

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
info@bmstu.press, <https://bmstu.press>**Редакция:**МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
dvs@bmstu.press
<http://www.rdiesel.ru>; <https://dvs.bmstu.press>**Главный редактор:** М.В. Гордин, канд. техн. наук,
и. о. ректора 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 15.02.2023Электронные 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 30.03.2023. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 11,25.

Содержание**Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей****Грехов Л.В., Марков В.А., Барченко Ф.Б., Чжао Ц.**

Тепловые и гидродинамические условия впрыскивания топлива при сверхвысоких давлениях 3

Шестаков Д.С., Плотников Л.В., Сальников А.С.

Сравнительный анализ технико-экономических и экологических показателей тепловозного дизеля, оснащенного разными турбокомпрессорами 14

Топливо и смазочные материалы, присадки**Путинцев С.В.**

Мало- и сверхмаловязкие моторные масла: преимущества, ограничения и метод расчетной оценки применимости 24

Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование**Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Сапронов Д.П.**

Применение методов машинного обучения при разработке динамической модели дизельного двигателя 38

Душкин П.В., Савастенко А.А., Ховренко С.С., Кремнёв В.В., Медин Ф.А.

Автоматизация настройки ПИ-регулятора системы управления давлением топлива в аккумуляторной топливной системе дизеля 51

Альтернативные топлива**Абызов О.В., Галышев Ю.В., Иванов А.К., Метелев А.А.**

Моделирование индикаторного процесса автомобильного газового двигателя при его работе на аммиаке 64

Марков В.А., Девянин С.Н., Са Бовэнь, Нормуродов А.А.

Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла 70

Engines Construction

ISSN 0202-1633, DOI: 10.18698/jec.2023.1

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
info@bmstu.press, <https://bmstu.press>**Revision:**105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,
BMSTU
dvs@bmstu.press
<http://www.rdiesel.ru>; <https://dvs.bmstu.press>**Editor-in-Chief:** M.V. Gordin, Ph. D. (Eng.),
Acting 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

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Grekhov L.V., Markov V.A., Barchenko F.B., Zhao J. Thermal and Hydrodynamic Conditions of Fuel Injection at Ultrahigh Pressure	3
Shestakov D.S., Plotnikov L.V., Salnikov A.S. Comparative Analysis of the Technical, Economic and Environmental Performance of a Diesel Locomotive Engine Equipped with Different Turbochargers	14

Fuel and Lubricants, Additives

Putintsev S.V. Low- and Ultra-Low-Viscosity Engine Oils: Advantages, Limitations, and Method of Calculated Applicability Evaluation	24
--	----

Automatic Control and Regulation Systems, Automation and Diagnostics

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Sapronov D.P. Application of Machine Learning Methods in Developing a Dynamic Diesel Engine Model	38
Dushkin P.V., Savastenko A.A., Khovrenok S.S., Kremnev V.V., Medin F.A. Automation of the Setting of the PI-Controller of the Fuel Pressure Control System in the Diesel Battery Fuel System	51

Alternative Fuel

Abyzov O.V., Galyshev Yu.V., Ivanov A.K., Metelev A.A. Modeling of the Indicator Process of the Automobile Gas Engine during its Operation with Ammonia	64
Markov V.A., Devyanin S.N., Sa Bowen, Normurodov A.A. Investigation of Diesel Engine Operation on Mixed and Emulsified Biofuels with Rapeseed Oil Additives	70

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.436

DOI: 10.18698/jec.2023.1.3-13

Тепловые и гидродинамические условия прыскивания топлива при сверхвысоком давлении*

Л.В. Грехов¹, В.А. Марков¹, Ф.Б. Барченко¹, Ц. Чжао^{1,2}¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² Харбинский инженерный университет

Thermal and Hydrodynamic Conditions of Fuel Injection at Ultrahigh Pressure

L.V. Grekhov¹, V.A. Markov¹, F.B. Barchenko¹, J. Zhao^{1,2}¹ Bauman Moscow State Technical University² Harbin Engineering University

Применение системы впрыскивания Common Rail с повышенным давлением впрыскивания для современных дизельных двигателей может улучшить протекание распыливания топлива и смесеобразования. Однако характеристики впрыскивания при сверхвысоком давлении впрыскивания недостаточно изучены. В статье представлены результаты экспериментов с максимальным давлением впрыскивания 390 МПа для форсунок разных типов. Эксперимент показал возможность существования сверхкритического давления при впрыскивании топлива. При давлении ниже сверхкритического уровня цикловая подача увеличивается с ростом давления впрыскивания, однако когда давление впрыскивания выше сверхкритического, она не увеличивается. По результатам эксперимента установлено сверхкритическое значение давления подачи — 300...350 МПа и выше. Обнаружено, что в условиях сверхвысокого давления топливо сильно нагревается и локальная скорость звука уменьшается. При этом адиабатическая скорость потока достигает скорости звука, скорость истечения топлива перестает расти и даже начинает медленно падать. С помощью обычных уравнений для расчета скорости потока топлива в сопловом отверстии невозможно корректно описать течение топлива при сверхвысоких давлениях. Для этих условий разработана новая математическая модель с учетом нагрева топлива в форсунке. Совпадение результатов расчета и экспериментальных данных показало, что математическая модель пригодна для расчета подачи при любых значениях давления впрыскивания.

Ключевые слова: дизельный двигатель, топливоподающая аппаратура, Common Rail, впрыскивание топлива, сверхвысокое давление впрыскивания, нагрев топлива, математическое моделирование, давление впрыскивания

The use of a Common Rail injection system with a higher injection pressure for modern diesel engines can improve the flow of atomization and mixture formation. However, the injection characteristics at ultrahigh injection pressure have not been sufficiently studied. The paper presents the results of experiments with a maximum injection pressure of 390 MPa for injectors of different types. The experiment showed the possibility of existence of supercritical pressure during fuel injection. When the pressure is below the supercritical level, the cyclic flow rate increases as the injection pressure increases, but when the injection pressure is above the supercritical level, it does not increase. The supercritical feed pressure was found to be 300...350 MPa and higher based on the experimental results. It was found that under conditions of supercritical pressure, the fuel is strongly heated and the local sound velocity

* Исследование выполнено за счет гранта Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (проект № 075-15-2021-1028).

decreases. The adiabatic flow velocity reaches the speed of sound, the fuel flow rate stops growing and even begins to slowly drop. Using conventional equations for calculating the fuel flow rate in the nozzle orifice, it is impossible to correctly describe the fuel flow at ultrahigh pressures. For these conditions, a new mathematical model has been developed, taking into account the heating of fuel in the nozzle. Coincidence of calculation results and experimental data has shown that the mathematical model is suitable to calculate the flow at any values of injection pressure.

Keywords: diesel engine, fuel supply, Common Rail, fuel injection, extra high injection pressure, fuel heating, mathematical modeling, injection pressure

Введение

Система впрыскивания топлива служит ключевым компонентом дизельного двигателя. Ее характеристики впрыскивания напрямую влияют на процессы испарения, распыливания и смесеобразования, которые, в свою очередь, определяют эмиссию вредных выбросов (ВВ) и расход топлива.

На характеристики распыливания влияют давление подачи, параметры сопел, свойства топлива [1, 2]. Высокое давление впрыскивания интенсифицирует распыливание и смесеобразование, повышает эффективность сгорания и снижает выбросы ВВ [3]. Поэтому изучение процесса впрыскивания ведется в условиях сверхвысоких давлений, разработан ряд систем подачи сверхвысокого давления, таких как Scania XPI и Bosch CRSN3-25, Denso с форсункой G4S и топливный насос высокого давления (ТНВД) HP7 [4–6]. Компания Delphi разработала систему впрыскивания Common Rail (CR) высокого давления с насосом, рассчитанным на давление 270 МПа [7].

