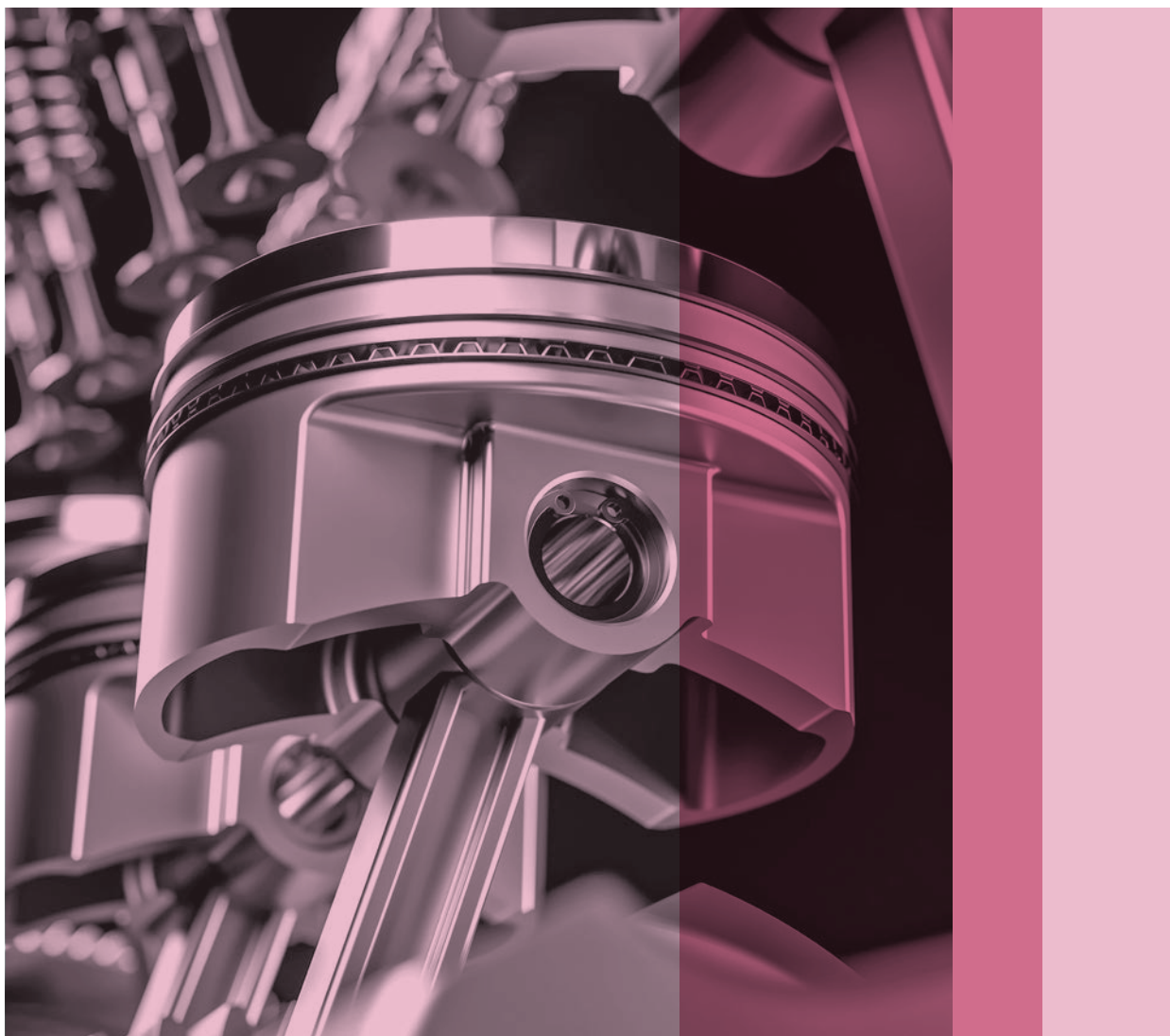


ДВИГАТЕЛЕ • СТРОЕНИЕ

2



Включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, ученой степени доктора наук (категория К2)



Общие проблемы двигателестроения;
Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей;
Расчеты, конструирование, исследования газотурбинных двигателей;
Альтернативные энергетические установки;
Системы и агрегаты двигателей;
Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование;
Топливо и смазочные материалы, присадки;
История развития конструкций (проектов), предприятий, науки о двигателях;

Конструкционные материалы;
Проблемы экологии;
Альтернативные топлива;
Ресурсосбережение;
Эксплуатация и ремонт двигателей;
Экономика и качество продукции;
Гипотезы и дискуссии;
Обзорная и справочная информация.

Главный редактор

Гордин Михаил Валерьевич, канд. техн. наук,
ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана

Редакционная коллегия

Альт Виктор Валентинович, д-р техн. наук, профессор, академик РАН, ФГБУН «Сибирский физико-технический институт аграрных проблем» (СибФТИ), Новосибирск

Арбеков Александр Николаевич, д-р техн. наук, доцент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Безюков Олег Константинович, д-р техн. наук, профессор, БОУ «Государственный университет морского и речного флота» (ГУМРФ) им. Адмирала С.О. Макарова, Санкт-Петербург

Бурцев Сергей Алексеевич, канд. техн. наук, доцент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Габитов Ильдар Исмагилович, д-р техн. наук, профессор, ректор Башкирского государственного аграрного университета, Уфа

Галышев Юрий Виталиевич, д-р техн. наук, доцент, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург

Грехов Леонид Вадимович, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Бау-мана, Москва

Грибин Владимир Георгиевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Паровых и газовых турбин» Московского энергетического института (МЭИ ТУ), Москва

Гришин Юрий Аркадьевич, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Гумеров Ирек Флорович, канд. техн. наук, ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны

Деванин Сергей Николаевич, д-р техн. наук, профессор РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Москва

Дидманидзе Отари Назирович, д-р техн. наук, профессор, академик РАН, заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили» РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Москва

Егоров Кирилл Сергеевич, канд. техн. наук, доцент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Еникеев Рустэм Далилович, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» Уфимского государственного авиационного технического университета (УГАТУ), Уфа

Жуков Владимир Анатольевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Судостроение и энергетические установки» ФГБОУ «Государственный университет морского и речного флота» (ГУМРФ) им. Адмирала С.О. Макарова, Санкт-Петербург

Иванченко Александр Андреевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания и автоматики судовых энергетических установок» ГУМРФ им. адмирала С.О. Макарова, Санкт-Петербург

Козлов Андрей Викторович, д-р техн. наук, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва

Кузнецов Александр Гаврилович, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Куколев Максим Игоревич, д-р техн. наук, ст. науч. сотр., профессор, ФГАОУ СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург

Лиханов Виталий Анатольевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» ФГОУ ВПО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия» МСХ РФ, Киров

Манушин Эдуард Анатольевич, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Мягков Леонид Львович, канд. техн. наук, доцент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Председатель редколлегии

Марков Владимир Анатольевич, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, заместитель председателя экспертного совета ВАК РФ по энергетике, академик Академии военных наук РФ

Новиков Лев Анатольевич, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., генеральный директор ООО «НПФ «Экология», Санкт-Петербург

Обозов Александр Алексеевич, д-р техн. наук, доцент, профессор, ФГБОУ ВПО Брянский государственный технический университет, Брянск

Путинцев Сергей Викторович, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Разуваев Александр Валентинович, д-р техн. наук, профессор, Балаковский инженерно-технологический институт филиал НИЯУ «МИФИ», Балаково

Румб Виктор Карлович, канд. техн. наук, профессор ФГБОУ Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (ГМТУ), Санкт-Петербург

Рыжов Валерий Александрович, д-р техн. наук, профессор, Коломенский филиал Московского политехнического университета, Коломна

Сайданов Виктор Олегович, д-р техн. наук, профессор, Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева, Санкт-Петербург

Смирнов Александр Васильевич, д-р техн. наук, профессор, Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева, Санкт-Петербург

Столяров Сергей Павлович, канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой «Судовые двигатели внутреннего сгорания и дизельные установки» ФГБОУ Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (ГМТУ), Санкт-Петербург

Суровцев Игорь Георгиевич, канд. техн. наук, доцент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Темис Юрий Моисеевич, д-р техн. наук, профессор МФТИ, начальник отдела Центрального института авиационного моторостроения (ЦИАМ) им. П.И. Баранова, Москва

Тер-Мкртичян Георг Георгович, д-р техн. наук, профессор, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва

Федоренко Вячеслав Филиппович, д-р техн. наук, академик РАН, ФГБНУ «Росинформагротех», Москва

Фомин Валерий Михайлович, д-р техн. наук, профессор, Московский политехнический университет, Москва

Фурман Виктор Владимирович, д-р техн. наук, генеральный директор ППП «Дизельавтоматика», Саратов

Хмелев Роман Николаевич, д-р техн. наук, доцент, профессор, ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет», Тула

Хрящев Юрий Евгеньевич, д-р техн. наук, профессор, Ярославский государственный технический университет, Ярославль

Чайнов Николай Дмитриевич, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Чирков Алексей Юрьевич, д-р физ.-мат. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Шатров Михаил Георгиевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ (ГТУ), Москва

Mahkamov Khamid, Professor Northumbria University, Newcastle, UK

Lapuerta Magin, Professor University of Castilla-La Mancha, Spain

Sun Baigang, Professor Beijing Institute of Technology, China

Han Wu, Professor Beijing Institute of Technology, China

Wang Yichuan, Professor Beijing Institute of Technology, China

Jianhui Zhao, Professor Harbin Engineering University, China

Zhicheng Shi, Associate Professor of Beijing Institute of Technology, China

Editor-in-Chef

Gordin M.V. Ph. D. (Eng.) (BMSTU), Russia

The Editorial Board

Alt V.V. Academician, Dr. Sc. (Eng.) (SibFTI), Russia

Arbekov A.N. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Bezyukov O.K. Dr. Sci. (Eng.) (GUMRF), Russia

Burtsev S.A. Ph. D. (Eng.) (BMSTU), Russia

Gabitov I.I. Dr. Sci. (Eng.) (BashGAU), Russia

Galyshev Yu.V. Dr. Sci. (Eng.) (SPbPU), Russia

Grekhov L.V. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Gribin V.G. Dr. Sc. (Eng.) (MPEI), Russia

Grishin Yu.A. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Gumerov I.F. Ph. D. (Eng.) (PJSC KAMAZ), Russia

Devyanin S.N. Dr. Sc. (Eng.) (RSAU-MTAA), Russia

Didmanidze O.N. Academician, Dr. Sc. (Eng.) (RSAU-MTAA), Russia

Egorov K.S. Ph. D. (Eng.) (BMSTU), Russia

Enikeev R.D. Dr. Sc. (Eng.) (USATU), Russia

Zhukov V.A. Dr. Sci. (Eng.) (GUMRF), Russia

Ivanchenko A.A. Dr. Sci. (Eng.) (GUMRF), Russia

Kozlov A.V. Dr. Sci. (Eng.) (NAMI), Russia

Kuznetsov A.G. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Kukolev M.I. Dr. Sci. (Eng.) (SPbPU), Russia

Likhanov V.A. Dr. Sci. (Eng.) (VGAA), Russia

Manushin E.A. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Myagkov L.L. Ph. D. (Eng.) (BMSTU), Russia

Novikov L.A. Ph. D. (Eng.) (LLC “NPF “Ecology”), Russia

Obozov A.A. Dr. Sci. (Eng.) (BSTU), Russia

Putintsev S.V. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

The Chairman of Editorial Board

Markov V.A. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Razuvaev A.V. Dr. Sci. (Eng.) (Balakovo Institute of Engineering and Technology, Branch of NRNU MEPhI), Russia

Rumb V.K. Ph. D. (Eng.) (SPbGMTU), Russia

Ryzhov V.A. Dr. Sci. (Eng.) (Kolomna branch MPU), Russia

Saidanov V.O. Dr. Sci. (Eng.) (Military Academy of Logistics), Russia

Smirnov A.V. Dr. Sci. (Eng.) (Military Academy of Logistics), Russia

Stolyarov S.P. Ph. D. (Eng.) (SPbGMTU), Russia

Surovtsev I.G. Ph. D. (Eng.) (BMSTU), Russia

Temis Yu.M. Dr. Sci. (Eng.) (CIAM), Russia

Ter-Mkrtychyan G.G. Dr. Sci. (Eng.) (NAMI), Russia

Fedorenko V.F. Academician, Dr. Sc. (Eng.), Rosinformagrotech, Russia

Fomin V.M. Dr. Sci. (Eng.) (MPU), Russia

Furman V.V. Dr. Sci. (Eng.) (LLC “SPP Dieselavtomatika”), Russia

Khmelev R.N. Dr. Sci. (Eng.) (TulGU), Russia

Khryashchev Yu.E. Dr. Sci. (Eng.) (YAGTU), Russia

Chaynov N.D. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Chirkov A.Yu. Dr. Sci. (Phys.-Math.) (BMSTU), Russia

Shatrov M.G. Dr. Sc. (Eng.) (MADI), Russia

Mahkamov Kh. Ph. D. (Northumbria University, Newcastle), UK

Lapuerta M. Ph. D. (University of Castilla-La Mancha), Spain

Sun Baigang, Ph. D. (Beijing Institute of Technology), China

Han Wu, Ph. D. (Beijing Institute of Technology), China

Wang Yichuan, Ph. D. (Beijing Institute of Technology), China

Jianhui Zhao, Ph. D. (Harbin Engineering University), China

Zhicheng Shi, Ph. D. (Beijing Institute of Technology), China

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 30.06.2025. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 10,75.

Содержание**Общие проблемы двигателестроения****Литвиненко В.П., Савинков Н.А.**

Исследование эффективной длительности цикла судового дизельного двигателя с использованием энтропии 3

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей**Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д., Новиков М.С.**

Моделирование теплового состояния базовых теплонапряженных деталей двигателей внутреннего сгорания при согласованных граничных условиях теплообмена в сопряжениях 14

Гумеров И.Ф.

Повышение эффективности эксплуатации дизельных двигателей магистральных тягачей путем оптимизации интервалов смены моторного масла 23

Грачев В.В., Фурман В.В., Грищенко А.В., Панченко М.Н., Базилевский Ф.Ю.

Низкочастотные колебания тепловозного дизель-генератора при отключении цилиндров на режиме холостого хода 35

Альтернативные топлива**Максимов И.В., Синявский В.В., Шатров М.Г.**

Влияние размеров форсунки и формы камеры сгорания на показатели газодизеля 51

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

Эффективные показатели дизельного двигателя, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла 61

Нагорнов С.А., Мещерякова Ю.В., Марков В.А., Быковская Л.И.Использование микроводоросли *Chlorella vulgaris* в качестве биодизельного топлива 72

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, 263-60-45

press@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

Litvinenko V.P., Savinkov N.A.

Studying efficient length of a ship diesel engine cycle using the entropy 3

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Russinkovskii S.Yu., Chainov N.D., Novikov M.S.

Simulating thermal state of the internal combustion engine basic thermally stressed internal parts under the heat exchange agreed boundary conditions in the interfaces 14

Gumerov I.F.

Improving operational efficiency of a long-haul truck diesel engine operation by optimizing the engine oil change intervals 23

Grachev V.V., Furman V.V., Grishchenko A.V., Panchenko M.N., Bazilevsky F.Yu.

Diesel locomotive generator low-frequency oscillations at the cylinders cutoff in the idle running 35

Alternative Fuel

Maximov I.V., Sinyavskiy V.V., Shatrov M.G.

Injector size and combustion chamber shape influence on the gas-diesel engine performance 51

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 ... 61

Nagornov S.A., Meshcheryakova Yu.V., Markov V.A., Bykovskaya L.I.

Chlorella vulgaris microalgae use as the biofuel 72

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 621.436

Исследование эффективной длительности цикла судового дизельного двигателя с использованием энтропии

В.П. Литвиненко, Н.А. СавинковМариупольский филиал СевГУ в Донецкой Народной Республике,
Мариуполь, Российская Федерация

Studying efficient length of a ship diesel engine cycle using the entropy

V.P. Litvinenko, N.A. Savinkov

Mariupol Branch, Sevastopol State University, Mariupol, Donetsk Peoples' Republic, Russian Federation

Определены условия образования линии разрыва потока газов в такте расширения дизельного двигателя, работающего по комбинированному циклу, и найдены точки релаксации (бифуркации) потока расширяющихся газов. Показано, что энтропия рабочего тела (расширяющихся в цилиндре дизельного двигателя газов) как функция состояния может быть использована для анализа работы двигателя. Выполнен расчет показателей энтропии в такте расширения для двух найденных точек релаксации на индикаторной диаграмме. Установлено, что приращение энтропии стремится к нулю, что подтверждает реальность определенной авторами линии разрыва потока газов. Оценены эффективная длительность такта расширения и оптимальная высота цилиндра дизельного двигателя по результатам экспериментального определения точек релаксации (бифуркации) в такте расширения и расчета изменения энтропии ΔS для этого такта посредством использования скорости потока газов и динамики ее изменения. Приведены аналитические выражения для определения изменения энтропии ΔS . Показано, что полученные в статье результаты не зависят от конструкции дизельного двигателя.

Ключевые слова: дизельный двигатель, рабочий цикл двигателя, энтропия, точки релаксации, ход поршня, такт расширения, разрыв потока газов, изменение энтропии

The paper determines conditions for formation of a gas flow discontinuity line in the diesel engine expansion stroke that operates under the combined cycle, and identifies relaxation (bifurcation) points for the expanding gas flow. It shows that the working fluid entropy (gases expanding in the diesel engine cylinder) could be used to analyze engine operation as the state function. The entropy indices in the expansion stroke are computed for two relaxation points found in the indicator diagram. The paper shows that the entropy increment tends to zero confirming reality of the gas flow discontinuity line determined by the authors. It assesses efficient duration of the expansion stroke and optimal height of the diesel engine cylinder based on results of experimental determination of the relaxation (bifurcation) points in the expansion stroke and computation of the ΔS entropy alteration for this stroke using the gas flow speed and dynamics of its alteration. The paper provides analytical expressions for determining the ΔS entropy alteration. It shows that results obtained in the paper do not depend on the diesel engine design.

Keywords: diesel engine, engine working cycle, entropy, relaxation points, piston stroke, expansion stroke, gas flow rupture, entropy alteration

Введение

В современных условиях актуальным остается вопрос повышения эффективности работы поршневых судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в частности, дизельных двигателей. Основными аспектами, объясняющими причины такого внимания к ДВС, служат стремление исследователей и производителей двигателей снизить уровень воздействия выбросов отработавших газов на экологию и повышение экономических параметров в эксплуатации. Для решения указанной проблемы необходимы поиск и разработка методов совершенствования конструкции ДВС, а также выработка рекомендаций, оптимизирующих работу конструкций в период эксплуатации. В основном такие методы являются локальными и базируются на эвристических допущениях, свойственных инженерным подходам. Мотивами для них оказываются конкурентная среда и экологические требования, выдвигаемые международными организациями [1–5].

Один из аспектов повышения эффективности ДВС — совершенствование внутрицилиндровых процессов за счет более глубокой детализации тактов, происходящих в рабочем цикле [2–4]. Однако в этом отношении прослеживается системное единообразие взглядов, реализуемых как в исследованиях, так и при анализе работы дизельных двигателей и разработке инновационных конструкторско-технологических решений, предлагаемых занятыми в производстве фирмами [2–4, 6].

В ходе выполнения работы нами было обращено внимание на специфичность влияния насосного действия поршня, вызванного его рабочим ходом в такте расширения газов, которые образуются в результате сгорания топливовоздушной смеси. Реализация этого такта происходит в моменты времени, когда органы газообмена закрыты и уровень повышения давления как результат сгорания топливной смеси будет компенсироваться одновременным понижением давления вследствие насосного действия поршня (при его движении от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ)).

Таким образом, нами принята гипотеза о том, что насосное действие поршня в замкнутом цилиндрическом пространстве существенно влияет на характер преобразования тепловой энергии и может быть оценено некоторыми точ-

ками экстремума — точками бифуркации [7], для которых характерно равенство скоростей: a_1 — скорости потока молекул, движущихся под воздействием температуры газов, и a_2 — скорости, с которой этот же поток затормаживается насосным действием поршня [8]. В работе выполнен расчет энтропии рабочего тела в найденных точках бифуркации для установления длительности такта расширения дизеля, оптимальной с точки зрения минимизации приращения энтропии.

Анализ публикаций

В работах [3, 9, 10] точки бифуркации определяются по предельным параметрам давления сжатия p_c , давления сгорания p_z , степени предварительного расширения ρ . В то же время эффективная длительность процесса расширения не принимается во внимание, а устанавливается по признаку очистки цилиндра от отработанных газов и корректируется на основании эмпирических данных.

В сложившейся теории термодинамический процесс представляется как квазистатический или равновесный, т. е. протекающий с малой скоростью [4]. В этом случае его изменения в цикле отображаются некоторыми характеристическими точками, точками бифуркации, в которых и фиксируются изменения параметров. В частности, на теоретической индикаторной p – V -диаграмме (ИД) в смешанном цикле дизеля фиксируются давление p_z и температура T_z сгорания топливовоздушной смеси, которые используются в расчетах [11]. При этом принимают во внимание степень повышения давления в изохорном процессе λ и степень предварительного расширения в изобарном процессе ρ , определяемые методом термодинамического баланса, т. е. по отмеченным точкам бифуркации, в которых этот баланс допускается.

При таком подходе не принимают во внимание, что ДВС является термомеханической системой, т. е. системой, подвижные части которой обладают инерционностью и взаимодействуют с внешней средой. Специфику отдельных основополагающих моментов работы ДВС рассматривают априорно без детального изучения природы наблюдаемого процесса. Например, рассматривая изобарный процесс в смешанном цикле дизеля, постоянство давления считают некоторой аксиомой [12]. В то же время представ-

ляется очевидным: изобарный процесс возникает потому, что на некотором начальном этапе такта расширения повышение давления сгорающих газов оказывается равным понижению давления вследствие насосного действия поршня [8], которое вызвано перемещением поршня от ВМТ к НМТ. Последующее расширение газов в этом же такте обусловлено тем, что понижение давления превосходит его повышение, что и служит причиной возникновения политропического процесса расширения в цилиндре двигателя.

Обозначенный подход к описанию термодинамических процессов в дизеле способствует возникновению определенных несоответствий между теоретическими представлениями и процессами, наблюдаемыми на практике. Это приводит к сдерживанию принятия решений, направленных на совершенствование конструкции ДВС. В особенности это относится к такту расширения, методы расчета оптимальной длительности которого отсутствуют до настоящего времени; при этом эксплуатационники полагают, что длительность такта обусловлена исключительно необходимостью поддержания избыточного давления для выпуска отработанных газов. Сложившееся положение отчасти можно объяснить и многофакторностью описания термодинамических процессов в цилиндре дизеля, сложностью применения известных физико-математических и термодинамических моделей, которые бы корректно отображали реально наблюдаемые явления [3, 4, 13, 14].

Одним из примеров сложности описания рассматриваемых процессов могут быть результаты исследования ударных волн разряжения [15]. Рассматривая задачу о поршне, авторы делают вывод о существовании ударных волн разряжения при выдвигании поршня из среды газов. На это указывает обозначенная авторами «линия разрыва» потока газов. Авторы, однако, не подкрепляют сделанные выводы результатами экспериментов, а обозначают допустимые области их использования. Представляется, что природа возникновения ударных волн разряжения может быть объяснена проявлением насосного действия поршня на характер распределения потока газов в такте расширения.

В работе [16] рассмотрены особенности преобразования тепловой энергии в поршневых двигателях с учетом диссипативных явлений в неравновесных рабочих циклах. Предложе-

на методика нахождения оптимального закона тепловыделения в дизелях на основе принципа минимизации энтропии. Энтропию как функцию состояния термодинамической системы (в данном случае — потока расширяющихся газов) удобно применять для анализа такта расширения ДВС, методы научно обоснованных расчетов оптимальной длительности которого отсутствуют до настоящего времени [17–19].

Из термодинамики известно, что при описании открытых систем ведущую роль играет энтропия, поскольку это единственная функция, позволяющая различать неравновесные и равновесные процессы. Показателем необратимости термодинамических процессов систем служит производство (возникновение) энтропии [14]. Задача оптимальной в термодинамическом смысле организации физико-химических процессов в ДВС состоит в том, чтобы выбором температуры, давления и других параметров системы добиться минимума возникновения энтропии (диссипации) при заданной интенсивности потока расширяющихся газов.

Автор работы [20] выдвинул гипотезу, что в ДВС происходит неявная подкачка коленчатого вала вторым источником энергии — силой тяжести, и отсюда может следовать связь тяготения и энтропии через свойства сплошных сред, а именно через вязкость. Однако экспериментальных доказательств этой гипотезы не представлено.

В работах [14, 21, 22] термодинамические процессы ДВС рассматриваются как неравновесные вследствие того, что учитываются непроизводительные потери теплоты из-за теплопроводности, наличия сил трения и других диссипативных потерь. Не отрицая факта наличия таких потерь теплоты и энергии, можно отметить, что такой подход к оценке неравновесности не вполне корректен. Оценка неравновесности должна иметь конкретный параметр, характеризующий определенным значением. Для рассматриваемых ДВС к таким параметрам могут быть отнесены температура, давление, скорость потока газов, энтропия, энтальпия и др. [23].

Понимание несоответствий, возникающих при описании термодинамических процессов в ДВС, привело исследователей к рассмотрению этих процессов с использованием эксергетического метода [24]. Предложенные в работе под-

ходы несколько расширяют систему взглядов на решение проблемы оптимизации цикла ДВС, но не предлагают конкретных соотношений для выработки инженерных решений.

С позиций оптимизации технико-экономических и экологических показателей работы двигателя наибольший интерес представляет такт рабочего хода — расширение газов, образуемых вследствие сгорания топливовоздушной смеси. Характерная особенность его протекания заключается в том, что выпускные и впускные органы оказываются закрытыми и образовавшееся давление газов воздействует на поршень, что и приводит к возникновению движущей силы. Благодаря достаточному уплотнению в цилиндре двигателя поршень проявляет специфику работы вакуумного поршневого насоса.

Возникновение движущей силы вызвано кинетической энергией молекул газа, движущихся под воздействием сообщенной им температуры, поэтому поршень, работающий как вакуумный насос, сдерживает движение этого потока молекул. Таким образом, возникает насосное воздействие поршня на характер протекания термодинамического цикла [8], причем здесь существенным оказывается количество газов в пространстве над поршнем в момент их активации в результате сгорания топливовоздушной смеси. Это наилучшим образом обеспечивается в двигателях, работающих по комбинированному циклу (т. е. снабженных устройством наддува воздуха).

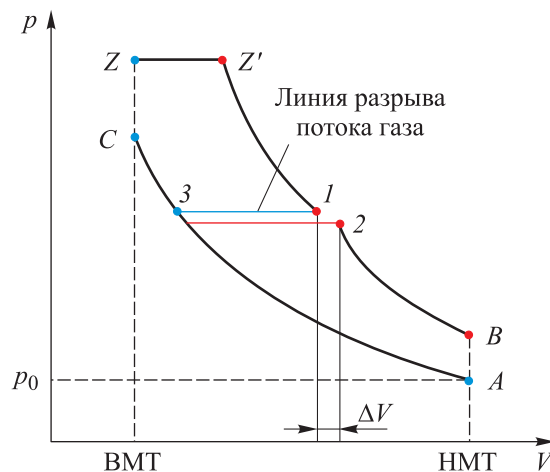
Цель настоящей работы — определение точек релаксации (точек бифуркации) в такте расширения судового дизеля и оценка эффективной длительности такта расширения дизеля на основе расчета изменения энтропии ΔS для этого такта.

Результаты и обсуждения

В ходе исследования сделано допущение о том, что параметры насосного действия поршня могут быть использованы как интегральные показатели, поскольку они отражают особенности протекания термодинамического процесса как в такте сжатия, так и в такте расширения при движении поршня между мертвыми точками. Особый интерес оценки насосного действия поршня связан с тактом расширения, поскольку в этом такте представляется возможным выделить характеристические точки — точки

бифуркации, указывающие на изменения в потоке газов. С этой целью достаточно сопоставить параметры потока газов, образующихся вследствие сгорания топливовоздушной смеси и движущихся под воздействием температуры, с параметрами, отражающими насосное действие поршня [8, 22].

При таком подходе можно отметить как равновесное, так и неравновесное состояния газов в цикле работы дизеля. Нами выделено четыре состояния потока газов: 1) равновесное состояние в изобарном процессе $Z-Z'$ — см. рисунок; 2) неравновесное состояние в политропическом процессе ($Z'-1$); 3) равновесное состояние (точка 1 на рисунке) в момент равенства скорости a_1 потока газов, движущихся под воздействием температуры, и скорости a_2 затормаживания этого же потока газов; 4) неравновесное состояние в момент открытия выпускных органов. Такое допущение позволяет рассматривать термодинамический процесс в виде замкнутого цикла, поскольку удастся обозначить точку бифуркации в такте расширения по условию равенства скоростей потока газов, которое достигается благодаря учету насосного действия поршня. Справедливость такого допущения может быть проверена расчетом изменения энтропии ΔS между двумя обозначенными нами точками бифуркации.



Теоретическая ИД смешанного цикла дизеля

Равновесность потока газов в точке Z' объясняется тем, что на некотором промежутке такта расширения повышение давления $+\Delta p_r$ оказывается равным понижению давления $-\Delta p_n$, т. е.

$$\Delta p_r = \Delta p_n. \quad (1)$$

Этот промежуток такта расширения на теоретической ИД (см. рисунок) изображается как изобарный процесс ($Z - Z'$). То есть равновесность в этом случае характеризуется постоянством давления, которое начинает понижаться в точке Z' . Начиная с точки Z' по мере увеличения линейной скорости поршня его насосное действие приводит к нарушению равенства (1). Повышение давления $+\Delta p_r$ оказывается меньше, чем понижение $-\Delta p_n$, т. е. $\Delta p_r < \Delta p_n$. Такой результат объясняется тем, что скорость затормаживания a_2 оказывается меньше скорости потока газов a_1 , т. е. $a_1 > a_2$. Это приводит к политропическому процессу ($Z' - 1$) (см. рисунок) расширения газов.

В конце процесса расширения (точка 1 на рисунке) достигается условие, при котором вышеуказанные скорости оказываются равными: $a_1 = a_2$. Это приводит к резкому понижению давления расширяющихся газов и, как следствие, к образованию линии разрыва потока газов над днищем поршня. Мы констатируем образование точки бифуркации 1, указывающей на достижение некоторого оптимума в наблюдаемом термодинамическом процессе. Этот эффект соответствует образованию участка шириной ΔV (или 1–2) на ИД (см. рисунок). Это объясняется потерей энергии газового потока и достижением наибольшего значения энтропии при условии, что ее приращение для двух точек релаксации Z' и 1 должно стремиться к нулю: $\Delta S \rightarrow 0$.

В дальнейшем за счет уменьшения насосного действия поршня, вызванного снижением линейной скорости поршня, нарушенное соотношение между скоростями a_1 и a_2 восстанавливается благодаря достаточно высокой температуре в цилиндре двигателя; в результате вновь будет выполняться неравенство $a_1 > a_2$ ($\Delta p_r < \Delta p_n$). Процесс продолжается от точки 2 до точки В, т. е. до момента открытия выпускных клапанов.

Выдвигаемая гипотеза и сделанные допущения позволяют констатировать существование в смешанном цикле работы дизельных ДВС не только точки обратимости процессов, но и цикла в целом, что указывает на возможное достижение оптимальных условий его реализации. На диаграмме такой обратимый цикл отмечен точками бифуркации в виде участка

($Z - Z' - 1 - 3 - C - Z$). В то же время для современных дизельных двигателей характерно использование цикла, который отображен на том же рисунке точками ($A - C - Z - Z' - B$), что указывает на целесообразность учета насосного действия поршня и изменения конструкции цилиндра ДВС.

С целью проверки обоснованности выдвигаемой гипотезы и расчета энтропии для определенных нами точек бифуркации (релаксации) Z' и 1 рассмотрим уравнение неразрывности потока газов в цилиндре дизеля. При этом учтем, что в рассматриваемом интервале времени изобарный процесс завершен — точка Z' на теоретической ИД (см. рисунок)

Имеем

$$\rho_1 a_1 - k \rho_1 a_1 - \rho_2 a_2 = 0. \quad (2)$$

Здесь ρ_1 и a_1 — плотность и скорость потока газов в начальной стадии расширения в изобарном процессе соответственно; ρ_2 — плотность потока газов в момент равенства скоростей a_1 и a_2 ; a_2 — скорость, с которой происходит затормаживание потока газов; k — коэффициент учета насосного действия поршня, который определяется соотношением

$$k = \frac{g_\Phi}{g},$$

где g_Φ — фактическое значение ускорения свободного падения в объеме цилиндра дизеля, обусловленное насосным действием поршня (определено нами в [8]); g — справочное значение ускорения свободного падения.

Перепишем уравнение (2) через массы и объемы с учетом $\rho = m_i / V_i$, где m_i — масса рабочей смеси в цилиндре двигателя, V_i — объем цилиндра:

$$(1 - k) \frac{m_1}{V_1} a_2 - \frac{m_2}{V_2} a_2 = 0. \quad (3)$$

Отметим, что в исследуемом процессе рассматривается один и тот же поток газов с учетом образования в определенный момент расширения линии разрыва этого потока вследствие насосного действия поршня. Поэтому приведенные в выражении (3) массы имеют следующий смысл: m_1 — масса свежеприготовленной топливовоздушной смеси, m_2 — масса продуктов сгорания в конце такта расширения. Зна-

чение массы m_2 определяется с учетом молекулярного изменения, поэтому связь между m_1 и m_2 выражается соотношением $\mu_0 m_1 = m_2$, где μ_0 — действительный коэффициент молекулярного изменения массы, который примерно равен 1,03...1,04 [4, 25]. В результате выражение (3) преобразуется к виду

$$(1-k) \frac{m_1}{V_1} a_1 - m_1 \mu_0 \frac{a_2}{V_2} = 0,$$

или

$$(1-k) \frac{m_1}{V_1} a_1 = m_1 \mu_0 \frac{a_2}{V_2}. \quad (4)$$

На линии разрыва потока газов (когда показатель политропы становится равным единице: $n = 1$) [8] скорости потока газов равны, т. е. $a_1 = a_2$. Поэтому из уравнения (4) получаем

$$(1-k) \frac{1}{V_1} = \frac{\mu_0}{V_2}.$$

Отсюда выражаем объем цилиндра V_2 , соответствующий линии разрыва:

$$V_2 = \frac{\mu_0 V_1}{1-k}. \quad (5)$$

Начальный объем V_1 , соответствующий точке Z' на рисунке (или, по-другому, объем камеры сгорания в абсолютном выражении), не задается в технических характеристиках дизелей. Он может быть определен по известной степени сжатия рабочей смеси, которая для длинноходовых двухтактных дизелей составляет $\varepsilon \approx 20...21$. Воспользуемся соотношением

$\varepsilon = \frac{H + h_c}{h_c}$ [26], где H — рабочий ход поршня;

h_c — высота камеры сгорания. Отсюда выразим высоту камеры сгорания: $h_c = \frac{H}{\varepsilon - 1}$. Приняв ра-

бочий ход поршня равным $H = 2,8$ м, найдем $h_c = 0,14$ м. Объем камеры сгорания вычислим по формуле $V_1 = h_c S = h_c \frac{\pi D^2}{4}$, где S — площадь поперечного сечения цилиндра. В качестве примера расчета возьмем судовой дизель S70MC-C, диаметр цилиндра которого $D = 0,7$ м, тогда $V_1 = 0,054$ м³.

Из (5) найдем объем цилиндра V_2 (значение $k = 0,887$ определено в [8]):

$$V_2 = \frac{0,054 \cdot 1,04}{1 - 0,887} = 0,497 \text{ м}^3.$$

Объем V_2 можно выразить также как

$$V_2 = H_p S, \quad (6)$$

где H_p — ход поршня до точки бифуркации (релаксации) на ИД.

Из уравнения (6) найдем ход поршня

$$H_p = \frac{V_2}{S} = \frac{0,497 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,49} \approx 1,292 \text{ м}.$$

В действительности рабочий ход поршня H_p с учетом высоты камеры сгорания для дизеля S70MC-C составит $H_{p,x} = H_p + h_c = 1,292 + 0,14 = 1,432$ м. Сравним полученное расчетное значение хода поршня ($H_{p,x} = 1,432$ м) с конструктивно предусмотренным для дизеля S70MC-C: $H_{\text{констр}} = 1,902$ м [27]. При значении $H = 1,432$ м достигается точка релаксации ($a_1 = a_2$) или, другими словами, линия разрыва потока газов. Следовательно, в этой точке можно завершить рабочий цикл дизеля. Дальнейшее движение поршня до линии $H_{\text{констр}} = 1,902$ м не будет улучшать характеристики дизеля и поэтому не имеет смысла. Это обстоятельство указывает на возможность принятия конструктивно-технологических решений, обеспечивающих снижение массы дизеля за счет уменьшения высоты цилиндра при условии сохранения его мощностных и эксплуатационных параметров.

Для расчета энтропии в точках релаксации (точки Z' и 1 на ИД, см. рисунок) определим остальные необходимые параметры такта расширения дизеля.

Найдем давление продуктов сгорания в конце политропического расширения, то есть, в точке 1 (см. рисунок) для того же судового дизеля S70MC-C. Учтем, что максимальное давление газов в изобарном процессе (давление сгорания топлива), т. е. в точке Z' , для этого дизеля $p_1 \approx 15$ МПа [27].

Как было установлено в [8], уравнение Пуассона

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n \quad (7)$$

не выполняется для термомеханических систем, к которым относится длинноходовые судовые дизели (типа S70MC-C). Поэтому урав-

нение (7) скорректируем с учетом насосного действия поршня на поток расширяющихся газов: $V_2 \rightarrow kV_2$; в результате получим модифицированное уравнение политропного процесса для расширяющихся газов в длинноходовых двигателях:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{kV_2}{V_1} \right)^n. \quad (8)$$

Из уравнения (8) найдем давление p_2 на линии разрыва, т. е. для значения показателя политропы $n = 1$

$$p_2 = \frac{p_1}{kV_2/V_1} = \frac{15}{(0,887 \cdot 0,497)/0,054} \approx 1,84 \text{ МПа}.$$

Используя определенные нами параметры для точки Z' (p_1 , V_1) и для точки I (p_2 , V_2), найдем значения энтропии для этих точек ИД.

Как уже говорилось выше, нами выделено равновесное состояние газов в цилиндре двигателя в изобарном процессе — точка Z' на ИД — и равновесное состояние I в момент равенства скоростей потока газов a_1 и a_2 . Таким образом, можно рассматривать политропическое расширение продуктов сгорания как часть замкнутого цикла. Следовательно, можно выразить условие замкнутости двух равновесных состояний потока газа через изменение энтропии для этих состояний, оно должно стремиться к нулю: $\Delta S \rightarrow 0$. Для проверки этой гипотезы были выполнены расчеты энтропии для точек Z' и I (см. рисунок) с определенными нами термодинамическими параметрами по формуле [26]

$$S = C_V \ln P_i + C_p \ln V_i,$$

где C_V и C_p — молярные теплоемкости газов (продуктов сгорания) при постоянном объеме и постоянном давлении соответственно.

Как известно, эти теплоемкости реальных (не идеальных) газов зависят от температуры. Теплоемкость C_p в работе определяли по таблице [27] в зависимости от температуры, теплоемкость C_V находили из уравнения Майера $C_p = C_V + R$, где R — универсальная газовая постоянная.

Для начального состояния газов (точка Z' на ИД — см. рисунок) температура в камере сгорания $T_1 \approx 1510^\circ\text{C}$, теплоемкости $C_p^1 = 36,25 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$ и $C_V^1 = 27,94 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$. Энтропия этого состояния

$$\begin{aligned} S_{Z'}(S_1) &= C_V^1 \ln p_1 + C_p^1 \ln V_1 = 27,9 \cdot \ln(15 \cdot 10^6) + \\ &+ 36,25 \cdot \ln 0,054 = 27,9 \cdot 16,52 + 36,25 \cdot (-2,92) = (9) \\ &= 355,72 \text{ Дж/К}. \end{aligned}$$

Для точки равновесного состояния I на ИД теплоемкости $C_p^2 = 34,61 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$ и $C_V^2 = 26,3 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$. Энтропия этого состояния

$$\begin{aligned} S_2 &= C_V^2 \ln p_2 + C_p^2 \ln V_2 = \\ &= 26,3 \cdot \ln(1,84 \cdot 10^6) + 34,61 \cdot \ln 0,497 = (10) \\ &= 26,3 \cdot 14,43 + 34,61 \cdot (-0,700) = \\ &= 355,28 \text{ Дж/К}. \end{aligned}$$

Тогда изменение энтропии, как это следует из уравнений (9) и (10), приблизительно равно

Результаты расчета для линейки длинноходовых малооборотных судовых дизелей типа «Бурмейстер»

№ п/п	Модель двигателя	Ход поршня H , м	Высота камеры сгорания h , м	Объем камеры сгорания V_1 , м ³	Объем, соответствующий линии разрыва V_2 , м ³	Давление сгорания $p_{Z'}$, МПа	Давление на линии разрыва p_2 , МПа	Температура сгорания T_z (T_1), °C	Энтропия в начале процесса $S_{Z'}$, Дж/К	Энтропия в конце процесса S_2 , Дж/К	Изменение энтропии ΔS , Дж/К
1	K98MC	2,66	0,133	0,100	0,920	14,1	1,73	1527	377	375	-2
2	K90MC-C	2,66	0,133	0,073	0,670	14,1	1,73	1547	367	364	-3
3	L35MC	1,05	0,055	0,005	0,046	14,5	1,78	1530	269	272	3
4	S50MC	1,91	0,096	0,019	0,175	14,1	1,73	1500	316	317	1
5	S26MC	0,98	0,049	0,002	0,0184	17,0	2,08	1687	245	244	-1
6	S70MC-C	3,20	0,140	0,054	0,497	15,0	1,84	1507	355	355	0
7	S90MC-C	3,19	0,160	0,102	0,939	15,1	1,85	1510	379	377	-2

нулю: $\Delta S = S_2 - S_1 = 355,28 - 355,72 \rightarrow 0$ (с точностью до десятых долей). Таким образом, можно говорить о том, что выдвинутая в работе гипотеза оказалась верной: действительно в ходе политропического расширения продуктов сгорания в цилиндре дизеля образуется точка релаксации (бифуркации), свидетельствующая об оптимальной длительности процесса расширения газов и вероятном образовании замкнутого термодинамического цикла с равновесными состояниями в точках Z' и I (см. рисунок). Следовательно, изменение энтропии рабочего тела (потока расширяющихся газов) можно использовать для анализа смешанного или комбинированного цикла дизеля. В частности, расчет изменения энтропии ΔS для двух точек бифуркации позволяет определить оптимальную длительность такта расширения дизеля и, как следствие, сформулировать инженерные решения для изменения конструкции двигателя.

