Switzerland, Springer, 2023, 320 p.
- [12] Srivastava N., Srivastava M., Mishra P.K., Gupta V.K. *Bioprocessing for biofuel production: Strategies to improve process parameters*. Singapore, Springer, 2020, 243 p.
- [13] Markov V.A., Ivankin A.N., Bowen Sa, Doronin D.Yu. Tallow oil as a raw material for the production of biodiesel fuel. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 72–83 (In Russ.).
<https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.72-8>
- [14] Phillip A., Goyal B. Algal Biofuels: A comprehensive review and analysis. *Journal of Applied Life Sciences International*, 2024, vol. 27, iss. 5, art. no. JALSI.122551, pp. 52–72.

- [15] Nagornov S.A., Meshcheryakova Yu.V., Markov V.A., Bykovskaya L.I. Biodiesel fuel production from the microalgae biomass. *Engines Construction*, 2024, no. 4, pp. 101–117. (In Russ.).
- [16] Nagornov S.A., Meshcheryakova Yu.V., Markov V.A., Bykovskaya L.I. *Chlorella vulgaris* microalgae use as the biofuel. *Engines Construction*, 2025, no. 2, pp. 72–85. (In Russ.).
- [17] Bazarov B.I., Kalaurov S.A., Vasidov A.Kh. *Al'ternativnye motornye topliva* [Alternative Motor Fuels]. Tashkent, SHAMS ASA Publ., 2014, 189 p. (In Uzbekistan).
- [18] Karpov S.A., Kapustin V.M., Starkov A.K. *Avtomobil'nye topliva s bioetanolom* [Automotive Fuels with Bioethanol]. Moscow, KolosS Publ., 2007, 216 p. (In Russ.).
- [19] Dugin G.S. Application of bioethanol fuel in motor transport. *Alternative Fuel Transport*, 2010, no. 5, pp. 48–51. (In Russ.).
- [20] Ivannikova E.M., Sister V.G., Chirkov V.G. Alternative fuels for internal combustion engines. *Alternative Energy and Ecology*, 2014, no. 13, pp. 35–44. (In Russ.).
- [21] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for the sustainable development of the transport sector. Part 3. Biofuels. *Alternative Fuel Transport*, 2021, no. 6, pp. 39–46 (In Russ.).
- [22] Kartashevich A.N., Malyshkin P.Y., Dargel R.S., Plotnikov S.A., Zabolotskikh G.E. Computing the ignition delay period for the tractor engine operation on the diesel fuel and rapeseed oil mixtures. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 10, pp. 96–104. (In Russ.).
- [23] Oshchepkov P.P., Bizhayev A.V., Zayev I.A., Smirnov S.V., Adedozha Adegbenro S. Research of diesel fuel with palm oil additives. *Alternative Fuel Transport*, 2018, no. 5, pp. 56–62. (In Russ.).
- [24] Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Zabolotskikh G.E., Plotnikova Yu.A. Diesel engine efficiency performance indicators at the speed characteristic modes when operating on the biomineral fuel mixtures. *Engines Construction*, 2024, no. 3, pp. 83–91. (In Russ.).
- [25] Ukhanov A.P., Godina E.D. Determination of the combustion heat of diesel blended fuel from soybean oil. *Bulletin of the North-Eastern Federal University*, 2013, vol. 10, no. 5, pp. 25–29. (In Russ.).
- [26] Che Mat S., Idroas M.Y., Hamid M.F., Zainal Z.A. Performance and emissions of straight vegetable oils and its blends as a fuel in diesel engine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 82, pp. 808–823.
- [27] Das M., Sarkar M., Datta A., Santra A.K. An experimental study on the combustion, performance and emission characteristics of a diesel engine fuelled with diesel-castor oil biodiesel blends. *Renewable Energy*, 2018, vol. 119, pp. 174–184. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.12.014>
- [28] Hazar H., Sevinc H. Investigation of the effects of pre-heated linseed oil on performance and exhaust emission at a coated diesel engine. *Renewable Energy*, 2019, vol. 130, pp. 961–967.
- [29] Prabu S.S., Asokan M.A., Prathiba S., Ahmed S., Puthean G. Effect of additives on performance, combustion and emission behavior of preheated palm oil/diesel blends in DI diesel engine. *Renewable Energy*, 2018, vol. 122, pp. 196–205. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.01.068>
- [30] Zvonov V.A., Kozlov A.V., Terenchenko A.S. Research on the effectiveness of using fuel mixtures and biofuels in diesel engines. *Russian Chemical Journal (Journal of the Russian Chemical Society named after D.I. Mendeleev)*, 2008, vol. LII, no. 6, pp. 147–151. (In Russ.).
- [31] Likhanov V.A., Lopatin O.P. High-speed operation modes of a biofuel diesel engine. *Engines Construction*, 2024, no. 2, pp. 75–83. (In Russ.).
- [32] Likhanov V.A., Lopatin O.P. Experimental study of the diesel engine exhaust gases toxicity in operation on the ethanol and rapeseed oil. *Engines Construction*, 2024, no. 3, pp. 74–82. (In Russ.).
- [33] Markov V.A., Devyanin S.N., Sa Bowen, Normurodov A.A. Investigation of diesel engine operation on mixed biofuels and emulsified biofuels with rapeseed oil additives. *Engines Construction*, 2023, no. 1, pp. 70–90. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [34] Glazkov Yu.E., Glazkova M.M. Analysis of the features of operating vehicle engines on various types of biofuel. *Trends in Science and Education*, 2020, no. 67, part 2, pp. 27–30. (In Russ.).
- [35] Markov V.A., Kuleshov A.S., Neverov V.A., Sa Boven, Zenkin A.N. Improvement of fuel spraying and mixture formation processes during diesel operation on blended biofuels. *Engines Construction*, 2021, no. 1, pp. 3–12. (In Russ.).
- [36] Vallejo Maldonado P.R., Gusakov S.V., Priyandaka A. Experimental Estimation of Ignition Coefficients for Biofuels in Internal Combustion Engines. *RUDN University Bulletin. Engineering Research*, 2003, no. 1, pp. 29–31. (In Russ.).
- [37] Markov V.A., Sa Boven, Neverov V.A., Kamaltdinov V.G. Combustibility of vegetable oils in diesel engine combustion chamber. *Engines Construction*, 2021, no. 3, pp. 16–21. (In Russ.).