Многие исследователи изучали характеристики впрыскивания и выбросы дизельными двигателями в условиях впрыскивания при сверхвысоком давлении. Макроскопические характеристики распыливания дизельного топлива при давлении впрыска до 300 МПа рассмотрены в [8]. Был организован эксперимент на двигателе с давлением впрыскивания 300 МПа и получена зависимость между ВВ и давлением впрыскивания [9]. Оптимизированы конструкция поршня и параметры распылителя, что позволило при давлении впрыска 300 МПа обеспечить требования стандарта Euro VI без очистки отработавших газов.

Было визуализировано распыливание топлива под давлением 400 МПа и проанализированы характеристики струй: дальнобойность, скорость фронта, угол струи [10]. Сделан вывод, что угол ударной волны расширяется с увеличе-

нием скорости струи. Проанализировано распыливание и воспламенение топлива при диаметре сопла 80 мкм и давлении впрыскивания 300 МПа [11]. Замечено, что сверхвысокое давление впрыскивания приводит к образованию еще более мелких капель, но меньше влияет на угол струи и распределение капель в ней [12]. Более того, оптимизированный процесс нарушался при столкновении струи со стенками камеры сгорания [13]. Поэтому выбор наиболее подходящего давления впрыскивания обусловлен требованиями к обеспечению эффективного сгорания, а значение этого давления доступно для определения с помощью численных методов [14, 15].

Однако изменение закономерностей течения и впрыскивания топлива при сверхвысоком давлении в настоящее время изучено еще недостаточно. Известны исследования нагревания топлива при впрыскивании. Согласно результатам [16], в форсунке CR Denso GS4 при увеличении перепада давления от 0 до 60 МПа температура росла линейно и достигала 25 К. В работе [17] утверждается, что нагрев топлива в соплах обусловлен трением, но подтверждается важность эффекта нагрева для моделирования процессов в двигателе.

Результаты исследований показывают, что при давлении впрыска до 200 МПа тепловые эффекты в топливоподающей аппаратуре (ТПА) изменяют свойства топлива и несколько влияют на расход топлива через форсунку. При сверхвысоком давлении впрыскивания до 300...400 МПа тепловые эффекты более значительные и процесс истечения топлива может быть более сложным. Однако исследований характеристик истечения топлива при сверхвысоком давлении явно недостаточно, а связь между давлением впрыскивания и цикловой подачей не анализировалась. Поэтому в данном исследовании описаны испытания форсунок CR по нагрузочной характеристике $g_c = f(\tau_{\text{упр}})$ при давлении впрыскивания в диапазоне 50...390 МПа с использованием различных форсунок CR. Про-

анализированы характеристики впрыскивания, выявлены закономерности нагрева топлива при сверхвысоком давлении, предложена расчетная модель, учитывающая тепловые эффекты в сопловых отверстиях распылителя.

Используемое оборудование

Испытания проводили на топливном стенде Open System-Dieselland 12 PSB + Clima с блоком управления Elmic Potok CR-2 для испытаний топливных систем CR (рис. 1).



Рис. 1. Внешний вид испытательного стенда с аппаратурой управления

Высокое давление топлива измеряли датчиком высокого давления 5QP6002 (AVL) и T6000 (Россия) пьезоэлектрического типа чувствительностью 0,67 и 0,25 рС/МПа соответственно и усилителем заряда AVL 3056A01, а также манометром класса 1,0 с максимальным давлением 400 МПа, датчиком статического давления DMP-304 с точностью 0,25 %. Объектами испытаний были подготовленные зарубежные промышленные форсунки и опытные форсунки производства ОАО «Алтайский завод топливной аппаратуры» и ОАО «Ногинский завод топливной аппаратуры». Использовались оригинальные ТНВД конструкции и сборки МГТУ им. Н.Э. Баумана и подготовленный ТНВД СР3.4 фирмы R.Bosch.

Математическая модель неізотермического течения топлива в распыливающих отверстиях форсунки при сверхвысоких давлениях

Первоначально приведем описание уравнения состояния топлив. Появление этого раздела обусловлено стремлением построить модель рас-

чета нагрева топлива при сжатии и дросселировании, течения и поведения топлива в полостях ТПА, не прибегая к использованию менее универсальных эмпирических уравнений. Возможности такого подхода описаны в [15, 18].

В разрабатываемые нами математические модели впрыскивания топлива не входят ни коэффициент сжимаемости β , ни объемный модуль упругости E_v , уравнение состояния используется в более общем виде [15]:

$$\left(\frac{\rho}{\rho_{0t}}\right)^{\aleph} = \frac{B+p}{B}, \quad (1)$$

где ρ — плотность топлива при давлении p ; ρ_{0t} — плотность топлива при атмосферном давлении и фактической температуре t ; $\aleph$, B — константы уравнения состояния.

Например, в простейшем случае для дизельного топлива имеем [15]:

$$B = 10^6 [184 - 0,95(t - 20) + 0,51(\rho_{20} - 825)];$$

$$\aleph = 8,0 + 0,004(t - 20),$$

где ρ_{20} — плотность при $t = 20$ °C.

Уравнение (1) позволяет, например, находить параметры состояния при использовании смесей жидких топлив с известными свойствами, газовых топливных смесей. Оно более удобно в сложных моделях впрыска топлива при прямом и обратном преобразовании данных. В данной задаче также используется уравнение (1) для определения состояния теплового топлива при сжатии и дросселировании. В развитие этого подхода проводится работа по расширению использования уравнения (1) для широкого круга топлив и их смесей [18].

С использованием уравнения (1) скорость звука α , коэффициент сжимаемости β или объемный модуль E_v могут быть определены как

$$\alpha = \sqrt{\frac{\aleph}{\rho_{0t}} B^{\frac{1}{\aleph}} (p+B)^{\frac{\aleph-1}{\aleph}}}; \quad (2)$$

$$\beta = \frac{1}{E_v} = \frac{1}{\aleph B} \left(\frac{p+B}{B} \right)^{\frac{1-\aleph}{\aleph}}.$$

Известно, что топливо, подаваемое через топливную систему, нагревается. Результаты испытаний показывают, что эффект увеличивается при высоком давлении, в случае низковязких и более сжимаемых топлив. Результаты

проведенных нами экспериментов показывают, что основное тепловыделение происходит при дросселировании топлива через узости. Это особенно важно для систем CR, в которых часть теплоты от сжатия в насосе отводится по пути в камеру сгорания. Подробнее этот процесс рассмотрен в [19].

Течение топлива в дросселях ТПА описывают с помощью выражений, полученных из уравнения Бернулли для несжимаемой жидкости. Адиабатическая скорость истечения $U_{ад}$ и действительный массовый расход $\dot{m}_{впр}$ определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} U_{ад} &= \sqrt{2(p_{впр} - p_{цил})/\rho}; \\ \dot{m}_{впр} &= (\mu A)_c \rho U_{ад}; \\ \dot{m}_{впр} &= (\mu A)_c \sqrt{2\rho(p_{впр} - p_{цил})}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $(\mu A)_c$ — эффективное сечение сопел форсунок; $p_{впр}$ — давление впрыскивания; $p_{цил}$ — давление в цилиндре двигателя.

Согласно (3), расход топлива постоянно растет с увеличением давления впрыска $p_{впр}$. Этот факт не согласуется с полученными нами экспериментальными результатами при сверхвысоком давлении, когда расход топлива перестает расти при росте давления выше 320 МПа.

Рассмотрим возможные причины противоречия результатов при использовании понятия несжимаемой жидкости. При рассмотрении топлива как сжимаемой жидкости уравнение массового расхода, записанного с применением уравнения (1), можно представить следующим образом [15]:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{впр} &= (\mu A)_c \times \\ &\times \sqrt{\frac{2N\rho_{впр}(p_{впр} + B)}{N-1} \left[\left(\frac{p_{цил} + B}{p_{впр} + B} \right)^N - \left(\frac{p_{цил} + B}{p_{впр} + B} \right)^{\frac{N+1}{N}} \right]}; \\ U_{ад} &= \frac{\dot{m}_{впр}}{(\mu A)_c \rho_{цил}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Анализ результатов по течению топлива при сверхвысоком давлении

Как правило, в расчетах используется уравнение (3). В соответствии с предположением о несжимаемой жидкости плотность ρ до и после отверстия сопла должна быть одинаковой.