Аналогичные расчеты изменения энтропии ΔS были выполнены для следующей линейки длинноходовых малооборотных судовых дизелей типа «Бурмейстер»: K98MC, K90MC-C, L35MC, S50MC, S26MC, S70MC-C, S90MC-C. Результаты расчетов приведены в таблице.

Заключение

По результатам проведенного исследования можно сделать следующие выводы.

1. В работе определены условия образования линии разрыва потока отработавших газов над днищем поршня в такте расширения судового дизельного двигателя, работающего по комбинированному циклу, и найдены точки релаксации (бифуркации) потока расширяющихся газов.

2. Показано, что энтропия рабочего тела (расширяющихся в цилиндре дизеля газов) как функция состояния может быть использована для анализа работы дизеля. Выполнен расчет показателей энтропии для двух найденных точек релаксации на индикаторной диаграмме и показано, что изменение энтропии стремится к нулю, что подтверждает реальность установленной нами линии разрыва потока газов.

3. Оценены эффективная длительность такта расширения дизеля и оптимальная высота цилиндра дизеля на основе расчета изменения энтропии ΔS для этого такта. Приведены аналитические зависимости для определения изменения энтропии.

4. Выполнен расчет изменения энтропии ΔS рабочего тела в такте расширения для различных классов (конструкций) дизелей (см. таблицу). Показано, что для каждого дизеля изменение энтропии стремится к нулю ($\Delta S \rightarrow 0$). Таким образом, обсуждаемые в работе насосное действие поршня и существование замкнутого цикла в такте расширения дизеля не зависят от конструкции двигателя.

Литература

- [1] Пригожин И., Кондепуди Д. *Современная термодинамика, от тепловых двигателей до диссипативных структур*. Москва, Мир, 2002, 461 с.
- [2] Исаев А.П., Каргин С.А., Колосов К.К. Анализ методов расчета показателей рабочего цикла судовых ДВС. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер. Морская техника и технология*, 2009, № 1, с. 193–198.
- [3] Андрусенко С.Е., Андрусенко О.Е., Колыванов В.В., Матвеев Ю.И. Механизмы управления рабочим процессом дизельного двигателя. *Научные проблемы водного транспорта*, 2021, № 68, с. 98–108. <https://doi.org/10.37890/jwt.v68.206>
- [4] Орлин А.С., Круглов М.Г., Ефимов С.И. и др. *Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1985, 456 с.
- [5] Ерыганов А.В., Варбанец Р.А. Определение степени сжатия дизеля по результатам индицирования рабочего процесса. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Морская техника и технология*, 2017, № 1, с. 44–49.
- [6] Белоусов Е.В., Чернявский В.В. Цикл Миллера и его реализация в судовых дизельных двигателях. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2013, № 1, с. 127–132.
- [7] Тырсин А.Н. *Векторное энтропийное моделирование многомерных стохастических систем*. Москва, Наука, 2022, 231 с.
- [8] Литвиненко В.П., Савинков Н.А. Динамика изменения показателя политропы в такте расширения дизеля. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 2024, т. 16, № 4, с. 567–578. <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2024-16-4-567-578>

- [9] Гуцин А.М., Рябко Е.В., Сацюк А.В., Бондарь А.А. Автоматизация расчета показателей политропы в цилиндрах тепловозного ДВС. *Сборник научных трудов ДОНИЖТ*, 2020, № 58, с. 78–83.
- [10] Толмачева А.В., Григорьев Г.И. Политропические процессы в нижней термосфере. *Химическая физика*, 2021, т. 40, № 5, с. 91–98. <https://doi.org/10.31857/S0207401X21050125>
- [11] Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. *Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов*. Челябинск, Изд-во Южно-Уральского гос. ун-та, 2004, 344 с.
- [12] Кочергин В.И., Глушков С.П., Зинченко Е.С. Использование характеристик термодинамических процессов для оценки технического состояния дизельных энергетических установок. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 2024, т. 16, № 1, с. 141–153. <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2024-16-1-141-153>
- [13] Шевцов Ю.Д., Ниров А.Д., Дудник Л.Н., Журавлев М.М. Исследование теплового баланса ДВС для разработки интеллектуальных систем управления в двигателях транспортных средств. *Научные труды Кубанского государственного технического университета*, 2023, № 6, с. 63–77. URL: <https://ntk.kubstu.ru/data/mc/0103/4728.pdf> (дата обращения 15.02.2025).
- [14] Зейнетдинов Р.А. Структура оптимизации термодинамических процессов систем двигателей внутреннего сгорания. *Двигатель-2007. Междунар. конф., посв. 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана: сб. тр.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, с. 66–71.
- [15] Абакумов М.В., Мухин С.И., Попов Ю.П., Рогожин Д.В. *Ударные волны разряжения в численных решениях задач газовой динамики*. Москва, ИПМ им. М.В. Келдыша РАН, 2008, 32 с.
- [16] Зейнетдинов Р.А. Особенности формирования оптимального закона тепловыделения в дизелях на основе принципа минимизации энтропии. *Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета*, 2014, № 37, с. 226–231.
- [17] Савченко А.М., Юферов О.И., Маранчак С.В., Ершов С.А. Физико-энергетическая природа энтропии смешения. *Феномен и ноумен времени*, 2005, т. 2, № 1, с. 95–102.
- [18] Мартюшев Л.М., Селезнев В.Д. *Принцип максимальной производительности производства энтропии в физике и смежных областях*. Екатеринбург, УПИ, 2006, 83 с.
- [19] *Изменение энтропии в неравновесных процессах*. URL: https://ozlib.com/1010637/tehnika/izmenenie_entropii_neravnovesnyh_protessah/ (дата обращения 16.02.2025).
- [20] Кодиров Н. Больше об энтропии в действительном цикле Отто и «зеленая» энергетика. *Universum: технические науки*, 2022, № 3 (96), с. 9–14. <https://doi.org/10.32743/UniTech.2022.96.3.13236>
- [21] Круглов М.Г., Меднов А.А. *Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1988, 360 с.
- [22] Литвиненко В.П. *Неравновесность термомеханических процессов в цикле судовых дизелей*. Одесса, Феникс, 2017, 176 с.
- [23] Куликов А.А., Дюкова И.Н., Иванова И.В. Изменение энтропии при совершении механической работы в неравновесном термодинамическом процессе. *Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии*, 2013, № 205, с. 124–134.
- [24] Абрамчук Ф.И., Харченко А.И., Воронков А.И. и др. Использование эксергетического метода при термодинамическом анализе газовых процессов в тепловых машинах. *Вестник ХНАДУ*, 2011, № 53, с. 32–44.
- [25] Ушаков Н.А. *Взаимодействие процессов в двигателях внутреннего сгорания наземно-транспортных систем. Расчет и анализ*. Волжский, Изд-во ВГТУ, 2023, 69 с.
- [26] Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. *Техническая термодинамика*. Москва, Изд. дом МЭИ, 2016, 496 с.
- [27] Ваншейдт В.А., Иванченко Н.Н., Коллеров Л.К., ред. *Дизели: справочник*. Ленинград, Машиностроение, 1977, 470 с.

References

- [1] Prigozhin I., Kondepudi D. *Sovremennaya termodinamika, ot teplovykh dvigateley do dissipativnykh struktur* [Modern thermodynamics, from heat engines to dissipative structures]. Moscow, Mir Publ., 2002, 461 p. (In Russ.).
- [2] Isayev A.P., Kargin S.A., Kolosov K.K. The analysis of methods of calculation of parameters of a working cycle of marine ice. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Ser. Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2009, no. 1, pp. 193–198. (In Russ.).
- [3] Andrusenko S.E., Andrusenko O.E., Kolyvanov V.V., Matveyev Yu.I. Work process control mechanisms of diesel engine. *Nauchnyye problemy vodnogo transporta*, 2021, no. 68, pp. 98–108. (In Russ.). <https://doi.org/10.37890/jwt.v68.206>

- [4] Orlin A.S., Kruglov M.G., Yefimov S.I. et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: sistemy porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines: systems of reciprocating and combined engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1985, 456 p. (In Russ.).
- [5] Yeryganov A.V., Varbanets R.A. Determination of diesel compression ratio by results by the process indexing. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2017, no. 1, pp. 44–49. (In Russ.).
- [6] Belousov E.V., Chernyavskiy V.V. Miller's cycle and its implementation in ship diesel engines. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2013, no. 1, pp. 127–132. (In Russ.).
- [7] Tyrsin A.N. *Vektornoye entropiynoye modelirovaniye mnogomernykh stokhasticheskikh system* [Vector entropy modeling of multidimensional stochastic systems]. Moscow, Nauka Publ., 2022, 231 p. (In Russ.).
- [8] Litvinenko V.P., Savinkov N.A. Dynamics of change in the polytropic exponent in the expansion stroke of diesel. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2024, vol. 16, no. 4, pp. 567–578. (In Russ.). <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2024-16-4-567-578>
- [9] Gushchin A.M., Ryabko E.V., Satsyuk A.V., Bondar A.A. Automation of the calculation of polytropic indicators in the cylinders of a diesel engine. *Sbornik nauchnykh trudov DONIZHT*, 2020, no. 58, pp. 78–83. (In Russ.).
- [10] Tolmacheva A.V., Grigoryev G.I. Polytropic processes in the lower thermosphere. *Khimicheskaya fizika*, 2021, vol. 40, no. 5, pp. 91–98. (In Russ.). <https://doi.org/10.31857/S0207401X21050125>
- [11] Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klementyev V.V. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovaniye i raschet protsessov* [Internal combustion engines: theory, modeling and calculation of processes]. Chelyabinsk, Yuzhno-Uralskogo gos. un-ta Publ., 2004, 344 p. (In Russ.).
- [12] Kochergin V.I., Glushkov S.P., Zinchenko E.S. Using the thermodynamic processes features to assess the diesel power plants technical condition. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2024, vol. 16, no. 1, pp. 141–153. (In Russ.). <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2024-16-1-141-153>
- [13] Shevtsov Yu.D., Nirov A.D., Dudnik L.N., Zhuravlev M.M. Investigation of the internal combustion engine thermal balance for the development of intelligent control systems in vehicle engines. *Scientific Works of the Kuban State Technological University*, 2023, № 6, pp. 63–77. (In Russ.). Available at: <https://ntk.kubstu.ru/data/mc/0103/4728.pdf> (accessed February 15, 2025).
- [14] Zeynetdinov R.A. The structure of optimization of thermodynamic processes of internal combustion engine systems. *Dvigatel-2007. Mezhdunar. konf., posv. 100-letiyu shkoly dvigatelestroyeniya MGTU im. N.E. Baumana: sb. tr.* [Engine-2007. Proc. of International Conference dedicated to the 100th anniversary of the Bauman Moscow State Technical University School of Engine Engineering]. Moscow, BMSTU Press, 2007, pp. 66–71. (In Russ.).
- [15] Abakumov M.V., Mukhin S.I., Popov Yu.P., Rogozhin D.V. *Udarnyye volny razryazheniya v chislennykh resheniyakh zadach gazovoy dinamiki* [Shock waves of rarefaction in numerical solutions of problems of gas dynamics]. Moscow, IPM im. M.V. Keldysha RAN Publ., 2008, 32 p. (In Russ.).
- [16] Zeynetdinov R.A. Peculiarities of formation of optimal law of heat release in diesel engines based on the principle of minimization of entropy. *Izvestiya Saint-Petersburg state agrarian university*, 2014, no. 37, pp. 226–231. (In Russ.).
- [17] Savchenko A.M., Yuferov O.I., Maranchak S.V., Yershov S.A. Physico-energetic nature of entropy of mixing. *Fenomen i noumen vremeni*, 2005, vol. 2, no. 1, pp. 95–102. (In Russ.).
- [18] Martyushev L.M., Seleznev V.D. *Printsip maksimalnosti proizvodstva entropii v fizike i smezhnykh oblastyakh* [The principle of maximum entropy production in physics and related fields]. Ekaterinburg, UPI Publ., 2006, 83 p. (In Russ.).
- [19] *Izmeneniye entropii v neravnovesnykh protsessakh* [Entropy change in nonequilibrium processes]. Available at: https://ozlib.com/1010637/tehnika/izmenenie_entropii_neravnovesnyh_protssakh/ (accessed February 16, 2025).
- [20] Kodirov N. More about entropy in the real Otto cycle and “green” energy. *Universum: tekhnicheskiye nauki*, 2022, no. 3 (96), pp. 9–14. (In Russ.). <https://doi.org/10.32743/UniTech.2022.96.3.13236>
- [21] Kruglov M.G., Mednov A.A. *Gazovaya dinamika kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Gas dynamics of combined internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1988, 360 p. (In Russ.).
- [22] Litvinenko V.P. *Neravnovesnost termomekhanicheskikh protsessov v tsikle sudovykh dizeley* [Nonequilibrium thermomechanical processes in the cycle of marine diesel engines]. Odessa, Feniks Publ., 2017, 176 p. (In Russ.).

- [23] Kulikov A.A., Dyukova I.N., Ivanova I.V. Entropy change at fulfilment of mechanical work in nonequilibrium thermodynamic. *Izvestiya Sankt-Peterburgskoy lesotekhnicheskoy akademii*, 2013, no. 205, pp. 124–134. (In Russ.).
- [24] Abramchuk F.I., Kharchenko A.I., Voronkov A.I. et al. On utilization of exergetic method in thermodynamic analysis of gas processes in heat engines. *Vestnik KHNADU*, 2011, no. 53, pp. 32–44. (In Russ.).
- [25] Ushakov N.A. *Vzaimodeystviye protsessov v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya nazemno-transportnykh sistem. Raschet i analiz* [Interaction of processes in internal combustion engines of land transport systems. Calculation and analysis]. Volzhskiy, VGTU Publ., 2023, 69 p. (In Russ.).
- [26] Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheyndlin A.E. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow, MEI Publ., 2016, 496 p. (In Russ.).
- [27] *Dizeli: spravochnik* [Diesels: a reference book]. Eds. Vansheydt V.A., Ivanchenko N.N., Kollerov L.K. Leningrad, Mashinostroyeniye Publ., 1977, 470 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 30.04.2025

Сведения об авторах

Литвиненко Владимир Петрович — кандидат технических наук, доцент Мариупольского филиала СевГУ в Донецкой Народной Республике, Мариуполь, Российская Федерация. ORCID: 0000-0002-7814-4157. E-mail: VPLitvinenko@sevsu.ru

Савинков Николай Александрович — кандидат физико-математических наук, доцент Мариупольского филиала СевГУ в Донецкой Народной Республике, Мариуполь, Российская Федерация. ORCID: 0000-0003-0549-7127. E-mail: 1933an10@gmail.com

Information about the authors

Litvinenko Vladimir Petrovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Mariupol Branch, Sevastopol State University, Mariupol, Donetsk Peoples' Republic, Russian Federation. ORCID: 0000-0002-7814-4157. E-mail: VPLitvinenko@sevsu.ru

Savinkov Nikolay Aleksandrovich — Ph. D. (Phys.-Math.), Associate Professor, Mariupol Branch, Sevastopol State University, Mariupol, Donetsk Peoples' Republic, Russian Federation. ORCID: 0000-0003-0549-7127. E-mail: 1933an10@gmail.com

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Литвиненко В.П., Савинков Н.А. Исследование эффективной длительности цикла судового дизельного двигателя с использованием энтропии. *Двигателестроение*, 2025, № 2 (300), с. 3–13.

Citation:

Litvinenko V.P., Savinkov N.A. Studying efficient length of a ship diesel engine cycle using the entropy. *Engines Construction*, 2025, no. 2 (300), pp. 3–13. (In Russ.).

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43

Моделирование теплового состояния базовых теплонапряженных деталей двигателей внутреннего сгорания при согласованных граничных условиях теплообмена в сопряжениях

С.Ю. Руссинковский¹, Н.Д. Чайнов², М.С. Новиков²

¹ ООО «АРМ», Москва, Российская Федерация

² МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Simulating thermal state of the internal combustion engine basic thermally stressed internal parts under the heat exchange agreed boundary conditions in the interfaces

S.Yu. Russinkovskii¹, N.D. Chainov², M.S. Novikov²

¹ ARM LLC, Moscow, Russian Federation

² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Моделирование теплового состояния базовых теплонапряженных двигателей внутреннего сгорания — сложная задача, которая требует учета множества факторов, включая теплопередачу, механические напряжения и влияние различных условий эксплуатации. В связи с этим статья, посвященная моделированию теплового состояния базовых теплонапряженных деталей двигателей внутреннего сгорания при согласованных граничных условиях теплообмена в сопряжениях, является актуальной. В статье представлены основные аспекты, которые стоит учитывать при проведении указанного моделирования, а также подходы к моделированию теплового и напряженно-деформированного состояний теплонапряженных деталей тепловозного двигателя. При моделировании теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы первостепенное значение имеют условия теплообмена в камере сгорания двигателя. Среди многочисленных вариантов формул для определения коэффициента теплоотдачи от горячего газа стенкам камеры сгорания предпочтение отдано формуле Вошни. Разработана конечно-элементная модель гильзы цилиндра и поршня. В результате моделирования получены температурные поля этих деталей. Разработанный программный комплекс позволяет более точно рассчитывать температуру и тепловые нагрузки на теплонапряженные элементы двигателя.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, теплонапряженный двигатель, моделирование теплового состояния, тепловая нагрузка двигателя, граничные условия теплообмена, программный комплекс ICE, метод движущихся сеток конечных элементов

Thermal state simulation of the basic heat-stressed internal combustion engines is a complex task that requires taking into account many factors, including heat transfer, mechanical stresses and the influence of various operating conditions. In this regard, an article devoted to simulating thermal state of the basic heat-stressed parts of an internal combustion engine in matching the heat exchange boundary conditions is relevant. The paper presents main aspects that should be taken into account in the specified simulation, as well as approaches to simulating thermal and stress-strain states of the heat-stressed parts of a diesel locomotive engine. When simulating thermal state of the cylinder-piston group parts, heat exchange conditions in the engine combustion chamber are of primary importance. The Voshni formula is most preferable among numerous options of formulas to determine the heat transfer coefficient from hot gas to the combustion chamber walls. A finite element model of the cylinder liner and piston are developed. As a result of simulation, temperature fields of these parts are obtained. The developed

software package makes it possible to compute more accurately the temperature and thermal loads on the engine heat-stressed elements.

Keywords: internal combustion engine, heat-stressed engine, thermal state simulation, engine thermal load, heat exchange boundary conditions, ICE software package, moving-mesh finite element method

Введение

На долю железнодорожного транспорта приходится 16 % мощности, вырабатываемой всеми двигателями внутреннего сгорания (ДВС) в России, 11 % потребления моторных топлив, более 6 % всех вредных выбросов в атмосферу [1, 2]. При этом топливно-экономическим и экологическим показателям тепловозных ДВС предъявляют достаточно жесткие требования [3–8]. К одним из основных требований относятся и требования к тепловому состоянию базовых теплонапряженных деталей ДВС [1, 3, 9, 10].

Определение теплового состояния базовых теплонапряженных деталей двигателей — обязательный этап при создании дизелей новых поколений и модернизации при форсировании по цилиндровой мощности серийно выпускаемых двигателей. Кроме того, не стоит забывать, что тепловое состояние влияет на общую эффективность ДВС. Оптимальное распределение температуры позволяет улучшить термодинамические характеристики двигателя, что приводит к повышению КПД и снижению расхода топлива. Кроме того, неправильное распределение температуры может привести к перегреву, что, в свою очередь, вызовет деформацию, разрушение или преждевременный износ деталей. Понимание тепловых процессов помогает избежать этих проблем и продлить срок службы двигателя.

В последние годы разработаны специализированные программные комплексы, например, известные программные комплексы для расчета теплового состояния ДВС, в частности, фирмы AVL: AVL CRUISE, AVL BOOST, AVL FIRE (комплекс для вычислительной гидродинамики — CFD), AVL EXCITE, AVL FIRE M. Программные комплексы Nastran и Ansys, имея широкий спектр программного обеспечения, применяют также для анализа и моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния (ТНДС) элементов конструкции в том числе. В частности, Ansys Fluent является одной из самых мощных программ для численного моделирования течений жидкости и газа (CFD), по-

зволяя решать широкий спектр задач, включая процессы сгорания при анализе эффективности работы двигателей. Программное обеспечение CFD Ansys CFX используется при анализе сложных термодинамических процессов в системах охлаждения и нагрева. Заметное место при анализе теплонапряженности ДВС занимают отечественные программные комплексы, такие как «Дизель-РК», предназначенный для расчета и оптимизации рабочих процессов двухтактных и четырехтактных ДВС. Получил развитие программный комплекс ICE для расчета теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) [11–13]. Возможна его интеграция с другими комплексами, такими как MATLAB и Simulink, что в совокупности создаст условия, обеспечивающие прогнозирование поведения конструкций в сложных условиях эксплуатации.

Собственно расчет ТНДС при наличии конечно-элементных программных комплексов не является технически сложной задачей. Основные трудности возникают при адекватной оценке граничных условий, в частности, условий теплообмена при математическом моделировании даже стационарного поля температур теплонапряженных деталей на установившемся режиме работы двигателя.

Моделирование теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы

При моделировании теплового состояния деталей ЦПГ первостепенное значение имеют условия теплообмена в камере сгорания двигателя. Среди многочисленных вариантов так называемых альфа-формул для определения коэффициента теплоотдачи α'_r от горячего газа стенкам ЦПГ предпочтение следует отдать формуле Вошни:

$$\alpha'_r = 130,0 D^{-0,2} T_{\infty}^{-0,53} p^{0,8} \times \left[C_1 C_m + C_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_0) \right]^{0,8}, \quad (1)$$

где C_1 и C_2 — эмпирические константы, зависящие от типа двигателя [14]: $C_1 = 6,180 + 0,417 C_u / C_m$ — для процессов газообмена (C_u — окружающая ско-

рость газа); $C_1 = 2,280 + 0,308C_u/C_m$ — для процессов сжатия сгорания расширения; $C_2 = 0,00324$ для дизелей с непосредственным впрыском; V, p, T — объем, температура и давление в цилиндре; D — диаметр цилиндра.

Недостатком формулы Вошни (1) является одинаковое значение переменного по углу поворота коленчатого вала коэффициента теплоотдачи α'_r по всей поверхности камеры сгорания двигателя (поршня, крышки и гильзы (втулки) цилиндра). В работе [14] предложен метод расчета радиационно-конвективного теплообмена с использованием теории турбулентного пограничного слоя, позволяющий определять локальные значения коэффициента теплоотдачи от газа стенкам ЦПГ по углу поворота коленчатого вала.

Важную роль при моделировании полей температур деталей ЦПГ играет теплообмен на поверхности сопряжения поршня с гильзой (втулкой) цилиндра, включая зону поршневых колец. Зона поршневых колец и сами кольца — одни из самых напряженных и ответственных участков цилиндропоршневой группы. Кольца подвержены действию значительных тепловых и механических нагрузок, определяемых перепадами давления горячих газов. Так, для первого поршневого кольца разность давления может достигать 8,0...10,0 МПа на стадии сгорания — расширения рабочего цикла двигателя.

Важная функция поршневых колец связана с организацией теплоотвода от поршня. Известно, что для неохлаждаемых поршней до 70...80 % всей теплоты, воспринимаемой огневой поверхностью поршня, отводится через кольца, а в случае масляного охлаждения поршня это значение составляет до 30...40 %. Передавая тепловые потоки через втулку цилиндра в полость охлаждения, поршневые кольца существенно влияют и на температуру втулки. При этом экспериментально показано, что 60...70 % мощности механических потерь двигателя обусловлено трением в ЦПГ и до 70 % потерь от трения в ЦПГ приходится на долю поршневых колец. Таким образом, при работе двигателя на перемещение поршневых колец затрачивается значительная работа, переходящая в теплоту $q_{тр}$, которая передается сопряженным с кольцами деталям (поршню и гильзе (втулке) цилиндра). При расчетах теплового состояния деталей ЦПГ теплоту трения удобно представлять в виде теплового источника q_v :

$$q_v = \frac{q_{тр}}{\delta_m},$$

где $q_{тр}$ — теплота трения при движении поршневых колец; δ_m — толщина слоя масла между рабочей поверхностью колец и стенкой цилиндра.

Предполагается, что кольца работают в гидродинамическом режиме [15, 16]. При положениях поршня в районе верхней и нижней мертвых точек происходит разрушение масляного слоя и имеет место режим граничного (смешанного) трения. В этом случае зависимость коэффициента трения f определяется индивидуальной диаграммой Штрибека (рис. 1) для заданной геометрии кольца (рис. 2), как функция безразмерного параметра $S = \mu V_k / p t_k$, где μ — динамическая вязкость масла, V_k — скорость кольца, принимаемая равной скорости поршня.

Для определения величины $q_{тр}$, толщины слоя масла δ_m требуется определить давление масла и газов в зоне кольцевого уплотнения. Процесс теплопередачи от поршня к гильзе цилиндра в области поршневого кольца связан с преодолением цепочки термических сопротивлений, включая термическое сопротивление самого кольца (см. рис. 2):

$$R_k = \frac{\delta_k}{\lambda_k},$$

где δ_k — протяженность траектории (пути) теплопередачи в кольце; λ_k — коэффициент теплопроводности материала кольца; R_k — термическое сопротивление рабочей поверхности

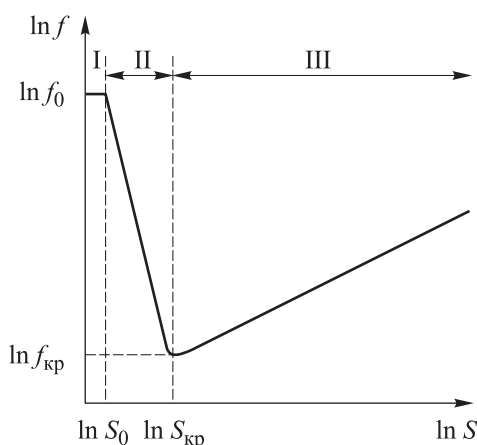


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения f от безразмерного параметра скорости S (диаграмма Штрибека): I — режим граничного трения; II — режим смешанного трения; III — режим гидродинамического трения

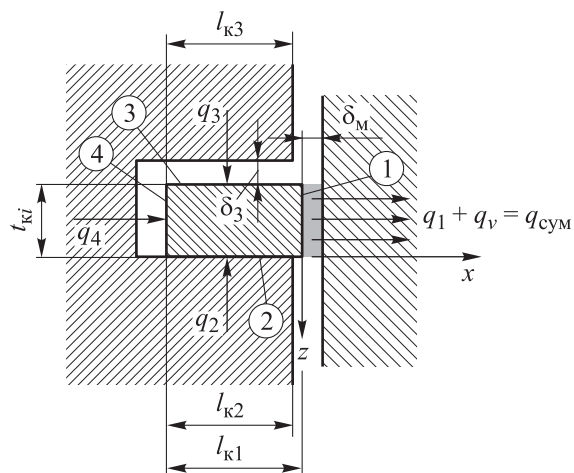


Рис. 2. Теплопередача через поршневое кольцо:

l_{ki} и t_{ki} — ширина и толщина кольца; l_{k2} и l_{k3} — ширина контактирующего участка соответствующей поверхности кольца; δ_3 и δ_m — толщина (длина) участков 3 и 1 соответственно (толщина масляного слоя); $q_1, q_2, q_3, q_4, q_{\text{сум}}$ — тепловые потоки на соответствующих участках кольца (поверхностях 1–4) и суммарный тепловой поток; q_v — тепловой источник трения (см. формулу (2))

кольца, а также соответствующих поверхностей канавок поршня и гильзы [13].

Тепловые потоки на поверхностях контактирования кольца и втулки цилиндра могут различаться из-за выделяющейся теплоты трения. Эквивалентный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{экв.г}}$ между втулкой (гильзой) и поршневой канавкой i -го участка определяется при суммировании термических сопротивлений на поверхностях кольца 1–4 (см. рис. 2):

$$\frac{1}{\alpha_{\text{экв.г}}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{l_{ki}}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_i}, \quad (2)$$

где α_1 и α_i — коэффициенты теплоотдачи; l_{ki} — ширина i -го участка контактирующего кольца.

Для участка гильзы, взаимодействующего с канавкой поршня через кольцо, окончательно с учетом формулы (2) получаем:

$$\alpha_{\text{экв.г}} = \frac{1}{\frac{\delta_m}{\lambda_m \left[1 + \frac{q_v \delta_m^2}{\lambda_m (T_{\text{п}} - T_{\text{г}})} \right]} + \frac{l_{ki}}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_i}},$$

где λ_m, λ_k — теплопроводность масла и материала кольца; $T_{\text{п}}, T_{\text{г}}$ — температура поршня и гильзы соответственно.

Как сказано выше, для расчета теплового состояния элементов ЦПГ требуется определить

давление газов в межкольцевых объемах, а также толщину масляного слоя при работе двигателя. Существуют различные методики определения давления газа и масла в кольцевом уплотнительном поясе, описанные в работах [11, 17]. При этом считается, что перетекание рабочего тела из рабочей полости цилиндра происходит через замки поршневых колец.

Результаты многочисленных измерений протечек рабочего тела через поршневые кольца показали, что при использовании нормально приработанного неизношенного комплекта поршневых колец до 80 % протечек приходится на зазоры в замках поршневых колец. Более подробно данный вопрос требует особого рассмотрения, что в дальнейшем будет представлено.

В настоящее время разработаны специальные алгоритмы, которые позволяют рассчитывать граничные условия теплообмена применительно к различным элементам двигателя. В частности, разработаны алгоритмы для расчета головки цилиндра, поршня, поршневых колец, гильзы цилиндра, впускных и выпускных клапанов.

Для имитации теплообмена при движении поршня при определении тепловых потоков между двумя или более деталями используют метод движущихся сеток конечных элементов. При этом каждую деталь представляют в виде сетки конечных элементов. При моделировании полей температуры и деформации неподвижных деталей их конечно-элементные сетки остаются неподвижными, описывая их начальную геометрию, а при перемещении подвижных деталей (например, поршня), сетки конечных элементов движутся друг относительно друга.

В разрабатываемом программном комплексе ICE применяется метод, который сочетает преимущества движущейся и фиксированной сеток. При этом параметры теплообмена, такие как характеристики теплового потока, температура окружающей среды, коэффициент теплоотдачи, задаются на границах движущихся сеток. При расчете поля температур, уравнения теплопроводности решают как на фиксированной, так и на движущейся сетках конечных элементов.

Движение сетки конечных элементов осуществляется путем преобразования координатных уравнений согласно заданному закону (движению детали). Таким образом, сетки конечных

элементов могут двигаться, деформироваться и менять свою геометрию в зависимости от движения детали.

В результате движущиеся сетки конечных элементов позволяют имитировать изменение геометрии деталей в процессе движения и определяют распределение тепловых потоков внутри деталей. Этот метод целесообразен при моделировании процессов теплообмена внутри ДВС, где детали движутся, деформируются и нагреваются.

При использовании движущихся сеток конечных элементов для имитации теплообмена при движении процесс моделирования включает:

- формирование начальной геометрии, при этом сетки созданы на основе геометрических моделей поршня, гильзы цилиндра и поршневых колец; каждый элемент сетки содержит информацию о геометрии, материале и граничных условиях;
- определение движения детали, для чего задается уравнение ее движения;
- пересчет координат сетки конечных элементов на основе заданных уравнений движения и начальной геометрии с обновлением сетки конечных элементов;
- решение итоговых систем линейных алгебраических уравнений с определением теплового и напряженно-деформированного состояния деталей;
- расчет повторяется в несколько итераций с обновленными значениями полей температур и геометрии вплоть до достижения сходимости или заданного числа итераций.

После завершения процесса моделирования получают распределение температур, тепловых потоков и других искоемых величин внутри деталей. Эта информация используется для дальнейших расчетов, предусмотренных в программном комплексе.

На рис. 3 показано взаиморасположение конечно-элементных сеток в ходе выполнения расчета при движении поршня (ВМТ и НМТ обозначены соответственно верхняя и нижняя мертвая точка — крайние позиции поршня в цилиндре ДВС).

Программа предназначена для расчета теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы с согласованными граничными условиями теплообмена между ее отдельными элементами.

Программная реализация комплекса расчетов теплового состояния теплонапряженных деталей поршневых двигателей включает определение указанных условий теплообмена применительно к основным теплонапряженным узлам ДВС — поршня, гильзы цилиндра, головки (крышки) цилиндра и клапанов, а также смежных, контактирующих с ними деталей.

Особенность комплекса программ ICE состоит в том, что, моделируя в одном случае тепловое взаимодействие поршня и гильзы цилиндра в процессе возвратно-поступательного движения поршня; а в другом случае тепловое взаимодействие клапанов и крышки цилиндра путем итерационного пересчета, проводят подбор тепловых граничных условий на соответствующих поверхностях деталей, температурные поля которых будут согласованы между собой на основе минимизации невязок теплового баланса по элементам ЦПГ. Чтобы получить инженерный инструмент, решающий практические задачи на доступном компьютерном оборудовании, расчет проводят в комбинированной 3D и осесимметричной постановках. Некоторые особенности конструкции деталей при этом упрощаются, в частности овальность поршня. Как показала практика, обеспечивается достаточно хорошая сходимость результатов расчета и эксперимента.

Программный комплекс является модульным и состоит из независимых взаимосвязанных структурных блоков. Комплекс не в состоянии охватить все многообразие конструкций ДВС, но его возможностей достаточно, чтобы охватить большинство используемых на практике конструкций. В частности, рассматриваются тронковые двигатели, имеющие не более семи поршневых колец.

В программе задаются первоначальные граничные условия теплоотдачи на наружных поверхностях поршня, гильзы и головки цилиндра. Температурные и деформационные поля деталей (в частности, поршня, гильзы) определяются в ходе повторяющихся итерационных расчетов. Программный комплекс может быть установлен на локальный компьютер с магнитных носителей или через Интернет с сайта МГТУ им. Н.Э. Баумана кафедры Э2 «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки».

Комплекс программ ICE имеет два основных режима работы: 1) автоматизированная

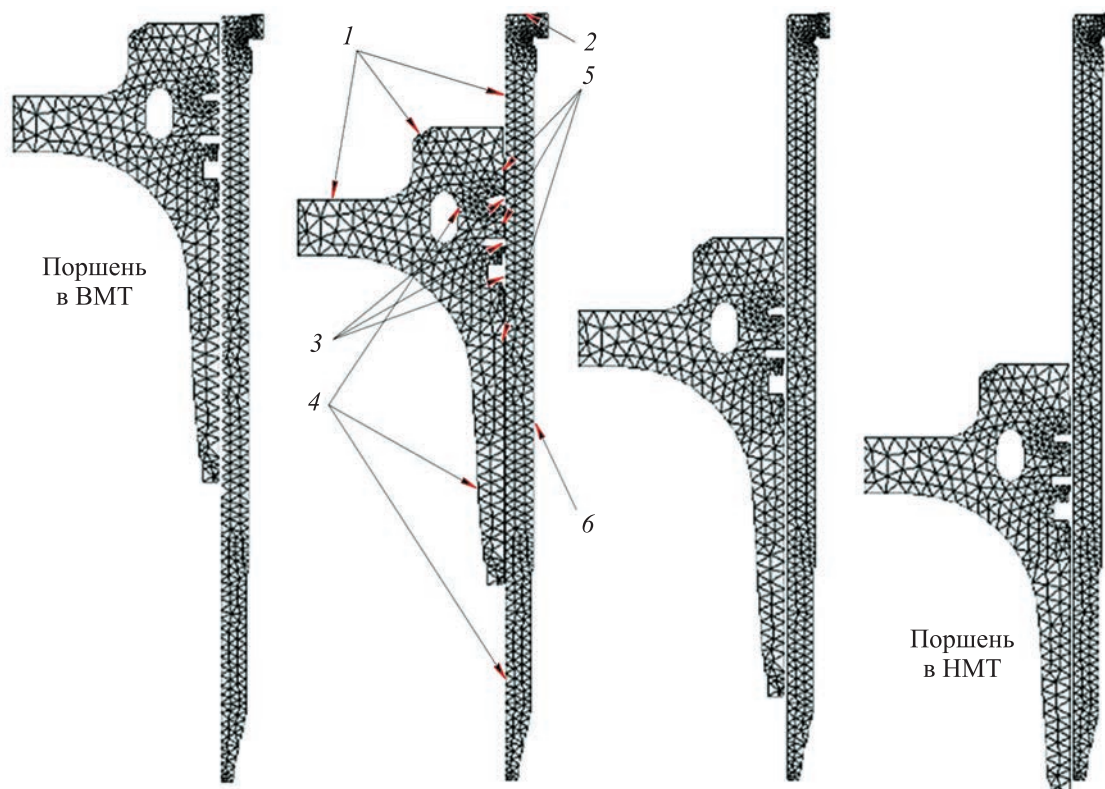


Рис. 3. Конечно-элементная модель при движении поршня относительно гильзы цилиндра (кольца условно не показаны):

1 — область теплообмена в камере сгорания; 2 — область контактного теплообмена гильзы цилиндра и крышки цилиндра; 3 — область теплообмена поршня и гильзы через поршневое кольцо; 4 — область теплообмена посредством масляных струй и тумана; 5 — область теплообмена между поршнем и гильзой цилиндра; 6 — область теплообмена гильзы цилиндра в системе жидкостного охлаждения

предпроцессорная подготовка исходных данных; 2) расчет граничных условий.

Для расчета граничных условий теплообмена должны быть заданы данные о геометрии и термофизических параметрах материалов элементов ЦПГ, охлаждающей жидкости и масла, а также основные параметры рабочего процесса, такие как индикаторная диаграмма, частота вращения коленчатого вала, длина шатуна. Все эти данные используются при расчете граничных условий теплообмена для создания цифровой модели двигателя на основе метода конечных элементов.

В качестве примера на рис. 4 показано распределение температуры для поршня двигателя типа ЧН 26,5/31, включая головку и тронк. Самая высокая температура, в данном случае 530 °С, наблюдается на кромке поршня в месте выточки под клапаны.

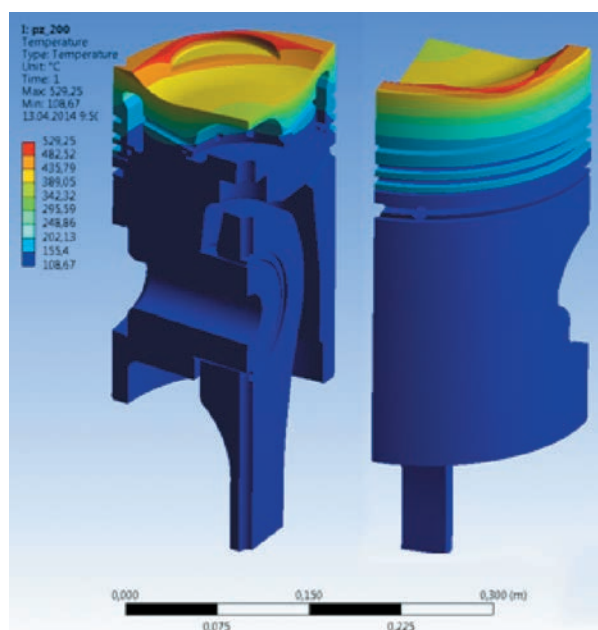


Рис. 4. Поле температур поршня

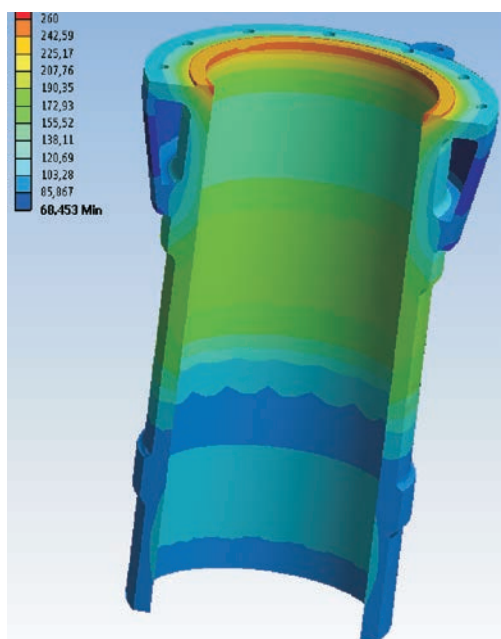


Рис. 5. Температурное поле втулки

Соответствующее температурное поле втулки (гильзы) показано на рис. 5, наиболее высокие температуры наблюдаются в верхней и средней части гильзы, в положении поршня в ВМТ и НМТ, что подтверждается расчетами локальных коэффициентов теплоотдачи.

Проведенные исследования показали, что с использованием разработанного программного комплекса у разработчиков ДВС и исследователей появляется возможность точнее рассчитать температурные поля и тепловые нагрузки на наиболее теплонапряженные элементы дви-

гателя, а также реализовать мероприятия по увеличению их прочностной надежности.

Заключение

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Разработанные методика и алгоритмы расчета, включая граничные условия теплообмена, позволяют определить параметры теплообмена в виде условий теплоотдачи третьего рода для компонентов ЦПГ и камеры сгорания, крышки (головки) цилиндра и клапанной группы. Для всех поверхностей компонентов рассчитаны локальные значения коэффициента теплоотдачи, усредненные за рабочий цикл двигателя, и соответствующая температура окружающей среды вокруг этой поверхности. Для поверхностей, образующих камеру сгорания, это местный коэффициент теплоотдачи газа и результирующая средняя температура теплоотдачи газа, которая предполагается одинаковой по всей камере сгорания.

2. Значения температуры, рассчитанные на основе полученных условий теплообмена, являются стационарными и могут быть сопоставлены с результатами тепловых измерений при установившемся режиме работы двигателя.