- [38] Likhanov V.A., Lopatin O.P., Kozlov A.N., Yurlov A.S. Efficiency performance indicators of a diesel engine running on methanol and the rapeseed oil methyl ester. *Engines Construction*, 2025, no. 2, pp. 61–71. (In Russ.).
- [39] Marchenko A.P., Semenov V.G. Alternative biofuels based on rapeseed oil derivatives. *Chemistry and Technology of Fuels and Oils*, 2001, no. 3, pp. 31–32. (In Russ.).
- [40] Savelyev G.S., Kochetkov M.N. Calculation of the fuel system parameters of a tractor diesel engine when it is adapted to run on rapeseed oil. *Alternative Fuel Transport*, 2009, no. 4, pp. 60–67. (In Russ.).
- [41] Ukhanov A.P., Ukhanov D.A., Shemenov D.S. *Dizel'noe smesevoe toplivo* [Diesel mixed fuel]. Penza, institute of Penza State Agricultural Academy Press, 2012, 147 p. (In Russ.).
- [42] Fasina O.O., Colley Z. Viscosity and specific heat of vegetable oils as a function of temperature: 35 °C to 180 °C. *International Journal of Food Properties*, 2008, vol. 11, pp. 738–746. <https://doi.org/10.1080/10942910701586273>
- [43] Giakoumis E.G. Analysis of 22 vegetable oils' physico-chemical properties and fatty acid composition on a statistical basis, and correlation with the degree of unsaturation. *Renewable Energy*, 2018, vol. 126, pp. 403–419. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.03.057>
- [44] Stanciu I. A new viscosity-temperature relationship for vegetable oil. *Journal of Petroleum Technology and Alternative Fuels*, 2012, vol. 3, no. 2, pp. 19–23. <https://doi.org/10.5897/JPTAF12.001>
- [45] Markov V.A., Devyanin S.N., Malchuk V.I. *Vpryskivanie i raspylivanie topliva v dizelyah* [Fuel injection and spraying in diesel engines]. Moscow, BMSTU Press, 2007, 360 p. (In Russ.).
- [46] Devyanin S.N. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh pokazatelej bystrohodnogo dizelya sovershenstvovaniem processov vpryskivaniya i raspylivaniya topliva* [Improving the performance of a high-speed diesel engine by improving the fuel injection and spraying processes]. Diss. Dr. Sci. Moscow, Bauman Moscow State Technical University, 2005, 390 p. (In Russ.).
- [47] Neverov V.A. *Uluchshenie ekologicheskikh i effektivnykh pokazatelej dizelya sovershenstvovaniem protsessa raspylivaniya neftyanogo i al'ternativnykh topliv* [Improving the environmental and performance indicators of a diesel engine by improving the process of spraying petroleum and alternative fuels]. Diss. Ph. D. Moscow, Bauman Moscow State Technical University, 2022, 158 p. (In Russ.).
- [48] Kutovoy V.A. *Vprysk topliva v dizelyah* [Fuel injection in diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 119 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 26.08.2025

Сведения об авторах

Девянин Сергей Николаевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Тракторы и автомобили», ФГБОУ ВО РГАУ — МСХА имени К.А. Тимирязева, Москва, Российская Федерация. E-mail: devta@rambler.ru

Марков Владимир Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

Неверов Всеволод Анатольевич — кандидат технических наук, ассистент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: sevasxp@mail.ru

Болдырев Артем Вячеславович — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: bolduizm@gmail.ru

Information about the authors

Devyanin Sergey Nikolaevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Tractors and Automobiles, Russian State Agrarian University — Moscow Timiryazev Agricultural Academy, Moscow, Russian Federation. E-mail: devta@rambler.ru

Markov Vladimir Anatolyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

Neverov Vsevolod Anatolyevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: sevasxp@mail.ru

Boldyrev Artem Vyacheslavovich — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: bolduizm@gmail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Девянин С.Н., Марков В.А., Неверов В.А., Болдырев А.В. Исследование процессов впрыскивания и распыливания топлива и параметров дизельного двигателя, работающего на биотопливах. *Двигателестроение*, 2025, № 3 (301), с. 82–101.