Однако с использованием выражения (1) можно рассчитать эти плотности и обнаружить их явное различие, причем выбор плотности, которую следует использовать в уравнении (3), имеет первостепенное значение. Использование меньшей плотности, соответствующей атмосферному давлению или давлению в цилиндре двигателя, увеличивает значение расхода топлива (рис. 2). Различия результатов, полученных при использовании уравнения сжимаемой жидкости типа (4) становятся существенными при давлении впрыскивания выше 150 МПа, особенно при высокой температуре топлива. Результаты использования (4) еще больше различаются также при впрыскивании газовых топливных эмульсий [15].

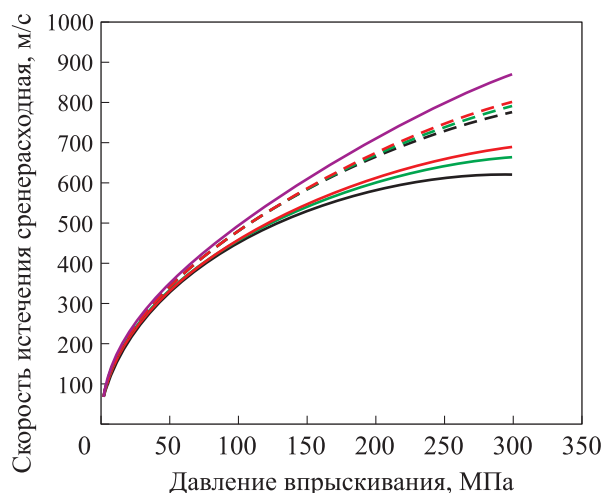


Рис. 2. Среднерасходная скорость топлива в сопловых отверстиях в функции давления впрыскивания при $p_{цил} = 0,1$ МПа и различных значениях температуры на входе при вычислении плотности:

— уравнение (3), $\rho = \rho_{цил}$; — — уравнение (3), $\rho_{впр}$ при 25 °С; — — уравнение (3), $\rho_{впр}$ при 50 °С; — — уравнение (3), $\rho_{впр}$ при 75 °С; — — уравнение (4), $\rho_{впр}$ при 25 °С; — — уравнение (4), $\rho_{впр}$ при 50 °С; — — уравнение (4), $\rho_{впр}$ при 75 °С

Известно, что чем выше давление нагнетания, тем больше критерий кавитации и меньше коэффициент расхода μ_c [15]. Но этим трудно объяснить прекращение роста величины потока при давлениях выше 300 МПа (рис. 3).

Другая гипотеза — звуковой барьер. Скорость звука, рассчитанная обычным образом, например, по выражению (2), для диапазона давлений 0...400 МПа и рабочих температур топлива в форсунке, изменяется в пределах 1400...2200 м/с. Это значительно выше даже ади-

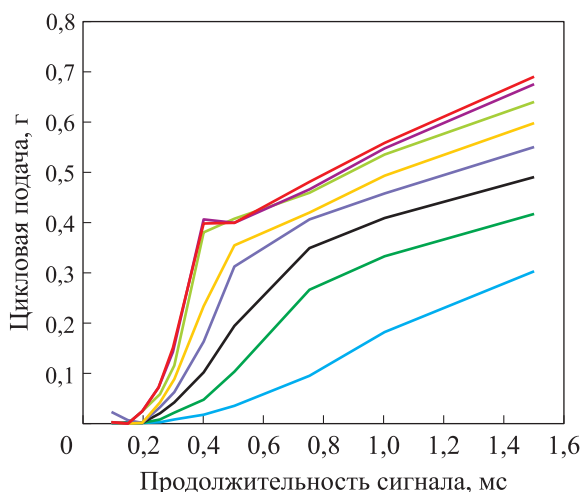


Рис. 3. Зависимость цикловой подачи от продолжительности управляющего сигнала при различных давлениях подачи в опытной форсунке НЗТА:
 — 50 МПа; — 100 МПа; — 150 МПа; — 200 МПа;
 — 250 МПа; — 300 МПа; — 350 МПа; — 390 МПа

абатической (теоретической) скорости топлива $U_{ад}$ в отверстиях сопел. Диапазон значений $U_{ад}$ составляет 0...1000 м/с. Поэтому в рамках классических методов моделирования течения топлива невозможно описать ситуацию, когда скорость потока в сопловом отверстии будет ограничена локальной скоростью звука.

Возрастание скорости звука с ростом давления топлива — общеизвестный факт. Это хорошо описано в уравнении (2). Скорость звука, рассчитанная по (2), относится к параметрам топлива в сопловых объемах, например в микрообъеме перед распылительными отверстиями. Однако необходимо анализировать значение скорости звука на всем пути движения топлива от сопла до камеры сгорания. Это даст объяснение выявленному явлению прекращения роста расхода топлива при увеличении давления впрыскивания.

Проанализируем возможность достижения скорости звука в потоке распылителя. Сверхзвуковое движение потока топлива в цилиндре двигателя достигается при обычных давлениях впрыскивания, что связано со значительно меньшей скоростью звука в газах.

На входе в отверстие имеется сверхвысокое давление, а на выходе из отверстия — относительно низкое. В соответствии с уравнением Бернулли внутри отверстия достигается рекордно низкое статическое давление. Как показывали классические экспериментальные деталь-

ные исследования, например, [1, 15], от входной кромки отверстия отрывается пограничный слой, а пристеночные области заполняются вихревыми зонами с обратным течением, при этом сечение прямого потока продолжает сужаться. В результате статическое давление в потоке снижается до давления насыщенных паров и топливо переходит в состояние двухфазной газотопливной смеси. Тогда скорость звука в узком сечении достигает своего минимума при данной температуре из-за низкого давления и двухфазного состояния топлива.

Существование отрыва пограничного слоя, сопровождающегося наличием двухфазного состояния топлива, обнаруживается в экспериментальных и 3D-расчетных исследованиях [15]. Топливные системы работают в этом режиме около 100 лет, но никаких аномальных явлений ранее не наблюдалось. Однако с учетом изменения теплового состояния топлива ситуация здесь совершенно иная. При впрыскивании топлива под высоким давлением его температура значительно возрастает [19, 20]. Для упрощения анализа целесообразно принимать во внимание только факт повышения температуры топлива, входящего в форсунку. Однако здесь еще важнее учитывать разогрев топлива в соплах форсунки за счет дроссель-эффекта. На рис. 4 представлены зависимости скоростей потоков топлива

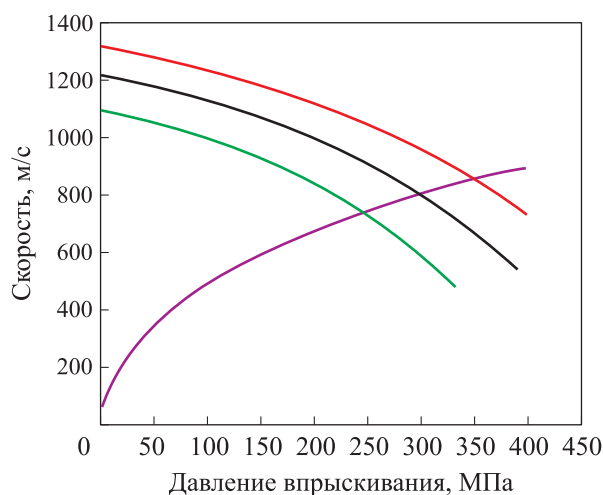


Рис. 4. Влияние давления впрыскивания на скорость звука, вычисленную по уравнению (2), и скорость адиабатического потока при $p_{цпл} = 0,1$ МПа, рассчитанную по уравнению (3):
 — скорость звука при 25 °С; — скорость звука при 50 °С; — скорость звука при 75 °С; — адиабатическая скорость

и звука при различной температуре на входе в форсунку $t_{\text{вх}}$. С учетом дополнительного поступления теплоты от дроссель-эффекта (эффекта Джоуля — Томсона) скорость звука также сильно зависит от начальной температуры топлива, а адиабатическая скорость потока из отверстий зависит от температуры очень слабо.