3. Благодаря использованию разработанного программного комплекса проектировщики ДВС имеют возможность более точно рассчитывать температуру и тепловые нагрузки на теплонапряженные элементы двигателя, что позволяет увеличить их прочностную надежность.

Литература

- [1] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [2] Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов В.Г., Багров В.В., Зыков С.А. *Моторные топлива, производимые из растительных масел*. Рига, Lambert Academic Publishing, 2019, 420 с.
- [3] Рыжов В.А. *Совершенствование характеристик форсированных среднеоборотных двигателей двойного назначения средствами топливоподачи и воздухообеспечения*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2018, 325 с.
- [4] Рыжов В.А., Исянов В.Р. Разработка и создание двигателя нового типоразмерного ряда 12ЛДГ500 (12ЧН 26,5/31) для магистрального тепловоза. *Вестник института проблем естественных монополий: техника железных дорог*, 2016, № 1 (33), с. 50–55.
- [5] Рыжов В.А., Ионин В.Е. Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2025, № 1 (299), с. 3–13.
- [6] Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. *Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов*. Луганск, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, 2006, 280 с.
- [7] 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 (296), с. 18–29.

- [8] 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 (297), с. 3–13.
- [9] Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Рыжов В.А. Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания. Москва, Машиностроение, 2015, 354 с.
- [10] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Варшавский А.А. Оценка прочности элементов механизма газораспределения среднеоборотного двигателя. *Двигателестроение*, 2023, № 2 (292), с. 3–13. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.3-13>
- [11] Заренбин В.Г., Чайнов Н.Д., Руссинковский С.Ю., Вальехо М.П. Моделирование теплового состояния и расчет на заедание пар трения базовых теплонапряженных деталей поршневых двигателей. Москва, Изд-во НИЦ ИНФРА-М, 2024, 202 с.
- [12] Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д. 3-D моделирование граничных условий теплообмена при расчете теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2013, № 4 (254), с. 3–8.
- [13] Чайнов Н.Д., Руссинковский С.Ю. Расчет согласованных стационарных полей температур узла крышка цилиндра — клапаны двигателя внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2014, № 2 (256), с. 3–7.
- [14] Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016, 520 с.
- [15] Полюшкин Н.Г. Основы теории трения, износа и смазки. Красноярск, Красноярский гос. аграр. ун-т, 2013, 192 с.
- [16] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование и расчет поршневых двигателей. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, 536 с.
- [17] Петриченко Р.М. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС. Алгоритмы прикладных программ. Ленинград, Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1990, 327 с.

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] Markov V.A., Devyanin S.N., Semenov V.G., Bagrov V.V., Zykov S.A. *Motornye topliva, proizvodimye iz rastitel'nykh masel* [Motor Fuels Made from Vegetable Oils]. Riga, Lambert Academic Publ., 2019, 420 p. (In Russ.).
- [3] 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.).
- [4] Ryzhov V.A., Isyanov V.R. Development and creation of the new series 4-stroke engine 12LDG500 (26,5/31) for the main diesel locomotive. *Railway Equipment*, 2016, no. 1 (33), pp. 50–55. (In Russ.).
- [5] Ryzhov V.A., Ionin V.E. Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 3–13. (In Russ.).
- [6] Kossov E.E., Shapran E.N., Furman V.V. *Sovershenstvovanie rezhimov raboty silovykh energeticheskikh sistem teplovozov* [Improving operating modes of power energy systems of diesel locomotives]. Lugansk, Vostochnoukrainskiy natsional'nyy universitet im. V. Dalya Publ., 2006, 280 p. (In Russ.).
- [7] 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 (296), pp. 18–29. (In Russ.).
- [8] 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 (297), pp. 3–13. (In Russ.).
- [9] Chaynov N.D., Raenko M.I., Ryzhov V.A. *Prochnost' teplotnapryazhennykh bazovykh detaley sredneoborotnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Strength of heat-stressed base parts of medium-speed internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2015, 354 p. (In Russ.).
- [10] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Varshavskiy A.A. Assessment of strength of the gas distribution mechanism elements of a medium speed engine. *Engines Construction*, 2023, no. 2 (292), pp. 3–13. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.3-13>

- [11] Zarenbin V.G., Chaynov N.D., Russinkovskiy S.Yu., Valyekho M.P. *Modelirovaniye teplovogo sostoyaniya i raschet na zayedaniye par treniya bazovykh teplonapryazhennykh detaley porshnevykh dvigateley* [Modeling of the thermal state and calculation for jamming of friction pairs of basic heat-stressed parts of piston engines]. Moscow, SIC INFRA-M Publ., 2024, 202 p. (In Russ.).
- [12] Russinkovskii S.Y., Chainov N.D. 3-D simulation of heat exchange boundary conditions as a means of piston block parts' thermal analysis. *Engines Construction*, 2013, no. 4 (254), pp. 3–8. (In Russ.).
- [13] Chainov N.D., Russinkovskii S.Y. Analysis of stationary thermal fields in cylinder heads & valves. *Engines Construction*, 2014, no. 2 (256), pp. 3–7. (In Russ.).
- [14] Kavtaradze R.Z. *Lokalnyy teploobmen v porshnevykh dvigatelyakh* [Local heat transfer in piston engines]. Moscow, BMSTU Press, 2016, 520 p. (In Russ.).
- [15] Polyushkin N.G. *Osnovy teorii treniya, iznosa i smazki* [Fundamentals of the theory of friction, wear and lubrication]. Krasnoyarsk, Krasnoyarskiy gos. agrar. un-t Publ., 2013, 192 p. (In Russ.).
- [16] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye i raschet porshnevykh dvigateley* [Design and calculation of piston engines]. Moscow, BMSTU Press, 2018, 536 p. (In Russ.).
- [17] Petrichenko R.M. *Elementy sistemy avtomatizirovannogo proyektirovaniya DVS. Algoritmy prikladnykh program* [Elements of the computer-aided design system of internal combustion engines. Algorithms of applied programs]. Leningrad, Mashinostroyeniye, Leningr. otd-niye Publ., 1990, 327 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 30.04.2025

Сведения об авторах

Руссинковский Сергей Юрьевич — кандидат технических наук, заместитель генерального директора ООО «АРМ», Москва, Российская Федерация. E-mail: motor@armmeh.ru

Чайнов Николай Дмитриевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: ndchainov@yandex.ru

Новиков Михаил Сергеевич — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: mikenov@yandex.ru

Information about the authors

Russinkovskii Sergey Yuryevich — Ph. D. (Eng.), Deputy Director General, ARM LLC, Moscow, Russian Federation. E-mail: motor@armmeh.ru

Chainov Nikolay Dmitrievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: ndchainov@yandex.ru

Novikov Mikhail Sergeyeovich — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: mikenov@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д., Новиков М.С. Моделирование теплового состояния базовых теплонапряженных деталей двигателей внутреннего сгорания при согласованных граничных условиях теплообмена в сопряжениях. *Двигателестроение*, 2025, № 2 (300), с. 14–22.

Citation:

Russinkovskii S.Yu., Chainov N.D., Novikov M.S. Simulating thermal state of the internal combustion engine basic thermally stressed internal parts under the heat exchange agreed boundary conditions in the interfaces. *Engines Construction*, 2025, no. 2 (300), pp. 14–22. (In Russ.).

УДК 621.436

Повышение эффективности эксплуатации дизельных двигателей магистральных тягачей путем оптимизации интервалов смены моторного масла

И.Ф. Гумеров

ПАО «КамАЗ», Набережные Челны, республика Татарстан,
Российская Федерация

Improving operational efficiency of a long-haul truck diesel engine operation by optimizing the engine oil change intervals

I.F. Gumerov

KAMAZ PTC Group of Organizations, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation

Статья посвящена актуальному вопросу повышения потребительских свойств коммерческого автомобиля, а именно увеличению межсервисного интервала. Установление периодичности технического обслуживания автомобиля осуществляется с учетом обеспечения надежной работы агрегатов и узлов, изменения его свойств в процессе эксплуатации. Увеличенный межсервисный интервал позволяет снизить эксплуатационные затраты автомобиля. Одно из важных направлений работ по увеличению межсервисного интервала — контроль состояния моторного масла двигателя в условиях эксплуатации, обоснование браковочных показателей для оценки качества работающего масла, а также прогнозирование срока его службы. Ресурс моторного масла в значительной степени зависит от конструктивных особенностей двигателя, условий эксплуатации автомобиля, качества используемых эксплуатационных материалов, качества самого моторного масла и его присадок. Для определения сроков замены моторного масла проведен всесторонний анализ, включающий оценку характерных режимов работы двигателя в составе автомобиля, оценку состояния масла по результатам стендовых испытаний в составе двигателя, оценку эксплуатационных свойств моторного масла по результатам натурных испытаний в составе автомобиля.

Ключевые слова: потребительские свойства автомобиля, магистральный тягач, двигатель внутреннего сгорания, моторное масло, межсервисный интервал, техническое обслуживание, ресурс двигателя

The paper is devoted to a topical problem of improving consumer properties of a commercial vehicle, namely, increasing its service interval. The vehicle maintenance periodicity is determined taking into account ensuring reliable operation of units and assemblies, and alterations thereof during operation. The increased service interval allows reducing the vehicle operating costs. One of the important areas in increasing the service interval lies in monitoring the engine oil under the operating conditions, substantiating rejection indicators in assessing the operating oil quality, and forecasting its service life. The engine oil service life largely depends on the engine design features, vehicle operating conditions, quality of the operating materials used, quality of the engine oil itself and its additives. To determine timing for the engine oil replacement, a comprehensive analysis is carried out. It includes assessment of the engine typical operating modes as part of a vehicle; assessment of the oil condition based on the bench testing results as part of an engine; and assessment of the engine oil performance properties based on results of the full-scale testing as part of the vehicle assembly.

Keywords: vehicle consumer properties, long-haul truck, internal combustion engine, engine oil, service interval, technical maintenance, engine service life

Введение

Ресурс и межсервисный интервал являются важными потребительскими свойствами автомобиля и его агрегатов [1, 2]. Как правило, большинство операций технического обслуживания и ремонта (ТОиР) связаны с обеспечением работоспособности двигателя, поэтому ресурс и межсервисный интервал автомобиля в первую очередь определяют безотказность моторных систем, узлов и механизмов двигателя. Техническое обслуживание (ТО) автомобиля в части обслуживания двигателя складывается из следующих основных операций: замена масла и масляного фильтра, регулировка тепловых зазоров газораспределительного механизма, замена фильтров грубой и тонкой очистки топлива, замена воздушного фильтра и регулировка натяжения ремня привода агрегатов [3, 4].

Можно отметить следующие основные направления по повышению ресурса и межсервисного интервала двигателей:

1) *конструкторское*, связанное с внедрением современных и перспективных технических решений в области систем фильтрации воздуха, топлив и масел, высокопрочных покрытий и специализированных материалов для основных компонентов двигателя (блок и головка блока цилиндров, цилиндропоршневая группа, газораспределительный и кривошипно-шатунный механизмы), электронного управления рабочим процессом двигателя;

2) *технологическое*, связанное с обеспечением высокого качества деталей при производстве: введение в конструкторскую и технологическую документацию ключевых и специальных характеристик, влияющих на технологичность, сборку и эксплуатационные свойства; организация входного контроля на заводе-изготовителе и выходного контроля на заводах поставщиков компонентов; реализация на сборочной линии двигателей системы мониторинга операций сборки и внедрение современного технологического оборудования для обработки деталей с контролем основных параметров; проведение обкатки каждого двигателя с контрольным измерением параметров, оценкой приработки деталей (для достижения 100%-ной повторяемости и стабильности результатов по основным параметрам собираемых двигателей);

3) *эксплуатационное*, связанное с анализом эксплуатационных режимов работы, прогно-

зированием остаточного ресурса и предупреждением выхода из строя агрегатов автомобиля. Решения по данному направлению реализуются благодаря современной системе управления и бортовой диагностике автомобиля.

Значительную роль в обеспечении ресурса двигателя и его агрегатов играет моторное масло [5–7]. Эксплуатационные требования, предъявляемые к маслам для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) различного назначения, непрерывно растут. Это обусловлено высоким уровнем конкуренции на автомобильном рынке и ужесточающимися требованиями к экологической безопасности, высокой энергоэффективности, надежности и ресурсу автомобилей и ДВС. Главное назначение моторного масла — обеспечение надежной и экономичной работы двигателя в течение установленного ресурса, а также его обеспечение его экологических показателей [8–10]. При этом важнейшими параметрами моторных масел служат их вязкостно-температурные характеристики [11–13]. От этих характеристик зависят механические потери в двигателях, износ деталей, ресурс двигателей [14–16]. Требуемые параметры моторного масла достигаются выбором базового моторного масла и добавлением в него присадок [1, 5, 17–19]. В связи с этим основными функциями моторного масла являются:

- обеспечение наименьшего износа деталей и затрат мощности на преодоление трения;
- отвод теплоты от деталей, поддержание чистоты и предохранение трущихся поверхностей от коррозии;
- нейтрализация кислот, образующихся в результате сгорания топлива;
- обеспечение хорошей прокачиваемости и легкий пуск двигателя в холодное время года.

Цель исследования — всесторонне проанализировать возможность увеличения интервала смены моторного масла для магистрального тягача категории N3.

Задачи исследования:

- 1) изучить методы оценки показателей качества моторных масел, сформировать комплексный подход к анализу состояния моторного масла;
- 2) сформировать перечень ключевых параметров технического состояния моторного масла;
- 3) провести стендовые исследовательские испытания моторного масла в составе двигателя;

4) организовать и выполнить натурные испытания моторного масла в составе автомобиля;

5) на основе проведенных исследований подготовить заключение о возможности увеличения интервала смены масла.

При исследованиях использованы теоретические основы надежности ДВС и теории технической эксплуатации автомобилей. Экспериментальные исследования выполнены с использованием современных методик на аттестованном оборудовании в режиме реальной эксплуатации.

Регламент определения интервала смены моторного масла в дизельных двигателях магистральных тягачей и основные показатели моторного масла

В Российской Федерации основным нормативным документом, определяющим требования к моторным маслам, является Технический регламент Таможенного союза ТР ТС 030/2012 «О требованиях к смазочным материалам, маслам и специальным жидкостям». Он устанавливает показатели качеств, соответствие которым обязательно для смазочных материалов, применяемых в нашей стране.

В процессе эксплуатации свойства моторных масел изменяются: происходит загрязнение механическими примесями, водой, накапливаются растворимые и взвешенные продукты окисления [1, 5]. Характер изменения эксплуатационных показателей масел существенно зависит от условий, режимов эксплуатации автомобиля, уровня теплонапряженности (форсирования) и технического состояния двигателя.

В соответствии с принятой в Российской Федерации планово-предупредительной системой ТОиР существует регламент смены моторного масла, который определяется по результатам испытаний [1, 5]. Вопрос оценки срока службы масла (которому в настоящее время уделяется самое серьезное внимание) требует комплексного подхода, состоящего из перечисленных ниже этапов.

1. Определение ключевых показателей моторного масла, влияющих на работоспособность двигателя и автомобиля. Показатели качества моторного масла позволяют оценить его состояние, состояние двигателя и условия эксплуатации автомобиля. Важность и трудоемкость определения этих показателей неоди-

накова. При анализе состояния двигателя упор делается на аналитические методы оценки элементного и группового состава моторного масла. При анализе условий эксплуатации обращают внимание на динамику изменения показателей качества масла. Для оценки состояния самого масла, как правило, ограничиваются основными физико-химическими показателями.

Выбор показателя, определяющего качество моторного масла, предполагает проведение корреляционного анализа факторов — показателей, характеризующих состояние смазочного материала. Каждый из большого перечня показателей должен рассматриваться в системе «двигатель — масло — эксплуатация». К основным показателям, характеризующим старение масла, относятся следующие [1, 5]:

- вязкость кинематическая (измерение при 100 °С по ГОСТ 33–82);
- щелочное число (измерение по ГОСТ 11362–76);
- кислотное число (измерение по ГОСТ 11362–76);
- массовая доля примесей (измерение по ГОСТ 20684–75);
- массовая доля воды (измерение по ГОСТ 2477–65).

Вязкость характеризует внутреннее сопротивление течению жидкости. Для автомобильного двигателя вязкость применяемого масла будет влиять на толщину масляной пленки, образуемой в парах трения, защитные свойства двигателя, потери на трение и топливную экономичность. В процессе эксплуатации показатель вязкости может как увеличиваться, так и уменьшаться. Причиной увеличения вязкости служит накопление нерастворимых продуктов в масле или испарение более легких фракций. Зачастую изменение вязкости связано с окислительными процессами базового масла. Уменьшение вязкости может быть вызвано попаданием в масло более легких (например, топливных) фракций или разрушением загущающей присадки. В общем случае вязкость моторного масла может оставаться неизменной при значительном ухудшении других показателей его качества.

Показатель щелочного числа характеризует способность моторного масла нейтрализовать кислоты, которые образуются в двигателе при сгорании топлива. В свежих маслах данный показатель также указывает на потенциальный за-

пас щелочной среды. Присадки в современном масле обладают различными щелочными свойствами. При использовании автомобильного топлива пятого экологического класса 2...4 % щелочных присадок расходуются на нейтрализацию кислот. Часть присадок расходуется по прямому назначению, обеспечивая моющие, диспергирующие, антикоррозионные свойства масел. Таким образом, в процессе эксплуатации содержание присадок в масле уменьшается. Соответственно падает и щелочное число. Показатель щелочного числа может падать нелинейно, в разных условиях с разной скоростью. Критическая отметка — падение показателя на 50 % относительно изначальной отметки. С этого момента скорость падения щелочного числа и деградация моторного масла будет расти в геометрической прогрессии. Одновременно с падением щелочного числа начинает увеличиваться кислотное число. Момент, когда показатели кислотного и щелочного числа выравниваются, принято считать сроком отработки моторным маслом своего ресурса.

Как и в топливе, в моторном масле накапливается вода. Она является продуктом горения углеводородов и попадает в масло с картерными газами, а также может конденсироваться из воздуха. Большая ее часть испаряется при прогреве двигателя до рабочей температуры. Накопление воды происходит при переменных тепловых режимах двигателя, частых коротких поездках, характерных для городской эксплуатации.

Механические примеси в общем случае представляют собой сложную смесь загрязнителей: продуктов неполного сгорания топлива, частиц износа двигателя, пыли, попадающей из воздуха. Крупные нерастворимые частицы задерживаются масляным фильтром. Частицы размером менее 25...40 мкм накапливаются в масле и удерживаются диспергирующими присадками во взвешенном состоянии (частицы не оседают и двигаются вместе с потоком масла) [1, 5].

Непригодным к дальнейшему применению считают моторное масло, достигшее браковочного значения хотя бы по одному из показателей. Для сохранения параметров надежности техники вместо браковочных значений можно применять предельно допустимые, позволяющие произвести упреждающую (предиктивную) замену масла. Нарботку свежего моторного масла с момента заливки до достижения

предельного состояния называют его ресурсом. Для работающего масла применяют понятие остаточного ресурса — наработки от текущего до предельного состояния. Ресурс масла зависит от его качества, технического состояния двигателя и условий эксплуатации.

2. Оценка ресурса масла в составе ДВС и приведение результатов стендовых испытаний к стандартному ездовому циклу эксплуатации. Для корректной оценки эксплуатационных свойств моторных масел для типового автомобиля необходимо провести режимометрирование, сформировать стандартный (приведенный) цикл работы автомобиля и определить суммарную работу двигателя (масла) A , кВт · ч, за данный цикл:

$$A = \int N_i t_i, \quad (1)$$

где N_i — вырабатываемая двигателем энергия (мощность), кВт; t_i — время работы двигателя, ч.

Определение суммарной работы двигателя позволит сопоставить данные, полученные при стендовых испытаниях и реальной эксплуатации, оценить степень нагрузки на двигатель и привести результаты анализа моторного масла к единым условиям.

3. Оценка ресурса масла в ходе эксплуатационных испытаний автомобилей. Эксплуатационные испытания партии автомобилей с регулярными отборами и анализом проб масел, с контролем долива свежего масла позволяют сформировать полную картину изменений основных показателей моторного масла и спрогнозировать его остаточный ресурс.

Объект и методика проведения исследования

В качестве объекта для исследования выбран седельный тягач нового поколения КАМАЗ-54901 (4×2) с дизельным двигателем семейства 910, моторное масло SAE 5W-30 (ACEAE4/E7) (общий объем системы смазки двигателя — 44 л).

При разработке нового поколения автомобилей с двигателем Р6 изначально ПАО «КАМАЗ» ставило целевые показатели, которые обеспечат высокий уровень надежности и конкурентоспособность по сравнению с лучшими аналогами зарубежной техники. Для тягачей

КАМАЗ-54901 периодичность ТО составляет 120 тыс. км (для дорог I категории эксплуатации).

Высокий ресурс и межсервисный интервал двигателя КАМАЗ семейства 910, установленного на данный автомобиль, были достигнуты благодаря реализации современных конструкторских решений и новых технологий: чугунный блок цилиндров; стальные поршни; поршневые кольца с хром-алмазным покрытием; индивидуальные четырехклапанные головки блока цилиндров; шатун с косым разъемом и разрывным стыком; современная топливная аппаратура аккумуляторного типа с электронным управлением; закрытая система вентили-

ляции с центробежным маслоулавливающим фильтром; система охлаждения с гибким регулированием температурного режима; топливные и масляные фильтры с высокими степенью очистки и ресурсом [1, 5].

С целью корректного сопоставления данных результатов стендовых и эксплуатационных испытаний было проведено режимометрирование парка магистральных автомобилей и измерение профиля (спектра) нагрузок. Режимометрирование проводили на типовом магистральном маршруте (рис. 1). В результате был сформирован типовой 3-часовой цикл работы магистрального автомобиля (рис. 2).

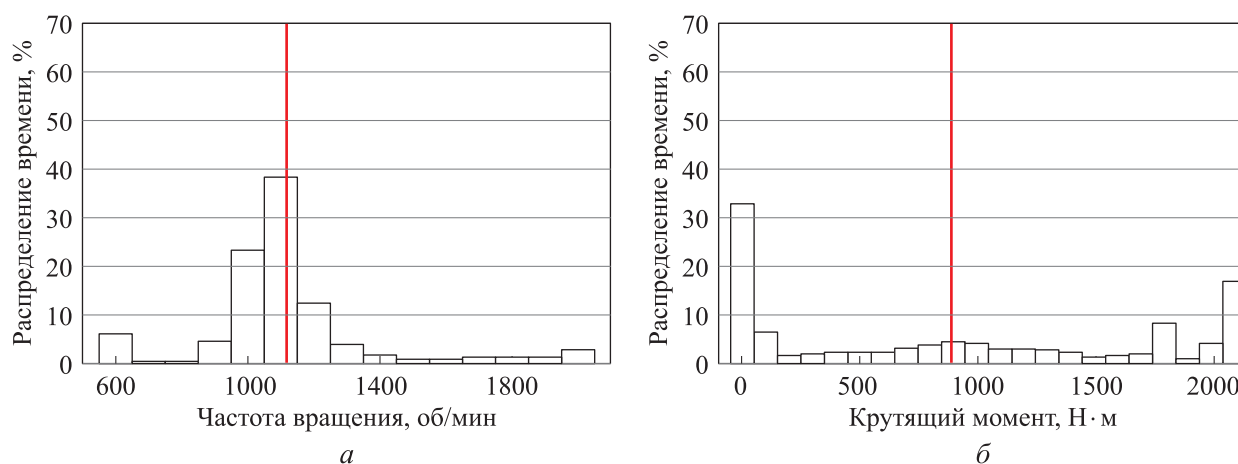


Рис. 1. Распределение времени работы по оборотам коленчатого вала (а) и нагрузке на двигатель (б) на типовом магистральном маршруте (красной вертикальной линией на рисунках а и б отмечены средние значения)

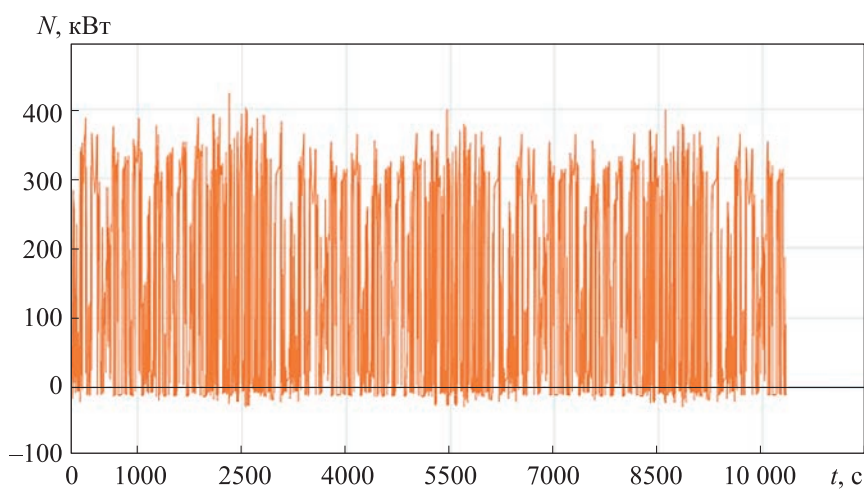


Рис. 2. Приведенный цикл работы магистрального автомобиля (3 ч):
 N — мощность, вырабатываемая двигателем за один цикл, кВт;
 t — продолжительность цикла, с

На основе показаний электронного блока управления двигателем определена суммарная работа двигателя (моторного масла) за данный цикл работы:

$$A = \int N_i t_i = 461 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 1659,6 \text{ МДж.}$$

Далее с целью проведения длительных испытаний на основе полученных данных режимометрирования типовых автомобилей и возможностей стендового оборудования подобран следующий цикл испытаний: общее время

испытаний 3000 ч, 1000 циклов по 3 ч (рис. 3). Красными рамками выделены области, более подробная информация о которых представлена на рис. 4 и 5.

Суммарная работа двигателя (моторного масла) за один цикл стендовых испытаний по методике 3000-часовых испытаний:

$$A = \int N_i t_i = 839 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3020,4 \text{ МДж.}$$

Таким образом, теоретически двигатель во время стендовых испытаний совершает

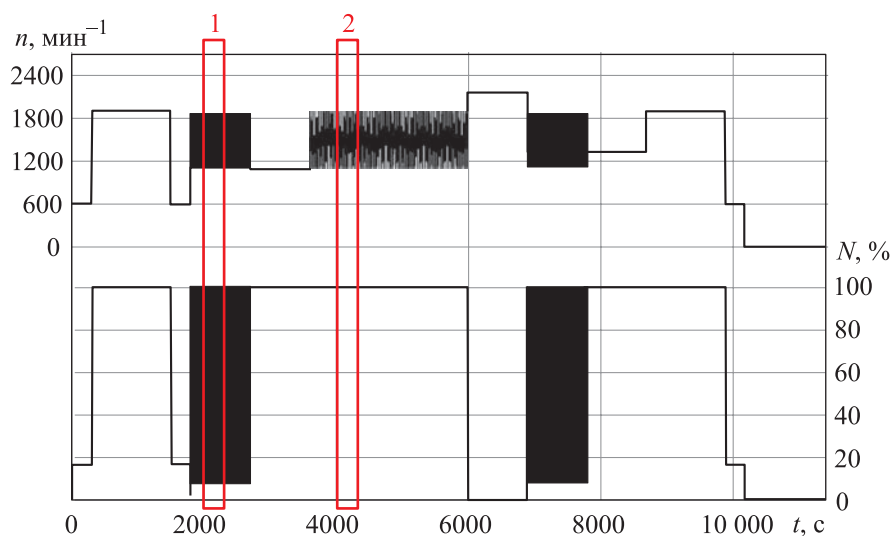


Рис. 3. Цикл длительных 3000-часовых испытаний:

N — нагрузка на двигатель, %; n — частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;
 t — продолжительность цикла, с

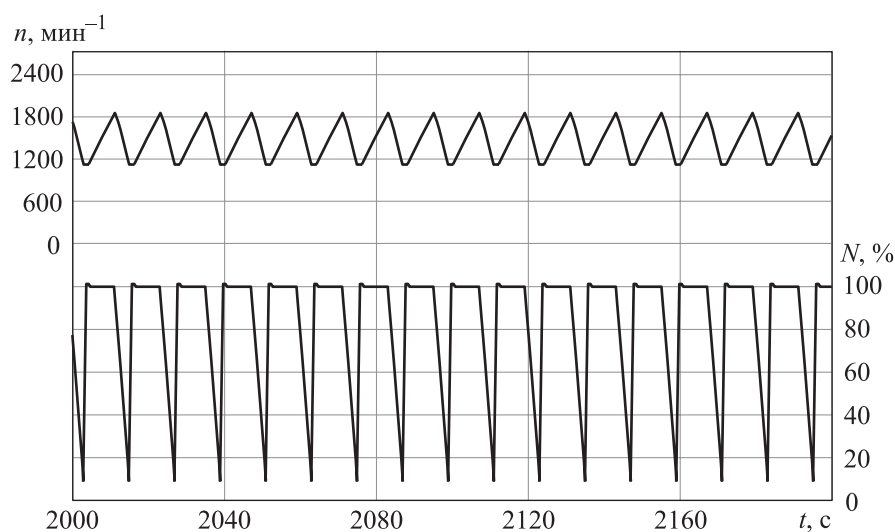


Рис. 4. Увеличенный фрагмент цикла длительных 3000-часовых испытаний (участок 1 на рис. 3)

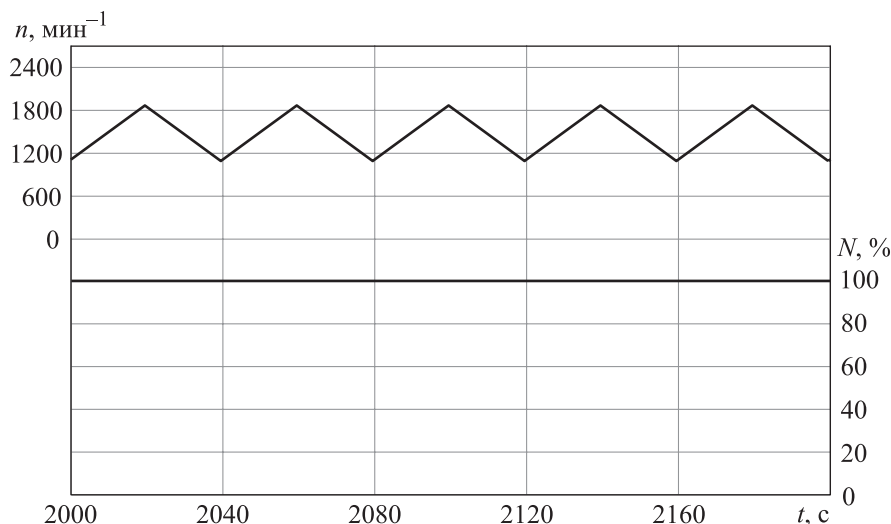


Рис. 5. Увеличенный фрагмент цикла длительных 3000-часовых испытаний (участок 2 на рис. 3)

в 1,8 раза больше работы, чем во время реальной эксплуатации. Нагрузка на двигатель (моторное масло) при стендовых испытаниях выше. Соответственно, по результатам стендовых испытаний можно оценить эксплуатационные свойства и ресурс моторного масла в более критических условиях.

На последнем этапе исследований проведены эксплуатационные испытания порядка 20 автомобилей КАМАЗ-54901, по результатам которых на определенных пробегах (0, 40...60, 120, 150 тыс. км и т. д.) взяты пробы масла и измерены значения щелочного и кислотного чисел. Кроме того, проанализирована статистика расхода масла на угар и определено количество доливок в межсервисном интервале автомобилей.

Анализ результатов исследований

В ходе 3000-часовых стендовых испытаний были взяты пробы моторного масла. Проведен анализ проб, сформированы графики изменения физико-химических характеристик масла (рис. 6).

Были получены следующие основные результаты:

1. Вязкость моторного масла снизилась на 10 % при допустимом снижении 20 %.
2. Расход моюще-диспергирующих присадок по изменению щелочного числа составил 43 % (при допустимом снижении щелочного числа не более 50 %). При этом кислотное число увеличилось на 37 %.

3. Содержание механических примесей в конечной пробе составило 0,097 % при допустимом значении не более 3,0 %.

4. Массовая доля воды не превышает допустимых значений (более 0,05 %), имеются лишь незначительные следы.

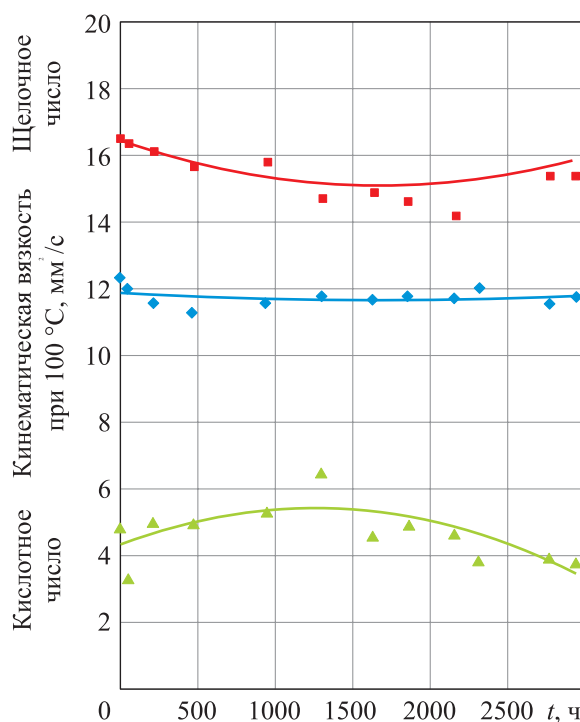


Рис. 6. График изменения показателей масла по результатам 3000-часовых испытаний:

■ — щелочное число; ▲ — кислотное число; ◆ — кинематическая вязкость при 100 °C, мм²/с; цветными линиями обозначены соответствующие полиномиальные аппроксимации

5. Моторное масло 5W-30 сохранило необходимый запас эксплуатационных свойств при наработке 3000 моточасов.

На основе результатов стендовых исследований были сформулированы следующие аналитические предположения:

1. Текущий межсервисный интервал автомобиля КАМАЗ-54901 составляет 120 000 км. С учетом положительных результатов испытаний двигателя в объеме 3000 ч, а также данных о режимах работы автомобиля в реальной эксплуатации, ресурс масла составит

$$\text{Ресурс масла} = 3000 \text{ ч} \cdot 50 \text{ км/ч} = 150\,000 \text{ км},$$

где 50 км/ч — средняя скорость автомобиля согласно технической документации.

2. Учитывая среднюю скорость автомобиля (определенную в ходе эксплуатационных испытаний), а также тот факт, что цикл длительных стендовых испытаний был подобран максимально близким к эксплуатационному циклу, можно ориентировочно оценить ресурс масла:

$$\text{Ресурс масла} = 3\,000 \text{ ч} \cdot 64 \text{ км/ч} = 192\,000 \text{ км},$$

где 64 км/ч — средняя скорость автомобиля, взятая из результатов эксплуатационных испытаний.

Таким образом, по результатам 3000-часовых стендовых испытаний двигателя на режимах, приближенных к эксплуатационным, был подтвержден достаточный запас по эксплуатационным свойствам моторного масла. Учитывая фактор повышенной в ходе стендовых испытаний нагрузки по сравнению с нагрузкой двигателя при реальной эксплуатации автомобиля ($k = 1,8$ — коэффициент, рассчитанный ранее по суммарной работе двигателя), можно сделать вывод о запасе по ресурсу масла двигателя Р6 выше 150 000 км.

Далее по результатам эксплуатационных испытаний партии автомобилей КАМАЗ-54901, проведенных в различных транспортных компаниях, выполнен анализ проб масел на различных пробегах (см. таблицу). Замену масла проводили после анализа показателей щелочного и кислотного чисел (при уровне падения щелочного числа 45...50 % от начальных показателей).

Сформирован график основных эксплуатационных показателей моторного масла автомобилей, находящихся в подконтрольной эксплуатации (рис. 7).

В ходе исследований также проведена оценка эксплуатационных свойств масла. Харак-

Результаты анализа моторного масла на подконтрольных автомобилях КАМАЗ-54901

Эксплуатирующая организация	Номер испытываемого автомобиля	График отбора и анализа проб масла, тыс. км							Пробег, при котором рекомендуется замена масла, тыс. км
		120	150	180	200	230	250	280	
1	1	+	+	+	+	+	–	–	230
	2	+	+	+	+	+	+	–	250
	3	+	+	+	+	–	–	–	230
	4	+	+	+	–	–	–	–	180
	5	+	+	+	–	–	–	–	180
	6	+	+	+	–	–	–	–	180
	7	+	+	+	+	–	–	–	200
	8	+	+	+	–	–	–	–	180
2	9	–	+	–	–	–	–	–	150
	10	–	+	–	–	–	–	–	150
3	11	+	+	+	–	–	–	+	277, 530
4	12	–	+	–	–	–	–	–	150
	13	–	+	–	–	–	–	–	150
5	14	–	+	–	–	–	–	–	150
	15	–	+	–	–	–	–	–	150
6	16	–	+	–	–	–	–	–	150
	17	–	+	–	–	–	–	–	150

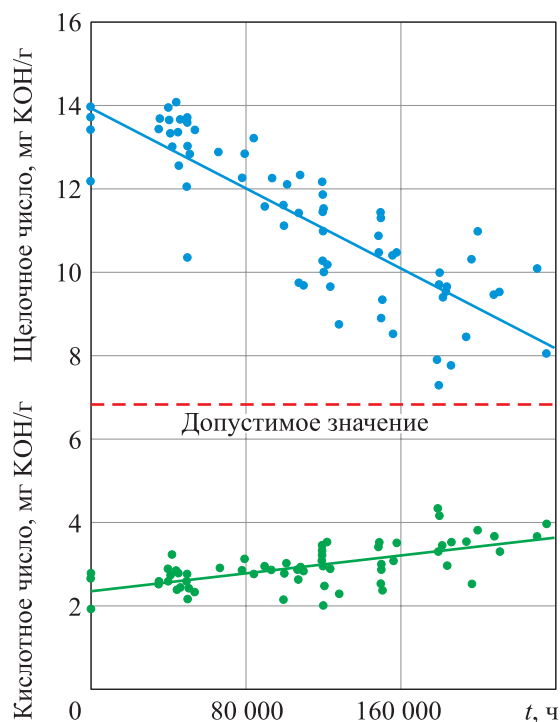


Рис. 7. Анализ щелочного (●) и кислотного (●) чисел моторного масла по результатам эксплуатационных испытаний автомобилей

теристики масла стабильные. Падение щелочного числа при пробеге 150 тыс. км составило 35...40 % (масло сохранило эксплуатационные свойства).

С учетом предположения о том, что характер изменения щелочного числа от пробега имеет линейную зависимость, для каждого автомобиля была построена линейная аппроксимация. По результатам эксплуатационных испытаний подтвержден интервал смены моторного масла 150 тыс. км и запас по ресурсу масла более 180 тыс. км.

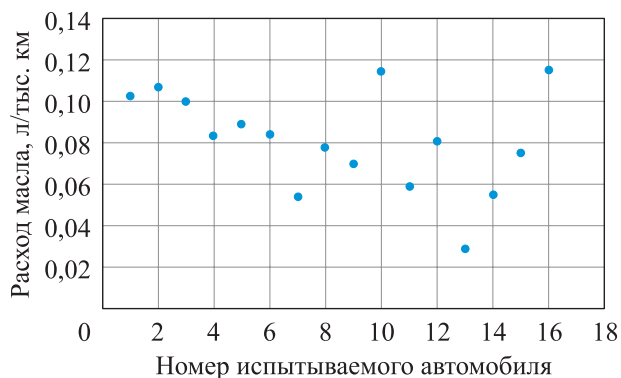


Рис. 8. Расход масла на тыс. км на автомобилях в подконтрольной эксплуатации

Также проведена оценка расхода масла на угар и количества доливок в межсервисном интервале подконтрольных автомобилей. Средний расход масла на угар составил 0,08 л/тыс. км (рис. 8). При стандартном объеме системы смазки (44 л) и объеме масла между метками 9 л, требуется однократная доливка масла в объеме 5 л до интервала ТО-1 (120 тыс. км), 7...8 л до интервала 150 тыс. км.

Для обеспечения гарантированного пробега 150 тыс. км без доливок и возможности увеличения ресурса моторного масла свыше 180 тыс. км для автомобилей КАМАЗ-54901 принято решение увеличить объем масляного картера до 63 л/мин с объемом масла между метками не менее чем 17 л.

Заключение

С целью корректного проведения исследования и оценки изменения эксплуатационных свойств моторных масел сформирована методика на основе комплексного подхода, включающего:

1) аналитический подход: сформирован типовой ездовой цикл магистрального автомобиля, проведен анализ средней скорости автомобиля, анализ суммарной работы двигателя по данному ездовому циклу и по циклу длительных испытаний;

2) исследовательский подход: выполнена оценка эксплуатационных показателей масла по результатам стендовых 3000-часовых испытаний. На основе проведенного режимометрирования магистрального автомобиля подобран цикл испытаний, максимально приближенный к эксплуатационному. Оценены суммарная работа двигателя, прогнозные характеристики и ресурс моторного масла с учетом фактора нагрузки на двигатель;

3) эксплуатационный подход: проведена оценка состояния масла по результатам эксплуатационных испытаний. Организована подконтрольная эксплуатация партии примерно из 20 автомобилей КАМАЗ-54901 в различных транспортных организациях. Суммарная наработка автомобилей составила более 5 млн км.

Описанная выше методика апробирована и внедрена в рамках научно-исследовательских работ по увеличению межсервисного интервала двигателей КАМАЗ-910 в составе автомобилей КАМАЗ-54901. По итогам проведенных испытаний двигателей и автомобилей достигнуты следующие результаты:

– получены актуальные данные о старении моторного масла исследуемого дизельного двигателя и магистрального тягача, определен характер изменений основных эксплуатационных характеристик масла;

– подтверждены целевые показатели по интервалу смены моторного масла 150 000 км;

– установлено, что запас по показателям эксплуатационных свойств моторного масла потенциально обеспечивает возможность увеличения интервала смены масла до значения более 180 тыс. км пробега.