Citation:

Devyanin S.N., Markov V.A., Neverov V.A., Boldyrev A.V. Studying the fuel injection and spraying processes and parameters of a diesel engine running on the biofuels. *Engines Construction*, 2025, no. 3 (301), pp. 82–101. (In Russ.).

Требования к оформлению статей

1. Статьи направляются в редакцию по электронной почте. Архив материалов должен иметь формат .rar, рисунки могут находиться в одном архиве с текстом.

2. Общий объем рукописи статьи (текст + иллюстрации) должен содержать от 4 до 20 страниц листа формата A4.

3. К статье в обязательном порядке следует приложить представление от организации (факультета, НТС), экспертное заключение о возможности опубликования в открытой печати, авторское заявление на публикацию статьи.

4. Заявление должно быть подписано авторами с указанием: ФИО (полностью), ученой степени и звания, должности, числа опубликованных научных работ и области научных исследований, почтового адреса, названия организации, адреса электронной почты, номера телефона, SPIN-код ПИНЦ, Scopus Author ID, ORCID, Web of Science Researcher ID.

5. В начале рукописи статьи в левом верхнем углу указывают индекс УДК. Затем приводят остальные данные в следующем порядке: полное название статьи (на русском и английском языках); инициалы и фамилии авторов (на русском и английском языках); названия организаций; аннотация не менее 150 слов (актуальность, постановка проблемы, пути решения поставленной проблемы, результаты и выводы); ключевые слова — понятия и термины, используемые в статье (8–10 слов); текст статьи; список литературы; информация об авторах.

6. Рукопись статьи должна быть выполнена в текстовом редакторе MS Word. Текст должен быть набран через полтора интервала 14-м кеглем, шрифт Times New Roman с полями шириной 2,5 см. Абзацные отступы должны быть одинаковыми по всему тексту — 1,25 см. Кавычки (« »); скобки ([], ()); тире — длинное (—) в тексте; короткое (–) в цифровом сочетании (1–5, 1996–1998 и т. д.). Нумерация страниц обязательна. В рукописи статьи необходимо сделать ссылки на таблицы, рисунки и литературные источники, приведенные в материалах. Переносы использовать автоматические (категорически запрещается использовать переносы по требованию).

7. Цветные рисунки (диаграммы, фотографии, компьютерные окна и т. п.) должны быть представлены в цвете. Все рисунки должны быть пронумерованы и снабжены подрисовочными подписями.

8. Формулы набирают в редакторе MathType, Microsoft Equation. Буквы греческого алфавита должны быть набраны прямым шрифтом; буквы русского алфавита в формулах (в том числе в индексах) — прямым, латинского — курсивом.

9. В рукописях статей следует применять Систему международных единиц (СИ). Аббревиатуры следует расшифровывать при первом упоминании их в тексте, за исключением принятых сокращений единиц измерения, физических, химических, технических и математических величин и терминов (единицы измерения приводят на русском языке).

10. Список литературы составляют в последовательности ссылок в тексте. В тексте рукописи статьи ссылки заключают в квадратные скобки. Для статей указывают: фамилию и инициалы автора, название статьи, название журнала, год, том, номер (или выпуск), номера страниц, на которых опубликована соответствующая статья. В список литературы должны входить ссылки на актуальные научные работы отечественных и зарубежных специалистов, в первую очередь статьи, опубликованные за последние 5 лет в рецензируемых (индексируемых) научных периодических изданиях. Не рекомендуется ссылаться на материалы учебников и учебных пособий, научно-популярной литературы. В списке литературы желательно указывать не менее 15 ссылок на научные статьи, при этом следует избегать необоснованного самоцитирования. Названия книг, статей, других материалов и документов, опубликованных на иностранном языке, а также фамилии их авторов должны быть приведены в оригинальной транскрипции. В литературу не должны включаться неопубликованные материалы или материалы, не находящиеся в общественном доступе. Если в источник входит URL или DOI, автору следует проверить корректность их написания и доступность ресурса по ссылке.

11. Редакция сообщает автору о получении материалов статьи. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике журнала, отклоняются без рассмотрения. Редакция оставляет за собой право не вступать в переписку с авторами, которые не выполнили основные требования к оформлению рукописей статей. Датой поступления считается день получения редакцией окончательного текста рукописи, файлов и сопроводительных документов.

12. Рукописи, удовлетворяющие изложенным требованиям, проходят рецензирование. Решение о публикации принимается редакционной коллегией.

13. Плата за публикацию статей не взимается.