Скорость звука в топливе сильно зависит от давления, следовательно, на локальную скорость в сопловом отверстии влияет также давление в цилиндре $p_{\text{цил}}$. На рис. 5 показано изменение скоростей топлива в отверстиях форсунок, рассчитанных по уравнениям (3) и (2), в зависимости от давления перед отверстиями при различных значениях $p_{\text{цил}}$. При расчете скорости звука учитывалось дополнительное тепловыделение от дроссель-эффекта. Если здесь использовать расчетную температуру топлива, равную сумме температуры на входе и 50 % прироста температуры при дросселировании согласно рис. 6, то результаты расчета приближаются к экспериментальным данным.

Достижение звукового барьера зависит от давления в цилиндре $p_{\text{цил}}$: чем оно выше, тем дальше по уровню давлений впрыскивания проходит граница звукового барьера (см. рис. 5). Проточная часть сопла не спроектирована для сверхзвуковых течений, она имеет форму простого цилиндра с отношением длины к диаметру

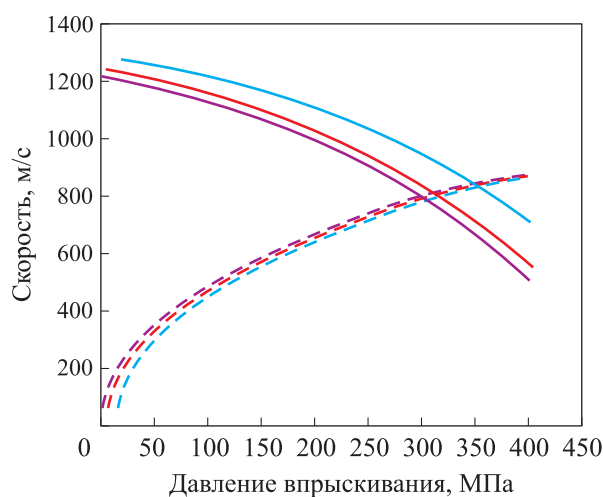


Рис. 5. Расчет влияния противодавления $p_{\text{цил}}$ на скорость адиабатического потока и скорость звука:

— скорость звука, $p_{\text{цил}} = 0,1$ МПа; — скорость звука, $p_{\text{цил}} = 5$ МПа; — скорость звука, $p_{\text{цил}} = 15$ МПа; - - адиабатическая скорость, $p_{\text{цил}} = 0,1$ МПа; - - адиабатическая скорость, $p_{\text{цил}} = 5$ МПа; - - адиабатическая скорость, $p_{\text{цил}} = 15$ МПа

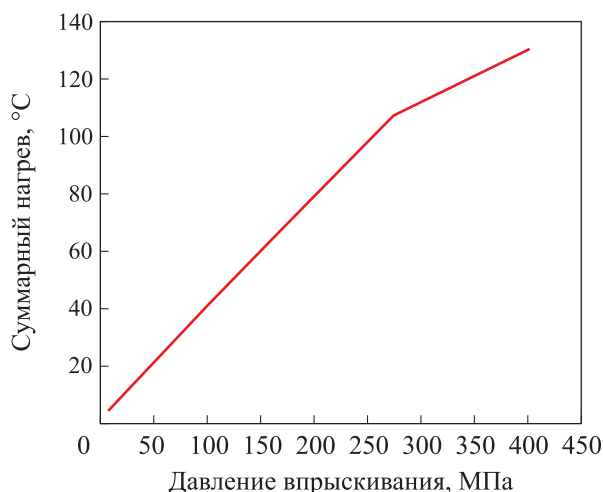


Рис. 6. Оценочная кривая по результатам безмоторных испытаний по нагреву дизельного топлива, истекающего из сопловых отверстий в атмосферу

$l/h \approx 2,8...7,5$. Из-за больших потерь напора сверхзвуковое течение становится невозможным, поэтому скорость адиабатического течения ограничивается скоростью звука. Рост давления впрыскивания в области сверхвысоких давлений приводит к дальнейшему нагреву топлива от дроссельного эффекта. В этих условиях, в отличие от газов, плотность жидкого топлива может как немного увеличиваться, так и уменьшаться. По этим причинам при сверхвысоком давлении впрыскивания в условиях его дальнейшего повышения расход топлива не только перестает расти, но и начинает снижаться (см. рис. 4, 5). Это объясняет зарегистрированный факт снижения цикловой подачи (см. рис. 3).

Чем ниже давление на выходе $p_{\text{цил}}$, а также чем выше начальная температура топлива и нагрев топлива при сжатии в ТНВД, тем меньше охлаждение при движении к форсунке, тем быстрее достигается эффект звукового барьера. При моделировании топливных систем, в частности, при использовании уравнения (2), нужно учитывать дроссель-эффект, применяя теоретические уравнения или экспериментальные данные, например, изображенные на рис. 6. На нем на основании полученных нами экспериментальных данных для начальных оценок представлена зависимость нагрева топлива при впрыскивании системой CR. Иные способы расчета нагрева топлива изложены в [19, 20]. Используя эту зависимость, можно рассчитать скорректированную скорость звука, ограничи-

вающую увеличение адиабатической скорости потока топлива. Согласно уравнениям (3), (4) прекращение роста адиабатической скорости истечения топлива через сопла форсунок приводит к пропорциональному ограничению роста расхода топлива.

При давлении нагнетания выше критического расчетная скорость потока достигает локальной скорости звука. Для различных условий, в частности, различных значений температуры топлива на входе и давления на выходе из сопел, критическое давление для условий ТПА оценивается в диапазоне 280...350 МПа.

Рост давления выше этих значений был бы ненужным с точки зрения скорости потока и продолжительности впрыскивания топлива.

Давление впрыскивания увеличивают также для дальнейшего повышения тонкости распыливания топлива и формирования иной геометрии топливной струи. Действительно, тонкость распыливания топлива с увеличением давления впрыскивания до 400 МПа все же продолжает улучшаться несмотря на прекращение роста скорости [11, 13, 21]. Причины этого явления носят характер гипотез. Это может происходить из-за эффекта дополнительного нагрева топлива или некоторой дополнительной турбулентности. Известно лишь, что технические трудности реализации сверхвысокого давления

впрыскивания возрастают, а дополнительный эффект становится все меньше. Из сказанного следует лишь то, что при сверхвысоком давлении подачи ограничение скорости топлива не сокращает продолжительность подачи.

Условия уменьшения скоростей топлива и массового расхода топлива через форсунку делают расчеты впрыскивания топлива более корректными. Это объясняет наблюдаемое явление (см. рис. 3). О том же свидетельствует и сравнение экспериментальных и рассчитанных по описанной методике данных по цикловой подаче для экспериментальной форсунки АЗПИ (рис. 7). Погрешности расчетов для значений давления выше 300 МПа имеют тот же уровень, что и для традиционной подачи при более низком давлении.

Значение полученных результатов для решения практических задач

Оценим температуру топлива, выходящего из форсунки современного форсированного двигателя. Температура топлива, входящего в насос высокого давления, может достигать 80 °С, сделаем более умеренную оценку в 50 °С. При достигнутом уровне давления впрыскивания 180 МПа в результате адиабатического сжатия в насосе температура топлива поднимается еще на 30 °С [19]. Как было показано выше, нагрев от дросселирования топлива при начальной температуре 80 °С составляет еще 80 °С. Таким образом, с учетом потерь температура топлива, выходящего из распыливающих отверстий распылителя, достигает 150...160 °С. Однако в новейших промышленных топливных системах с давлением 250...270 МПа температура топлива может достигать 200 °С, а при целевом показателе давлений 350...400 МПа — 260...280 °С.

Как было показано в [14, 22, 23], интенсификация впрыскивания в дизельных двигателях имеет последствия для смесеобразования:

- скорость течения топлива в отверстиях распылителя увеличивается до порогового значения, что приводит к уменьшению продолжительности впрыскивания, к снижению диаметра капель;

- вязкость и поверхностное натяжение топлива, впрыскиваемого в цилиндр, уменьшаются, что также снижает диаметр капель;

- испарение капель ускоряется ввиду уменьшения их диаметра, роста их начальной температуры и константы испарения.