Учитывая полученные результаты, а также данные анализа рынка магистральных автомобилей по показателям интервала техниче-

ского обслуживания (лучшие показатели — 120...150 тыс. км пробега), можно отметить, что применение описанных выше методик и подходов к проектированию и исследованию надежности и ресурса двигателей и моторных масел позволило достичь передовых эксплуатационных показателей и тем самым обеспечить высокую конкурентоспособность автомобилей КАМАЗ. На основе полученных в ходе исследований данных будут сформированы новые требования к перспективному магистральному тягачу КАМАЗ в части межсервисного интервала, одного из главных потребительских свойств автомобиля.

Литература

- [1] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [2] Блинов А.Д., Голубев П.А., Драган Ю.Е. и др. *Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков*. Москва, НИЦ Инженер, 2000, 332 с.
- [3] Газарян А.А. *Техническое обслуживание автомобилей*. Москва, Транспорт, 1989, 255 с.
- [4] Дюмин И.Е. *Повышение эффективности ремонта автомобилей и двигателей*. Москва, Транспорт, 1987, 175 с.
- [5] Анисимов И.Г., Бадыштова К.М., Бнатов С.А. и др. *Топлива, смазочные материалы, технические жидкости: Ассортимент и применение: Справочник*. Москва, Техинформ, 1999, 596 с.
- [6] Балтенас Р., Сафонов А.С., Ушаков А.И., Шергалис В. *Моторные масла. Производство. Свойства. Классификация. Применение*. Москва, Альфа-Лаборатория, 2000, 272 с.
- [7] Hakeem A.H. *Intricate dynamics and hydrodynamic frictional losses of the piston-ring assembly in internal combustion engines*. Ph. D. Diss. Warren (Michigan), Wayne State University, 2012, 117 p.
- [8] Taylor R.I., Coy R.C. Improved fuel efficiency by lubricant design: a review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2000, vol. 214, no. 1, pp. 1–15. <https://doi.org/10.1177/135065010021400101>
- [9] Hill N., Parret M., Neiva R. et al. *Lubricants' contribution to fuel economy*. Ricardo Energy & Environment. Final Report, 2019, no. 3, 41 p.
- [10] Ishizaki K., Nakano M. Reduction of CO₂ emissions and cost analysis of ultra-low viscosity engine oil. *Lubricants*, 2018, vol. 6, iss. 4, art. no. 102. <https://doi.org/10.3390/lubricants6040102>
- [11] Путинцев С.В., Чирский С.П., Стрельникова С.С. Влияние вязкости минерального моторного масла и присутствия в нем антифрикционной присадки на механические потери малоразмерного дизеля. *Двигателестроение*, 2021, № 1, с. 26–31.
- [12] Путинцев С.В. Мало- и сверхмаловязкие моторные масла: преимущества, ограничения и метод расчетной оценки применимости. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 24–37.
- [13] Путинцев С.В., Деменкова С.П. Обоснование и направление конструкционной адаптации поршневого двигателя к смазыванию энергосберегающим сверхмаловязким моторным маслом. *Двигателестроение*, 2024, № 4, с. 39–54.
- [14] Ханнанов М.Д., Гумеров И.Ф., Фардеев Л.И. и др. Экспериментальное исследование механических потерь современного дизеля. *Тракторы и сельхозмашины*, 2022, т. 89, № 3, с. 187–195. <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106271>
- [15] Ханнанов М.Д., Алимгулов Э.Р., Фардеев Л.И. и др. Повышение эффективности работы системы смазки современного дизельного двигателя внутреннего сгорания. *Известия МГТУ МАМИ*, 2022, т. 16, № 4, с. 291–301. <https://doi.org/10.17816/2074-0530-108421>
- [16] Гумеров И.Ф., Гатауллин Н.А., Никишин В.Н. и др. Повышение несущей способности подшипников скольжения коленчатого вала на двигателях уровня ЕВРО-4 и ЕВРО-5. *Образование и наука — производству. Междунар. науч.-техн. и образовательная конф.: сб. тр.* Набережные Челны, ИНЭКА, 2010, ч. 1, с. 29–33.

- [17] Данилов А.М., Митусова Т.Н., Микутенко Ю.А. Присадки к дизельным топливам в России. *Двигателестроение*, 2000, № 1, с. 21–22.
- [18] Погодаев Л.И., Дудко П.П., Кузьмин В.Н. Оценка влияния присадок к маслу на износостойкость и триботехнические характеристики пар трения «серый чугун – хром гальванический». *Двигателестроение*, 2001, № 1, с. 24–27.
- [19] Остриков В.В., Тупотилов Н.Н., Жилин В.В. Кинетика срабатывания присадок в дизельных маслах. *Двигателестроение*, 2004, № 1, с. 35–38.

References

- [1] *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Ed. Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [2] Blinov A.D., Golubev P.A., Dragan Yu.E. et al. *Sovremennyye podkhody k sozdaniyu dizeley dlya legkovykh avtomobiley i malotonnazhnykh gruzovikov* [Modern approaches to the creation of diesel engines for passenger cars and light-duty trucks]. Moscow, NITs Inzhener Publ., 2000, 332 p. (In Russ.).
- [3] Gazaryan A.A. *Tekhnicheskoe obsluzhivanie avtomobiley* [Vehicle maintenance]. Moscow, Transport Publ., 1989, 255 p. (In Russ.).
- [4] Dyumin I.E. *Povyshenie effektivnosti remonta avtomobiley i dvigateley* [Improving the efficiency of vehicle and engine repair]. Moscow, Transport Publ., 1987, 175 p. (In Russ.).
- [5] Anisimov I.G., Badyshova K.M., Bnatov S.A. et al. *Topliva, smazochnye materialy, tekhnicheskie zhidkosti: Assortiment i primeneniye: Spravochnik* [Fuels, lubricants, technical fluids: range and application: handbook]. Moscow, Tekhninform Publ., 1999, 596 p. (In Russ.).
- [6] Baltenas R., Safonov A.S., Ushakov A.I., Shergalis V. *Motornye masla. Proizvodstvo. Svoystva. Klassifikatsiya. Primeneniye* [Motor oils. Production. Properties. Classification. Application]. Moscow, Alfa-Laboratoriya Publ., 2000, 272 p. (In Russ.).
- [7] Hakeem A.N. *Intricate dynamics and hydrodynamic frictional losses of the piston-ring assembly in internal combustion engines*. Ph. D. Diss. Warren (Michigan), Wayne State University, 2012, 117 p.
- [8] Taylor R.I., Coy R.C. Improved fuel efficiency by lubricant design: a review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2000, vol. 214, no. 1, pp. 1–15. <https://doi.org/10.1177/135065010021400101>
- [9] Hill N., Parret M., Neiva R. et al. *Lubricants' contribution to fuel economy*. Ricardo Energy & Environment. Final Report, 2019, no. 3, 41 p.
- [10] Ishizaki K., Nakano M. Reduction of CO₂ emissions and cost analysis of ultra-low viscosity engine oil. *Lubricants*, 2018, vol. 6, iss. 4, art. no. 102. <https://doi.org/10.3390/lubricants6040102>
- [11] Putintsev S.V., Chirskiy S.P., Strel'nikova S.S. Influence of mineral oil viscosity and anti-friction additive therein on mechanical losses in a small diesel engine. *Engines Construction*, 2021, no. 1, pp. 26–31. (In Russ.).
- [12] Putintsev C.V. Low- and ultra-low-viscosity engine oils: advantages, limitations, and method of calculated applicability evaluation. *Engines Construction*, 2023, no. 1, pp. 24–37. (In Russ.).
- [13] Putintsev C.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. *Engines Construction*, 2024, no. 4, pp. 39–54. (In Russ.).
- [14] Khannanov M.D., Gumerov I.F., Fardeev L.I. et al. The experimental study of mechanical losses in the modern diesel engine. *Tractors and agricultural machinery*, 2022, vol. 89, no. 3, pp. 187–195. (In Russ.). <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106271>
- [15] Khannanov M.D., Alimgulov E.R., Fardeev L.I. et al. Increasing the efficiency of the lubrication system of a modern internal combustion diesel engine. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2022, vol. 16, no. 4, pp. 291–301. (In Russ.). <https://doi.org/10.17816/2074-0530-108421>
- [16] Gumerov I.F., Gataullin N.A., Nikishin V.N. et al. Increasing the load-bearing capacity of crankshaft plain bearings on EURO-4 and EURO-5 engines. *Obrazovanie i nauka — proizvodstvu. Mezhdunar. nauch.-tekhn. i obrazovatel'naya konf.: sb. tr.* [Proceedings of Education and Science for Production. International Scientific, Technical and Educational Conference]. Naberezhnye Chelny, INEKA Publ., 2010, part 1, pp. 29–33. (In Russ.).
- [17] Danilov A.M., Mitusova T.N., Mikutenok Yu.A. Additives to diesel fuels available in Russian market. *Engines Construction*, 2000, no. 1, pp. 21–22. (In Russ.).

- [18] Pogodaev L.I., Dudko P.P., Kuz'min V.N. Evaluation of lube oil additives' effect on wearing quality and tribological characteristics of "gray cast iron – electroplate chrome" tribological situations. *Engines Construction*, 2001, no. 1, pp. 24–27. (In Russ.).
- [19] Ostrikov V.V., Tupotilov N.N., Zhilin V.V. Kinetics of additives in diesel engines. *Engines Construction*, 2004, no. 1, pp. 35–38. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 14.04.2025

Сведения об авторе

Гумеров Ирек Флорович — первый заместитель генерального директора, исполнительный директор ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация.
E-mail: gumerov@kamaz.org

Information about the author

Gumerov Irek Florovich — First Deputy General Director, Chief Executive Officer, KAMAZ PTC Group of Organizations, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation.
E-mail: gumerov@kamaz.org

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гумеров И.Ф. Повышение эффективности эксплуатации дизельных двигателей магистральных тягачей путем оптимизации интервалов смены моторного масла. *Двигателестроение*, 2025, № 2 (300), с. 23–34.

Citation:

Gumerov I.F. Improving operational efficiency of a long-haul truck diesel engine operation by optimizing the engine oil change intervals. *Engines Construction*, 2025, no. 2 (300), pp. 23–34. (In Russ.).

УДК 577.115.083:582.26, 621.436

Низкочастотные колебания тепловозного дизель-генератора при отключении цилиндров на режиме холостого хода

В.В. Грачев¹, В.В. Фурман², А.В. Грищенко¹, М.Н. Панченко¹, Ф.Ю. Базилевский¹¹ ФГБОУ ВО ПГУПС, Санкт-Петербург, Российская Федерация² ООО «ППП Дизельавтоматика», Саратов, Российская Федерация

Diesel locomotive generator low-frequency oscillations at the cylinders cutoff in the idle running

V.V. Grachev¹, V.V. Furman², A.V. Grishchenko¹, M.N. Panchenko¹, F.Yu. Bazilevsky¹¹ Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (PGUPS), St. Petersburg, Russian Federation² LLC "SPP Dieselvatomatika", Saratov, Russian Federation

Дизельные двигатели дизель-генераторов маневровых тепловозов работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. В режимах малых нагрузок и холостого хода отмечается снижение эксплуатационной эффективности работы многоцилиндрового тепловозного дизельного двигателя. Одним из эффективных способов повышения эксплуатационной эффективности работы этих двигателей является отключение части цилиндров в режимах холостого хода и малых нагрузок. В статье рассмотрены некоторые аспекты отключения части цилиндров в режимах холостого хода и малых нагрузок тепловозных двигателей. Отмечено, что при выборе компоновки двигателя предпочтение следует отдавать многоцилиндровым (не менее восьми цилиндров) V-образным среднеоборотным двигателям. Наиболее предпочтительно применять электрический привод вспомогательных агрегатов тепловоза с использованием в качестве источника энергии главного генератора или вспомогательной электрической машины, расположенной на фундаментной раме двигателя. Основной причиной низкочастотных вибраций дизель-генераторной установки при отключении цилиндров двигателя в режиме холостого хода являются околорезонансные вынужденные колебания фундаментной рамы. При выборе параметров упругих опор фундаментной рамы необходимо исключить возможность возникновения околорезонансных и тем более резонансных колебаний рамы на опорах при любых частотах вращения холостого хода и любых сочетаниях работающих и отключенных цилиндров. При отключении цилиндров в многоцилиндровом дизельном двигателе увеличение суммарной эффективной мощности оставшихся в работе цилиндров превышает эффективную мощность отключенных цилиндров за счет механических потерь и дополнительных насосных потерь на тактах сжатия-расширения в отключенных цилиндрах.

Ключевые слова: многоцилиндровый двигатель, вынужденные колебания, резонансные колебания, эффективная мощность двигателя, холостой ход, отключение цилиндров

Diesel engines of the diesel-locomotive shunter diesel generators are operating in a wide range of speed and load modes. A decrease in operational efficiency of the multi-cylinder diesel-locomotive engine is noted in the low load and idle modes. One of the efficient approaches to increasing operational efficiency of these engines is to cut out certain cylinders in the idle and low load modes. The paper considers a number of aspects in cutting out certain cylinders in the idle and low load modes of a diesel-locomotive engine. It notes that the multi-cylinder (eight cylinders at least) V-shaped medium-speed engines should be mostly preferred when selecting the engine layout. It is most preferable to use an electric drive of the auxiliary units of a diesel locomotive and main generator or the auxiliary electric machine installed on the engine foundation frame as a power source. The near-resonant forced oscillations of the foundation frame are the main cause of low-frequency oscillations of a diesel generator assembly when cutting out the engine cylinders in the idle running. When selecting parameters of the foundation frame elastic supports, it is necessary to exclude any possibility of the near-resonant and especially resonant frame oscillations of the supports at any idle speed and any combination of the working and cutout cylinders.

If the cylinders are cut out in a multi-cylinder diesel engine, an increase in the total efficient power of the remaining cylinders exceeds the efficient power of the cutout cylinders due to mechanical and additional pumping losses in the compression-expansion strokes in the cutout cylinders.

Keywords: multi-cylinder engine, forced oscillations, resonant oscillations, efficient engine power, idle running, cylinder cutout

Введение

Показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов остаются основными показателями работы тепловозных дизельных двигателей [1–3]. При этом двигатели маневровых тепловозов значительную долю времени работают в режимах с малыми нагрузками и режимах холостого хода [4–6]. По данным работ [7–10], доля режимов работы тепловозного двигателя маневрового тепловоза в режиме холостого составляет 60 % и более. Таким образом, особенностью функционирования тепловозных дизель-генераторных установок с дизельными двигателями, размещаемых на маневровых тепловозах, являются значительные доли времени работы и расхода топлива, приходящиеся на ненормальные режимы работы силовой установки.

Один из эффективных способов повышения эксплуатационной эффективности многоцилиндрового тепловозного дизельного двигателя — отключение части цилиндров в режиме холостого хода и малых нагрузок. Эффект достигается в результате повышения полноты сгорания увеличенных цикловых подач топлива в работающих цилиндрах. Этому способствуют улучшение качества его распыливания гидравлически управляемыми форсунками и повышение средней температуры цикла (уменьшения коэффициента избытка воздуха) в этих цилиндрах. Этот эффект может быть существенно усилен одновременным прекращением газообмена в отключенных цилиндрах посредством удержания всех клапанов в закрытом состоянии вследствие уменьшения насосных потерь в этих цилиндрах [11, 12].

Отключение большей части цилиндров в режимах холостого хода имеет особое значение для двигателей, работающих по газовому и газодизельному циклу. Необходимость работы с малыми цикловыми подачами газового топлива в режимах холостого хода и малых нагрузок при одновременном жестком ограничении верх-

него предела коэффициента избытка воздуха на уровне 1,6...1,7 вынуждает либо ограничивать подачу воздуха в цилиндры дизельного двигателя дросселированием его на входе во впускной коллектор или каналы впускных клапанов, либо отключать цилиндры двигателя, причем в значительно большем количестве, чем при работе по дизельному циклу [13].

Очевидным преимуществом второго способа, если он применяется в сочетании с управлением клапанами газораспределения, является кратное уменьшение насосных потерь в отключенных цилиндрах и, как следствие, уменьшение расхода топлива двигателем в режимах холостого хода и малых нагрузок.

Широкое применение систем электронного управления подачей топлива позволяет использовать еще одну возможность для снижения расхода топлива в режимах холостого хода — уменьшение частоты вращения в этих режимах на 10...20 % без существенного снижения качества рабочего процесса.

Однако отключение большого количества цилиндров в многоцилиндровом поршневом двигателе приводит к существенному изменению формы кривой суммарного вращающего момента, действующего на коленчатый вал, и, соответственно, равного ему по величине реактивного момента, действующего на блок двигателя и далее через фундаментную раму — на упругие опоры и раму тепловоза. Следствием этого изменения, особенно в сочетании с уменьшением частоты вращения коленчатого вала в режимах холостого хода, может быть увеличение амплитуды низкочастотных (2...5 Гц) колебаний рамы, отрицательно воздействующих на здоровье и самочувствие обслуживающего персонала [14]. С учетом большой (до 80 %) доли времени работы в режиме холостого хода в общем объеме времени эксплуатации локомотива актуальной является задача минимизации таких воздействий за счет рационального выбора отключаемых цилиндров и совершенствования конструкции силовой установки локомотива.

Постановка задачи исследования

Объектом исследования служил тепловозный дизель-генератор типа 1-ПГД4Д с дизельным двигателем типа Д50 (6ЧН 31,8/33). В каждый момент времени на коленчатый вал двигателя со стороны блока цилиндров действуют суммарный индикаторный момент M_i (со стороны кривошипно-шатунного механизма), момент механических потерь $M_{\text{мех}}$ (со стороны коренных подшипников и приводов вспомогательных агрегатов дизеля) и момент нагрузки M_e (рис. 1), причем последний складывается из момента M_e' , действующего со стороны нагрузочных агрегатов, расположенных на фундаментной раме дизеля, и момента M_e'' , действующего со стороны агрегатов, расположенных на раме тепловоза.

Если коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью ω_d (естественно, в предположении, что такое вращение возможно в поршневом двигателе внутреннего сгорания), сумма всех моментов, действующих на коленчатый вал, в каждый момент времени равна нулю, т. е.

$$M_i - M_{\text{мех}} - M_e' - M_e'' = 0. \quad (1)$$

Реактивный момент, который действует на блок цилиндров и фундаментную раму при работе дизеля, складывается из суммарного момента нормальных сил M_N , действующего на втулки цилиндров со стороны поршней, момента реакции механических потерь $M_{\text{мех}}^p$,

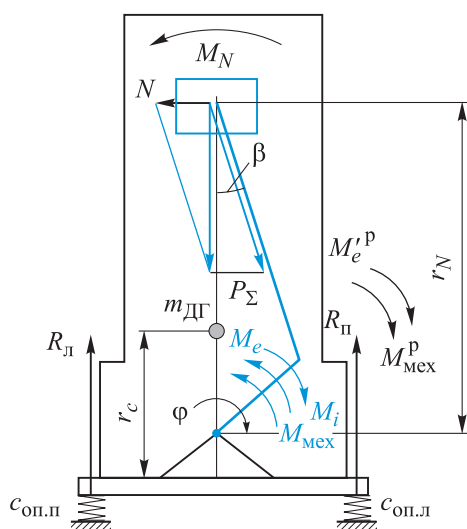


Рис. 1. Схема для расчета колебаний фундаментной рамы дизеля

действующего со стороны вкладышей коренных подшипников и опор вспомогательных агрегатов двигателя, и момента M_e^p со стороны опор нагрузочных агрегатов, расположенных на фундаментной раме двигателя:

$$M_{\text{ф.р}} = M_N - M_{\text{мех}}^p - M_e^p. \quad (2)$$

Очевидно, согласно третьему закону Ньютона:

$$M_N = M_i;$$

$$M_{\text{мех}}^p = M_{\text{мех}}; \quad (3)$$

$$M_e^p = M_e'.$$

Подставив (3) в (1), с учетом (2) можно представить равенство (1) в виде

$$M_N - M_{\text{мех}}^p - M_e^p = M_e'' \rightarrow M_{\text{ф.р}} = M_e''. \quad (4)$$

Из равенства (4) следует, что суммарный момент, действующий на фундаментную раму дизеля в таком режиме его работы (при $\omega_d = \text{const}$), отличен от нуля и равен моменту внешней (по отношению к фундаментной раме дизеля) нагрузки. Уравновешивается этот момент реакцией опор фундаментной рамы. Очевидно, при $\omega_d = \text{const} \rightarrow M_e'' = \text{const}$ момент реакции опор также будет постоянным и не вызовет колебаний рамы.

Однако в действительности индикаторный момент M_i является периодической функцией угла поворота коленчатого вала, а уравнение (1) имеет вид

$$J \frac{d\omega_d}{dt} = M_i - M_{\text{мех}} - M_e' - M_e'', \quad (5)$$

где J — момент инерции коленчатого вала и связанных с ним валов вспомогательных агрегатов дизеля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Подставив (3) в (5), с учетом (2) можно преобразовать последнее уравнение к виду

$$\begin{aligned} M_N - M_{\text{мех}}^p - M_e^p &= J \frac{d\omega_d}{dt} + M_e'' \rightarrow M_{\text{ф.р}} = \\ &= J \frac{d\omega_d}{dt} + M_e''. \end{aligned} \quad (6)$$

Таким образом, суммарный момент $M_{\text{ф.р}}$, действующий на фундаментную раму при работе дизеля, определяется как моментом внешней по отношению к фундаментной раме нагрузки,

так и моментом сил инерции вращения коленчатого вала, который зависит главным образом от изменения индикаторного момента за рабочий цикл. Поскольку оба слагаемых в правой части уравнения (6) изменяются по углу поворота коленчатого вала, на опоры фундаментной рамы дизеля в процессе его работы действует переменный реактивный момент, который компенсируется реакциями опор R_n и R_d , вызывая колебания рамы тепловоза.

Для сравнительного анализа колебаний фундаментной рамы дизеля при различных способах отключения цилиндров на холостом ходу необходимо прежде всего определить форму суммарного момента $M_{ф.р.}$, действующего на раму в соответствующих режимах работы дизеля, после чего рассчитать амплитуду вынужденных колебаний опор рамы, обусловленных действием этого момента.

Определение суммарного момента, действующего на фундаментную раму

Момент M_N^i нормальной силы N^i , действующей на блок цилиндров со стороны поршня i -го цилиндра, определяется как произведение модуля этой силы на плечо r_N^i соответствующего цилиндра (см. рис. 1):

$$M_N^i = N^i r_N^i, \quad (7)$$

где r_N^i — плечо приложения силы относительно оси вращения коленчатого вала, м; $r_N^i = R \cos \varphi + L \cos \beta$ (R — радиус кривошипа коленчатого вала, м; φ — угол поворота коленчатого вала (ПКВ), град.; L — длина шатуна, м; β — угол между продольной осью шатуна и осью цилиндра, град.).

В свою очередь, нормальная сила N^i определяется из выражения

$$N^i = P_\Sigma^i \operatorname{tg} \beta^i, \quad (8)$$

где $P_\Sigma^i = (p_i^i + p_j^i - p_0) F_\Pi$ — суммарная сила, действующая на поршень i -го цилиндра, Н; p_i^i — давление газов в i -м цилиндре, Па; $p_j^i = -\frac{1}{F_\Pi} m_{п.м} j$ —

удельная сила инерции поступательно движущихся масс i -го цилиндра, Па; $m_{п.м}$ — масса поступательно движущихся агрегатов i -го цилиндра (масса поршня и 0,3 массы шатуна), кг; $j = R\omega_d^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ — ускорение поршня, м/с²;

p_0 — атмосферное давление, Па; F_Π — площадь поперечного сечения цилиндра, м².

Давление газов p_i^i на поршень определяют по индикаторной диаграмме рабочего процесса цилиндра дизельного двигателя. В работе использовали расчетные индикаторные диаграммы, полученные с применением как программного комплекса «Дизель-РК» [15] (работающие цилиндры), так и математической модели рабочего процесса, разработанной авторами по методике работ [16, 17] (отключенные цилиндры). В качестве прототипа был выбран шестицилиндровый рядный тепловозный дизельный двигатель типа Д50 (ПД1М, 1-ПД4Д). При этом рассматривали два варианта отключения цилиндров:

а) с прекращением подачи топлива в отключаемый цилиндр без изменения фаз газораспределения (вариант 1);

б) с прекращением подачи топлива в отключаемый цилиндр и закрытием всех клапанов (вариант 2).

Именно второй вариант отключения цилиндров, по данным [16, 17], наиболее эффективен с точки зрения уменьшения расхода топлива на режимах холостого хода. При моделировании индикаторных диаграмм работающих цилиндров необходимо учитывать следующие соображения.

1. Тепловозный дизельный двигатель (как и двигатели практически всех транспортных средств с однодвигательными силовыми установками) при его работе на холостом ходу (т. е. при $N_e = 0$) приводит в действие (механически или электрически) вспомогательные агрегаты тепловоза. Так, при работе дизель-генераторной установки тепловоза ТЭМ18ДМ в режиме холостого хода (т. е. при отсутствии силы тяги тепловоза) необходимо обеспечивать:

– зарядку аккумуляторной батареи (2,5...7,0 кВт);

– электропитание бортовых потребителей (освещение, отопление кабины, питание системы управления и приборов безопасности, питание электродвигателя топливоподкачивающего насоса) (0,5...1 кВт);

– механический привод вентиляторов охлаждения электрических машин (1,5...2,0 кВт при частоте вращения холостого хода);

– механический привод вентилятора охлаждающего устройства (3,5...4,0 кВт при частоте вращения холостого хода);

– механический привод тормозного компрессора (4...5 кВт при частоте вращения холостого хода).

Таким образом, эффективная мощность дизельного двигателя в режиме холостого хода дизель-генераторной установки (ДГУ) тепловоза составляет 12...19 кВт в зависимости от состояния аккумуляторной батареи, режима работы тормозного компрессора и вентилятора охлаждающего устройства.

2. В зависимости от конструкции тепловоза вспомогательные агрегаты его силовой установки могут размещаться как на дизельном двигателе, так и на раме тепловоза. Как показано выше, второй вариант наименее благоприятен с точки зрения динамического воздействия на фундаментную раму двигателя, однако именно он реализован на тепловозе ТЭМ18ДМ, где даже синхронный возбудитель с ременным приводом, обеспечивающий питание обмотки возбуждения тягового генератора, зарядку аккумуляторной батареи и электропитание бортовых потребителей, расположен за пределами фундаментной рамы дизельного двигателя.

3. В работающем цилиндре на его механические потери расходуется часть собственной индикаторной мощности. В случае отключения цилиндра его механические потери представляют собой дополнительную «полезную» нагрузку для работающих цилиндров, при этом в отключенных цилиндрах они увеличиваются за счет

насосных и тепловых потерь на тактах сжатия и расширения. Кроме того, возрастают потери на трение в работающих цилиндрах вследствие увеличения значений нормальных сил на такте расширения. Это необходимо учитывать при определении цикловой подачи и давления газов в работающих цилиндрах.

Составляющие энергетического баланса работающих и отключенных цилиндров при различных вариантах их отключения, определенные в результате моделирования для режимов с частотой вращения $n_d = 300$ и 240 мин^{-1} , представлены в таблице.

Эффективную мощность дизеля в режиме холостого хода силовой установки тепловоза принимаем равной 15 кВт (аккумуляторная батарея находится в нормальном техническом состоянии, вентилятор охлаждающего устройства и тормозной компрессор отключены).

Невязка баланса в отключенных цилиндрах представляет собой дополнительную эффективную мощность (на каждый отключенный цилиндр), которая должна быть реализована оставшимися работающими цилиндрами. Таким образом, при отключении четырех цилиндров из шести в дизельном двигателе ДГУ типа 1-ПД4Д в режиме $n_d = 300 \text{ мин}^{-1}$ эффективная мощность каждого из оставшихся двух работающих цилиндров будет составлять 24,055 кВт (при отключении в неработающих цилиндрах только топливоподачи) или 20,665 кВт (при

Составляющие энергетического баланса цилиндра дизельного двигателя ДГУ типа 1-ПД4Д в разных режимах его работы при $n_d = 300/240 \text{ мин}^{-1}$

Составляющая баланса	Режим работы одного цилиндра				
	Все шесть цилиндров включены	Отключенный с работающими клапанами (вариант 1)	Отключенный с закрытыми клапанами (вариант 2)	Работающий при двух работающих цилиндрах (вариант 1)	Работающий при двух работающих цилиндрах (вариант 2)
Индикаторная мощность, кВт	6,838/5,804	–3,941/–3,28	–1,053/–0,917	28,883/24,496	23,552/20,329
Насосные потери, кВт	–0,845/–0,609	–0,838/–0,603	–1,079/–0,940	–0,538/–0,323	–0,6102/–0,372
Остальные механические потери, кВт	–3,485/–2,686	–3,485/–2,686	–3,485/–2,686	–4,290/–3,508	–4,18/–3,344
Эффективная мощность, кВт	–2,509/–2,509	–2,509/–2,509	–2,509/–2,509	–24,055/–20,665	–18,762/–16,613
Невязка баланса, кВт	0	–10,773/–9,078	–8,126/–7,052	0	0

отключении в неработающих цилиндрах топливopодачи и закрытии клапанов). Эти значения соответствуют несколько повышенным утечкам рабочего тела из цилиндров (давление в конце сжатия 2,7 МПа вместо обычных 3,0 МПа) однако и при нормальной газовой плотности цилиндра дополнительная нагрузка на работающие цилиндры будет в разы превышать эффективную мощность, которую развивали отключенные цилиндры.

Индикаторные диаграммы цилиндров для режима $n_d = 300 \text{ мин}^{-1}$, соответствующие столбцам приведенной выше таблицы, приведены на рис. 2.

Изменение момента M_N^1 нормальной силы N^1 первого цилиндра, вычисленного с использованием зависимостей (7) и (8), и суммарного момента, действующего на фундаментную раму от всех шести работающих цилиндров в режиме холостого хода ($M_e^p = M_e' = 0$)

$$M_{ф.р} = \sum_{i=1}^6 \overline{M_N^i} - M_{мех}^p, \text{ приведено на рис. 3. Вид-}$$

но, что при всех работающих цилиндрах импульсы суммарного момента близки к симметричным, их период составляет 1/6 длительности цикла, что для $n_d = 300 \text{ мин}^{-1}$ соответствует частоте 15 Гц.

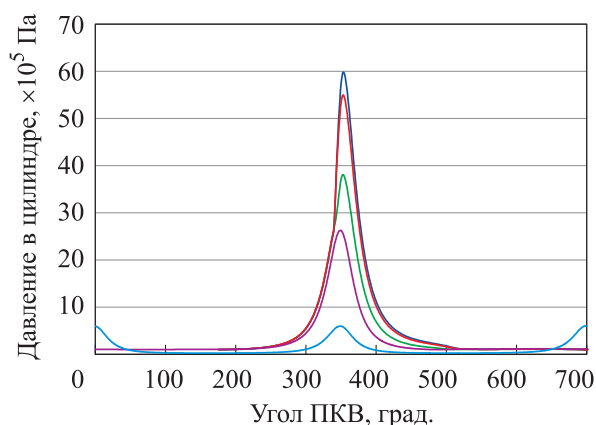


Рис. 2. Индикаторные диаграммы рабочих циклов в различных режимах работы цилиндра при $n_d = 300 \text{ мин}^{-1}$:

— работающий цилиндр при всех включенных цилиндрах; — работающий цилиндр при четырех отключенных цилиндрах с сохранением газообмена; — работающий цилиндр при четырех отключенных цилиндрах без газообмена; — отключенный цилиндр с сохранением газообмена; — отключенный цилиндр без газообмена

При отключении четырех цилиндров дизеля (со второго по пятый, работают первый и шестой цилиндры) симметрия импульсов суммарного момента нормальной силы нарушается (рис. 4). Кроме того, в спектре момента нормальной силы увеличивается энергия гармоники с частотой 5 Гц, соответствующей частоте вращения коленчатого вала.

Аналогичную форму момент нормальной силы будет иметь при работающих втором — пятом и третьем — четвертом цилиндрах.

При любом другом сочетании работающих цилиндров нарушается равномерность следования импульсов момента, что приводит к смещению спектральной плотности момента в область частоты циклов (2,5 Гц) (рис. 5 и 6).

При отключении цилиндров с закрытием клапанов неравномерность действия суммарного момента в течение цикла существенно возрастает вследствие уменьшения сил давления газов (и, соответственно, нормальных сил) в отключенных цилиндрах, что не приводит к существенному изменению амплитуды гармоники цикловой частоты при одновременном уменьшении амплитуды гармоник более высоких порядков (рис. 7 и 8).

Таким образом, изменение сочетания отключаемых цилиндров многоцилиндрового дизеля приводит к изменению функции спектральной плотности суммарного момента $M_{ф.р}$, действующего на фундаментную раму, со смещением ее максимального значения в область цикловой частоты двигателя. Наличие или отсутствие газообмена в отключенных цилиндрах практически не влияет на амплитуду цикловой частоты, однако отключение газообмена приводит к уменьшению амплитуды более высоких частот (оборотной и кратных ей).

Анализ вынужденных колебаний фундаментной рамы дизеля при различных способах отключения цилиндров

При расчете колебаний рамы учтем следующие допущения:

- масса дизель-генератора (ДГ) равномерно распределена вдоль его продольной и вертикальной поперечной оси;
- эквивалентная жесткость пружинных опор $c_{оп.п}$ и $c_{оп.л}$ (см. рис. 1) с каждой стороны фундаментной рамы одинакова и не зависит от деформации пружин;

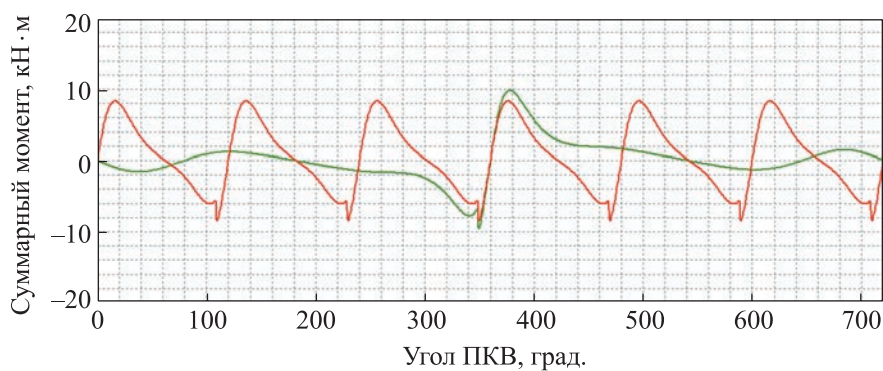


Рис. 3. Изменение момента нормальной силы первого цилиндра (—) и суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) при шести работающих цилиндрах

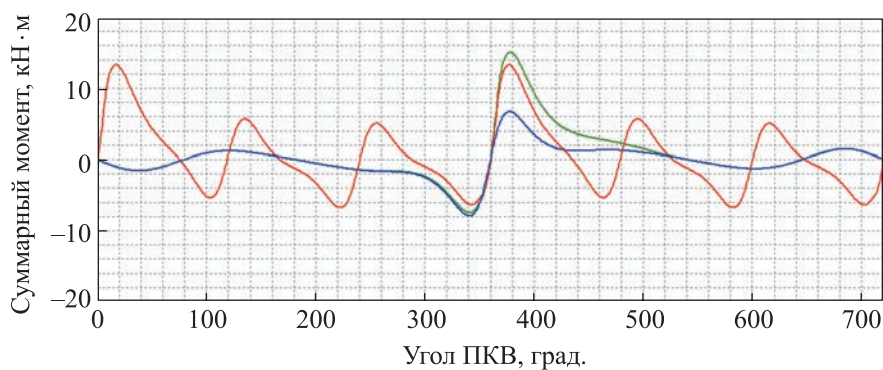


Рис. 4. Изменение момента нормальной силы работающего цилиндра (—), отключенного цилиндра (—) и суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) при отключении 2, 3, 4, 5 (работают 1–6) цилиндров с сохранением газообмена

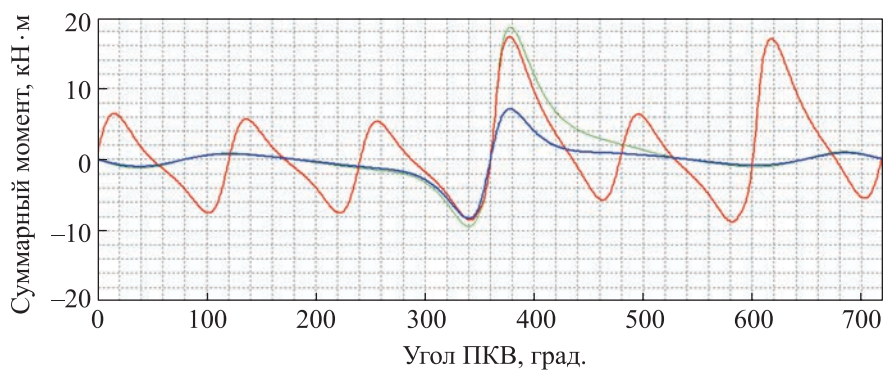


Рис. 5. Изменение момента нормальной силы работающего цилиндра (—), отключенного цилиндра (—) и суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) при отключении 2, 3, 4, 6 (работают 1–5) цилиндров с сохранением газообмена

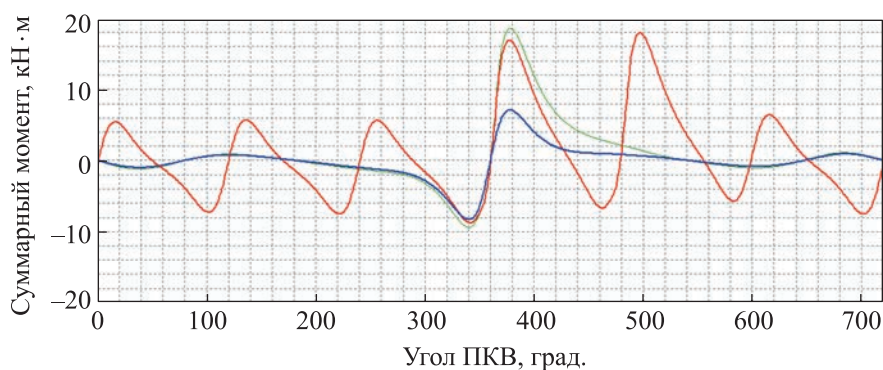


Рис. 6. Изменение момента нормальной силы работающего цилиндра (—), отключенного цилиндра (—) и суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) при отключении 2, 4, 5, 6 (работают 1–3) цилиндров с сохранением газообмена

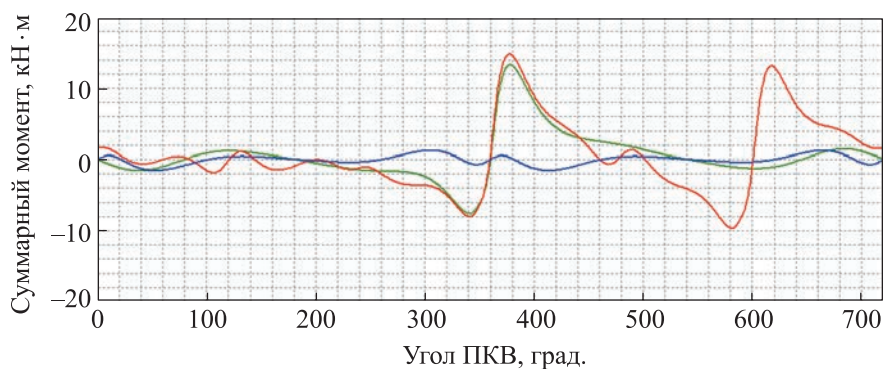


Рис. 7. Изменение момента нормальной силы работающего цилиндра (—), отключенного цилиндра (—) и суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) при отключении 2, 3, 4, 6 (работают 1–5) цилиндров с прекращением газообмена

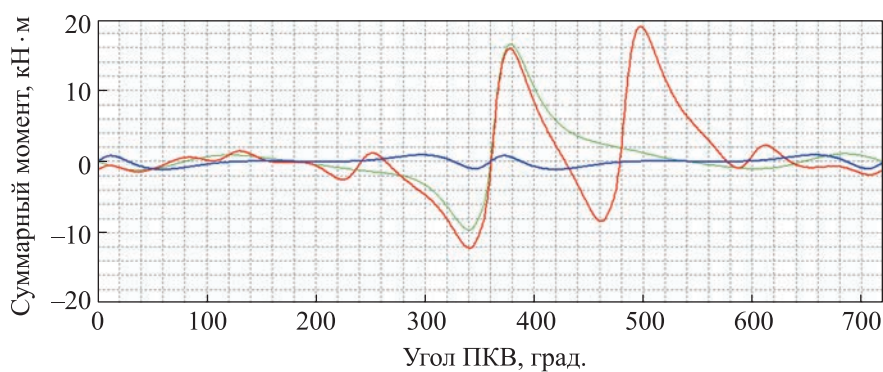


Рис. 8. Изменение момента нормальной силы работающего цилиндра (—), отключенного цилиндра (—) и суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) при отключении 2, 4, 5, 6 (работают 1–3) цилиндров с прекращением газообмена

– в процессе колебаний на упругих опорах ДГ поворачивается вокруг оси, проходящей через центр тяжести $m_{\text{ДГ}}$ (см. рис. 1);

– момент инерции ДГ относительно центра тяжести не зависит от угла его поворота;

– фундаментная рама ДГ абсолютно жесткая.

Принятые допущения позволяют использовать для расчета плоскую расчетную схему, представленную на рис. 1.

Уравнение движение ДГ в процессе поперечных колебаний имеет вид

$$J_{\text{ДГ}} \frac{d\omega_{\text{ф.р}}}{dt} = M_{\text{ф.р}} - c_{\text{оп}} \Delta h_{\text{л}} B - k_{\text{демп}} \omega_{\text{ф.р}}, \quad (9)$$

где $J_{\text{ДГ}}$ — момент инерции ДГУ, приведенный к оси, проходящей через центр тяжести, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_{\text{ф.р}}$ — угловая скорость вращения ДГ вокруг оси, проходящей через центр тяжести, с^{-1} ; $M_{\text{ф.р}}$ — суммарный момент, действующий на фундаментную раму дизеля, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $c_{\text{оп}} = c_{\text{оп.л}} =$

$$= c_{\text{оп.п}} = \frac{Gg}{2S_0} \text{ — эквивалентная жесткость пра-}$$

вой и левой групп опор, Н/м (G — масса ДГ, кг ; g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; S_0 — статическая деформация опор, м); $\Delta h_{\text{л}}$ — вертикальное перемещение левой опоры фундаментной рамы, м ; $k_{\text{демп}}$ — коэффициент демпфирования, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$.