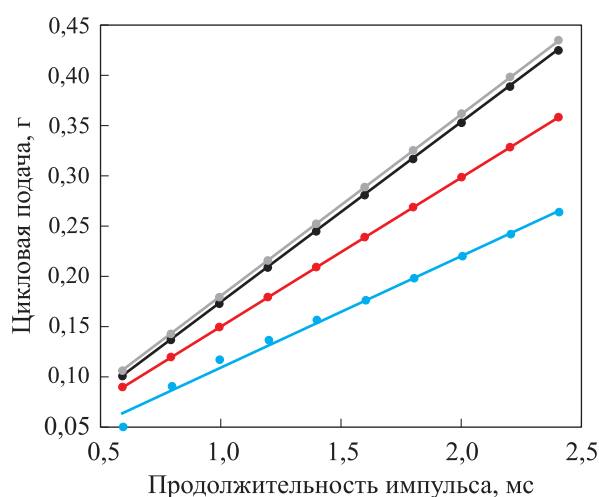


Рис. 7. Экспериментальные и расчетные значения цикловой подачи экспериментальной форсунки АЗПИ в зависимости от длительности управляющего сигнала:

точки — экспериментальные значения, кривые — расчетные; значения давления в рампе: — 100 МПа; — 200 МПа; — 300 МПа; — 400 МПа

Эти факторы приводят к увеличению доли объемного сгорания, сокращению диффузионного сгорания, снижению эмиссии частиц с отработавшими газами [22].

Технологию подачи топлива под сверхвысоким давлением сложнее реализовать, ее преимущества частично ограничены, а затраты мощности и первичная стоимость топливной аппаратуры быстро растут. По этой причине возможности адекватного математического моделирования процессов, в частности, в топливной аппаратуре, очень востребованы.

При моделировании процесса топливоподачи рекомендуется использовать уравнение состояния в форме (1), обеспечивающей большую применимость и универсальность по сравнению с эмпирическими уравнениями для коэффициента сжимаемости или скорости звука.

Повышение температуры топлива в процессе движения топлива по каналам топливной аппаратуры необходимо учитывать как при расчетах топливоподачи, так и при расчетах процессов внутри цилиндра двигателя.

Уточнение температуры топлива, расходуемого на управление, повышает рабочую температуру быстродействующего электромагнитного привода управляющего клапана, что следует учитывать при его проектировании [24].

Выводы. По результатам исследований можно сделать следующие выводы.

1. Результаты испытаний топливной аппаратуры с давлением в аккумуляторе до 390 МПа показали, что при давлении впрыскивания выше 300...350 МПа расход топлива не увеличивается или даже несколько уменьшается. Такие значения давления следует считать сверхкритическими, их уровень увеличивается с ростом противодавления и снижением начальной температуры топлива.

2. Течение топлива в сопловом отверстии не может быть сверхзвуковым, а адиабатическая скорость течения в отверстиях сопла ограничивается скоростью звука. Расход топлива увеличивается с ростом давления впрыскивания в области докритических значений и перестает расти при сверхкритических. В последнем случае при одной и той же цикловой подаче увеличение давления впрыскивания не приводит к сокращению ее продолжительности. Основной причиной достижения критических параметров при сверхвысоких давлениях служат тепловые эффекты, снижающие локальную скорость звука.

3. Для сверхвысоких давлений следует использовать разработанную математическую модель для расчета физических параметров топлива и среднерасходной скорости топлива с учетом нагрева от дроссель-эффекта.

Литература

- [1] Arai M. The Possibility of Active Attitude Control for Fuel Spray. *Engineering*, 2019, vol. 5, pp. 519–534. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.eng.2019.04.010>
- [2] Han D., Zhai J.Q., Duan Y.Z., Wang C.H., Huang Z. Nozzle Effects on the Injection Characteristics of Diesel and Gasoline Blends on a Common Rail System. *Energy*, 2018, vol. 153, pp. 223–230. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.039>
- [3] Kendlbacher C., Müller P., Bernhaupt M. et al. Large Engine Injection Systems for Future Emission Legislations. *CIMAC World Cong. on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation, Rail Traction*, 2010, 50 p.
- [4] Matsumoto S., Klose C., Schneider J. et al. 4th Generation Diesel Common Rail System: Realizing Ideal Structure Function for Diesel Engine. *SAE Technical Paper*, 2013. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-1590>
- [5] Ueda D., Tanada H., Utsunomiya A. et al. 4th Generation Diesel Piezo Injector (Realizing Enhanced High Response Injector). *SAE Technical Paper*, 2016, 2016-01-0846. DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-0846>
- [6] Shinohara Y., Takeuchi K., Hermann O.E. et al. Common-Rail-Einspritzsystem Mit 3000 Bar. *MTZ Worldwide*, 2011, vol. 72, no. 1, pp. 10–15. DOI: <https://doi.org/10.1365/s35146-011-0005-7>
- [7] Meek G., Williams R., Thornton D. et al. F2E – Ultra High Pressure Distributed Pump Common Rail System. *SAE Technologies*, 2014, paper no. 2014-01-1440. DOI: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1440>
- [8] Wang X., Huang Z., Kuti O.A. et al. Experimental and Analytical Study on Biodiesel and Diesel Spray Characteristics under Ultra-High Injection Pressure. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2010, vol. 31, no. 4, pp. 659–666. DOI: [10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.03.006](https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.03.006)
- [9] Pflaum S., Wloka J., Wachtmeister G. Emission Reduction Potential of 3000 Bar Common Rail Injection and Development Trends. *CIMAC World Cong. on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation, Rail Traction*, 2010, 195 p.

- [10] Jia T.-M., Li G.-X., Yu Y.-S., Xu Y.-J. Effects of Ultra-High Injection Pressure on Penetration Characteristics of Diesel Spray and a Two-Mode Leading Edge Shock Wave. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, vol. 79, pp. 126–133. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.07.006>
- [11] Nishida K., Zhu J., Leng X. et al. Effects of Micro-Hole Nozzle and Ultra-High Injection Pressure on Air Entrainment, Liquid Penetration, Flame Lift-Off and Soot Formation Of Diesel Spray Flame. *International Journal of Engine Research*, 2017, vol. 18, pp. 51–65. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087416688805>
- [12] Chen P., Wang W., Roberts W. Spray and Atomization of Diesel Fuel and its Alternatives from a Single-Hole Injector Using a Common Rail Fuel Injection System. *Fuel*, 2013, vol. 103, pp. 850–861. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.08.013>
- [13] Wang X., Huang Z., Zhang W. et al. Effects of Ultra-High Injection Pressure and Micro-Hole Nozzle on Flame Structure and Soot Formation of Impinging Diesel Spray. *Applied Energy*, 2011, vol. 88, pp. 1620–1628. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2010.11.035>
- [14] Grekhov L., Mahkamov K., Kuleshov A. Optimization of Mixture Formation and Combustion in Two-Stroke OP Engine Using Innovated Diesel Spray Combustion Model and Fuel System Simulation Software. *SAE Technical Paper*, 2015, no. 2015-01-1859. DOI: <https://doi.org/10.4271/2015-01-1859>
- [15] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005, 344 с.
- [16] Salvador F.J., Gimeno J., Carreres M. et al. Experimental Assessment of the Fuel Heating and the Validity of the Assumption of Adiabatic Flow Through the Internal Orifices of a Diesel Injector. *Fuel*, 2017, vol. 188, pp. 442–451. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.10.061>
- [17] Theodorakakos A., Strotos G., Mitroglou N. et al. Friction-Induced Heating in Nozzle Hole Micro-Channels under Extreme Fuel Pressurization. *Fuel*, 2014, vol. 123, pp. 143–150. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.01.050>
- [18] Грехов Л.В., Марков В.А., Арсенов Н.А. и др. Расчет и корректировка упругих свойств моторных топлив и других жидкостей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 7 (748), с. 49–67. DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-7-49-67>
- [19] Zhao J., Grekhov L., Onishchenko D. et al. Methods for Calculating Fuel Heating in Electrically Controlled Injectors of Common Rail Diesel Systems. *Fuel*, 2021, vol. 305, no. 121526. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121526>
- [20] Zhao J., Lu X., Grekhov L. Experimental Study on the Fuel Heating at the Nozzle of the High Pressure Common-Rail Injector. *Fuel*, 2020, vol. 283, no. 119281. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119281>
- [21] Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U. et al. Influence of High Injection Pressure on Fuel Injection Performances and Diesel Engine Working Process. *Thermal Science*, 2015, vol. 19, no. 6, pp. 2245–2253. <https://doi.org/10.2298/TSCI151109192S>
- [22] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Technologies*, 2013, no. 2013-01-0882. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [23] Zhao J., Grekhov L., Ma X. et al. Specific Features of Diesel Fuel Supply under Ultra-High Pressure. *Applied Thermal Engineering*, 2020, vol. 179, pp. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115699>
- [24] Zhao J., Yue P., Grekhov L. et al. Temperature and Frequency Dependence of Electrical Iron Effects on Electromagnetic Characteristics of High-Speed Solenoid Valve for Common Rail Injector. *International Journal of Applied Electromagnetics*, 2018, vol. 60, no. 2, pp. 173–185. DOI: <https://doi.org/10.3233/JAE-180022>