Как видно на рис. 1, система «фундаментная рама — упругие опоры» представляет собой систему крутильных колебаний с одной степенью свободы. Как следует из ее амплитудно-час-

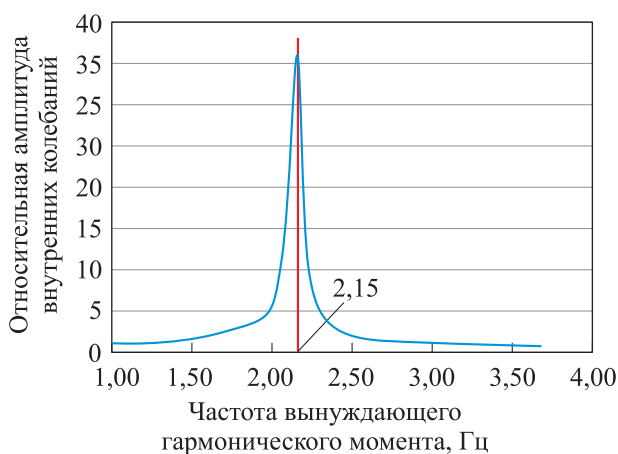


Рис. 9. Амплитудно-частотная характеристика системы «фундаментная рама — упругие опоры»

тотной характеристики (рис. 9), определенной с использованием методики [16, 17], собственная частота системы составляет примерно 2,15 Гц.

Задачей расчета является сравнительная оценка относительного изменения амплитуды упругих колебаний опор ДГУ типа 1-ПДГ4Д тепловоза ТЭМ18ДМ при отключении цилиндров на холостом ходу силовой установки тепловоза различными способами (с сохранением газообмена и без него), в различных сочетаниях и разных режимах работы дизеля (300 и 240 мин^{-1}).

В качестве базового использовали значение амплитуды колебаний опор ДГ на холостом ходу при всех шести работающих цилиндрах с $n_{\text{д}} = 300 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 10) и $n_{\text{д}} = 240 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 11).

Как видно на рис. 10 и 11, частота основной гармоники суммарного момента нормальных сил составляет 15 Гц для $n_{\text{д}} = 300 \text{ мин}^{-1}$ и 12 Гц для $n_{\text{д}} = 240 \text{ мин}^{-1}$, что намного превышает резонансную частоту колебаний рамы на опорах, вследствие чего амплитуда вынужденных колебаний рамы невелика.

Изменение суммарного момента $M_{\text{ф.р}}$ и перемещения опоры фундаментной рамы при отключении цилиндров 2, 4, 5, 6 (работают 1, 3) без прекращения в них газообмена для $n_{\text{д}} = 300 \text{ мин}^{-1}$ показано на рис. 12. Как видно на рисунке, наличие гармоник с частотой 2,5 Гц, близкой к резонансной частоте колебательной системы «фундаментная рама — упругие опоры» (2,15 Гц) в спектре кривой момента приводит к 20-кратному увеличению амплитуды вынужденных колебаний рамы. При этом гармонический закон этих колебаний явно указывает на их околорезонансный характер.

В то же время отключение цилиндров 2, 3, 4, 5 (работают 1, 6) приводит к существенному меньшему увеличению амплитуды колебаний рамы (рис. 13), поскольку частота основной гармоники момента нормальной силы (5 Гц) более чем в 2 раза превышает резонансную. Тем не менее, и в этом случае частота вынужденных колебаний рамы в 3–5 раз превышает частоту, соответствующую всем работающим цилиндрам (см. рис. 10).

Отключение цилиндров с прекращением в них газообмена приводит к существенным изменениям формы суммарного момента, однако не оказывает существенного влияния на ам-

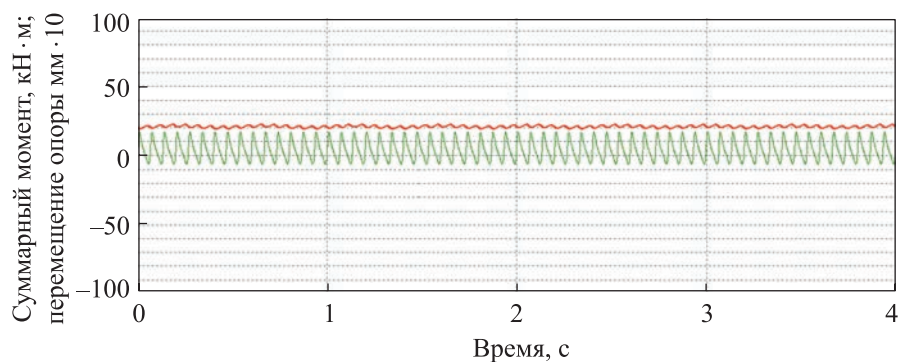


Рис. 10. Изменение суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) и вертикальное перемещение опоры фундаментной рамы $\Delta h_{л} = -\Delta h_{п}$ (—) при работе шести цилиндров ($n_d = 300 \text{ мин}^{-1}$)

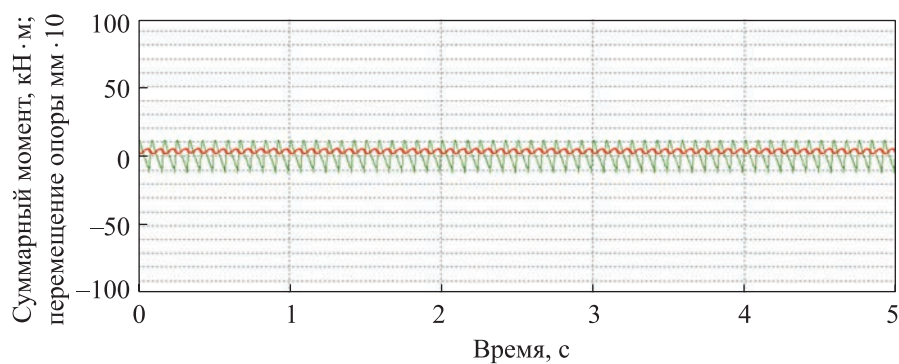


Рис. 11. Изменение суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) и вертикальное перемещение опоры фундаментной рамы $\Delta h_{л} = -\Delta h_{п}$ (—) при работе шести цилиндров ($n_d = 240 \text{ мин}^{-1}$)

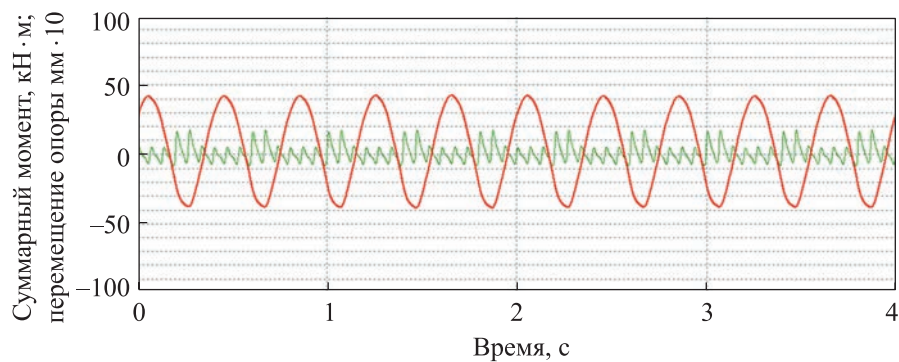


Рис. 12. Изменение суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) и вертикальное перемещение опоры фундаментной рамы $\Delta h_{л} = -\Delta h_{п}$ (—) при отключении цилиндров 2, 4, 5, 6 (работают 1, 3) с сохранением газообмена ($n_d = 300 \text{ мин}^{-1}$)

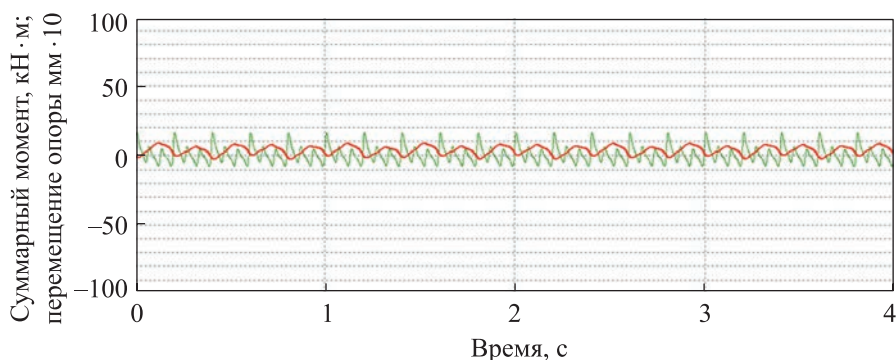


Рис. 13. Изменение суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) и вертикальное перемещение опоры фундаментной рамы $\Delta h_{л} = -\Delta h_{п}$ (—) при отключении цилиндров 2, 3, 4, 5 (работают 1, 6) с сохранением газообмена ($n_{д} = 300 \text{ мин}^{-1}$)

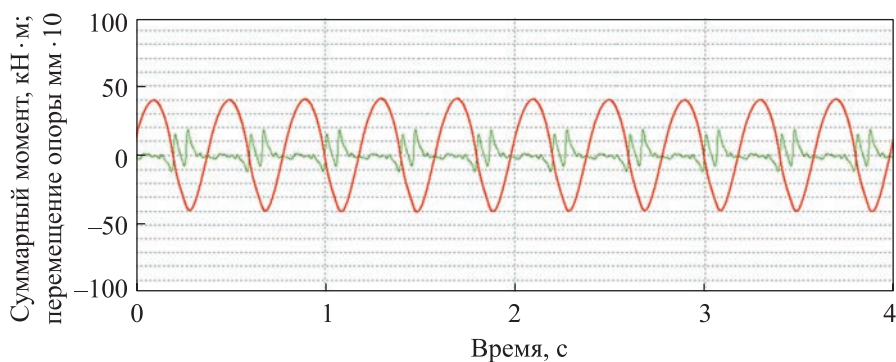


Рис. 14. Изменение суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) и вертикальное перемещение опоры фундаментной рамы $\Delta h_{л} = -\Delta h_{п}$ (—) при отключении цилиндров 2, 4, 5, 6 (работают 1, 3) с прекращением газообмена ($n_{д} = 300 \text{ мин}^{-1}$)

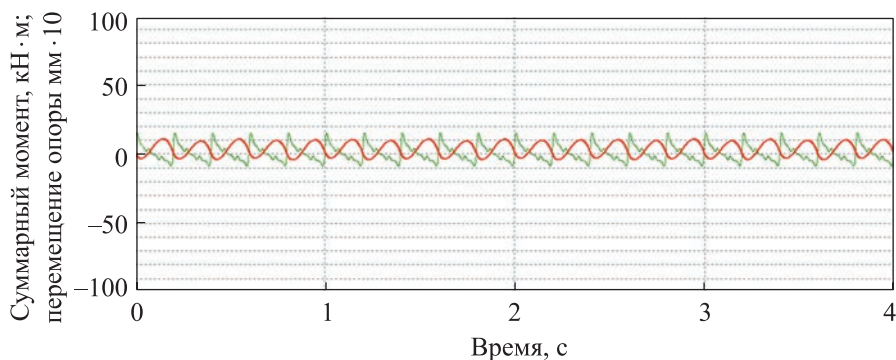


Рис. 15. Изменение суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) и вертикальное перемещение опоры фундаментной рамы $\Delta h_{л} = -\Delta h_{п}$ (—) при отключении цилиндров 2, 3, 4, 5 (работают 1, 6) с прекращением газообмена ($n_{д} = 300 \text{ мин}^{-1}$)

плитуду вынужденных колебаний опор рамы (рис. 14, 15), поскольку не изменяет частоту основной гармоники спектра момента.

При уменьшении частоты вращения коленчатого вала спектральная плотность кривой суммарного момента смещается в область пониженных частот, близких к резонансной частоте колебательной системы «фундаментная рама — упругие опоры» (при $n_d = 240 \text{ мин}^{-1}$ цикловая частота четырехтактного дизеля составляет 2 Гц), что приводит к кратному увеличению амплитуды ее вынужденных колебаний при отключении четырех цилиндров (рис. 16).

При этом сочетания работающих цилиндров, обеспечивающие равномерное следование импульсов момента (1–6, 2–5, 3–4) и смещение спектральной плотности его кривой в область частоты вращения коленчатого вала (4 Гц для $n_d = 240 \text{ мин}^{-1}$) также вызывают увеличение

амплитуды вынужденных колебаний фундаментной рамы ДГ, но в существенно меньшей степени (рис. 17).

Таким образом, при отключении четырех цилиндров выбор их оптимального сочетания позволяет существенно ограничить амплитуду околорезонансных колебаний фундаментной рамы (см. рис. 13 и 15). Однако такой вывод будет справедлив лишь при условии полной идентичности индикаторных диаграмм (кривых моментов нормальных сил) работающих цилиндров, чего практически никогда не бывает на практике.

Различия же в работе цилиндров приводят к уменьшению частоты основной гармоники момента до частоты следования циклов дизельного двигателя (2,5 Гц для $n_d = 300 \text{ мин}^{-1}$ и 2,0 Гц для $n_d = 240 \text{ мин}^{-1}$) с увеличением амплитуды околорезонансных колебаний.

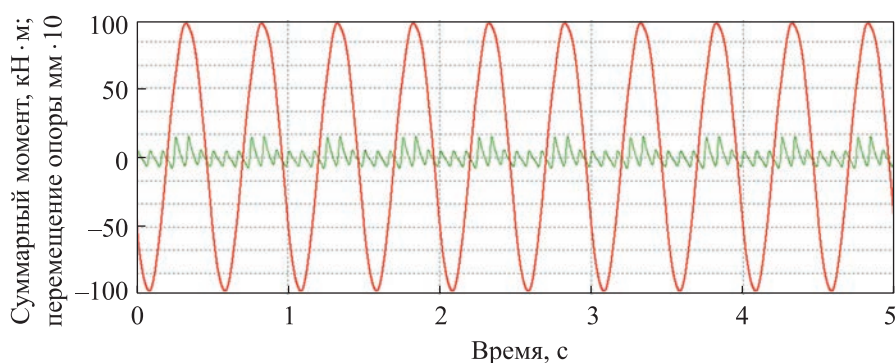


Рис. 16. Изменение суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) и вертикальное перемещение опоры фундаментной рамы $\Delta h_d = -\Delta h_n$ (—) при отключении цилиндров 2, 4, 5, 6 (работают 1, 3) с прекращением газообмена ($n_d = 240 \text{ мин}^{-1}$)

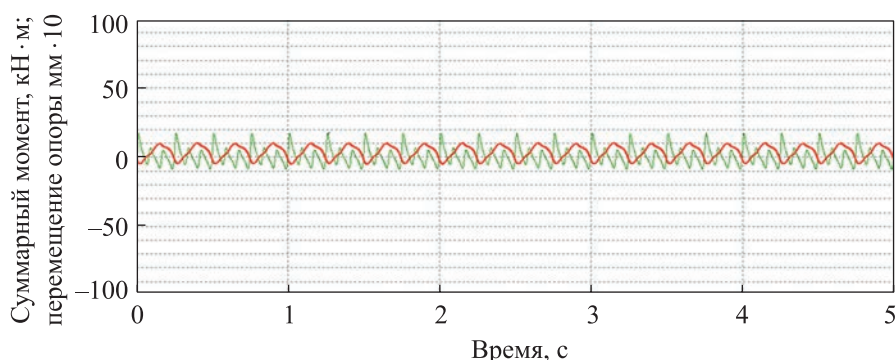


Рис. 17. Изменение суммарного момента $M_{ф.р}$ (—) и вертикальное перемещение опоры фундаментной рамы $\Delta h_d = -\Delta h_n$ (—) при отключении цилиндров 2, 3, 4, 5 (работают 1, 6) с сохранением газообмена ($n_d = 240 \text{ мин}^{-1}$)

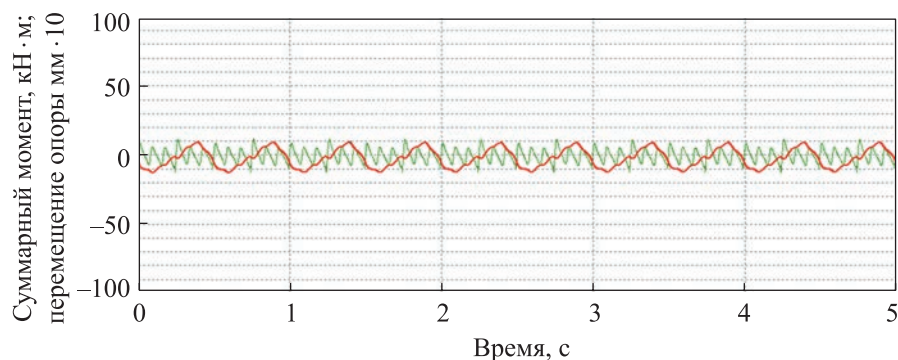


Рис. 18. Изменение суммарного момента $M_{ф.р.}$ (—) и вертикальное перемещение опоры фундаментной рамы $\Delta h_{л} = -\Delta h_{п}$ (—) при отключении цилиндров 2, 3, 4, 5 (работают 1, 6) с сохранением газообмена и снижением индикаторной мощности цилиндра 6 на 20 % ($n_d = 240 \text{ мин}^{-1}$)

Как видно на рис. 18, снижение индикаторной мощности цилиндра 6 (работают 1, 6) на 20 % при $n_d = 240 \text{ мин}^{-1}$ приводит почти к двукратному увеличению амплитуды колебаний ДГ на опорах.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что возможность управления рабочим процессом многоцилиндрового тепловозного двигателя, работающего по дизельному, газодизельному или газопоршневому циклу в режиме холостого хода изменением числа работающих цилиндров должна предусматриваться на стадии проектирования двигателя. При этом представляется целесообразным учитывать следующие рекомендации. При выборе компоновки двигателя предпочтение должно отдаваться многоцилиндровым (не менее восьми цилиндров) V-образным среднеоборотным двигателям. Необходимо использовать преимущественно электрический привод вспомогательных агрегатов тепловоза с использованием в качестве источника энергии тягового генератора или вспомогательной электрической машины, расположенного на фундаментной раме дизеля. При выборе параметров упругих опор фундаментной рамы необходимо исключить возможность возникновения околорезонансных и тем более резонансных колебаний рамы на опорах при любых частотах вращения холостого хода и любых сочетаниях работающих и отключенных цилиндров.

Заключение

Несмотря на ряд допущений, учтенных при расчете поперечных вынужденных колебаний ДГ, и возможные неточности в определении коли-

чественных значений параметров колебаний, полученные результаты позволяют сделать ряд важных выводов.

1. Основной причиной низкочастотных вибраций ДГ при отключении цилиндров в режиме холостого хода служат околорезонансные вынужденные колебания фундаментной рамы, возникающие вследствие смещения спектральной плотности суммарного момента сил, действующих на фундаментную раму, в область цикловой частоты дизеля $f_{ц} = n_{к.в.}/120$, Гц, близкой к собственной частоте колебаний системы «фундаментная рама — упругие опоры».

2. Амплитуда околорезонансных колебаний фундаментной рамы дизеля на упругих опорах может быть многократно уменьшена выбором оставшихся в работе цилиндров, обеспечивающим равномерность следования импульсов суммарного момента в рабочем цикле дизеля и смещение спектральной плотности кривой момента к частоте вращения коленчатого вала $f_{ч.в.} = n_{к.в.}/60$, Гц, кратно превосходящей собственную частоту колебаний фундаментной рамы на упругих опорах.

3. Даже небольшая разность индикаторных мощностей оставшихся в работе цилиндров приводит к увеличению амплитуды гармоники суммарного момента цикловой частоты $f_{ц}$ и, как следствие, амплитуды околорезонансных колебаний фундаментной рамы.

4. Снижение частоты вращения холостого хода приводит к уменьшению цикловой частоты $f_{ц}$ и увеличению амплитуды околорезонансных колебаний рамы на упругих опорах при любых сочетаниях оставшихся в работе цилиндров.

5. Способ управления органами газораспределения дизеля в отключенных цилиндрах не оказывает существенного влияния на распределение спектральной плотности кривой суммарного момента нормальных сил и, как следствие, на амплитуду низкочастотных вибраций рамы.

6. При отключении цилиндров в многоцилиндровом дизеле увеличение суммарной эффективной мощности оставшихся в работе цилиндров превышает эффективную мощность отключенных цилиндров за счет механических потерь и дополнительных насосных потерь на тактах сжатия — расширения в отключенных цилиндрах.

7. Амплитуда неуравновешенного реакцией рамы суммарного момента сил (6), действующего на ДГ, определяется моментом сил инерции вращающихся узлов дизеля и моментом сопротивления нагрузок дизеля, расположенных за пределами фундаментной рамы. На тепловозах типа ТЭМ2 (18) все вспомогательные нагрузки тепловоза расположены на раме тепловоза (т. е. за пределами фундаментной рамы дизеля). Следствие такой компоновки оборудования — увеличение амплитуды суммарного неуравновешенного реакцией рамы момента сил, приложенного к ДГ.

Литература

- [1] Рыжов В.А., Ионин В.Е. Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2025, № 1, с. 3–13.
- [2] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2005, 344 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] Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. *Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов*. Луганск, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, 2006, 280 с.
- [5] 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.
- [6] Патрахальцев Н.Н. *Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во РУДН, 2009, 380 с.
- [7] Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Рыжов В.А. *Прочность теплонпряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2015, 354 с.
- [8] Марков В.А., Барченко Ф.Б., Епишин А.Ю., Неверов В.А., Кибизов Д.Г. Статические характеристики и переходные процессы дизель-генераторной установки тепловоза. *Двигателестроение*, 2017, № 3, с. 3–8.
- [9] 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>
- [10] Фурман В.В., Марков В.А., Плахов С.В. Система электронного управления топливopодачей газодизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 1, с. 52–62.
<https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-1-52-62>
- [11] Zammit J.P., McGhee M.G., Shayler P.J. The effects of early inlet valve closing and cylinder disablement on fuel economy and emissions of a direct injection diesel engine. *Energy*, 2015, vol. 79, pp. 100–110.
<https://doi.org/10.1177/0954407013506182>
- [12] Yang J., Quan Y., Yang Y. Excavator energy-saving efficiency based on diesel engine cylinder deactivation technology. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2012, vol. 25, pp. 897–904.
<https://doi.org/10.3901/CJME.2012.05.897>
- [13] Martinez A.S., Brouwer J., Samuelsen G.S. Comparative analysis of SOFC–GT freight locomotive fueled by natural gas and diesel with onboard reformation. *Applied Energy*, 2015, vol. 148, pp. 421–438.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.093>
- [14] Shih-Yi L., Chun-Ching L., Cheng-Lung L. et al. Vertical vibration frequency and sitting posture effects on muscular loads and body balance. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 2019, vol. 74, no. 2.
<https://doi.org/10.1016/j.ergon.2019.102860>

- [15] Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1956, pp. 1–21. <https://doi.org/10.1.1.454.4933>
- [16] Antory D. Application of a data-driven monitoring technique to diagnose air leaks in an automotive diesel engine: A case study. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2007, vol. 21, iss. 2, pp. 795–808. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2005.11.005>
- [17] Senjanovic I., Hadzic N., Murawski L. et al. Analytical procedures for torsional vibration analysis of ship power transmission system. *Engineering Structures*, 2019, vol. 178, pp. 227–244. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2018.10.035>

References

- [1] 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.).
- [2] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel equipment and control systems for diesel engines]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005, 344 p. (In Russ.).
- [3] Grachev V.V., Furman V.V., Khamidov 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] Kossov E.E., Shapran E.N., Furman V.V. *Sovershenstvovaniye rezhimov raboty silovykh energeticheskikh sistem teplovozov* [Improving the operating modes of power power systems of diesel locomotives]. Lugansk, Vostochnoukrainskiy natsionalnyy universitet im. V. Dalya Publ., 2006, 280 p. (In Russ.).
- [5] 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.).
- [6] Patrakhaltsev N.N. *Neustanovivshiesya rezhimy raboty dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Unsteady modes of operation of internal combustion engines]. Moscow, RUDN Publ., 2009, 380 p. (In Russ.).
- [7] Chaynov N.D., Rayenko M.I., Ryzhov V.A. *Prochnost teplonapryazhennykh bazovykh detaley sredneoborotnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Strength of heat-stressed base parts of medium-speed internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 2015, 354 p. (In Russ.).
- [8] Markov V.A., Barchenko F.B., Yepishin A.Yu., Neverov V.A., Kibizov D.G. Locomotive diesel-generator unit: steady-state characteristics and transients. *Engines Construction*, 2017, no. 3, c. 3–8. (In Russ.).
- [9] 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>
- [10] 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.org/10.18698/0536-1044-2023-1-52-62>
- [11] Zammit J.P., McGhee M.G., Shayleretc P.J. The effects of early inlet valve closing and cylinder disablement on fuel economy and emissions of a direct injection diesel engine. *Energy*, 2015, vol. 79, pp. 100–110. <https://doi.org/10.1177/0954407013506182>
- [12] Yang J., Quan Y., Yang Y. Excavator energy-saving efficiency based on diesel engine cylinder deactivation technology. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2012, vol. 25, pp. 897–904. <https://doi.org/10.3901/CJME.2012.05.897>
- [13] Martinez A.S., Brouwer J., Samuelsen G.S. Comparative analysis of SOFC–GT freight locomotive fueled by natural gas and diesel with onboard reformation. *Applied Energy*, 2015, vol. 148, pp. 421–438. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.093>
- [14] Shih-Yi L., Chun-Ching L., Cheng-Lung L. et al. Vertical vibration frequency and sitting posture effects on muscular loads and body balance. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 2019, vol. 74, no. 2. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2019.102860>
- [15] Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1956, pp. 1–21. <https://doi.org/10.1.1.454.4933>
- [16] Antory D. Application of a data-driven monitoring technique to diagnose air leaks in an automotive diesel engine: A case study. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2007, vol. 21, iss. 2, pp. 795–808. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2005.11.005>

- [17] Senjanovic I., Hadzic N., Murawski L. et al. Analytical procedures for torsional vibration analysis of ship power transmission system. *Engineering Structures*, 2019, vol. 178, pp. 227–244.
<https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2018.10.035>

Материалы получены редакцией 30.04.2025

Сведения об авторах

Грачев Владимир Васильевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: v_grach@mail.ru

Фурман Виктор Владимирович — доктор технических наук, генеральный директор ООО «ППП Дизельавтоматика», Саратов, Российская Федерация. E-mail: dizavt@overta.ru

Грищенко Александр Васильевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: sanklok@mail.ru

Панченко Максим Николаевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: panchenko_m@mail.ru

Базилевский Федор Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: f_basilevski@mail.ru

Information about the authors

Grachev Vladimir Vasilyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Locomotives and Locomotive Systems, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (PGUPS), St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: v_grach@mail.ru

Furman Viktor Vladimirovich — Dr. Sci. (Eng.), General Director, LLC “SPP Dieselavtomatika”, Saratov, Russian Federation. E-mail: dizavt@overta.ru

Grishchenko Aleksandr Vasilievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Locomotives and Locomotive Systems, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (PGUPS), St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: sanklok@mail.ru

Panchenko Maksim Nikolaevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Locomotives and Locomotive Systems, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (PGUPS), St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: panchenko_m@mail.ru

Bazilevsky Fedor Yuryevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Locomotives and Locomotive Systems, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (PGUPS), St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: f_basilevski@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Грачев В.В., Фурман В.В., Грищенко А.В., Панченко М.Н., Базилевский Ф.Ю. Низкочастотные колебания тепловозного дизель-генератора при отключении цилиндров на режиме холостого хода. *Двигателестроение*, 2025, № 2 (300), с. 35–50.

Citation:

Grachev V.V., Furman V.V., Grishchenko A.V., Panchenko M.N., Bazilevsky F.Yu. Diesel locomotive generator low-frequency oscillations at the cylinders cutoff in the idle running. *Engines Construction*, 2025, no. 2 (300), pp. 35–50. (In Russ.).

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.433.2

Влияние размеров форсунки и формы камеры сгорания на показатели газодизеля

И.В. Максимов, В.В. Синявский, М.Г. Шатров

МАДИ, Москва, Российская Федерация

Injector size and combustion chamber shape influence on the gas-diesel engine performance

I.V. Maximov, V.V. Sinyavskiy, M.G. Shatrov

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation

Для уменьшения запальной порции дизельного топлива современного газодизеля от 15 до 6 %, размер которой ограничен перегревом форсунки в связи с ухудшением ее охлаждения топливом, проанализирована возможность применения на газодизеле грузового автомобиля форсунки от дизеля легкового автомобиля. Это исключает работу двигателя в дизельном режиме на полной нагрузке, но сохраняет возможность работы в аварийном режиме для движения с уменьшенной скоростью, а также позволяет использовать камеры сгорания газовых двигателей, что приводит к улучшению показателей двигателя. В среде AVL FIRE выполнены расчеты газодизеля с дизельной и двумя газовыми камерами сгорания — конической и омегаобразной — для штатной и малой форсунок, трех размеров запальной порции дизельного топлива, нагрузки 100 и 25 %. Уменьшение запальной порции дизельного топлива от 15 до 6 %, замена дизельной камеры сгорания конической и уменьшение размеров форсунки привели к снижению индикаторного КПД на 1 % на полной нагрузке и увеличению на 2 % на малой нагрузке. Расходы на топливо при работе на полной нагрузке уменьшаются на 10,2 %, выбросы азота — на 21 %, а выбросы несгоревшего метана — на 34 % на полной нагрузке и 37 % — на малой.

Ключевые слова: конвертация дизеля для работы на газе, газодизель грузового автомобиля, запальная порция дизельного топлива, перегрев форсунки газодизеля, микропрыск дизельного топлива, камера сгорания газового двигателя, моделирование в AVL FIRE

The paper analyzes a possibility of using a passenger vehicle diesel injector in the truck gas-diesel engines to reduce the pilot ignition portion of diesel fuel in a modern gas-diesel engine from 15 % to 6 %, as injector overheating due to deterioration in cooling by fuel limits its size. This eliminates engine operation in the diesel mode at full load, but retains the ability to operate in the emergency mode for driving at a reduced speed, and also allows using the gas engine combustion chambers, which leads to the improved engine performance. In the AVL FIRE environment, a gas-diesel engine was computed. It had diesel and two gas combustion chambers, those conical and omega-shaped, for the standard and small injectors, three sizes of the diesel fuel pilot ignition portion, and loads of 100 % and 25 %. Reducing the diesel fuel pilot ignition portion from 15 % to 6 %, replacing the diesel combustion chamber with the conical chamber and reducing the injector size led to a decrease in the indicated efficiency by 1 % at the full load and an increase by 2 % at the low load. Fuel costs at the full load were reduced by 10.2 %, nitrogen emissions — by 21 %, and unburned methane emissions — by 34 % at the full load and by 37 % at the low load.

Keywords: diesel engine conversion to gas, truck gas-diesel engine, diesel fuel pilot ignition portion, gas-diesel injector overheating, diesel fuel microinjection, gas engine combustion chamber, AVL FIRE simulation

Введение

Природный газ все активнее используется в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. Это позволяет снизить расходы на эксплуатацию по сравнению с дизельным топливом (ДТ), а также уменьшить выбросы оксида углерода CO, оксидов азота NO_x, частиц и углекислого газа CO₂ [1].

Существуют два способа конвертации дизелей грузовых автомобилей для работы на природном газе. Первый способ — конвертация в однопаливный газовый двигатель с искровым зажиганием, второй — в газодизель, в котором природный газ воспламеняется запальной порцией дизельного топлива. Главное преимущество газового двигателя заключается в том, что он позволяет полностью заместить ДТ газовым топливом. Но эксплуатация автомобилей с газовым двигателем возможна лишь при наличии густой сети газозаправочных станций. Автомобиль с газодизелем может продолжать движение в дизельном режиме при отсутствии возможности заправки газом [2, 3].

Уменьшение запальной порции ДТ в газодизеле позволяет значительно снизить эксплуатационные расходы на топливо при условии, что это не приводит к ухудшению показателей его работы и надежности. У газодизелей с традиционной разделенной топливоподающей аппаратурой (ТПА) запальная порция ДТ составляет 20...30 % при полной нагрузке, увеличивается при снижении нагрузки и достигает 100 % на холостом ходу [2, 3]. Запальная порция ДТ газодизеля ЯМЗ-236Д составляет 30 % на полной нагрузке [4], а у газодизеля ДМ автомобилей БелАЗ [5] ее удалось снизить до 18 %.

При использовании аккумуляторной ТПА с электронным управлением (Common Rail) запальная порция ДТ может быть значительно уменьшена. На экспериментальном газодизеле, конвертированном в МАДИ из дизеля Cummins 6,7isbe, получены высокие показатели работы при снижении запальной порции ДТ до 6 % на полной нагрузке и 33 % на холостом ходу [6]. Однако для надежной работы в условиях эксплуатации запальную порцию на полной нагрузке увеличивают до 10...15 %, чтобы исключить перегрев форсунки из-за ее недостаточного охлаждения малыми порциями ДТ [7].

В судовых газодизелях удается добиться значительного снижения запальной порции ДТ

при использовании уменьшенной форсунки (микровпрыск ДТ). Авторы [8] описывают двухтактный судовой газодизель Wärtsilä, у которого на всех режимах работы запальная порция ДТ составляет 1 %. При этом запальное ДТ подается специальной маленькой форсункой в вихревую КС. Вытекающие с большой скоростью из вихревой КС струи горящего топлива поджигают газозоодушную смесь в основной КС.

Проблема газодизелей, не имеющих дроссельной заслонки, — ухудшение топливной экономичности и резкое повышение выбросов СН на малых нагрузках. В ряде исследований [9, 10] показано, что эффективная работа газодизеля обеспечивается при коэффициенте избытка воздуха не более 1,6...1,7. При его дальнейшем увеличении после выгорания запальной порции ДТ сгорание происходит аналогично сгоранию в газовом двигателе с искровым зажиганием в результате распространения фронта пламени. При высоком коэффициенте избытка воздуха скорость движения фронта пламени замедляется и полнота сгорания метана снижается.

Для оценки возможного снижения расходов на топливо при уменьшении запальной порции ДТ вначале следует оценить экономию от полной замены ДТ сжатимированным природным газом (КПГ). На декабрь 2024 г. на заправочных станциях московской области средняя стоимость ДТ составила 67,52 руб./л, а КПГ — 26,56 руб./м³. Если привести стоимость обоих топлив к 1 МДж энергии с учетом различия их плотности и низшей теплоты сгорания, получится 1,84 руб./МДж для ДТ и 0,73 руб./МДж для КПГ, т. е. стоимость 1 МДж теплоты при переходе от ДТ к КПГ снижается в 2,53 раза. Предполагается, что при конвертации дизеля в газодизель эффективный КПД существенно не меняется, что подтверждается различными исследованиями [6, 11].

Если заменить штатную форсунку дизеля меньшей по размеру, ее охлаждение ДТ существенно улучшится, что позволит уменьшить запальную порцию ДТ без риска выхода из строя форсунки [9]. Также можно ожидать ряда дополнительных преимуществ. В связи с уменьшением диаметра сопловых отверстий распылителя повышается продолжительность впрыскивания ДТ, что увеличивает длительность периода поджигания газа и может улучшить процесс сгорания, особенно на малых нагрузках.

Также улучшается мелкость распыливания ДТ, что, согласно [12], повышает его поджигающую способность. Уменьшение размеров форсунки и снижение запальной порции ДТ позволяют уменьшить массу, габариты и стоимость дизельной ТПА, а также снизить затраты мощности на ее привод. Отказ от работы двигателя в дизельном режиме с полной нагрузкой позволит заменить дизельную камеру сгорания (КС) камерой, применяемой в газовом двигателе, обеспечивающей наилучшее сгорание природного газа.

Главный недостаток уменьшения размеров форсунки газодизеля заключается в том, что при этом исключается работа двигателя в полноценном дизельном режиме, однако сохраняется возможность работы в аварийном дизельном режиме при уменьшенной цикловой подаче ДТ до 30...40 % от номинальной, что позволит автомобилю доехать с пониженной скоростью до газозаправочной станции. Также в связи с увеличением продолжительности впрыскивания ДТ возможно увеличение длительности тепловыделения, что может негативно сказаться на индикаторных показателях.

В [13–15] проанализирована эффективность применения КС различной формы для газового двигателя. Камеры конусной формы имеют небольшую плоскую часть днища поршня. Когда поршень приближается к верхней мертвой точке, заряд вытесняется из надпоршневого объема и с относительно небольшой скоростью втекает в камеру, обеспечивая невысокую турбулизацию заряда, что приводит к низким потерям теплоты через стенки. Такие камеры обеспечивают высокие показатели двигателя в случае близкого к стехиометрическому составу газозовоздушной смеси, поскольку эти смеси горят быстро и им не требуется высокая турбулизация.

Камеры сгорания омегаобразной формы имеют большую плоскую часть днища поршня. Здесь заряд с высокой скоростью втекает в камеру, что повышает его турбулизацию. Такие камеры обеспечивают высокие показатели двигателя в случае бедной газозовоздушной смеси, поскольку она горит медленно и высокая турбулизация улучшает процесс сгорания, несмотря на повышение потерь теплоты через стенки [14, 15].

В рамках данной работы была поставлена цель определить целесообразность применения на газодизеле грузового автомобиля малой фор-

сунки от дизеля легкового автомобиля для снижения запальной порции дизельного топлива, а также использования КС от газового двигателя. Для этого необходимо построить в программном комплексе AVL FIRE расчетные модели газодизеля со штатной и уменьшенной форсунками для одной дизельной и двух газовых КС, определить индикаторные показатели и токсичные выбросы двигателя при полной и частичной нагрузке и выбрать наилучший тип КС.

Методика проведения расчетов

Объектом исследования служил дизель Cummins 6.7 isbe (6ЧН 10,7/12,4), конвертированный в газодизель, с рабочим объемом 6,67 л, имеющий степень сжатия 17,3, номинальную мощность 220 кВт при частоте вращения 2300 мин⁻¹ и максимальный крутящий момент 950 Н · м при частоте вращения 1600 мин⁻¹.

Для моделирования использовали программный комплекс AVL FIRE и его модуль ESE Diesel, который в случае симметричного расположения топливных струй в КС позволяет рассчитывать один ее сегмент, соответствующий одной струе, и затем масштабировать результаты на всю камеру.

В природном газе, поставляемом в московский регион, содержится до 98 % метана, поэтому было принято, что газовое топливо представляет собой чистый метан. Природный газ представлялся как метан во многих других работах, связанных с моделированием газодизелей [16, 17].

В качестве модели турбулентности выбрана k - ϵ - f -модель, разработанная на основе k - ϵ -модели, состоящей из двух уравнений, в то время как k - ϵ - f -модель состоит из четырех уравнений, что обеспечивает большую стабильность и точность [18]. Для расчета сгорания использовали модель сгорания ECFM (Extended Coherent flame model) [16]. Для расчета самовоспламенения в газодизеле применяли модель The Diesel Ignited Gas Engine Module. Для расчета образования оксидов азота была выбрана модель The Extended Zeldovich Model, представленная на основе трех реакций и семи реагирующих веществ [19].

Формы и расчетная сетка КС базового дизеля (штатной), а также конической и омегаобразной камер для газового двигателя, используемых для расчетов, показаны на рис. 1.

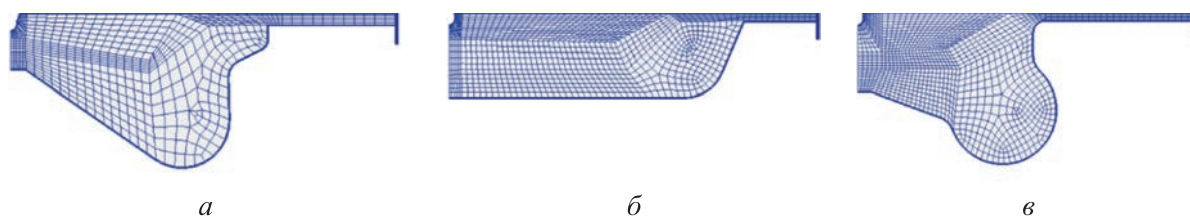


Рис. 1. Формы и расчетная сетка КС:

а — штатная; *б* — коническая; *в* — омегаобразная

По результатам конвертации дизеля в газодизель в МАДИ [6] для всех режимов использовали давление впрыскивания 60 МПа.

Длительность впрыскивания рассчитывали в зависимости от числа и диаметра отверстий распылителя и цикловой подачи топлива при заданном давлении впрыскивания по модели расчета форсунки МАДИ [20]. Рассмотрены две форсунки: штатная (CRI-2.2) дизеля грузового автомобиля с восемью отверстиями распылителя диаметром 0,16 мм и малая дизеля легкового автомобиля (CRI-2.6) с восемью отверстиями распылителя диаметром 0,09 мм.

Граничные условия для головки цилиндра, поверхности поршня и зеркала цилиндра задавались как стены. Геометрия КС симметрична относительно оси, поэтому для режущих плоскостей камеры сгорания задавали граничное условие cyclic. Температуру головки блока цилиндров принимали равной температуре стенки $T = 300$ °С. Поршень задавали как движущийся элемент Mesh. Температура днища поршня составляла $T = 300$ °С. Зеркало цилиндра принимали за стенку с температурой $T = 200$ °С. Угол закрытия впускных клапанов составлял 36° после нижней мертвой точки (НМТ), угол открытия выпускных клапанов — 60° до НМТ.

Режимные факторы: нагрузка, давление p_k и температура T_k наддувочного воздуха, а также цикловая подача метана $G_{\text{газ}}$ и дизельного топлива $G_{\text{д.т}}$ были заданы по результатам испытания газодизеля типа Cummins 6.7 isbe в МАДИ [6]. На полной нагрузке давление наддува составляло 0,246 МПа, температура наддувочного воздуха 44 °С, цикловая подача газового топлива 71 мг/цикл, цикловая подача дизельного топлива 15 мг/цикл. На нагрузке 25 % давление наддува составляло 0,137 МПа, температура наддувочного воздуха 28 °С, цикловая подача газового топлива 21 мг/цикл, цикловая подача дизельного топлива 8,3 мг/цикл.

Расчеты проводили при частоте вращения максимального крутящего момента 1600 мин^{-1} . Для каждого режима подбирали оптимальный по топливной экономичности угол опережения впрыскивания топлива, а при уменьшении запальной порции ДТ увеличивали цикловую подачу метана таким образом, чтобы подводимая в цикле теплота не изменялась.

Результаты расчетов

Продолжительность впрыскивания ДТ $\theta_{\text{впр}}$ и длительность тепловыделения φ_z в углах поворота коленчатого вала (ПКВ), а также доля теплоты, теряемой через стенки $Q_{\text{ст}}$, для частичной и полной нагрузки, штатной и малой форсунок, разных запальных порций ДТ и трех типов КС приведены в таблице. За окончание процесса тепловыделения принимали момент, когда выделялось 99 % теплоты.

Скорости тепловыделения для штатной, конической и омегаобразной КС при использовании штатной форсунки с запальной порцией ДТ 15 % и малой форсунки с запальной порцией ДТ 6 % представлены на рис. 2. Для упрощения анализа введем понятия «штатная комплектация» — дизельная КС, штатная форсунка, запальная порция ДТ 15 % на полной нагрузке и 25 % при нагрузке 25 %, а также «новая комплектация» — коническая КС, малая форсунка, запальная порция ДТ 6 % на полной нагрузке и 25 % при нагрузке 25 %.

Как видно на рис. 2, для штатной и омегаобразной КС получены близкие законы скорости тепловыделения, а для конической КС характеристика сдвинута вправо и максимальная скорость тепловыделения заметно ниже, что объясняется меньшей турбулизацией заряда и, соответственно, более плавным характером сгорания в этой КС. При уменьшении размеров форсунки и снижении запальной порции ДТ основное тепловыделение происходит позднее,

Показатели впрыскивания и сгорания топлива

Нагрузка, %	Форсунка	Запальная порция ДТ, %	$\theta_{\text{впр}}$, град. ПКВ	Штатная КС		Коническая КС		Омегаобразная КС	
				φ_z , град. ПКВ	$Q_{\text{ст}}$, %	φ_z , град. ПКВ	$Q_{\text{ст}}$, %	φ_z , град. ПКВ	$Q_{\text{ст}}$, %
25	Малая	25	8,7	108	9,9	97	11,4	105	11,8
	Штатная	25	4,6	105	10,3	99	10,0	105	12,6
100	Малая	6	7,3	40	10,5	43	9,5	42	11,9
		10	10,3	32	9,3	38	8,3	36	11,0
		15	13,6	37	9,5	44	9,1	41	11,0
	Штатная	6	4,5	37	10,2	44	9,8	35	11,4
		10	5,1	30	9,3	37	8,8	32	11,0
		15	7,0	34	9,9	40	9,3	36	11,3

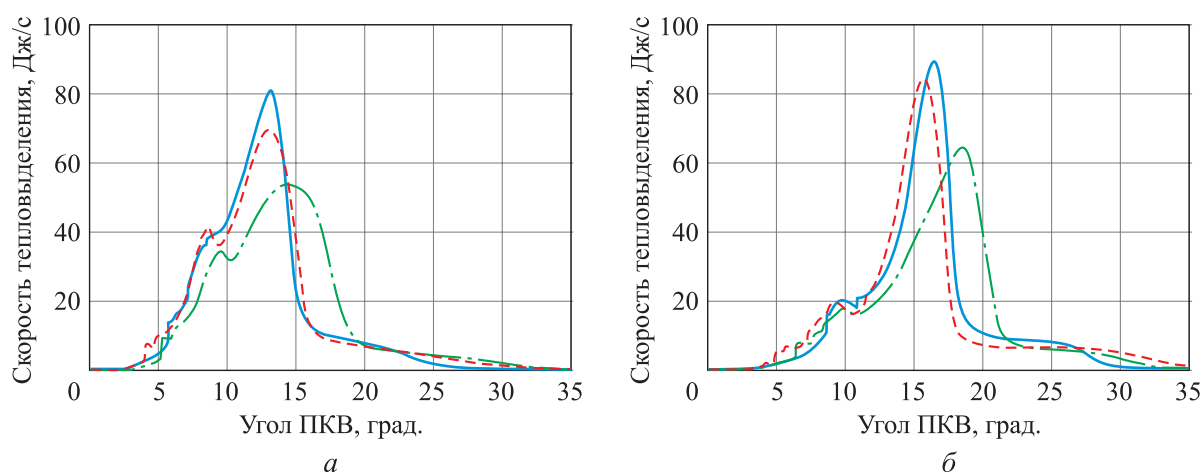


Рис. 2. Скорость тепловыделения для трех КС:

а — с штатной форсункой и запальной порцией ДТ 15 %; б — с малой форсункой и запальной порцией ДТ 6 %:

— штатная; — коническая; - - - омегаобразная

поскольку требуется больше времени для воспламенения метана из-за менее интенсивного выделения теплоты при горении ДТ. В таблице наблюдается тенденция увеличения длительности тепловыделения φ_z и потерь теплоты через стенки $Q_{\text{ст}}$ при уменьшении запальной порции ДТ от 15 до 6 %. Наиболее ярко данная тенденция проявляется для штатной КС и малой форсунки, где φ_z увеличилось на 24 %, а $Q_{\text{ст}}$ — на 10,5 %.

При переходе от штатной к малой форсунке в связи с увеличением продолжительности впрыскивания ДТ длительность тепловыделения увеличивается для штатной, конической и омегаобразной КС на 7,4; 6,3 и 13,3 % соответственно, в среднем для трех запальных порций

ДТ, что приводит к росту потерь теплоты через стенки. При снижении запальной порции ДТ от 15 до 6 % заметна тенденция увеличения длительности тепловыделения и, соответственно, потерь теплоты через стенки. Наибольшие потери теплоты, средние для трех значений запальной порции ДТ, получены для омегаобразной КС (11,3 %), а наименьшие — для конической КС (9,8 %), причем эти значения практически одинаковы для большой и малой форсунок.

На малой нагрузке получена значительно бо́льшая длительность тепловыделения, соответствующая 97...108 град. ПКВ, по сравнению с полной нагрузкой 32...43 град. ПКВ. Это объясняется снижением скорости распространения фронта пламени при высоком коэффициенте

избытка воздуха ($\alpha = 2,9$) и соответственно, большими потерями теплоты из-за недогорания топлива. Когда продолжительность впрыскивания при переходе от большой форсунки к малой увеличилась от 4,6 до 8,7 град. ПКВ, длительность тепловыделения практически не изменилась. Это можно объяснить как небольшой продолжительностью впрыскивания по сравнению с длительностью тепловыделения, так и тем, что при увеличении продолжительности впрыскивания из малой форсунки увеличивается время поджигания метана дизельным топливом.

Значения индикаторного КПД при нагрузке 25 и 100 % для штатной и малой форсунок при разных запальных порциях ДТ и трех вариантах КС представлены на рис. 3.

Как видно на рис. 3, на полной нагрузке происходит небольшое снижение индикаторного КПД при уменьшении запальной порции ДТ и размера форсунки, что можно объяснить увеличением длительности тепловыделения в обоих случаях. Наибольшие значения индикаторного КПД получены для конической КС, которая позволяет организовать равномерное распространение фронта пламени в КС и снизить потери теплоты через стенки.

При нагрузке 25 % наибольший индикаторный КПД также получен для конической КС, что объясняется пониженной турбулизацией заряда в этой камере. Индикаторный КПД для конической КС на 3,2 % выше, чем для штатной КС при использовании штатной форсунки, и на 2 % выше при использовании малой форсунки.

Для омегаобразной КС индикаторный КПД значительно ниже.

На полной нагрузке для новой комплектации индикаторный КПД на 1 % меньше, чем для штатной. Отметим, что в связи с проведенной выше оценкой различия стоимости ДТ и КПГ применительно к 1 МДж теплоты, для новой комплектации из-за уменьшения запальной порции ДТ снижение расходов на топливо на полной нагрузке составит 10,2 %. При нагрузке 25 % в случае новой комплектации индикаторный КПД увеличился на 2 %.

Выбросы оксидов азота NO_x при полной нагрузке для штатной и малой форсунок при запальных порциях ДТ 15 и 6 % и трех вариантах КС представлены на рис. 4.

Как видно из рис. 5, при уменьшении запальной порции ДТ от 15 до 6 % выбросы NO_x снижаются для обеих форсунок и всех КС на 20...30 %, что можно объяснить более плавным нарастанием скорости тепловыделения при уменьшении количества сгораемого ДТ. При переходе от штатной комплектации к новой, выбросы NO_x снизились на 21 %.

Выбросы несгоревшего метана CH_4 для штатной, конической и омегаобразной КС для двух форсунок в случае запальной порции ДТ 15 и 6 % на полной нагрузке и запальной порции ДТ 25 % при нагрузке 25 % представлены на рис. 5.

Как видно на рис. 5, наибольшие выбросы CH_4 получаются для омегаобразной КС, что можно объяснить большими потерями теплоты в стенку и, как следствие, меньшей температурой

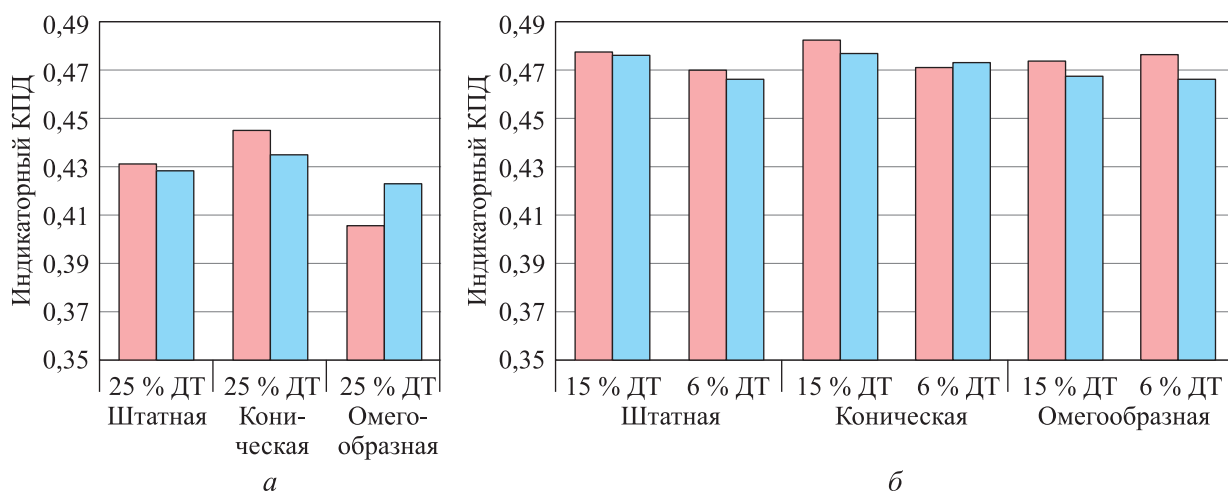


Рис. 3. Зависимость индикаторного КПД от нагрузки, запальной порции ДТ и типа КС:
а — нагрузка 25 %; б — нагрузка 100 %; ■ малая форсунка; ■ штатная форсунка

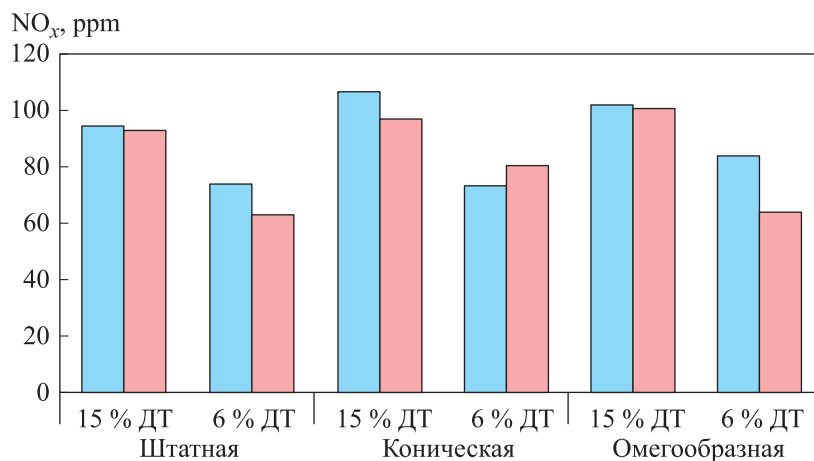
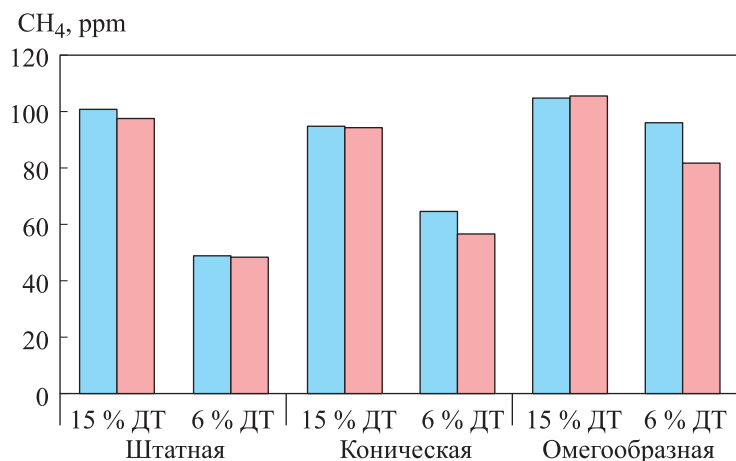
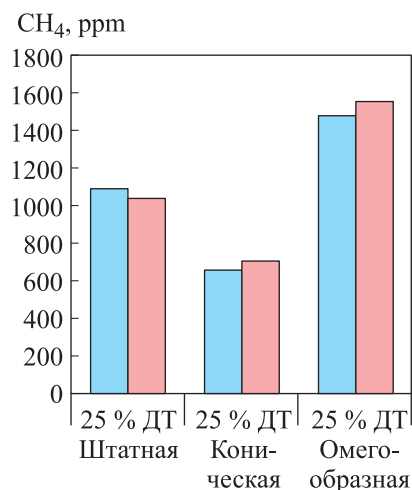


Рис. 4. Зависимость выбросов NO_x от типа КС, запальной порции ДТ и размера форсунки при нагрузке 100 %:
■ малая форсунка; ■ штатная форсунка



a



б

Рис. 5. Выбросы CH₄ при различной нагрузке:
a — на полной нагрузке; *б* — при нагрузке 25 %; ■ малая форсунка; ■ штатная форсунка

в КС. Метан обладает малой скоростью фронта пламени и высокой температурой самовоспламенения, поэтому при снижении температуры в цилиндре на поздних этапах сгорания топлива фронт пламени гаснет при достижении холодной стенки цилиндра. Наименьшие выбросы CH₄ получаются для конической КС, особенно это заметно на малой нагрузке. Снижение выбросов CH₄ при уменьшении запальной порции ДТ можно объяснить как снижением количества сгораемого ДТ, так и увеличением длительности тепловыделения, за время которого успевает сгореть большее количество CH₄.

При переходе от штатной к новой комплектации выбросы CH₄ на полной нагрузке снизились на 34 %, а на нагрузке 25 % — на 37 %.

Выводы

1. Сравнение штатной дизельной камеры сгорания (КС) с конической и омегаобразной газовыми КС показало, что наилучшие значения индикаторного КПД и токсичных выбросов получены для конической КС, а наихудшие — для омегаобразной. Это вызвано главным образом увеличением потерь теплоты стенки в связи с повышением турбулизации заряда.

2. При переходе от штатной комплектации (штатной форсунки и дизельной КС с запальной порцией дизельного топлива (ДТ) 15 %) к новой (малой форсунке и конической КС с запальной порцией ДТ 6 %) индикаторный КПД на полной нагрузке снизился на 1 %, но в связи с большим замещением ДТ природным газом расходы на топливо уменьшились на 10,3 %. При нагрузке 25 % индикаторный КПД увеличился на 2 %.

3. При переходе от штатной комплектации к новой выбросы NO_x на полной нагрузке снизились на 21 % благодаря более плавному характеру сгорания.

4. При переходе от штатной комплектации к новой выбросы несгоревшего метана на полной нагрузке снизились на 34 %, а на нагрузке 25 % — на 37 % за счет снижения количества сгораемого ДТ и увеличения длительности тепловыделения.

Литература

- [1] 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.
- [2] 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 (34), с. 29–32.
- [3] Синявский В.В., Широков И.А., Пронченко Г.В., Голдин Е.А. Прогнозирование изменения показателей дизеля при его конвертации для работы по газовому и газодизельному циклу. *Автомобиль. Дорога. Инфраструктура*, 2023, № 2 (36). URL: https://www.adi-madi.ru/madi/article/view/1231/pdf_714 (дата обращения 15.03.2025).
- [4] Загорских Б.П., Коцарь Ю.А., Бабенич Е.Б. Совершенствование подачи газа для работы двигателя по газодизельному циклу. *АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо*, 2009, № 5, с. 10–13.
- [5] Кудрявцев А., Ломашов В. Белазы XXI века с газодизелями семейства ДМ. *АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо*, 2010, № 3, с. 3–6.
- [6] Шатров М.Г., Хачиян А.С., Синявский В.В. и др. Физическое моделирование рабочего процесса газодизеля. *Тракторы и сельхозмашины*, 2017, № 4, с. 3–10.
- [7] Königsson F., Stalhammar P., Angstrom H. Controlling the injector tip temperature in a diesel dual fuel engine. *SAE Technical Paper*, 2012-01-0826, 2012. <https://doi.org/10.4271/2012-01-0826>
- [8] Белоусов Е.В., Савчук В.П., Белоусова Т.П. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2016, № 1, с. 81–88. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.1.15>
- [9] Ghazi A. Karim. *Dual-Fuel Diesel engines*. CRC Press, 2015, 287 p. <https://doi.org/10.1201/b18163>
- [10] Königsson F., Kuyper J., Stalhammar P., Angstrom H.E. The influence of crevices on hydrocarbon emissions from a diesel-methane dual fuel engine. *SAE International Journal of Engines*, 2013, vol. 6 (2), pp. 751–765. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0848>
- [11] Широков И.В., Синявский В.В. Методы компенсации потери мощности дизеля при его конвертации в газовый двигатель. *Автомобиль. Дорога. Инфраструктура*, 2022, № 3 (33). URL: https://www.adi-madi.ru/madi/article/view/1145/pdf_666 (дата обращения 15.03.2025).
- [12] Марков В.А., Гайворонский А.И., Грехов Л.В. и др. *Работа дизелей на нетрадиционных топливах*. Москва, Легион-Автодата, 2008, 464 с.
- [13] 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.
- [14] Валеев Д.Х., Гатауллин Н.А., Малюга А.Г., Фурзиков А.В. Влияние конструктивных факторов на образование вредных веществ в газовом двигателе КамАЗ. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2011, № 1 (19), с. 52–56.
- [15] 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 (53), с. 31–39.
- [16] 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*, 2018, no. 212, pp. 332–346. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.053>

- [17] Yousefi A., Birouk M., Guo H. On the variation of the effect of natural gas fraction on dual-fuel combustion of diesel engine under low-to-high load conditions. *Front. Mech. Eng.*, 2020, vol. 6. <https://doi.org/10.3389/fmech.2020.555136>
- [18] Durbin P.A. Near-wall turbulence closure modeling without “damping functions”. *Theor. Comput. Fluid Dyn.*, 1991, no. 3, pp. 1–13. <https://doi.org/10.1007/BF00271513>
- [19] AVL FIRE®R2020. *Combustion Module User Manual*. AVL List GmbH, Graz, Austria, 2020.
- [20] Душкин П.В. Повышение эффективности рабочего процесса аккумуляторной топливной системы с давлением впрыскивания до 300 МПа. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, ТГУ МАДИ, 2017, 156 с.

References

- [1] Malyshkin P.Yu., Kartashevich A.N. Assessment of the environmental and economic efficiency of using gas fuel to power diesel engines. *Vestnik Belorusskoy gosudarstvennoy sel'skokhozyaystvennoy akademii*, 2023, no. 2, pp. 185–189. (In Russ.).
- [2] Shatrov M.G., Khachiyan A.S., Sinyavskiy V.V., Shishlov I.G. Analysis of the ways to convert automobile diesel engines to operate on natural gas. *Alternative fuel transport*, 2013, no. 4 (34), pp. 29–32. (In Russ.).
- [3] Sinyavskiy V.V., Shirokov I.A., Pronchenko G.V., Goldin E.A. Forecasting changes in diesel performance during its conversion to work on the gas and gas-diesel cycle. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*, 2023, no. 2 (36). (In Russ.). Available at: https://www.adi-madi.ru/madi/article/view/1231/pdf_714 (accessed March 15, 2025).
- [4] Zagorodsky B.P., Kotsar Yu.A., Bebenin A.V. Improving the system of gas supply for the engine to gazodizelnomu cycle. *Autogas filling complex+alternative fuel*, 2009, no. 5, pp. 10–13.
- [5] Kudryavtsev A., Lomashov V. Belaz — heavy vehicle of the XXI century equipped with diesel engines DM series. *Autogas filling complex+alternative fuel*, 2010, no. 3, pp. 3–6. (In Russ.).
- [6] Shatrov M.G., Khachiyan A.S., Sinyavskiy V.V. et al. Fizicheskoe modelirovanie rabocheho protsessa gazodizelya Physical modeling of gas-diesel engine operational process. *Tractors and agricultural machinery*, 2017, no. 4, pp. 3–10. (In Russ.).
- [7] Königsson F., Stalhammar P., Angstrom H. Controlling the injector tip temperature in a diesel dual fuel engine. *SAE Technical Paper*, 2012-01-0826, 2012. <https://doi.org/10.4271/2012-01-0826>
- [8] Belousov E.V., Savchuk V.P., Belousova T.P. Analysis of modern approaches to the problem of creating marine low-speed gas-diesel engines. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2016, no. 1, pp. 81–88. (In Russ.). <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.1.15>
- [9] Ghazi A. Karim. *Dual-Fuel Diesel engines*. CRC Press, 2015, 287 p. <https://doi.org/10.1201/b18163>
- [10] Königsson F., Kuyper J., Stalhammar P., Angstrom H.E. The influence of crevices on hydrocarbon emissions from a diesel-methane dual fuel engine. *SAE International Journal of Engines*, 2013, vol. 6 (2), pp. 751–765. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0848>
- [11] Shirokov I.V., Sinyavskiy V.V. Methods for compensating the loss of diesel engine power when it is converted into a gas engine. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*, 2022, no. 3 (33). (In Russ.). Available at: https://www.adi-madi.ru/madi/article/view/1145/pdf_666 (accessed March 15, 2025).
- [12] Markov V.A., Gayvoronskiy A.I., Grekhov L.V. et al. *Rabota dizeley na netraditsionnykh toplivakh* [Operation of diesel engines on non-traditional fuels]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2008, 464 p. (In Russ.).
- [13] Gayvoronskiy A.I., Savchenkov D.A. Justification of the choice of the combustion chamber shape of a gas engine for transport purposes taking into account the swirl ratio of a diesel prototype. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2008, no. 1, pp. 25–37. (In Russ.).
- [14] Valeev D.Kh., Gataullin N.A., Malyuga A.G., Furzikov A.V. Influence of structural factors on the formation of harmful substances in a gas engine KAMAZ. *Alternative fuel transport*, 2011, no. 1 (19), pp. 52–56. (In Russ.).
- [15] Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Golosov A.S., Shibanov A.V. Influence of the semidetached combustion chamber structure on formation of nitrogen oxides in the gas engine. *Alternative fuel transport*, 2016, no. 5 (53), pp. 31–39. (In Russ.).
- [16] 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*, 2018, no. 212, pp. 332–346. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.053>
- [17] Yousefi A., Birouk M., Guo H. On the variation of the effect of natural gas fraction on dual-fuel combustion of diesel engine under low-to-high load conditions. *Front. Mech. Eng.*, 2020, vol. 6. <https://doi.org/10.3389/fmech.2020.555136>

- [18] Durbin P.A. Near-wall turbulence closure modeling without “damping functions”. *Theor. Comput. Fluid Dyn.*, 1991, no. 3, pp. 1–13. <https://doi.org/10.1007/BF00271513>
- [19] AVL FIRE®R2020. *Combustion Module User Manual*. AVL List GmbH, Graz, Austria, 2020.
- [20] Dushkin P.V. *Povyshenie effektivnosti rabocheho protsessa akkumulyatornoy toplivnoy sistemy s davleniem vpryskivaniya do 300 MPa* [Improving the efficiency of the working process of the battery fuel system with injection pressure up to 300 MPa]. Abs. Ph. D. Diss. Moscow, TGU MADI Publ., 2017, 156 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 16.04.2025

Сведения об авторах

Максимов Игорь Владимирович — аспирант кафедры ТиАТД МАДИ, Москва, Российская Федерация. E-mail: igor_mak97@mail.ru

Синявский Владимир Викторович — кандидат технических наук, доцент кафедры ТиАТД МАДИ, Москва, Российская Федерация. E-mail: sinvlad@mail.ru

Шатров Михаил Георгиевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой ТиАТД МАДИ, Москва, Российская Федерация. E-mail: mikl.shatrov@ya.ru

Information about the authors

Maximov Igor Vladimirovich — Postgraduate, Department of Heat Engineering and Automotive and Tractor Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: igor_mak97@mail.ru

Sinyavskiy Vladimir Viktorovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Heat Engineering and Automotive and Tractor Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: sinvlad@mail.ru

Shatrov Mikhail Georgievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Heat Engineering and Automotive and Tractor Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: mikl.shatrov@ya.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Максимов И.В., Синявский В.В., Шатров М.Г. Влияние размеров форсунки и формы камеры сгорания на показатели газодизеля. *Двигателестроение*, 2025, № 2 (300), с. 51–60.

Citation:

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 (300), pp. 51–60. (In Russ.).

УДК 621.436

Эффективные показатели дизельного двигателя, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла

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

ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация

Efficiency performance indicators of a diesel engine running on methanol and the rapeseed oil methyl ester

V.A. Likhonov, O.P. Lopatin, A.N. Kozlov, A.S. Yurlov

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

В рамках рассмотрения экологических вопросов, возникающих в результате роста парка авто-тракторной техники, обозначена перспективность развития двигателестроительной отрасли. Обосновано применение в дизельном двигателе альтернативного топлива — метанола и метилового эфира рапсового масла, позволяющего полностью заместить дизельное топливо нефтяного происхождения. Предложено конструктивное решение вопросов организации подачи рассматриваемого альтернативного топлива в цилиндры двигателя и обозначены показатели, характеризующие эффективность его применения на исследуемых нагрузочных и скоростных режимах. Представлены результаты экспериментальных исследований мощностных и экономических параметров рабочего процесса двигателя, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла, с установлением зависимости влияния режимов работы на эффективные показатели и определением их числовых характеристик. Даны рекомендации по обеспечению устойчивой работы дизельного двигателя на применяемых топливах с характеристикой их соотношений и эксплуатационные предложения.

Ключевые слова: дизельный двигатель, метанол, метиловый эфир рапсового масла, экспериментальные исследования, эффективные показатели, дизельное топливо, коэффициент полезного действия, расход топлива, частота вращения, нагрузка

Within the frames of considering ecological issues arising as a result of the growing motor vehicles and tractors fleet, the paper indicates prospects for the engine-building industry development. It substantiates using alternative fuel in the diesel engines, i.e. methanol and the rapeseed oil methyl ester, allowing for a complete replacement of diesel fuel with the petroleum origin. The paper proposes a constructive solution to the problems of organizing the considered alternative fuel supply to the engine cylinders, and provides indicators characterizing efficiency in its use under the studied load and speed conditions. Results of the experimental studies of the power and economic parameters of the working process of an engine running on methanol and the rapeseed oil methyl ester are presented, and dependence of the operating modes influence on the efficiency indicators and determination of their numerical characteristics is established. The paper provides recommendations to ensure stable operation of a diesel engine on the fuels used with a description of their ratios and operational proposals.

Keywords: diesel engine, methanol, rapeseed oil methyl ester, experimental studies, efficiency indicators, diesel fuel, efficiency, fuel consumption, rotation speed, load

Введение

Уверенный рост мирового парка автотракторной техники, где силовыми агрегатами служат двигатели внутреннего сгорания (ДВС), способствует увеличению потребления нефтяного моторного топлива для удовлетворения все возрастающих требований по эффективности техники, удобству ее эксплуатации, экологической безопасности и прочим показателям [1, 2]. Поэтому вопросы устойчивого развития и экологической безопасности двигателестроительной отрасли, рассматриваемые на краткосрочную либо долгосрочную перспективу, всегда будут перспективными и актуальными [3, 4].

Изучая экологическую составляющую, отметим, что на сегодняшний день учеными и конструкторами всего мира создано множество различных методов, способов снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами (ОГ) [5, 6]. Это и различные каталитические способы [7] нейтрализации ОГ [8], в том числе с отправкой их обратно на впуск [9]; применение всевозможных присадок и фильтрующих элементов [10]; изменение, настройка и оптимизация рабочего процесса [11]; применение сложных электронных систем управления ДВС и прочих конструктивных решений и научных предложений [12, 13]. Да, большинство этих способов работают, соответствуют заданным условиям и требованиям, причем с определенными параметрами эффективности и экологичности, но часто можно наблюдать картину, когда выбор в пользу экологии приводит к сложностям в организации работы ДВС в плане улучшения эффективной составляющей или наоборот, страдает экология при модернизации требуемых эффективных моментов двигателя при удовлетворении определенных запросов потребителя [14]. Но как быть, если наряду с жесткими задачами по улучшению экологической безопасности, связанными с отказом от применения нефтяного топлива, в одном ряду стоят вопросы еще и улучшения эффективности показателей ДВС? Выходом из данной ситуации может служить замена нефтяного моторного топлива альтернативным, что позволит благодаря подбору физико-химических свойств применяемого топлива снизить выбросы вредных веществ с ОГ и улучшить эффективность работы ДВС, освобождая его от потребления нефтяной составляющей [15, 16].

Рассматривая это вопрос, нельзя не отметить, что важное место в проведении таких исследований занимает подбор применяемого альтернативного топлива (АТ), выполненный с глубоким научным анализом. А получение надежного результата в таком научном и техническом взаимодействии экологических и эффективных показателей возможно только при проведении всего спектра экспериментальных исследований для каждой определенной модели ДВС со своими конструктивными особенностями, формой камеры сгорания (КС) и прочими нюансами и техническими характеристиками. Сразу оговоримся, что в проводимом нами исследовании речь пойдет о дизельном двигателе (ДД) Владимирского моторо-тракторного завода с неразделенной полусферической КС в поршне 2Ч 10,5/12,0 [17].

Теперь о применяемом топливе. Наиболее привлекательны в плане улучшения экологической безопасности ДД спирты, растительные масла и их эфиры [18]. Здесь следует добавить, что при рассмотрении спирта приоритет отдан метанолу, отвечающему критериям доступности, простоты производства, дешевизны, что немаловажно, а главное экологичности при горении [19]. Поскольку исследование проводится для ДД, резонно сразу ставить вопрос о показателях самовоспламеняемости применяемого АТ. Как известно, у метанола цетановое число значительно ниже, чем у ДТ, поэтому для его своевременного самовоспламенения не обойтись без инициатора воспламенения. При рассмотрении в качестве инициатора, например, рапсового масла, обладающего необходимыми для этого свойствами самовоспламенения, возникает вопрос о его применимости из-за большой вязкости (в 22 раза выше, чем у ДТ). Кроме того, с большей долей вероятности придется решить некоторые вопросы с возможными углеродистыми отложениями на поверхностях деталей КС, закоксовыванием отверстий распылителей, жировыми отложениями в топливных фильтрах, баках, каналах топливной аппаратуры и пр. [20, 21]. Во избежание подобных сложностей было принято решение в качестве порции топлива инициатора для воспламенения метанола использовать метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ), обладающий пригодными для этого значениями физических характеристик: цетанового числа, плотности, поверхностного натяжения, теплоты сгорания и др. [22].

Цель работы — исследование мощностных и экономических показателей рабочего процесса ДД, работающего на метаноле и МЭРМ, установление зависимостей влияния режимов работы дизеля на эффективные показатели и определение их числовых характеристик.

Направление и методика исследований

При проведении экспериментальных исследований для подачи метанола применялась штатная топливная система, а для подачи МЭРМ были установлены дополнительные штифтовые форсунки. Через проставку (рис. 1) вместо маслозаливной горловины был прикреплен вспомогательный топливный насос высокого давления (ТНВД).

Привод насоса осуществлялся с помощью специально изготовленной втулки со шлицами. Дополнительный насос можно было пово-



Рис. 1. Втулка привода дополнительного ТНВД и проставка крепления топливного насоса



Рис. 2. Общий вид головки цилиндра модернизированного ДД

рачивать для регулировки установочного угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ), с этой целью на фланце проставки были выточены пазы, при этом кулачковый вал оставался неподвижным. В головках цилиндра были сделаны специальные посадочные отверстия для крепления дополнительных штифтовых форсунок, как показано на рис. 2, что позволяло при различных значениях УОВТ подавать метиловый спирт в факел распыленного МЭРМ. Это содействовало лучшей организации воспламенения метанола в цилиндре ДД.

Запуск и прогрев ДД происходил на МЭРМ, вслед за этим осуществлялась подача метанола, а подача МЭРМ снижалась до начала пропусков воспламенения. Затем для достижения устойчивой работы дизеля ее несколько увеличивали. Далее цикловая подача запального (пилотного) МЭРМ оставалась постоянной.

Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

Важнейшими показателями, характеризующими эффективность применения метанола и МЭРМ на всех нагрузочных и скоростных режимах, служат расход топлива, мощность, КПД и другие показатели (так называемые эффективные показатели работы ДД). Данные параметры, полученные при работе на АТ, сравнивали с показателями, полученными при работе по дизельному процессу.

При проведении экспериментальных испытаний были сняты регулировочные характеристики ДД на различных установочных УОВТ поворота коленчатого вала (ПКВ). Подача МЭРМ в течение всего эксперимента была постоянной, а регулирование нагрузочного режима осуществлялось путем изменения подачи метанола. При этом определяли влияние установочных УОВТ при подаче метанола $\Theta_{\text{мет}}$ и МЭРМ $\Theta_{\text{МЭРМ}}$ на экономические показатели ДД с целью выявления оптимальных регулировок. Влияние подачи метанола и МЭРМ и изменения установочных УОВТ на удельный эффективный расход топлива g_e ДД представлено на рис. 3.

Анализируя графики на рис. 3, можно отметить, что оптимальными с точки зрения экономичности работы ДД на номинальном (рис. 3, а) и режиме максимального крутящего момента (рис. 3, б) являются значения установочных УОВТ, равные 34° как для метанола, так и для

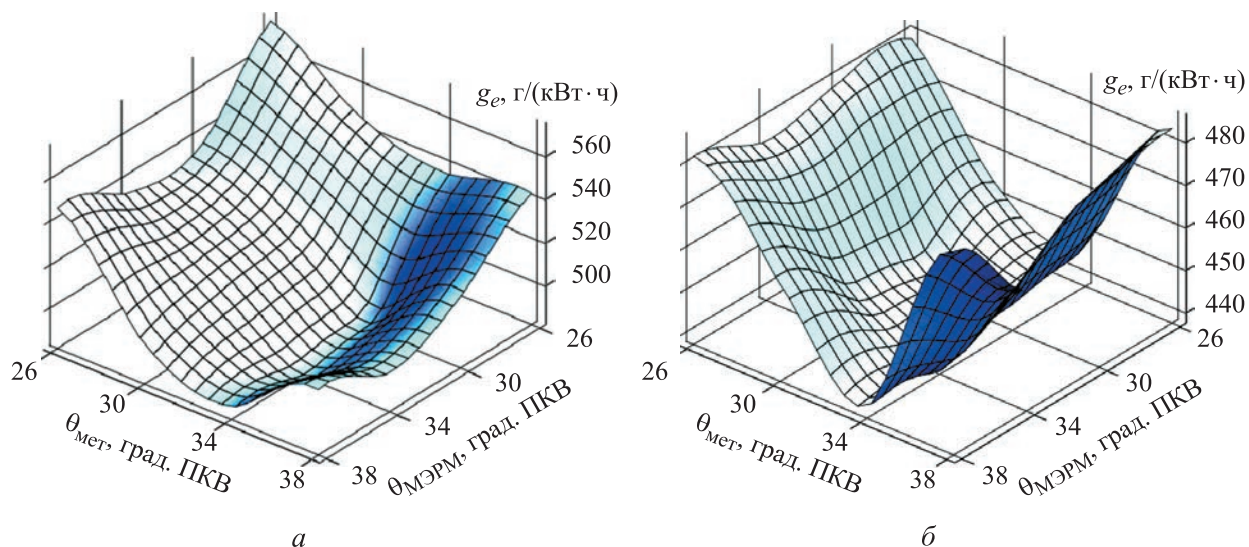


Рис. 3. Влияние подачи метанола и МЭРМ на удельный эффективный расход топлива ДД при изменении установочных УОВТ:
а — $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$; б — $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$

МЭРМ. При данном сочетании углов достигается минимальный суммарный удельный эффективный расход топлива $g_{\Sigma} = 490 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$. Для оптимизации рабочего процесса на этом этапе проведения экспериментальных испытаний двигателя также определяли оптимальное соотношение пилотного (инициирующего) и основного топлив с целью минимизации подачи запальной порции топлива и обеспечения при этом устойчивого воспламенения впрыскиваемых топлив. В связи с тем, что низшая теплота сгорания мета-

нола и МЭРМ сильно различается, оптимальный размер запальной порции МЭРМ оценивали по наилучшему значению эффективного КПД η_e . С этой целью были сняты нагрузочные характеристики по изменению среднего эффективного давления p_e при различных значениях запальных порций МЭРМ $G_{\text{МЭРМ}}$ (рис. 4).

Подача запального топлива изменялась в диапазонах $0,8 \dots 2,0 \text{ кг/ч}$ при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $0,6 \dots 1,6 \text{ кг/ч}$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, что составляет $7 \dots 19 \text{ мг/цикл}$. Анализ характеристик, представ-

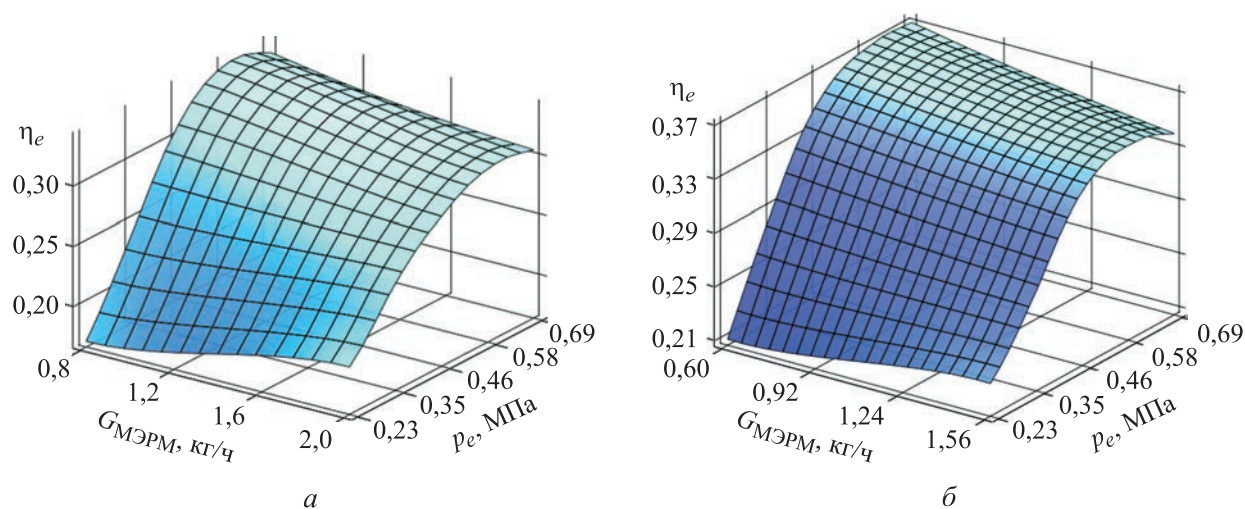


Рис. 4. Изменение эффективного КПД ДД при работе на метаноле и МЭРМ от размера порции запального топлива:
а — $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$; б — $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$

ленных на рис. 4, показывает, что увеличение запальной порции МЭРМ способствует некоторому увеличению эффективного КПД на малых нагрузках, однако это приводит к уменьшению КПД на режимах с высокой нагрузкой ДД. Рост эффективного КПД на больших нагрузках при малой запальной порции обусловлен наличием большого количества кислорода в метаноле, что способствует более полному сгоранию топлива в условиях дефицита кислорода на режимах с высокой нагрузкой. С целью получения максимального КПД под нагрузкой запальную порцию устанавливали минимальной, но достаточной для устойчивой работы двигателя на режимах с низкой нагрузкой и на холостом ходу.

Данным условиям удовлетворяет размер запальной порции МЭРМ 9,7 мг/цикл при номинальной частоте вращения (рис. 4, а), что соответствует часовому расходу 1,05 кг/ч. При этом на номинальной нагрузке $p_e = 0,588$ МПа эффективный КПД составляет $\eta_e = 0,33$. При частоте вращения $n = 1400$ мин⁻¹ и том же положении рейки ТНВД расход запального топлива составил 0,73 кг/ч. Дальнейшее уменьшение запальной порции приводит к неравномерной работе дизеля.