References

- [1] Arai M. The Possibility of Active Attitude Control for Fuel Spray. *Engineering*, 2019, vol. 5, pp. 519–534. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.eng.2019.04.010>
- [2] Han D., Zhai J.Q., Duan Y.Z., Wang C.H., Huang Z. Nozzle Effects on the Injection Characteristics of Diesel and Gasoline Blends on a Common Rail System. *Energy*, 2018, vol. 153, pp. 223–230. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.039>
- [3] Kendlbacher C., Müller P., Bernhaupt M. et al. Large Engine Injection Systems for Future Emission Legislations. *CIMAC World Cong. on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation, Rail Traction*, 2010, 50 p.
- [4] Matsumoto S., Klose C., Schneider J. et al. 4th Generation Diesel Common Rail System: Realizing Ideal Structure Function for Diesel Engine. *SAE Technical Paper*, 2013. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-1590>

- [5] Ueda D., Tanada H., Utsunomiya A. et al. 4th Generation Diesel Piezo Injector (Realizing Enhanced High Response Injector). *SAE Technical Paper*, 2016, 2016-01-0846. DOI: <https://doi.org/10.4271/2016-01-0846>
- [6] Shinohara Y., Takeuchi K., Hermann O.E. et al. Common-Rail-Einspritzsystem Mit 3000 Bar. *MTZ Worldwide*, 2011, vol. 72, no. 1, pp. 10–15. DOI: <https://doi.org/10.1365/s35146-011-0005-7>
- [7] Meek G., Williams R., Thornton D. et al. F2E — Ultra High Pressure Distributed Pump Common Rail System. *SAE Technologies*, 2014, paper no. 2014-01-1440. DOI: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1440>
- [8] Wang X., Huang Z., Kuti O.A. et al. Experimental and Analytical Study on Biodiesel and Diesel Spray Characteristics under Ultra-High Injection Pressure. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2010, vol. 31, no. 4, pp. 659–666. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.03.006>
- [9] Pflaum S., Wloka J., Wachtmeister G. Emission Reduction Potential of 3000 Bar Common Rail Injection and Development Trends. *CIMAC World Cong. on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation, Rail Traction*, 2010, 195 p.
- [10] Jia T.-M., Li G.-X., Yu Y.-S., Xu Y.-J. Effects of Ultra-High Injection Pressure on Penetration Characteristics of Diesel Spray and a Two-Mode Leading Edge Shock Wave. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, vol. 79, pp. 126–133. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.07.006>
- [11] Nishida K., Zhu J., Leng X. et al. Effects of Micro-Hole Nozzle and Ultra-High Injection Pressure on Air Entrainment, Liquid Penetration, Flame Lift-Off and Soot Formation Of Diesel Spray Flame. *International Journal of Engine Research*, 2017, vol. 18, pp. 51–65. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087416688805>
- [12] Chen P., Wang W., Roberts W. Spray and Atomization of Diesel Fuel and its Alternatives from a Single-Hole Injector Using a Common Rail Fuel Injection System. *Fuel*, 2013, vol. 103, pp. 850–861. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.08.013>
- [13] Wang X., Huang Z., Zhang W. et al. Effects of Ultra-High Injection Pressure and Micro-Hole Nozzle on Flame Structure and Soot Formation of Impinging Diesel Spray. *Applied Energy*, 2011, vol. 88, pp. 1620–1628. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2010.11.035>
- [14] Grekhov L., Mahkamov K., Kuleshov A. Optimization of Mixture Formation and Combustion in Two-Stroke OP Engine Using Innovated Diesel Spray Combustion Model and Fuel System Simulation Software. *SAE Technical Paper*, 2015, no. 2015-01-1859. DOI: <https://doi.org/10.4271/2015-01-1859>
- [15] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel Equipment and Diesel Control Systems]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2005, 344 p. (In Russ.).
- [16] Salvador F.J., Gimeno J., Carreres M. et al. Experimental Assessment of the Fuel Heating and the Validity of the Assumption of Adiabatic Flow Through the Internal Orifices of a Diesel Injector. *Fuel*, 2017, vol. 188, pp. 442–451. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.10.061>
- [17] Theodorakakos A., Strotos G., Mitroglou N. et al. Friction-Induced Heating in Nozzle Hole Micro-Channels under Extreme Fuel Pressurization. *Fuel*, 2014, vol. 123, pp. 143–150. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.01.050>
- [18] Grekhov L.V., Markov V.A., Arsenov N.A. et al. Analysis and Correction of Individual Property Values of Motor Fuels and Other Liquids. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2022, no. 7 (748), pp. 49–67. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-7-49-67>
- [19] Zhao J., Grekhov L., Onishchenko D. et al. Methods for Calculating Fuel Heating in Electrically Controlled Injectors of Common Rail Diesel Systems. *Fuel*, 2021, vol. 305, no. 121526. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121526>
- [20] Zhao J., Lu X., Grekhov L. Experimental Study on the Fuel Heating at the Nozzle of the High Pressure Common-Rail Injector. *Fuel*, 2020, vol. 283, no. 119281. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119281>
- [21] Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U. et al. Influence of High Injection Pressure on Fuel Injection Performances and Diesel Engine Working Process. *Thermal Science*, 2015, vol. 19, no. 6, pp. 2245–2253. DOI: <https://doi.org/10.2298/TSCI151109192S>
- [22] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Technologies*, 2013, no. 2013-01-0882. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [23] Zhao J., Grekhov L., Ma X. et al. Specific Features of Diesel Fuel Supply under Ultra-High Pressure. *Applied Thermal Engineering*, 2020, vol. 179, pp. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115699>
- [24] Zhao J., Yue P., Grekhov L. et al. Temperature and Frequency Dependence of Electrical Iron Effects on Electromagnetic Characteristics of High-Speed Solenoid Valve for Common Rail Injector. *International Journal of Applied Electromagnetics*, 2018, vol. 60, no. 2, pp. 173–185. DOI: <https://doi.org/10.3233/JAE-180022>

Материалы получены редакцией 16.11.2022

Сведения об авторах

Грехов Леонид Вадимович — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: lgrekhov@mail.ru

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

Барченко Филипп Борисович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: barchenco@mail.ru

Чжао Цзяньхуэй — профессор Колледжа энергетики и энергетического машиностроения Харбинского инженерного университета. E-mail: zhaojianhui@hrbeu.edu.cn

Information about the authors

Grekhov Leonid Vadimovich — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: lgrekhov@mail.ru

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

Barchenko Filipp Borisovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of Department “Combined Engines and Alternative Power Plants”, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: barchenco@mail.ru

Jianhui Zhao — Professor, College of Energy and Power Engineering, Harbin Engineering University. E-mail: zhaojianhui@hrbeu.edu.cn

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Грехов Л.В., Марков В.А., Барченко Ф.Б., Чжао Ц. Тепловые и гидродинамические условия впрыскивания топлива при сверхвысоких давлениях. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 3–13.