При скоростном режиме максимального крутящего момента (рис. 4, б) оптимальным является расход запального топлива 0,73 кг/ч, что соответствует 6,75 мг/цикл, поскольку по-

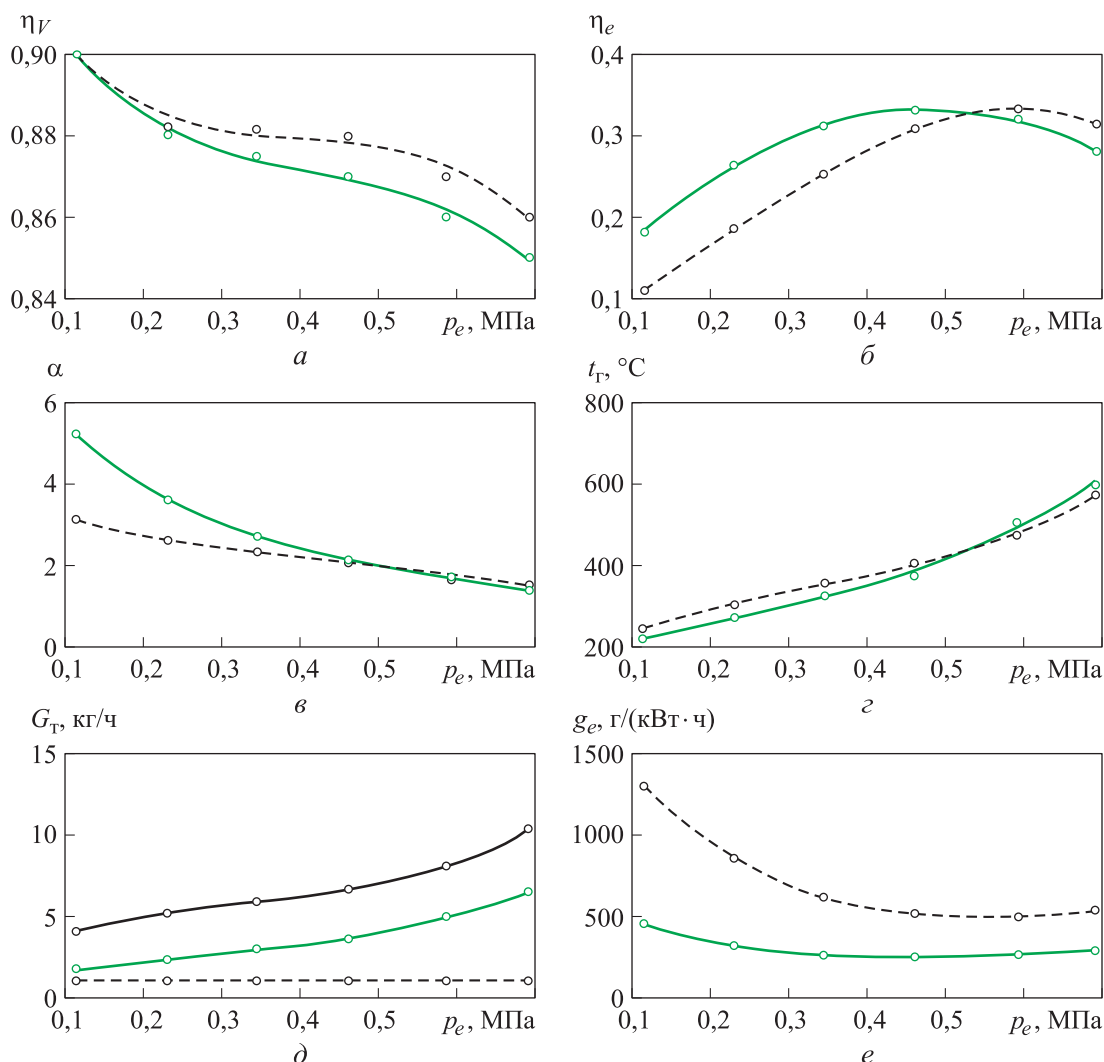


Рис. 5. Влияние нагрузки на эффективные показатели ДД при $n = 1800$ мин⁻¹: а — коэффициент наполнения; б — эффективный КПД; в — коэффициент избытка воздуха; г — температура ОГ; д — часовой расход топлива (пунктирной линией показана зависимость для МЭРМ, сплошной — для метанола); е — удельный эффективный расход топлива; —○— метанол и МЭРМ; —●— ДТ

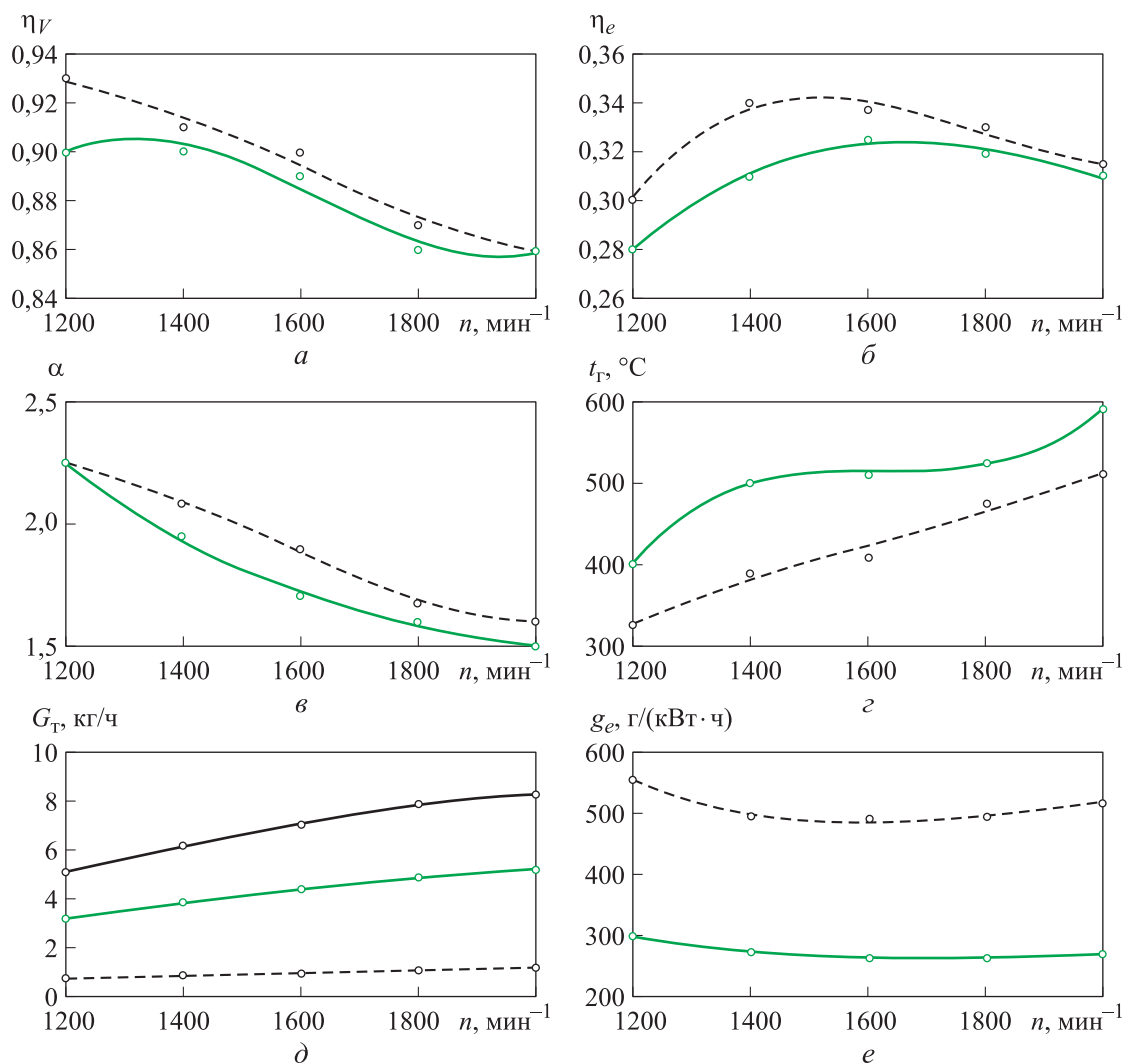


Рис. 6. Влияние частоты вращения на эффективные показатели ДД:

a — коэффициент наполнения; *б* — эффективный КПД; *в* — коэффициент избытка воздуха; *г* — температура ОГ; *д* — часовой расход топлива (пунктирной линией показана зависимость для МЭРМ, сплошной — для метанола); *е* — удельный эффективный расход топлива; $\circ$ — метанол и МЭРМ; $\bullet$ — ДТ

зволяет добиться максимального η_e на режиме с высокой нагрузкой и режиме устойчивой работы двигателя при малых нагрузках и холостом ходу. Отметим, что на режиме максимального крутящего момента наблюдается увеличение эффективного КПД до $\eta_e = 0,34$ при работе на метаноле и МЭРМ.

Зависимость эффективных показателей работы ДД от изменения нагрузки представлена на рис. 5.

Коэффициент наполнения η_v изменяется пропорционально расходу воздуха и при работе на метаноле и МЭРМ всюду выше, чем при работе на ДТ. На кривых эффективного КПД η_e при работе на метаноле и МЭРМ происходит

смещение максимума η_e вправо в сторону высоких нагрузок.

Суммарный расход метанола и МЭРМ значительно выше, чем расход ДТ на всех нагрузочных режимах работы ДД. При минимальной нагрузке ($p_e = 0,115$ МПа) суммарный расход метанола и МЭРМ составляет 5,1 кг/ч, а расход ДТ при той же нагрузке равен 1,6 кг/ч. При росте нагрузки до номинальной ($p_e = 0,588$ МПа) суммарный расход метанола и МЭРМ также выше, чем расход ДТ, и составляет 9,15 кг/ч, в то время как при работе на ДТ расход топлива равен 4,9 кг/ч.

Часовой расход метанола на минимальной нагрузке $p_e = 0,115$ МПа составляет 4,05 кг/ч,

расход МЭРМ — 1,05 кг/ч, при работе на ДТ расход равен 1,6 кг/ч. При номинальной нагрузке $p_e = 0,588$ МПа часовой расход метанола составляет 8,1 кг/ч, а МЭРМ — 1,05 кг/ч, а при работе на ДТ он равен 4,9 кг/ч. Увеличение расхода топлива при работе на метаноле и МЭРМ по сравнению с ДТ характеризуется меньшей низшей теплотой сгорания, следовательно, для сохранения мощностных показателей на уровне дизельного процесса топлива подается больше. Так, на номинальном режиме удельный расход при работе на АТ составляет $g_{e\Sigma} = 490$ г/(кВт · ч), в то время как расход ДТ соответственно равен $g_e = 260,6$ г/(кВт · ч).

Отметим, что если суммарный удельный эффективный расход топлива при использовании метанола и МЭРМ привести к теплотворной способности ДТ для получения объективной картины сравнения расходов различных по теплотворной способности топлив, то при работе на номинальной нагрузке при использовании в качестве топлива метанола и МЭРМ суммарный удельный расход составит $g_{e\Sigma} = 255,2$ г/(кВт · ч), а при работе на ДТ будет равен $g_e = 260,6$ г/(кВт · ч), что на 2,1 % больше, чем при работе на АТ.

Влияние частоты вращения на эффективные показатели работы ДД представлено на рис. 6.

При работе ДД на метаноле и МЭРМ происходит незначительное увеличение расхода воздуха G_v . Пропорционально расходу воздуха увеличивается также коэффициент наполнения цилиндра, а коэффициент избытка воздуха с применением метанола и МЭРМ выше практически во всем диапазоне частот вращения. Улучшение наполняемости цилиндра при работе ДД на АТ обусловлено снижением температуры остаточных газов в цилиндре, что подтверждается кривой температуры ОГ t_p , которая при работе дизеля на метаноле и МЭРМ на графике всюду располагается ниже, чем при работе на ДТ.

При рассмотрении скоростной характеристики дизеля можно отметить рост эффективного КПД при работе на метаноле и МЭРМ на всем диапазоне изменения частот вращения. При этом максимум КПД при работе двигателя на ДТ наблюдается при частоте вращения, близкой к номинальной, и составляет 0,32. При работе на метаноле и МЭРМ пик максимального значения η_e сдвигается влево, достигается в районе частоты 1400 мин^{-1} и составляет $\eta_e = 0,34$. Такое увеличение эффективного КПД на всех

скоростных режимах работы дизеля обусловлено содержанием большого количества кислорода в молекуле метанола и метилового эфира, который способствует более полному сгоранию топлива в цилиндре дизеля.

С использованием метанола и МЭРМ также наблюдается снижение температуры ОГ на всех скоростных режимах работы дизеля. На скоростных характеристиках суммарный расход метанола и МЭРМ так же, как и на нагрузочных, выше, чем расход ДТ при работе по дизельному процессу. На скоростных характеристиках удельный эффективный расхода топлива g_e и суммарный расход метанола и МЭРМ так же, как и на нагрузочных, выше, чем расход ДТ при работе по дизельному процессу. Как уже было сказано, этот процесс характеризуется меньшей теплотворной способностью применяемого АТ.

Заключение

В результате экспериментальных исследований влияния применения метанола и МЭРМ на эффективные показатели работы достигнуто полное замещение нефтяного ДТ альтернативным без внесения существенных изменений в конструкцию и сохранении мощностных показателей ДД. Определено оптимальное значение подачи метанола (88 %) и МЭРМ (12 %) при работе на номинальном режиме.

Определены оптимальные установочные значения УОВТ, равные для метанола $\Theta_{\text{мет}} = 34^\circ$, для метилового эфира рапсового масла $\Theta_{\text{МЭРМ}} = 34^\circ$. При данных углах достигается минимальный удельный суммарный расход топлива, который составляет $g_{e\Sigma} = 490$ г/(кВт · ч) при работе на номинальном режиме и $g_{e\Sigma} = 439$ г/(кВт · ч) в режиме максимального крутящего момента.

На основании проведенных экспериментальных исследований были определены мощностные и экономические показатели работы ДД. При этом в результате применения метанола и МЭРМ (номинальный режим):

- происходит увеличение суммарного расхода метанола и МЭРМ по отношению к расходу дизельного топлива на 86,2 %, при этом расход составляет 9,07 кг/ч (при работе дизеля на ДТ — 4,87 кг/ч);

- возрастает эффективный КПД на 3,1 % и составляет 0,33 (при работе дизеля на ДТ — 0,32).

Анализ скоростной характеристики ДД показал, что в результате применения метано-

ла и МЭРМ наблюдается рост эффективного КПД на всех скоростных режимах работы. При этом увеличение КПД составило от 7,1 % при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ до 3,2 % при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$.

Для использования метанола и МЭРМ в ДД рекомендуется выполнять соответствующие рекомендации:

– для обеспечения устойчивой работы размер запальной порции должен составлять не менее 9,7 мг/цикл (номинальный режим);

– для предотвращения преждевременного износа деталей топливоподающей аппаратуры в метанол необходимо добавлять 1...2 % касторового масла.

Литература

- [1] Wei J., Qiu L., Qian Y., Wang C., Teng Q., Fan C., Pan M. Impact of methanol alternative fuel on oxidation reactivity of soot emissions from a modern CI engine. *Fuel*, 2020, vol. 268, art. no. 117352. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117352>
- [2] Jegan T.M.Ch., Chitra R., Glivin G. Testing of ethanol as an alternative fuel for IC engine. *Energy Research Journal*, 2021, vol. 12, pp. 13–21. <https://doi.org/10.3844/erj.2021.13.21>
- [3] Марков В.А., Девянин С.Н., Са Б., Нормуродов А.А. Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 70–90. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [4] Балакин А.Ю., Росляков А.Д., Неверов В.А., Шленов М.И. Использование этилового спирта в качестве топлива для дизельных двигателей. *Двигателестроение*, 2023, № 2 (292), с. 84–99. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.84-99>
- [5] Parsadanov I., Gritsuk I.V., Rykova I., Savchenko A., Marchenko A., Tkachuk M., Kravchenko S., Polyvianchuk A., Strokov A., Savchuk V., Smirnov O., Postol Y. Complex assessment of fuel efficiency and diesel exhaust toxicity. *SAE Technical Papers*, 2020, vol. 2020. <https://doi.org/10.4271/2020-01-2182>
- [6] Yilmaz N., Vigil F.M., Atmanli A., Donaldson B. Detailed analysis of PAH formation, toxicity and regulated pollutants in a diesel engine running on diesel blends with N-propanol, N-butanol and N-pentanol. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 17, art. no. 6487. <https://doi.org/10.3390/en15176487>
- [7] Jeya Jeevahan J., Nithin R., Pratheep M., Stanley Abraham L., Britto Joseph G. Effect of graphene oxide coated catalytic converter on detoxification of diesel engine exhaust emissions. *Materials Today: Proceedings*, 2021, vol. 44, no. 17, pp. 3898–3902. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.12.1117>
- [8] Saikrishna K., Kishor Dr.K. Reduction of emissions in a single cylinder diesel engine using blends of diesel & cotton seed oil with unconventional catalytic converter. *International Journal of Emerging Science and Engineering*, 2024, vol. 12, no. 7, pp. 13–19. <https://doi.org/10.35940/ijese.f4502.12070624>
- [9] Li Bo., Chen Y., Zhong F., Xu H. Numerical study on a diesel/dissociated methanol gas compression ignition engine with exhaust gas recirculation. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2023, vol. 13, no. 17, art. no. 9612. <https://doi.org/10.3390/app13179612>
- [10] Rodvanna S., Srilomsak M., Nuthong Ch., Charoenphanich Ch., Masomtob M., Saisirirat P., Chollacoop N., Hanamura K., Karin P. Physicochemical characteristics of ashes deposited on a wall flow diesel particulate filter of compression ignition engine. *Case Studies in Chemical and Environmental Engineering*, 2023, vol. 13, art. no. 100316. <https://doi.org/10.1016/j.csee.2023.100316>
- [11] Verma P., Jafari M., Ristovski Z., Rahman S.M.A., Brown R., Pickering E., Stevanovic S., Dowell A. The impact of chemical composition of oxygenated fuels on morphology and nanostructure of soot particles. *Fuel*, 2020, vol. 259, art. no. 116167. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116167>
- [12] Dudareva N.Yu., Sitdikov V.M. Reducing the toxicity of the exhaust gases from the internal combustion engine by using a ceramic coating on components of the combustion chamber. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 2024, vol. 58, no. 3, pp. 838–844. <https://doi.org/10.1134/S0040579524601808>
- [13] Kadyrov A., Sarsembekov B., Ganyukov A., Suyunbaev Sh., Sinelnikov K. Ultrasonic unit for reducing the toxicity of diesel vehicle exhaust gases. *Komunikacie*, 2022, vol. 24, no. 3, pp. B189–B198. <https://doi.org/10.26552/com.c.2022.3.b189-b198>
- [14] Shelke S.M. A review on performance and testing of diesel engine. *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology*, 2021, vol. 9, no. 2, pp. 482–485. <https://doi.org/10.22214/ijraset.2021.33135>
- [15] Burlaka S., Yemchuk T., Yelenych N., Okhota Yu. Use of vegetable oils as environmental additives in diesel fuel. *Agricultural Engineering*, 2022, vol. 54, pp. 39–48. <https://doi.org/10.15544/ageng.2022.54.5>

- [16] Landwehr K.R., Hillas J., Mead-Hunter R., King A., O'Leary R.A., Kicic A., Mullins B.J., Larcombe A.N. Biodiesel feedstock determines exhaust toxicity in 20 % biodiesel: 80 % mineral diesel blends. *Chemosphere*, 2023, vol. 310, art. no. 136873. <https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2022.136873>
- [17] Лиханов В.А., Лопатин О.П., Козлов А.Н. Моделирование сажеобразования в цилиндре дизеля. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Естественные и инженерные науки*, 2019, № 1 (25), с. 47–59. <https://doi.org/10.18721/JEST.250105>
- [18] Al-Aseebee M., Akol A., Naje A.S. Performance evaluation of tractor engine using waste vegetable oil biodiesel for agricultural purpose. *Ecological Engineering and Environmental Technology*, 2023, vol. 24, no. 2, pp. 224–230. <https://doi.org/10.12912/27197050/157100>
- [19] Čedík Ja., Pexa M., Holúbek M., Mrázek Ja., Valera H., Agarwal A.K. Operational parameters of a diesel engine running on diesel – rapeseed oil – methanol – iso-butanol blends. *Energies*, 2021, vol. 14, no. 19, art. no. 6173. <https://doi.org/10.3390/en14196173>
- [20] Markov V., Sa B., Grekhov L., Neverov V., Devyanin S., Zhao J. Numerical analysis of injection and spray characteristics of diesel fuel and rapeseed oil in a diesel engine. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022, vol. 35, art. no. 102129. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102129>
- [21] Ong'era Ch., Gathitu B., Murunga S., Kuloba P., Gathirwa J. Evaluation of flash point and calorific value of nanostructured rapeseed oil biodiesel as an automotive fuel. *Journal of Agriculture, Science and Technology*, 2023, vol. 23, no. 1, pp. 115–124. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102129>
- [22] Лиханов В.А., Лопатин О.П., Юрлов А.С. Подача метанола для воспламенения эфира рапсового масла в тракторном дизеле. *Вестник Вятского ГАТУ*, 2022, № 4 (14), с. 4.

References

- [1] Wei J., Qiu L., Qian Y., Wang C., Teng Q., Fan C., Pan M. Impact of methanol alternative fuel on oxidation reactivity of soot emissions from a modern CI engine. *Fuel*, 2020, vol. 268, art. no. 117352. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117352>
- [2] Jegan T.M.Ch., Chitra R., Glivin G. Testing of ethanol as an alternative fuel for IC engine. *Energy Research Journal*, 2021, vol. 12, pp. 13–21. <https://doi.org/10.3844/erjsp.2021.13.21>
- [3] Markov V.A., Devyanin S.N., S. A. B., Normurodov A.A. Investigation of diesel engine operation on mixed biofuels and emulsified biofuels with rapeseed oil additives. *Engines Construction*, 2023, no. 1 (291), pp. 70–90. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [4] Balakin A.Yu., Roslyakov A.D., Neverov V.A., Shlenov M.I. Using ethyl alcohol as the diesel engine fuel. *Engines Construction*, 2023, no. 2 (292), pp. 84–99. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.84-99>
- [5] Parsadanov I., Gritsuk I.V., Rykova I., Savchenk A., Marchenko A., Tkachuk M., Kravchenko S., Polyvianchuk A., Stokov A., Savchuk V., Smirnov O., Postol Y. Complex assessment of fuel efficiency and diesel exhaust toxicity. *SAE Technical Papers*, 2020, vol. 2020. <https://doi.org/10.4271/2020-01-2182>
- [6] Yilmaz N., Vigil F.M., Atmanli A., Donaldson B. Detailed analysis of PAH formation, toxicity and regulated pollutants in a diesel engine running on diesel blends with N-propanol, N-butanol and N-pentanol. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 17, art. no. 6487. <https://doi.org/10.3390/en15176487>
- [7] Jeya Jeevahan J., Nithin R., Pratheep M., Stanley Abraham L., Britto Joseph G. Effect of graphene oxide coated catalytic converter on detoxification of diesel engine exhaust emissions. *Materials Today: Proceedings*, 2021, vol. 44, no. 17, pp. 3898–3902. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.12.1117>
- [8] Saikrishna K., Kishor Dr.K. Reduction of emissions in a single cylinder diesel engine using blends of diesel & cotton seed oil with unconventional catalytic converter. *International Journal of Emerging Science and Engineering*, 2024, vol. 12, no. 7, pp. 13–19. <https://doi.org/10.35940/ijese.f4502.12070624>
- [9] Li Bo., Chen Y., Zhong F., Xu H. Numerical study on a diesel/dissociated methanol gas compression ignition engine with exhaust gas recirculation. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2023, vol. 13, no. 17, art. no. 9612. <https://doi.org/10.3390/app13179612>
- [10] Rodvanna S., Srilomsak M., Nuthong Ch., Charoenphanich Ch., Masomtob M., Saisirirat P., Chollacoop N., Hanamura K., Karin P. Physicochemical characteristics of ashes deposited on a wall flow diesel particulate filter of compression ignition engine. *Case Studies in Chemical and Environmental Engineering*, 2023, vol. 13, art. no. 100316. <https://doi.org/10.1016/j.cscee.2023.100316>
- [11] Verma P., Jafari M., Ristovski Z., Rahman S.M.A., Brown R., Pickering E., Stevanovic S., Dowell A. The impact of chemical composition of oxygenated fuels on morphology and nanostructure of soot particles. *Fuel*, 2020, vol. 259, art. no. 116167. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116167>
- [12] Dudareva N.Yu., Sitdikov V.M. Reducing the toxicity of the exhaust gases from the internal combustion engine by using a ceramic coating on components of the combustion chamber. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 2024, vol. 58, no. 3, pp. 838–844. <https://doi.org/10.1134/S0040579524601808>

- [13] Kadyrov A., Sarsembekov B., Ganyukov A., Suyunbaev Sh., Sinelnikov K. Ultrasonic unit for reducing the toxicity of diesel vehicle exhaust gases. *Komunikacie*, 2022, vol. 24, no. 3, pp. B189–B198. <https://doi.org/10.26552/com.c.2022.3.b189-b198>
- [14] Shelke S.M. A review on performance and testing of diesel engine. *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology*, 2021, vol. 9, no. 2, pp. 482–485. <https://doi.org/10.22214/ijraset.2021.33135>
- [15] Burlaka S., Yemchik T., Yelenych N., Okhota Yu. Use of vegetable oils as environmental additives in diesel fuel. *Agricultural Engineering*, 2022, vol. 54, pp. 39–48. <https://doi.org/10.15544/ageng.2022.54.5>
- [16] Landwehr K.R., Hillas J., Mead-Hunter R., King A., O'Leary R.A., Kicic A., Mullins B.J., Larcombe A.N. Biodiesel feedstock determines exhaust toxicity in 20% biodiesel: 80 % mineral diesel blends. *Chemosphere*, 2023, vol. 310, art. no. 136873. <https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2022.136873>
- [17] Likhanov V.A., Lopatin O.P., Kozlov A.N. Simulation of soot formation in a diesel cylinder. *Scientific and technical bulletin of SPPU. Natural sciences and engineering*, 2019, no. 1 (25), pp. 47–59. (In Russ.). <https://doi.org/10.18721/JEST.250105>
- [18] Al-Aseebee M., Akol A., Naje A.S. Performance evaluation of tractor engine using waste vegetable oil biodiesel for agricultural purpose. *Ecological Engineering and Environmental Technology*, 2023, vol. 24, no. 2, pp. 224–230. <https://doi.org/10.12912/27197050/157100>
- [19] Čedík Ja., Pexa M., Holúbek M., Mrázek Ja., Valera H., Agarwal A.K. Operational parameters of a diesel engine running on diesel – rapeseed oil – methanol – iso-butanol blends. *Energies*, 2021, vol. 14, no. 19, art. no. 6173. <https://doi.org/10.3390/en14196173>
- [20] Markov V., Sa B., Grekhov L., Neverov V., Devyanin S., Zhao J. Numerical analysis of injection and spray characteristics of diesel fuel and rapeseed oil in a diesel engine. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022, vol. 35, art. no. 102129. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102129>
- [21] Ong'era Ch., Gathitu B., Murunga S., Kuloba P., Gathirwa J. Evaluation of flash point and calorific value of nanostructured rapeseed oil biodiesel as an automotive fuel. *Journal of Agriculture, Science and Technology*, 2023, vol. 23, no. 1, pp. 115–124. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102129>
- [22] Likhanov V.A., Lopatin O.P., Yurlov A.S. Methanol supply for ignition of rapeseed oil ether in tractor diesel. *Vestnik Vyatskogo GATU*, 2022, no. 4 (14), p. 4. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 16.04.2025

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

Козлов Андрей Николаевич — кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой общетехнических дисциплин, ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация. E-mail: dnka59@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 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

Kozlov Andrey Nikolaevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Head of Department of General Technical Disciplines, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Vyatka State Agrotechnological University”, Kirov, Russian Federation. E-mail: dnka59@mail.ru

Yurlov Anatoly Sergeyevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of 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., Козлов А.Н., Юрлов А.С. Экспериментальные данные эффективных показателей дизеля, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла. *Двигателестроение*, 2025, № 2 (300), с. 61–71.

Citation:

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 (300), pp. 61–71. (In Russ.).

УДК 621.436

Использование микроводоросли *Chlorella vulgaris* в качестве биодизельного топлива

С.А. Нагорнов¹, Ю.В. Мещерякова^{1,2}, В.А. Марков³, Л.И. Быковская³¹ФГБНУ ВНИИТиН, Тамбов, Российская Федерация²ТГТУ, Тамбов, Российская Федерация³МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Chlorella vulgaris microalgae use as the biofuel

S.A. Nagornov¹, Yu.V. Meshcheryakova^{1,2}, V.A. Markov³, L.I. Bykovskaya³¹Federal State Budgetary Scientific Institution "All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture", Tambov, Russian Federation²Tambov State Technical University, Tambov, Russian Federation³Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Рассмотрена возможность использования в дизельных двигателях биотоплив, получаемых из микроводорослей. Представлены технологии получения биотоплив из биомассы микроводоросли *Chlorella vulgaris*. Эти технологии включают процессы выращивания микроводоросли, фильтрации и сушки полученной биомассы, экстракции из нее липидной фракции (водорослевого масла), получение из указанных липидов сложного метилового эфира путем их этерификации. Проведены экспериментальные исследования дизельного двигателя типа Д-243 на режимах внешней скоростной характеристики на нефтяном дизельном топливе и на смесях этого топлива со сложным метиловым эфиром липидной фракции микроводоросли *Chlorella vulgaris* в количестве от 5 до 40 % по объему. Результаты экспериментальных исследований показали, что на режиме максимальной мощности при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ по мере увеличения содержания биодобавки в смесевом топливе от 0 до 40 % эффективная мощность двигателя уменьшилась на 4,8 %. При этом отмечено снижение содержания в ОГ монооксида углерода на 23 %, несгоревших углеводородов — на 25 %, уменьшение дымности отработавших газов на 18 %. В целом отмечено, что биодобавка сложного метилового эфира липидной фракции микроводоросли *Chlorella vulgaris* в нефтяное дизельное топливо приводит к ухудшению показателей топливной экономичности и улучшению показателей токсичности отработавших газов исследуемого двигателя.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, альтернативное топливо, биомасса микроводорослей, липиды, биодизельное топливо, смесевое топливо

The paper considers a possibility of using biofuels obtained from microalgae in the diesel engines. It presents technologies for obtaining biofuels from the *Chlorella vulgaris* microalgae biomass. These technologies include the processes of cultivating the microalgae, filtering and drying the obtained biomass, extracting the lipid fraction (algae oil) from it, and obtaining a complex methyl ester from the said lipids by their esterification. Experimental studies of the D-243 diesel engine were conducted in the external speed characteristic modes using the petroleum diesel fuel and mixtures of this fuel with a complex methyl ester of the *Chlorella vulgaris* microalgae lipid fraction in the amount from 5 % to 40 % by volume. Results of the experimental studies showed that in the maximum power mode at $n = 2200 \text{ min}^{-1}$, as the bioadditive content in the mixed fuel was increasing from 0 % to 40 %, the efficient engine power was decreasing by 4.8 %. At the same time, decreases in the carbon monoxide content in the EG by 23%, unburned hydrocarbons by 25 %, and in the exhaust gases smoke by 18 % were noted. In general, the paper shows that using a bioadditive of the complex methyl ester of the *Chlorella vulgaris* microalgae lipid fraction in the petroleum diesel fuel leads to deterioration in the fuel efficiency and an improvement in the exhaust gases toxicity with the studied engine.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, petroleum diesel fuel, alternative fuel, microalgae biomass, lipids, biodiesel fuel, mixed fuel

Введение

К основным проблемам современного двигателестроения относится необходимость поиска замены нефтяным моторным топливам и кардинального улучшения экологических показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [1–3]. Решение этих проблем обеспечит конкурентоспособность ДВС по сравнению с энергетическими транспортными установками других типов.

Решение этих проблем возможно при использовании в ДВС альтернативных видов топлива [4–8]. Значительными преимуществами обладают биотоплива, производимые из возобновляемых энергетических ресурсов растительного и животного происхождения, сырьевые запасы которых практически не ограничены. Используемые в ДВС биотоплива очень разнообразны. К этой группе моторных топлив относятся спирты, эфиры, различные газообразные топлива (биогаз, генераторные газы, биоводород и др.) [9–14].

Применительно к дизельным двигателям наиболее перспективны биотоплива, получаемые из растительных жиров (липидов) [15–20]. По своим физико-химическим свойствам эти биотоплива достаточно близки к нефтяным дизельным топливам (ДТ). Следует отметить, что при выборе сырьевого ресурса для производства моторного топлива из растительных липидов необходимо учитывать продуктивность используемых растений и площади, необходимые для производства липидов. Как следует из данных работ [21–23], продуктивность микроводорослей значительно превышает продуктивность традиционных масличных культур, для выращивания микроводорослей требуются на несколько порядков меньшие площади, чем для выращивания указанных сельскохозяйственных культур. При этом для крупномасштабного производства липидов из микроводорослей не нужны плодородные пахотные земли. Для выращивания микроводорослей плантации можно размещать на поверхности водоемов или на непригодных для земледелия почвах (промышленных, пустынных, засоленных и др.).

В работах [24–32] рассмотрены проблемы получения липидов из биомассы водорослей. Одной из наиболее перспективных микроводорослей для извлечения липидов для про-

изводства биодизельного топлива считается *Chlorella vulgaris* [33–38]. Однако для широкого использования такого биотоплива необходимы дополнительные исследования процессов культивирования микроводоросли *Chlorella vulgaris*, производства биодизельного топлива, а также экспериментальные исследования дизельного двигателя, работающего на биотопливе.

Культивирование микроводоросли *Chlorella vulgaris* и производство биодизельного топлива из липидов этой микроводоросли

Авторами данной статьи были проведены исследования по повышению эффективности выращивания микроводоросли *Chlorella vulgaris* и процессов производства биотоплива из липидов ее биомассы [38–41]. Целью этих исследований являлось определение оптимальных условий культивирования микроводоросли *Chlorella vulgaris* с целью увеличения ее продуктивности. Для культивирования штаммов сконструирована установка (трубчатый фотобиореактор) объемом 20 л. В качестве питательной среды использовали стандартную среду Тамия (Tamia). В исходном штамме содержалось около 3 млн клеток/мл. Штамм снабжался постоянной подачей воздуха, который служит источником углекислого газа, кислорода и способствует дополнительному перемешиванию суспензии. Питательная среда постоянно освещалась люминесцентными лампами ЛХБ-20. Более подробно процесс культивирования микроводоросли описан в работе [22].

Урожайность микроводоросли при ее культивировании зависит от условий окружающей среды: температуры, освещенности, питательной среды, pH, подачи углекислого газа и кислорода. Выявлено, что наилучшая температура культивирования микроводоросли составляет 25...35 °С. С увеличением плотности клеток необходимо увеличивать подачу углекислого газа. На ускоренный прирост биомассы водоросли *Chlorella vulgaris* положительно влияет также дополнительное введение азотных удобрений в питательную среду.

Полученная при культивировании микроводоросли *Chlorella vulgaris* биомасса подвергалась фильтрации и сушке. Данные материального баланса после фильтрации и сушки биомассы представлены в табл. 1 (объем сырой биомассы составлял 1 л).

Таблица 1. Данные материального баланса после фильтрации и сушки биомассы микроводоросли *Chlorella vulgaris*

Биомасса, г	При выращивании на стандартной среде Тамия	При выращивании на среде с увеличенным в 2 раз содержанием азотных компонентов
После фильтрации	1,550	2,150
	0,150	0,450
	1,164	2,010
После сушки до постоянной массы	0,364	0,630
	0,061	0,088
	0,155	1,004

После фильтрования и сушки биомассы микроводоросли *Chlorella vulgaris* методом экстракции из нее извлекали липидную фракцию (водорослевое масло). Экстракцию биомассы проводили в аппарате Сокслетта, экстрагентом служил хлороформ. С использованием метода жидкостной хроматографии исследовали качественный и количественный состав полученной липидной фракции *Chlorella vulgaris*. Установлено наличие в масле этой микроводоросли карбонильной группы C=O, обнаружены жирные кислоты (насыщенные — миристиновая, пальмитиновая и др., и ненасыщенные — линолевая, линоленовая и др.). Анализ результатов хроматографических исследований показал большое содержание в масле микроводоросли *Chlorella vulgaris* миристиновой (51,9 %), пальмитиновой (19,8 %) и линоленовой (12,4 %) кислоты, несколько меньше — линолевой (8,9 %). Полученные результаты о составе липидных компонентов свидетельствуют о том, что микроводоросль *Chlorella vulgaris* весьма перспективна для исследований как источник липидных компонентов для производства биодизельного топлива. Дальнейшая оптимизация условий культивирования микроводоросли *Chlorella vulgaris* направлена на увеличение не только биомассы этой микроводоросли, но и на накопление липидных компонентов в ее биомассе.

Исследования показали, что подбор определенных условий культивирования микроводоросли *Chlorella vulgaris* направлен на изменение состава питательной среды или других физико-химических условий ее культивирования, что позволяет повысить выход биомассы этой микроводоросли, а также содержание в них цен-

ных веществ: белка от 8 до 60 % и более, углеводов от 6 до 37 %, жиров от 5 до 85 %.

Для анализа было получено несколько экстрактов микроводоросли *Chlorella vulgaris*, выращенной при различных условиях, и проведен их хроматографический анализ. Рассмотрено влияние на общую концентрацию жирных кислот в экстракте трех основных факторов. Первым из них служит температура культивирования микроводоросли *Chlorella vulgaris*. Как видно на рис. 1, что оптимальная температура культивирования этой микроводоросли составляет 25...35 °С. При значениях температуры, меньших 25 °С и больших 35 °С, эффективность культивирования микроводоросли заметно снижается.

Вторым фактором, влияющим на продуктивность культивирования микроводоросли *Chlorella vulgaris*, служит изменение условий освеще-

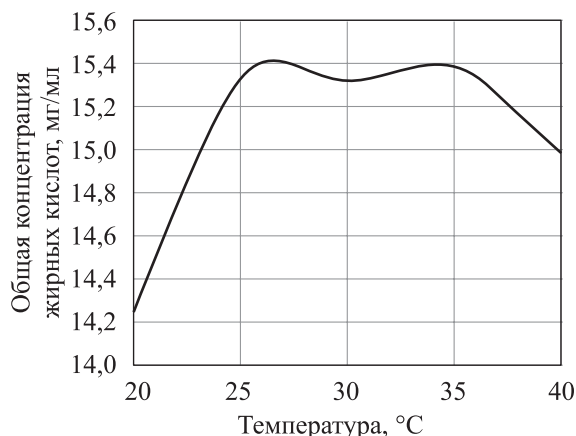


Рис. 1. Изменение суммарной концентрации высших жирных кислот в экстракте биомассы *Chlorella vulgaris* в зависимости от температуры

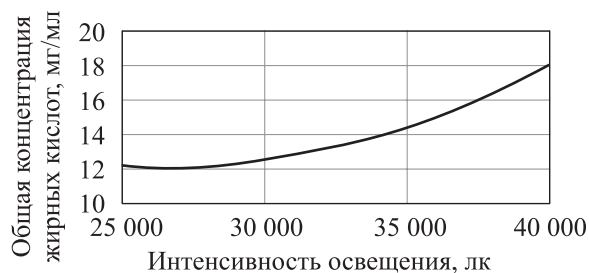


Рис. 2. Изменение суммарной концентрации высших жирных кислот в экстракте в зависимости от интенсивности освещения

щенности (интенсивности освещения) фотобиореактора. На рис. 2 видно, что при культивировании этой микроводоросли в фотобиореакторе и росте интенсивности освещения от 25 000 до 40 000 лк отмечено увеличение концентрации высших жирных кислот в экстракте на 50 %.

Третий фактор, влияющий на прирост биомассы и концентрацию жирных кислот в экстракте, — концентрация азотных компонентов (нитрата калия) в питательной среде. Проведенный хроматографический анализ показал, что при снижении концентрации нитрата калия в экстракте увеличивается концентрация в нем высших жирных карбоновых кислот (рис. 3). Однако при этом прирост биомассы не наблюдался. При увеличении содержания азотных компонентов в 2 раза в питательной среде наблюдался прирост биомассы в среднем на 45 %, а при его сокращении рост микроводоросли замедлялся.

Также отметим, что при росте содержания клеток микроводоросли *Chlorella vulgaris* в питательной среде появляется необходимость в увеличении подачи углекислого газа. Установлено, что увеличение подачи углекислого газа в 2 раза

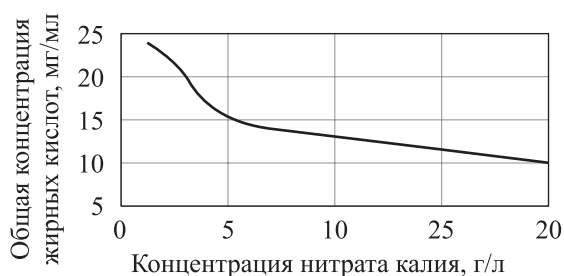


Рис. 3. Изменение суммарной концентрации высших жирных кислот в экстракте биомассы *Chlorella vulgaris* в зависимости от концентрации нитрата калия в питательной среде

обеспечивает прирост биомассы микроводоросли в среднем на 30 %, а концентрация высших жирных карбоновых кислот в экстракте биомассы микроводоросли *Chlorella vulgaris* изменяется в незначительных пределах. Таким образом, для увеличения выхода липидов из полученной биомассы микроводоросли (увеличения концентрации высших жирных кислот в экстракте) необходимо создавать оптимальные условия ее культивирования.

Культивировать микроводоросль *Chlorella vulgaris* можно как при солнечном, так и при искусственном освещении. Освещенность питательной среды для выращивания микроводоросли *Chlorella vulgaris* определяется конструкцией фотобиореактора. Проведено исследование влияния освещенности на урожайность микроводоросли *Chlorella vulgaris* при солнечном, искусственном освещении в обычном и трубчатом фотобиореакторе. Результаты этих исследований представлены на рис. 4. Отмечено, что максимальный прирост биомассы микроводоросли *Chlorella vulgaris* наблюдается в августе при солнечном освещении в трубчатом фотобиореакторе, т. е. в самый жаркий период времени. При этом цвет питательной среды становился насыщенно зеленым. Отмечен высокий прирост биомассы и в обычном, и в трубчатом фотобиореакторе, и при солнечном, и при искусственном освещении. Новсентябрекартина изменилась. При солнечном освещении прирост биомассы сократился, что связано с уменьшением светового дня. В указанных фотобиореакторах при искусственном освещении наблюдает-

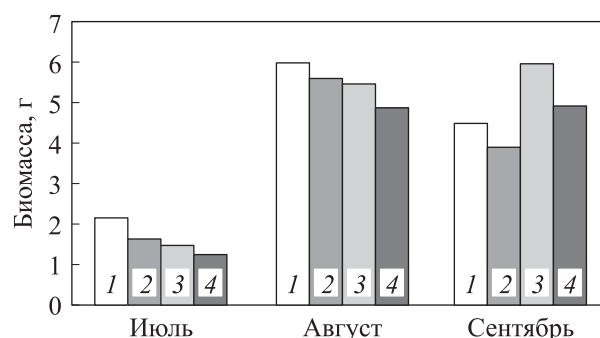


Рис. 4. Диаграмма зависимости биомассы микроводоросли *Chlorella vulgaris* от освещенности и конструкции фотобиореактора:

1 — солнечное освещение; трубчатый фотобиореактор; 2 — солнечное освещение, фотобиореактор; 3 — искусственное освещение, трубчатый фотобиореактор; 4 — искусственное освещение, фотобиореактор

ся повышение урожайности, особенно в трубчатом фотобиореакторе.