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.3-13>

Citation:

Grekhov L.V., Markov V.A., Barchenko F.B., Zhao J. Thermal and Hydrodynamic Conditions of Fuel Injection at Ultrahigh Pressure. *Engines Construction*, 2023, no. 1 (291), pp. 3–13. (In Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.3-13>

УДК 621.436

DOI: 10.18698/jec.2023.1.14-23

Сравнительный анализ технико-экономических и экологических показателей тепловозного дизеля, оснащенного разными турбокомпрессорами

Д.С. Шестаков^{1,2}, Л.В. Плотников², А.С. Сальников¹¹ ООО «Уральский дизель-моторный завод»² Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

Comparative Analysis of the Technical, Economic and Environmental Performance of a Diesel Locomotive Engine Equipped with Different Turbochargers

D.S. Shestakov^{1,2}, L.V. Plotnikov², A.S. Salnikov¹¹ Ural Diesel Engine Plant² Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin

Несмотря на ужесточение экологических норм, поршневые двигатели применяются фактически во всех отраслях экономики в России и мире. Известно, что совершенствования конструкции впускных и выпускных систем, включая турбокомпрессор, служат эффективным способом повышения эксплуатационных и экологических двигателей. В рамках данной работы были проведены сравнительные исследования двух конструкций системы турбонаддува дизеля 8ЧН 21/21 (номинальной мощностью 1000 кВт при частоте вращения коленвала 1500 мин⁻¹). В первом варианте двигатель комплектовался одним турбокомпрессором ТК18В, во втором — двумя турбокомпрессорами ТКР180 российского производства. Стендовые испытания проводили по тепловозной характеристике (восемь позиций и на режиме электростанции мощностью 1000 кВт — девятая позиция). В результате были получены экспериментальные данные об основных технико-экономических и экологических показателях рассматриваемого дизеля с разными турбокомпрессорами. Показано, что использование в системе наддува дизеля 8ЧН 21/21 двух турбокомпрессоров вместо одного имеет ряд положительных эффектов: 1) снижение удельного расхода топлива на 1,8...2,2 %; 2) увеличение массового расхода воздуха в среднем на 5,5 %; 3) уменьшение концентрации выбросов оксидов азота, оксида углерода и углеводородов в отработавших газах в среднем на 37, 35 и 20 % соответственно. Дополнительно сформулированы дальнейшие направления совершенствования технико-экономических и экологических показателей данного дизеля.

Ключевые слова: тепловозный двигатель, турбокомпрессор, система наддува дизеля, технико-экономические характеристики, экологические показатели, стендовые испытания, гидравлическая характеристика, тепловозная характеристика

Despite the tightening of environmental regulations, piston engines are used in virtually all sectors of the economy in Russia and the world. It is known that improvements in the design of intake and exhaust systems, including turbocharger, serve as an effective way to improve the performance and environmental performance of engines. In the framework of these work, comparative studies of two designs of turbocharger system of diesel engine 8ChN 21/21 (rated power of 1000 kW at a crankshaft rotation frequency of 1500 min⁻¹) were carried out. In the first version the engine was equipped with one turbocharger TK18B, in the second — with two turbochargers TKR180 of Russian production. The bench tests were carried out according to the diesel locomotive characteristics (eight positions and on the power plant mode of 1000 kW — the ninth position). As a result, experimental data on the main technical, economic and environmental performance of the diesel engine under consideration with different turbochargers were obtained. It is shown that the use of two turbochargers in the supercharger system of 8ChN 21/21 diesel engine instead of one has a number of positive effects: 1) reduction of specific fuel consumption by 1.8...2.2 %; 2) increase of mass air consumption by 5.5 % on average;

3) reduction of nitrogen oxides, carbon monoxide and hydrocarbons emissions concentration in exhaust gases by 37, 35 and 20 % on average respectively. In addition, further directions for improving the technical, economic and environmental performance of the diesel engine are formulated.

Keywords: diesel engine, turbocharger, diesel supercharger system, technical and economic characteristics, environmental performance, bench tests, hydraulic performance, diesel characteristic curve

Введение

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) активно применяются во всех отраслях мировой экономики. При этом, ввиду повышенной экономичности и высоких удельных показателей наибольшее распространение получили дизельные двигатели с турбонаддувом. Однако в последние годы экологическая политика и многие регулирующие меры направлены на сокращение выбросов токсичных веществ в отработавших газах дизельных двигателей в связи с повышением осведомленности о вреде для окружающей среды и здоровья человека [1]. Соответственно, на грузовые операции, в том числе железнодорожные перевозки, обращают особое внимание как на отрасль, которая может способствовать серьезным экологическим изменениям, особенно в районах, расположенных рядом с крупными городами. Поэтому актуальные цели совершенствования дизельных двигателей состоят в повышении их КПД и снижении экологической нагрузки при эксплуатации [2]. Достижение этих целей возможно путем доводки параметров рабочего цикла дизеля или модернизации его основных функциональных систем.

На сегодняшний день существует большое количество научно-технических исследований, направленных на повышение удельных показателей, улучшение экономичности и экологичности поршневых двигателей: рекуперацию отработавших газов, совершенствование системы турбонаддува, компаундирование двигателя Ренкина, применение термоэлектрических генераторов, повышение эффективности процессов смесеобразования и сгорания, управление фазами газораспределения и др. [3, 4]. При этом повышение качества процессов газообмена благодаря совершенствованию конструкции впускных и выпускных систем, включая турбокомпрессор (ТК), остается действенным способом повышения эксплуатационных и экологических показателей поршневых двигателей [4–6].

Рассмотрим некоторые научно-технические результаты других авторов по улучшению экс-

плуатационных показателей двигателей в результате совершенствования системы газообмена. Известно, что принцип работы ТК (например, импульсный или изобарный) и виды конструктивных решений турбокомпрессоров (в частности, осевая или радиальная турбина) оказывают существенное влияние на технико-экономические показатели дизелей [7–9]. Установлено, что благодаря оптимизации системы наддува можно улучшить топливную экономичность дизеля вплоть до 4,5 % [10]. При этом за счет доводки конструкции турбины ТК можно повысить мощность двигателя в среднем на 6 % [11].

Также перспективным способом улучшения эксплуатационных показателей дизелей остается применение в турбокомпрессоре турбины с изменяемой геометрией [12]. Отметим, что это способ требует детального изучения газодинамических и теплообменных характеристик нестационарных потоков в проточных частях ТК и канал системы газообмена двигателя [13–15]. Продолжаются исследования по использованию в поршневых двигателях разных принципов наддува [16, 17] и так называемого гибридного наддува (использование аккумуляторов сжатого воздуха или электропривода) [18, 19].

Эти действия направлены на улучшение динамических характеристик дизелей с ТК, а также на повышение экономичности и экологичности энергоустановок с поршневыми двигателями. Также остаются актуальными перманентные задачи по согласованию расходных характеристик поршневого двигателя и турбокомпрессора [20, 21], а также по улучшению работы дизелей на частичных и переходных режимах [22, 23]. Решение этих задач также позволит получить более высокие эксплуатационные показатели и тем самым повысить конкурентоспособность российских дизелей в мире. Соответственно, на основе анализа литературы можно констатировать, что модернизация и оптимизация конструкций впускных и выпускных систем дизельных двигателей с турбонаддувом остается актуальным направлением развития энерге-

тики и поршневого двигателестроения. Таким образом, основные задачи данного исследования состояли в получении экспериментальных данных о технико-экономических и экологических показателях дизеля 8ЧН 21/21, оснащенного разными турбокомпрессорами, и на этой основе — определении дальнейших мероприятий по совершенствованию указанного двигателя.