Таким образом, культивировать микроводоросль *Chlorella vulgaris* в фотобиореакторе можно при солнечном освещении, в летний период, в остальное время желательно культивировать ее в помещении с использованием искусственного освещения. При этом в двух фотобиореакторах наблюдался неодинаковый прирост биомассы микроводоросли *Chlorella vulgaris*. В трубчатом фотобиореакторе рост штамма этой микроводоросли происходит интенсивнее. Это объясняется равномерным освещением и небольшой толщиной питательной среды в трубчатом фотобиореакторе по сравнению с обычным фотобиореактором. При увеличении плотности клеток микроводоросли *Chlorella vulgaris* появляется необходимость в увеличении мощности подачи углекислого газа.

Для производства биодизельного топлива ценность представляют растительные масла (липиды) микроводорослей, в частности микроводоросли *Chlorella vulgaris*. Основным компонент растительных масел — это сложные эфиры трехатомного спирта глицерина и высших непредельных алифатических кислот (триацилглицериды). Липидные компоненты, полученные из биомассы микроводоросли *Chlorella vulgaris* по описанной выше технологии, использованы для

получения биотоплива. Эту технологию применяют для производства биодизельного топлива из растительных масел [11]. Под таким биодизельным топливом понимают сложные метиловые эфиры, полученные из липидов. На рис. 5 показана структура триацилглицерида, образованного тремя наиболее характерными для растительных масел жирными кислотами — стеариновой, олеиновой и линолевой. В молекулах жирных кислот углеводородный радикал (типа CH_3 , C_2H_5 , C_3H_7 и т. д.) соединен с одной карбоксильной группой COOH . По своей химической структуре молекулы жирных кислот отличаются друг от друга содержанием атомов углерода и уровнем насыщения жирной кислоты, поэтому свойства растительных масел определяются в основном содержанием и составом жирных кислот, образующих триацилглицериды. Обычно это насыщенные и ненасыщенные (с одной тремя двойными связями) жирные кислоты преимущественно с четным числом атомов углерода (например, C_{16} , C_{18} и др.). Часто в растительных маслах в небольшом количестве присутствуют и жирные кислоты с нечетным числом атомов углерода. Обычно в состав растительных масел входят жирные кислоты с числом атомов углерода от 6 до 24 [11]. При этом в большинстве растительных масел преобладают ненасыщенные жирные кислоты.

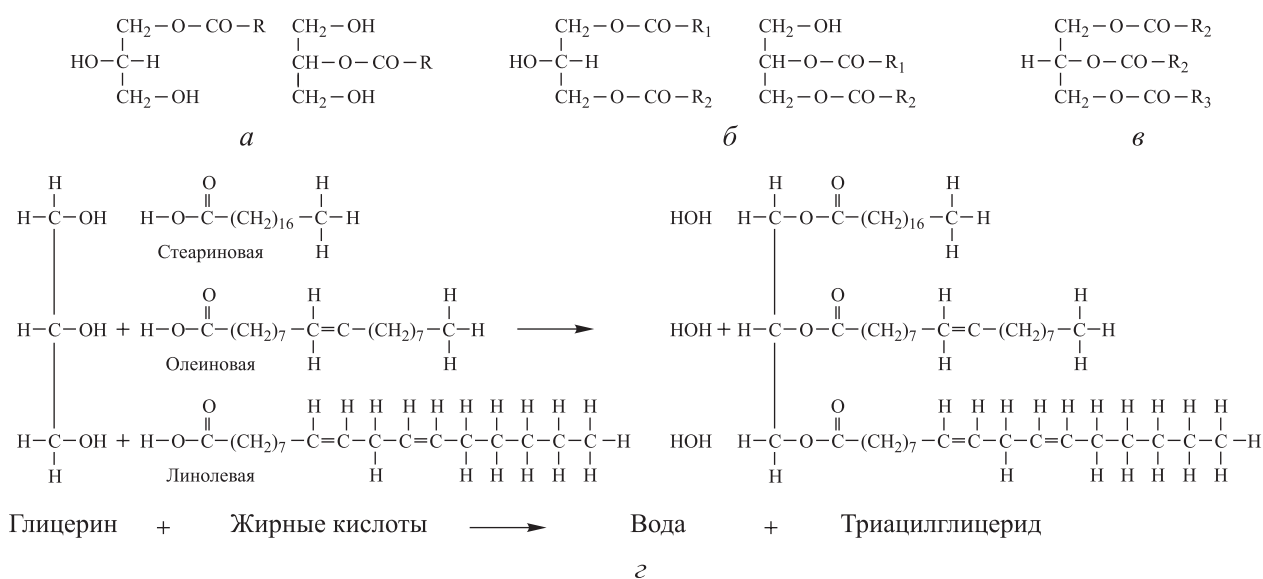


Рис. 5. Структурные формулы моноглицеридов (а), диацилглицеридов (б), триацилглицеридов (в) и схема образования триацилглицеридов, входящих в состав растительных масел (г): R_1 , R_2 , R_3 — насыщенные и ненасыщенные углеводородные радикалы

Таблица 2. Основные физико-химические характеристики нефтяного дизельного топлива и биодизельного топлива, полученного из микроводоросли *Chlorella vulgaris*

Характеристика	Нефтяное дизельное топливо	Биодизельное топливо
Плотность при 20 °С, кг/м ³	860	885
Кинематическая вязкость при 40 °С, мм ² /с	2,5	4,3
Цетановое число	48	58
Коксуемость 10%-ного остатка, %	0,2	0,3
Сульфатная зольность, % (масс.)	0,1	0,1
Содержание воды, мг/кг	200	400
Содержание серы, мг/кг	400	Менее 10
Температура вспышки, °С	50	130

Полученное из биомассы микроводоросли *Chlorella vulgaris* биодизельное топливо по своим физико-химическим и моторным свойствам достаточно близко к нефтяному ДТ (табл. 2). Отметим, что значения таких важных характеристик, как плотность топлива, его кинематическая вязкость, цетановое число, позволяют использовать полученное биодизельное топливо и как самостоятельное моторное топливо.

Возможность эффективного использования биотоплив, полученных из растительных масел (жиров), в качестве моторного топлива для дизельных двигателей подтверждается рядом опубликованных работ [17–20, 42–45]. Вместе с тем наибольшее приближение к свойствам традиционного нефтяного ДТ достигается при смешивании биодизельного топлива с нефтяным ДТ. Эти два топлива хорошо смешиваются друг с другом в любых пропорциях, образуя стойкие гомогенные смеси. В связи с этим проведены экспериментальные исследования дизельного двигателя, работающего на указанном смесевом биотопливе — смеси нефтяного ДТ и биодизельного топлива, полученного из микроводоросли *Chlorella vulgaris*.

Экспериментальные исследования дизельного двигателя, работающего на смесевом биотопливе

Эти исследования проведены на моторном стенде дизельного двигателя типа Д-243(4Ч 11/12,5) автотракторного типа производства Минского моторного завода в штатной комплектации. Общий вид стенда представлен на рис. 6. Он включал в себя двигатель Д-243 с системой отвода отработавших газов (ОГ), динамометрическую

машину типа KS-56/4 со штатными контрольно-измерительными приборами, а также измерительно-регистрирующий комплекс. Измерение дымности ОГ осуществлялось дымомером типа КИД-2(производитель — ЗАО НПФ «Мета», г. Жигулевск). Для определения содержания в ОГ монооксида углерода и несгоревших углеводородов использован газоанализатор типа «Автотест» (производитель — ЗАО НПФ «Мета», г. Жигулевск).

Экспериментальные исследования дизельного двигателя типа Д-243 проведены на режимах внешней скоростной характеристики (ВСХ) в диапазоне изменения частоты коленчатого вала двигателя от 1400 до 2200 мин⁻¹ (режим максимальной мощности). При испытаниях использовано нефтяное дизельное топливо марки Л (летнее) по ГОСТ 305–2013, в которое добавляли полученное биотопливо на основе метиловых эфиров липидной фракции микроводоросли *Chlorella vulgaris* в количестве от 5 до 40 % по объему. Результаты проведенных экспериментальных исследований представлены на рис. 7–12. Данные рис. 7 свидетельствуют о том, что на режиме максимальной мощности при $n = 2200$ мин⁻¹ по мере увеличения биодобавки в смесевом топливе от 0 до 40 % эффективная мощность двигателя уменьшается на 4,8 %. Такое уменьшение мощности двигателя обусловлено снижением теплоты сгорания смесевого топлива.

При росте содержания биодобавки в смесевом топливе его часовой расход топлива увеличивается. Так, на режиме максимальной мощности при $n = 2200$ мин⁻¹ при увеличении содержания биодобавки с 0 до 40 % часовой



Рис. 6. Общий вид моторного стенда дизельного двигателя типа Д-243

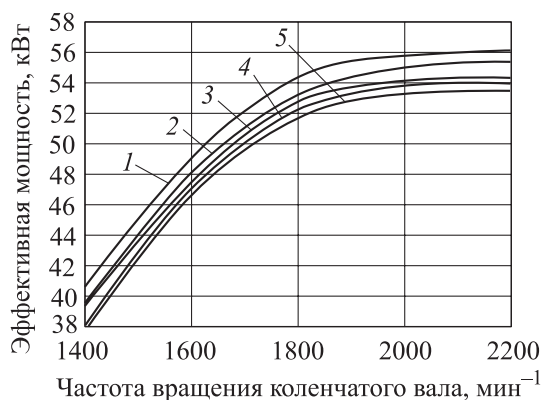


Рис. 7. Зависимость эффективной мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала на режимах ВСХ при различном составе топлива:

1 — 100 % дизельного топлива; 2 — 95 % ДТ и 5 % биодобавки; 3 — 90 % ДТ и 10 % биодобавки; 4 — 80 % ДТ и 20 % биодобавки; 5 — 60 % ДТ и 40 % биодобавки

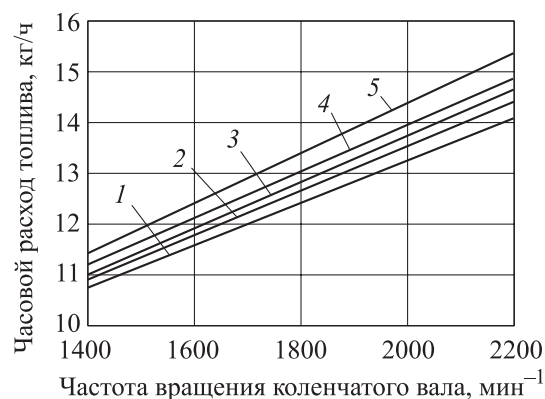


Рис. 8. Зависимость часового расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала на режимах ВСХ при различном составе топлива:

1 — 100 % дизельного топлива; 2 — 95 % ДТ и 5 % биодобавки; 3 — 90 % ДТ и 10 % биодобавки; 4 — 80 % ДТ и 20 % биодобавки; 5 — 60 % ДТ и 40 % биодобавки

расход топлива возрастает на 8,5 % (рис. 8). Это обусловлено большими плотностью и вязкостью смесового топлива и его меньшей сжимаемостью.

При увеличении содержания биодобавки в смесовом топливе удельный эффективный расход топлива двигателя увеличивается. На режиме максимальной мощности при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ при увеличении содержания биодобавки с 0 до 40 % удельный эффективный расход топли-

ва возрастает на 12,3 % (рис. 9). Это связано с меньшей теплотворной способностью смесового топлива и некоторым ухудшением качества рабочего процесса двигателя.

Биодобавка полученных с использованием описанных выше технологий метиловых эфиров липидной фракции микроводоросли в нефтяное ДТ позволила существенно улучшить экологические показатели исследуемого дизельного двигателя. При этом на режиме максимальной

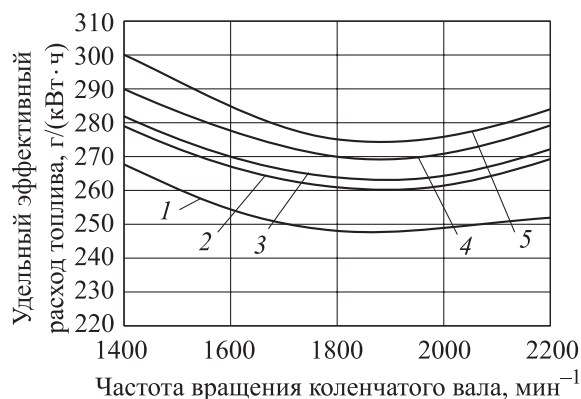


Рис. 9. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала на режимах ВСХ при различном составе топлива: 1 — 100 % дизельного топлива; 2 — 95 % ДТ и 5 % биодобавки; 3 — 90 % ДТ и 10 % биодобавки; 4 — 80 % ДТ и 20 % биодобавки; 5 — 60 % ДТ и 40 % биодобавки

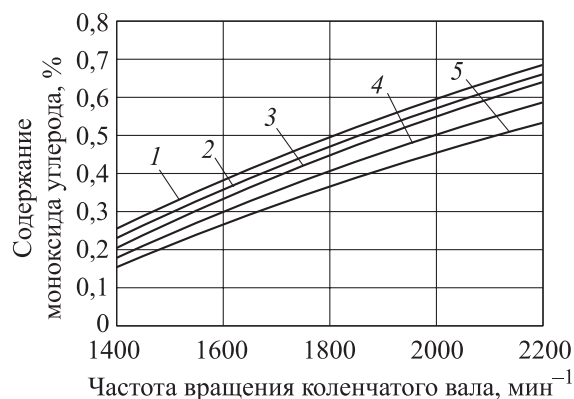


Рис. 10. Зависимость содержания в ОГ монооксида углерода от частоты вращения коленчатого вала на режимах ВСХ при различном составе топлива: 1 — 100 % дизельного топлива; 2 — 95 % ДТ и 5 % биодобавки; 3 — 90 % ДТ и 10 % биодобавки; 4 — 80 % ДТ и 20 % биодобавки; 5 — 60 % ДТ и 40 % биодобавки

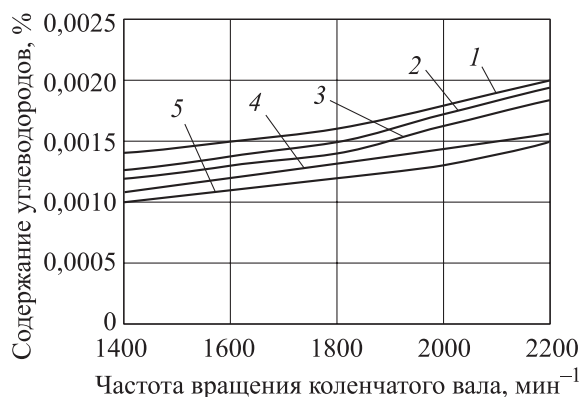


Рис. 11. Зависимость содержания в ОГ несгоревших углеводородов от частоты вращения коленчатого вала на режимах ВСХ при различном составе топлива: 1 — 100 % дизельного топлива; 2 — 95 % ДТ и 5 % биодобавки; 3 — 90 % ДТ и 10 % биодобавки; 4 — 80 % ДТ и 20 % биодобавки; 5 — 60 % ДТ и 40 % биодобавки

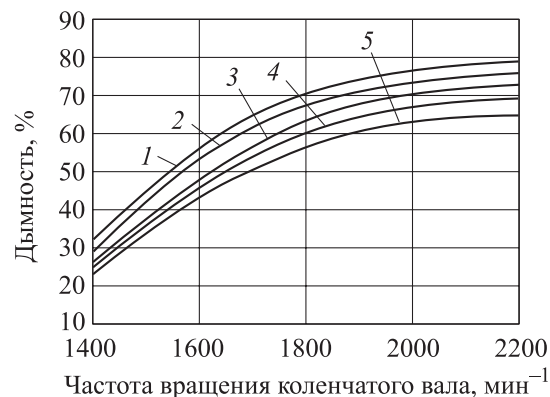


Рис. 12. Зависимость дымности ОГ от частоты вращения коленчатого вала на режимах ВСХ при различном составе топлива: 1 — 100 % дизельного топлива; 2 — 95 % ДТ и 5 % биодобавки; 3 — 90 % ДТ и 10 % биодобавки; 4 — 80 % ДТ и 20 % биодобавки; 5 — 60 % ДТ и 40 % биодобавки

мощности при $n = 2200$ мин⁻¹ увеличение содержания биодобавки с 0 до 40 % сопровождалось снижением содержания в ОГ монооксида углерода на 23 % (рис. 10), несгоревших углеводородов — на 25 % (рис. 11), уменьшением дымности ОГ на 18 % (рис. 12).

Результаты проведенных экспериментальных исследований свидетельствуют о том, что при работе двигателя на смесевом топливе с биодобавками метиловых эфиров липидной фракции микроводоросли *Chlorella vulgaris* экологические показатели двигателя заметно улучшаются при незначительном снижении эффективной мощ-

ности и ухудшении показателей топливной экономичности дизельного двигателя.

Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Перспективным биоресурсом для производства моторных топлив является биомасса микроводорослей. Продуктивность микроводорослей значительно превышает продуктивность традиционных масличных культур, для выращивания микроводорослей требуются площади на несколько порядков меньшие, чем для выра-

щивания этих сельскохозяйственных культур. При этом для крупномасштабного производства растительных жиров (липидов) микроводорослей могут быть использованы непригодные для земледелия почвы.

2. Рассмотрена возможность и технологии получения биодизельных топлив — метиловых эфиров липидной фракции микроводоросли *Chlorella vulgaris* — из биомассы этой водоросли. Эти технологии включают процесс выращивания микроводоросли, фильтрации и сушки полученной биомассы, экстракции из нее липидной фракции (водорослевого масла), получение из указанных липидов сложного метилового эфира путем их этерификации.

3. Проведены экспериментальные исследования дизельного двигателя типа Д-243 на режимах внешней скоростной характеристики на нефтяном дизельном топливе и на смесях этого топлива со сложным метиловым эфиром липидной фракции микроводоросли *Chlorella vulgaris* в количестве от 5 до 40 % по объему.

4. Результаты экспериментальных исследований показали, что на режиме максимальной мощности при $n = 2200$ мин⁻¹ по мере увеличения содержания биодобавки в смесевом топливе от 0 до 40 % эффективная мощность двигателя уменьшилась на 4,8 %. При этом отмечено снижение содержания в ОГ монооксида углерода на 23 %, несгоревших углеводородов — на 25 %, уменьшение дымности ОГ на 18 %.

Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Lesnik L., Kegl B., Torres-Jimenez E., Cruz-Peragon F. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road application. *Oil & Gas Science and Technology — Revue d' IFR Energies Nouvelles*, 2020, vol. 75 (56), pp. 1–12. <https://doi.org/10.2516/ogst/2020051>
- [3] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [4] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [5] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Инженер, Оникс-М, 2012, 791 с.
- [6] Патрахальцев Н.Н. *Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив*. Москва, РУДН, 2008, 267 с.
- [7] Гусаков С.В. *Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников*. Москва, РУДН, 2008, 318 с.
- [8] Вальехо Мальдонадо П.Р. *Энергосберегающие технологии и альтернативная энергия*. Москва, РУДН, 2008, 2004 с.
- [9] Bala J.D., Lalung J., Al-Gheethi A.A.S., Norli I. *A Review on biofuel and bioresources for environmental applications*. Springer, 2016, 225 p.
- [10] Srivastava N., Srivastava M., Mishra P.K., Gupta V.K. *Bioprocessing for biofuel production: Strategies to improve process parameters*. Springer, 2020, 243 p.
- [11] Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. *Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, НИЦ «Инженер», 2016, 292 с.
- [12] Гайворонский А.И., Гордин М.В., 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] Пискунов И.В., Ершов М.А., Глаголева О.Ф. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 3. Биотопливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 39–46.
- [14] Балакин А.Ю., Росляков А.Д., Неверов В.А., Шленов М.И. Использование этилового спирта в качестве топлива для дизельных двигателей. *Двигателестроение*, 2023, № 2, с. 84–99. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.84-99>
- [15] Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. *Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во МАДИ (ТУ), 2000, 311 с.
- [16] Васильев И.П. *Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля*. Луганск, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, 2009, 240 с.

- [17] Марков В.А., Девянин С.Н., Са Бовэнь, Нормуродов А.А. Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 70–90. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [18] Иванкин А.Н., Марков В.А., Зенкин А.Н., Нормуродов А.А., Доронин Д.Ю. Производство биодизельного топлива из отходов деревообрабатывающей промышленности. *Автомобильная промышленность*, 2022, № 8, с. 29–37.
- [19] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Исследование скоростных режимов рабочего процесса дизельного двигателя на биотопливе. *Двигателестроение*, 2024, № 2, с. 75–83.
- [20] 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.
- [21] Абдулагатов И.М., Алхасов А.Б., Догеев Г.Д., Тумалаев Н.Р., Алиев Р.М., Бадавов Г.Б., Алиев А.М., Салихова А.С. Микроводоросли и их технологические применения в энергетике и защите окружающей среды. *Юг России: экология, развитие*, 2018, т. 13, № 1, с. 166–183. <https://doi.org/10.18470/1992-1098-2018-1-166-183>
- [22] Нагорнов С.А., Мещерякова Ю.В., Марков В.А., Быковская Л.И. Получение биодизельного топлива из биомассы микроводорослей. *Двигателестроение*, 2024, № 4, с. 101–117.
- [23] Нагорнов С.А., Романцова С.В., Мещерякова Ю.В., Маркова И.Г. Получение биотоплива из биомассы микроводорослей Хлорелла и спектральный анализ компонентов этого топлива. *Автомобильная промышленность*, 2025, № 2, с. 26–34.
- [24] González Fernández C., Sialve B., Bernet N., Steyer J.P. Impact of microalgae characteristics on their conversion to biofuel. Part I: Focus on cultivation and biofuel production. *Biofuels, Bioproducts and Biorefining*, 2012, vol. 6, pp. 105–113. <https://doi.org/10.1002/bbb.337>
- [25] Halim R., Danquah M.K., Webley P.A. Extraction of oil from microalgae for biodiesel production: A review. *Biotechnology Advances*, 2012, vol. 30, pp. 709–732. <https://doi.org/10.1016/j.biotechadv.2012.01.001>
- [26] Hoang A.T., Sirohi R., Pandey A. et al. Biofuel production from microalgae: Challenges and chances. *Phytochemistry Reviews*, 2022, vol. 22, pp. 1089–1126. <https://doi.org/10.1007/s11101-022-09819-y>
- [27] Kim S.-K., Chojnacka K. Eds. *Marine algae extracts: Processes, products, and applications*. Hoboken, USA, John Wiley & Sons, 2015, 707 p.
- [28] Moniusza J., Karthika R., Divyaa N., Nivetha L. Biofuel production from algae. *International Journal of Research Publication and Reviews*, 2021, vol. 2, iss. 7, pp. 96–102.
- [29] Phillip A., Goyal B. Algal Biofuels: A comprehensive review and analysis. *Journal of Applied Life Sciences International*, 2024, vol. 27, iss. 5, pp. 52–72. <https://doi.org/10.9734/jalsi/2024/v27i5659>
- [30] Richmond A., Hu Q. Eds. *Handbook of microalgal culture – applied phycology and biotechnology*. Hoboken, John Wiley & Sons, 2013, 736 p.
- [31] Singh A.K. *Recent advancements in microalgae-based biofuel production*. Springer, 2024, 360 p.
- [32] Srivastava S.K., Mehra A. Biofuels from microalgae: a promising alternative and sustainable energy source. *Journal of Emerging Technologies and Innovative Research*, 2018, vol. 5, iss. 6, pp. 625–634.
- [33] Dvoretzky D.S., Temnov M., Akulinin E. et al. The effect of the complex processing of microalgae *Chlorella vulgaris* on the intensification of the lipid extraction process. *Chemical Engineering Transactions*, 2017, vol. 57, pp. 721–726. <https://doi.org/10.3303/CET1757121>
- [34] Přibyl P., Cepák V., Zachleder V. Production of lipids and formation and mobilization of lipid bodies in *Chlorella vulgaris*. *Journal of Applied Phycology*, 2013, vol. 25, pp. 545–553. <https://doi.org/10.1007/s10811-012-9889-y>
- [35] Safi C., Zebib B., Merah O., Pontalier P.Y., Garcia C.V. Morphology, composition, production, processing and applications of *Chlorella vulgaris*: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, vol. 35, pp. 265–278. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.04.007> ISSN 0202-1633
- [36] Никольская А.Б., Холстов А.В., Лягин И.В., Мамедова Ф., Ефременко Е.Н., Варфоломеев С.Д. Имобилизованные клетки *Chlorella vulgaris* для решения задач альтернативной энергетики и экологии. *Альтернативная энергетика и экология*, 2012, № 4, с. 95–100.
- [37] Мамедова Ф.Т. *Различные подходы к накоплению биомассы микроводорослей Chlorella vulgaris и к процессам ее биокаталитической трансформации*. Дис. ... канд. хим. наук. Москва, МГУ им. М.В. Ломоносова, 2015, 176 с.
- [38] Мещерякова Ю.В. *Разработка технологического процесса получения биодобавок из липидных компонентов микроводоросли Хлорелла для улучшения свойств дизельного топлива*. Дис. ... канд. хим. наук. Тамбов, ФГБНУ ВНИИТиН, 2016, 174 с.

- [39] Мещерякова Ю.В. Увеличение содержания липидных компонентов в микроводоросли Хлорелла за счет изменения условий культивации. *Наука в центральной России*, 2013, № 4, с. 77–80.
- [40] Мещерякова Ю.В., Нагорнов С.А., Ерохин И.В. Накопительное культивирование микроводоросли Хлорелла в закрытом фотобиореакторе. *Наука в центральной России*, 2015, № 2, с. 92–100.
- [41] Мещерякова Ю.В., Нагорнов С.А. Микроводоросли Хлорелла для очистки стоков в сельском хозяйстве. *Наука в центральной России*, 2024, № 4, с. 158–166.
- [42] Anantha Raman L., Deepanraj B., Rajakumar S., Sivasubramanian V. Experimental investigation on performance, combustion and emission analysis of a direct injection diesel engine fuelled with rapeseed oil biodiesel. *Fuel*, 2019, vol. 246, pp. 69–74. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.02.106>
- [43] 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. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.080>
- [44] Dey P., Ray S. Optimization of waste vegetable oil-diesel blends for engine performance: A response surface approach. *Arabian Journal for Science Engineering*, 2020, vol. 45, pp. 7725–7739. <https://doi.org/10.1007/s13369-020-04843-6>
- [45] Sanli H. An experimental investigation on the usage of waste frying oil-diesel fuel blends with low viscosity in a Common rail DI-diesel engine. *Fuel*, 2018, vol. 222, pp. 434–443. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.02.194>

References

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Lesnik L., Kegl B., Torres-Jimenez E., Cruz-Peragon F. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road application. *Oil & gas science and technology — revue d' IFR energies nouvelles*, 2020, vol. 75 (56), pp. 1–12. <https://doi.org/10.2516/ogst/2020051>
- [3] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of exhaust gases of diesel engines]. Moscow, Bauman Press, 2002, 376 p. (In Russ.).
- [4] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [5] 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 Publ., Oniko-M Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [6] Patrakhal'tsev N.N. *Povyshenie ekonomicheskikh i ekologicheskikh kachest vdvigateley 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.).
- [7] Gusakov S.B. *Perspektivy primeneniya v dizelyakh al'ternativnykh topliv iz vozobnovlyaemykh istochnikov* [Prospects for the use of alternative fuels from renewable sources in diesel engines]. Moscow, RUDN Publ., 2008, 318 p. (In Russ.).
- [8] Vallejo Maldonado P.R. *Energoberegayushchie tekhnologii i al'ternativnaya energiya* [Energy-saving technologies and alternative energy]. Moscow, RUDN Publ., 2008, 2004 p. (In Russ.).
- [9] Bala J.D., Lalung J., Al-Gheethi A.A.S., Norli I. *A review on biofuel and bioresources for environmental applications*. Springer, 2016, 225 p.
- [10] Srivastava N., Srivastava M., Mishra P.K., Gupta V.K. *Bioprocessing for Biofuel Production: Strategies to Improve Process Parameters*. Springer, 2020, 243 p.
- [11] Markov V.A., Devyanin S.N., Zykov S.A., Gaydar S.M. *Biotopliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Biofuels for internal combustion engines]. Moscow, "Inzhener" Publ., 2016, 292 p. (In Russ.).
- [12] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., 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 (288), pp. 4–28 (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [13] Piskunov I.V., Ershov M.A., Glagoleva O.F. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector part 3. Biofuels. *Alternative Fuel Transport*, 2021, no. 6, pp. 39–46. (In Russ.).
- [14] Balakin A.Yu., Roslyakov A.D., Neverov V.A., Shlenov M.I. Using ethyl alcohol as the diesel engine fuel. *Engines Construction*, 2023, no. 2, pp. 84–99. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.84-99>
- [15] Lotko V., Lukanin V.N., Khachiyani A.S. *Primenenie al'ternativnykh topliv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [Use of alternative fuels in internal combustion engines]. Moscow, MADI (TU) Publ., 2000, 311 p. (In Russ.).

- [16] Vasil'ev I.P. *Vliyanie topliv rastitel'nogo proiskhozhdeniya na ekologicheskie i ekonomicheskie pokazatelidizel ya* [The influence of vegetable origin fuels on the environmental and economic performance of a diesel engine]. Lugansk, Vostochnoukrainskiy natsional'nyy universitet im. V. Dalya Publ., 2009, 240 p. (In Russ.).
- [17] 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>
- [18] Ivankin A.N., Markov V.A., Zenkin A.N., Normurodov A.A., Doronin D.Yu. Production of biodiesel fuel from waste from the woodworking industry. *Automotive Industry*, 2022, no. 8, pp. 29–37. (In Russ.).
- [19] 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.).
- [20] Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Zabolotskih 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.).
- [21] Abdulagatov I.M., Alkhasov A.B., Dogeev G.D., Tumalaev N.R., Aliev R.M., Badavov G.B., Aliev A.M., Salikhova A.S. Technological application of microalgae in power industry and environmental protection. *South of Russia: ecology, development*, 2018, vol. 13, no. 1, pp. 166–183. (In Russ.). <https://doi.org/10.18470/1992-1098-2018-1-166-183>
- [22] 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.).
- [23] Nagornov S.A., Romantsova S.V., Meshcheryakova Yu.V., Markova I.G. Production of biofuels from biomass of *Chlorella* microalgae and spectral analysis of components of this fuel. *Automotive Industry*, 2025, no. 2, p. 26–34 (In Russ.).
- [24] González Fernández C., Sialve B., Bernet N., Steyer J.P. Impact of microalgae characteristics on their conversion to biofuel. Part I: Focus on cultivation and biofuel production. *Biofuels, Bioproducts and Biorefining*, 2012, vol. 6, pp. 105–113. <https://doi.org/10.1002/bbb.337>
- [25] Halim R., Danquah M.K., Webley P.A. Extraction of oil from microalgae for biodiesel production: A review. *Biotechnology Advances*, 2012, vol. 30, pp. 709–732. <https://doi.org/10.1016/j.biotechadv.2012.01.001>
- [26] Hoang A.T., Sirohi R., Pandey A. et al. Biofuel production from microalgae: Challenges and chances. *Phytochemistry Reviews*, 2022, vol. 22, pp. 1089–1126. <https://doi.org/10.1007/s11101-022-09819-y>
- [27] Kim S.-K., Chojnacka K. Eds. *Marine algae extracts: Processes, products, and applications*. Hoboken. USA, John Wiley & Sons, 2015, 707 p.
- [28] Moniusza J., Karthika R., Divyaa N., Nivetha L. Biofuel production from algae. *International Journal of Research Publication and Reviews*, 2021, vol. 2, iss. 7, pp. 96–102.
- [29] Phillip A., Goyal B. Algal Biofuels: A comprehensive review and analysis. *Journal of Applied Life Sciences International*, 2024, vol. 27, iss. 5, pp. 52–72. <https://doi.org/10.9734/jalsi/2024/v27i5659>
- [30] Richmond A., Hu Q. Eds. *Handbook of microalgal culture – applied phycology and biotechnology*. Hoboken (USA), John Wiley & Sons, 2013, 736 p.
- [31] Singh A.K. *Recent advancements in microalgae-based biofuel production*. Springer, 2024, 360 p.
- [32] Srivastava S.K., Mehra A. Biofuels from microalgae: A promising alternative and sustainable energy source. *Journal of Emerging Technologies and Innovative Research*, 2018, vol. 5, iss. 6, pp. 625–634.
- [33] Dvoretzky D.S., Temnov M., Akulinin E. et al. The effect of the complex processing of microalgae *Chlorella vulgaris* on the Intensification of the Lipid Extraction Process. *Chemical Engineering Transactions*, 2017, vol. 57, pp. 721–726. <https://doi.org/10.3303/CET1757121>
- [34] Přibyl P., Cepák V., Zachleder V. Production of lipids and formation and mobilization of lipid bodies in *Chlorella vulgaris*. *Journal of Applied Phycology*, 2013, vol. 25, pp. 545–553. <https://doi.org/10.1007/s10811-012-9889-y>
- [35] Safi C., Zebib B., Merah O., Pontalier P.Y., Garcia C.V. Morphology, Composition, production, processing and applications of *Chlorella vulgaris*: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, vol. 35, pp. 265–278. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.04.007> ISSN 0202-1633
- [36] Nikol'skaya A.B., Kholstov A.B., Lyagin I.V., Mamedova F., Efremenko E.H., Varfolomeev S.D. Immobilized *Chlorella vulgaris* cells in solution of alternative energy and ecology tasks. *Alternative energy and ecology*, 2012, no. 4, pp. 95–100. (In Russ.).
- [37] Mamedova F.T. *Razlichnye podkhody k nakopleniyu biomassy mikrovodorosley Chlorella vulgaris i k protsessam ee biokataliticheskoy transformatsii* [Different approaches to the accumulation of microalgae biomass *Chlorella vulgaris* and to the processes of its biocatalytic transformation]. Ph. D. Diss. Moscow, MGU im. M.V. Lomonosova, 2015, 176 p.

- [38] Meshcheryakova Yu.V. *Razrabotka tekhnologicheskogo protsessa polucheniya biodobavok iz lipidnykh komponentov mikrovodorosli Khlorella dlya uluchsheniya svoystv dizel'nogo topliva* [Development of a technological process for obtaining dietary supplements from the lipid components of *Chlorella* microalgae to improve the properties of diesel fuel]. Ph. D. Diss. Tambov, FGBNU VNIITiN, 2016, 174 p.
- [39] Meshcheryakova Yu.V. An increase in the content of lipid components in *Chlorella* microalgae due to changes in cultivation conditions. *Science in Central Russia*, 2013, no. 4, pp. 77–80. (In Russ.).
- [40] Meshcheryakova Yu.V., Nagornov S.A., Erokhin I.V. The cumulative *chlorella* microalgae cultivation in a closed photobioreactor. *Science in Central Russia*, 2015, no. 2, pp. 92–100. (In Russ.).
- [41] Meshcheryakova Yu.V., Nagornov S.A. *Chlorella* microalgae for wastewater treatment in agriculture. *Science in Central Russia*, 2024, no. 4, pp. 158–166. (In Russ.).
- [42] Anantha Raman L., Deepanraj B., Rajakumar S., Sivasubramanian V. Experimental investigation on performance, combustion and emission analysis of a direct injection diesel engine fuelled with rapeseed oil biodiesel. *Fuel*, 2019, vol. 246, pp. 69–74. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.02.106>
- [43] 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. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.080>
- [44] Dey P., Ray S. Optimization of waste vegetable oil-diesel blends for engine performance: A response surface approach. *Arabian Journal for Science Engineering*, 2020, vol. 45, pp. 7725–7739. <https://doi.org/10.1007/s13369-020-04843-6>
- [45] Sanli H. An experimental investigation on the usage of waste frying oil-diesel fuel blends with low viscosity in a Common rail DI-diesel engine. *Fuel*, 2018, vol. 222, pp. 434–443. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.02.194>

Материалы получены редакцией 14.04.2025

Сведения об авторах

Нагорнов Станислав Александрович — доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник, ФГБНУ ВНИИТиН, Тамбов, Российская Федерация. E-mail: snagornov@yandex.ru

Мещерякова Юлия Владимировна — кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории использования моторного топлива ФГБНУ ВНИИТиН, доцент кафедры «Природопользование и защита окружающей среды», ТГТУ, Тамбов, Российская Федерация. E-mail: yulua-belova@yandex.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; markov58@bmstu.ru

Быковская Лариса Игоревна — кандидат технических наук, доцент кафедры «Английский язык для машиностроительных специальностей» факультета «Лингвистика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: lbykovskaya@yandex.ru

Information about the authors

Nagornov Stanislav Aleksandrovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Chief Researcher, Federal State Budgetary Scientific Institution “All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture”, Tambov, Russian Federation. E-mail: snagornov@yandex.ru

Meshcheryakova Yulia Vladimirovna — Ph. D. (Eng.), Senior Researcher, Laboratory of Motor Fuel Use, Federal State Budgetary Scientific Institution “All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture”; Associate Professor, Department of Nature Management and Environmental Protection, Tambov State Technical University, Tambov, Russian Federation. E-mail: yulua-belova@yandex.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: vla-dimir.markov58@yandex.ru; markov58@bmstu.ru

Bykovskaya Larisa Igorevna — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of English for Mechanical Engineering Specialties, Faculty of Linguistics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: lbykovskaya@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Нагорнов С.А., Мещерякова Ю.В., Марков В.А., Быковская Л.И. Использование микроводоросли *Chlorella vulgaris* в качестве биодизельного топлива. *Двигателестроение*, 2025, № 2 (300), с. 72–85.

Citation:

Nagornov S.A., Meshcheryakova Yu.V., Markov V.A., Bykovskaya L.I. *Chlorella vulgaris* microalgae use as the biofuel. *Engines Construction*, 2025, no. 2 (300), pp. 72–85. (In Russ.).

Редакция сообщает, что в статье Гришина Ю.А., Барченко Ф.Б. «Исследование течения газа в выпускном патрубке поршневого двигателя», опубликованной в № 4 журнала «Двигателестроение» за 2024 г., была допущена ошибка. Формулу (6) на стр. 5 следует читать в виде

$$\left(\frac{p_e}{p_c}\right)_c = \varepsilon = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

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.

Presentation Requirements

1. The articles have to be submitted to the editorial office as printed copy as well as electronically or can be sent to the editorial office by email archived as a RAR file. The pictures can be in the same archive as the text and the file should not exceed 5 mb.
 2. The article in total (text and illustrations) should contain from 4 to 20 pages of A4 format.
 3. The article must be accompanied by an introductory letter from the institution (department, Science and Technology Council), author's application for publishing.
 4. The text of the article should be thoroughly proofread.
 5. The article should be signed by the authors stating their full names, academic degrees and titles, position, number of the published scientific papers and the area of research, postal code, name of the institution (organization), electronic mail address, telephone number, Scopus Author ID, ORCID, Web of Science Researcher ID. Photos of the authors should be submitted electronically with the resolution of no less than 300 dpi.
 6. In the beginning of the article, in the top left corner, a UDC identifier should be placed. It should also contain the following (in the order of appearance): full title of the article, the initials and last names of the authors, abstract of no less than 120 words in Russian and English, (including relevance, problem definition, methods of solving the problem, results and conclusions), key words — concepts and terms used in the article (8–10 words), text of the article, references, information about author.
 7. The article should be written in the word processor Word 2010. The text should be typed at 1.5 interval, font Times New Roman, font size 14 on one side of the sheet with 2.5 cm margins without comments or inserts. Indents should be the same throughout the text at 1.25 cm. Quotation marks (" "), brackets ([], ()), dash in text (—) and hyphen (–) in numbers (1–5, 1996–1998, etc.) should be used as appropriate. The pages must be numbered. The article should contain references to the tables, pictures and sources cited in the materials. Only endnotes (continuous) should be used. Only automatic hyphenation must be used (manual hyphenation is strictly prohibited).
 8. Additionally, originals of the pictures should be submitted to the editorial office as separate files in the .tiff, .jpg, .bmp, .pdf, .eps format with the 300 dpi resolution. Color images (diagrams, photographs, computer box, and so forth) should be represented in color. All pictures should be numbered and should have captions. The use of (character graphics) as well as pictures, drawings and photographs created using obsolete techniques is not allowed.
 9. Formulae should be typed using MathType. Greek characters should be typed in regular font, Russian characters in formulae (including those in indices) — in regular font, Latin characters — in italics.
 10. The International System of Units (SI) should be used in the article. Abbreviation should be explained at their first mentioning in the text except for the commonly used units of measurement, physical, chemical, technical and mathematical values and terms (units of measurements are given in Russian).
 11. The list of literature should contain references in the same order as they appear in the text. The references in the body of the article should be placed in square brackets. For articles, the following details should be mentioned: last name and initials of the author, title of the article, title of the journal, year, volume, number or issue, numbers of the pages where the article was published. The list of literature should include references to relevant scientific papers published in the last 5 years in peer-reviewed (indexed) scientific periodical publications. It is not recommended to use references to study books and study materials as well as non-peer-reviewed popular science magazines. The list of literature should contain at least 15 references to scientific journals. Self-citing should be avoided unless deemed necessary.
 12. The author is notified when the article is received. The materials that do not meet the above-mentioned requirements and the scope of the journal are rejected without further consideration. The editorial office reserves the right not to enter into correspondence with those who have not fulfilled basic requirements for publishing. The date when the final version of the manuscript text, files and accompanying documents are received by the editorial board, is considered the date of receipt.
 13. The manuscripts that satisfy the above-mentioned requirements are peer-reviewed. A decision on publishing is made by the editorial board.
 14. The publication of papers in the journal is free of charge.
-