Постановка задачи исследования и методика проведения испытаний

Объектом исследования являлся двигатель 8ЧН 21/21 (производства ООО «Уральский дизель-моторный завод», г. Екатеринбург), представляющий собой четырехтактный дизель с V-образным расположением цилиндров под

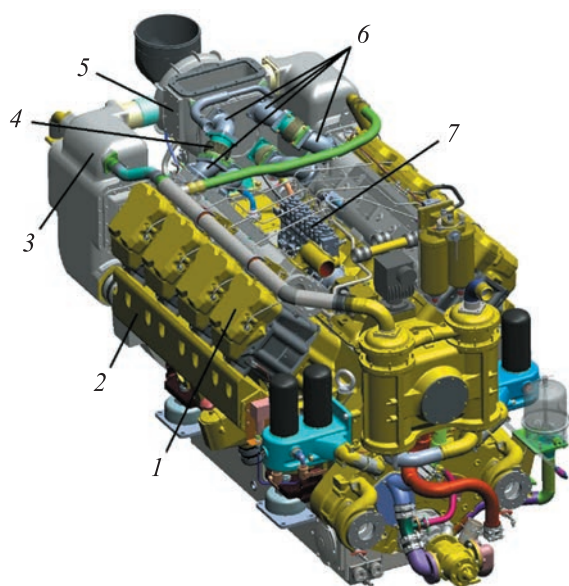


Рис. 1. Общий вид дизеля 8ЧН 21/21 с одним турбокомпрессором (TK18B):

1 — головка цилиндра; 2 — впускной коллектор; 3 — охладитель наддувочного воздуха; 4 — компенсатор; 5 — турбокомпрессор; 6 — патрубок подвода газа к турбине; 7 — топливный насос высокого давления

углом 90° , с непосредственным впрыском топлива, турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Номинальная мощность двигателя составляла 1000 кВт при частоте вращения коленвала 1500 мин^{-1} (рис. 1).

В рамках данной работы были исследованы две конструкции системы турбонаддува дизеля 8ЧН 21/21: 1) с одним турбокомпрессором TK18B, подающим воздух на оба блока; 2) с двумя турбокомпрессорами ТКР180, подающими воздух каждый на свой блок, т. е. работающими параллельно. Ориентировочные параметры турбокомпрессоров в контрольной точке на номинальном режиме приведены в табл. 1.

Стендовые испытания проводили по тепловозной характеристике (восемь позиций и на режиме электростанции мощностью 1000 кВт — девятая позиция) на опытном дизеле 8ЧН 21/21, последовательно укомплектованном сначала турбокомпрессором TK18B, а затем турбокомпрессорами ТКР 180. Иные элементы двигателя, в том числе секции охлаждения наддувочного воздуха и узлы газозавоздушного тракта, при проведении испытаний с обоими системами турбонаддува оставались неизменными.

В ходе проведения испытаний были получены гидравлические характеристики, данные об основных технико-экономических показателях и величинах концентрации вредных веществ в отработавших газах (ГОСТ 31967–2012) при работе двигателя в соответствии с тепловозной характеристикой с двумя вариантами комплектации системы наддува.

Схемы систем наддува дизеля 8ЧН 21/21 с указанием мест измерений физических параметров представлены на рис. 2 и 3. На этих рисунках введены следующие обозначения: К — компрессор, Т — турбина, Δp — разряжение на впуске в компрессор, t_b — температура воздуха за компрессором, p_b — давление воздуха за

Таблица 1. Параметры турбокомпрессоров в контрольной точке на номинальном режиме работы двигателя 8ЧН 21/21

Параметр ТК	TK18B	TKP180
Степень повышения давления	2,7–2,8	3–3,1
Расход воздуха, кг/с	2	1
Диаметр колеса компрессора, мм	240	180
Тип турбины	Осевая	Радиально-осевая
Количество ТК на двигателе	1	2

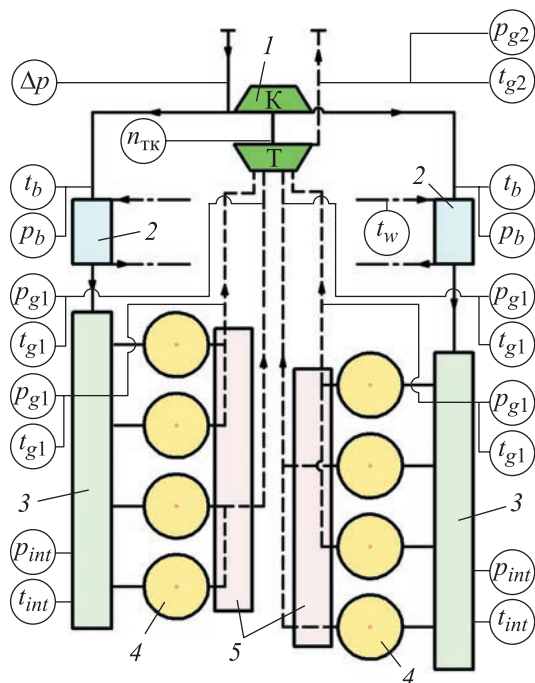


Рис. 2. Схема системы наддува дизеля 8ЧН 21/21 с одним турбокомпрессором (TK18B) и места установки датчиков во время испытаний:

1 — турбокомпрессор; 2 — охладитель наддувочного воздуха; 3 — впускной коллектор; 4 — головка цилиндра; 5 — выпускной коллектор

компрессором, p_{g1} — давление газов перед турбиной, t_{g1} — температура газов перед турбиной, p_{int} — давление воздуха во впускном коллекторе, t_{int} — температура воздуха во впускном коллекторе, p_{g2} — давление газов за турбиной, t_{g2} — температура газов за турбиной, t_a — температура воздуха на входе в ТК, t_w — температура воды на входе в охладитель наддувочного воздуха, n_{TK} — частота вращения ротора ТК. Также в ходе проведения опытов измеряли концентрацию оксидов азота S_{NO_x} , концентрацию оксидов углерода S_{CO} и концентрацию углеводородов S_{CH} в процентах объемных долей в отработавших газах.

Используемые в данной работе измерительные приборы и погрешность эксперимента представлены в предыдущих публикациях [24, 25]. Точность измерения обеспечивалась технологическими характеристиками оборудования, а также их периодической поверкой.

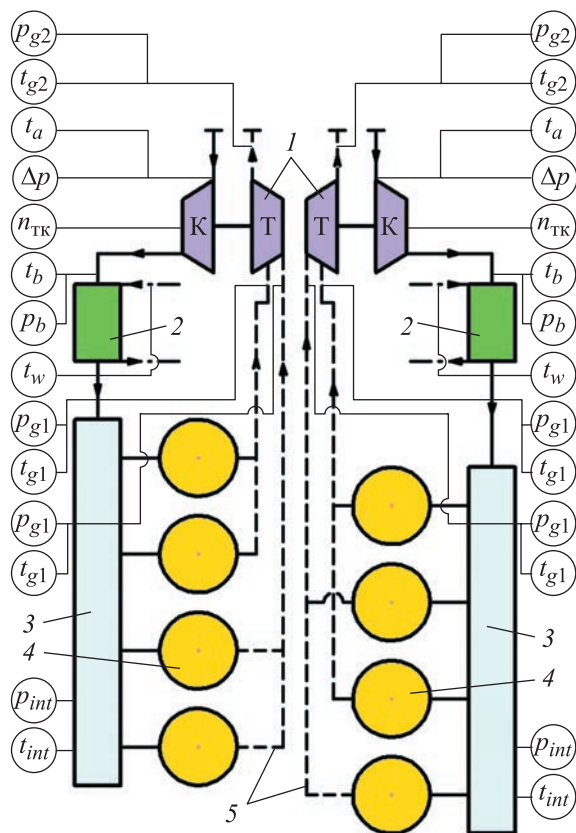


Рис. 3. Схема системы наддува дизеля 8ЧН 21/21 с двумя турбокомпрессорами (TKP180) и места установки датчиков во время испытаний:

1 — турбокомпрессор; 2 — охладитель наддувочного воздуха; 3 — впускной коллектор; 4 — головка цилиндра; 5 — выпускной коллектор

Результаты испытаний и их анализ

Гидравлические характеристики дизеля, укомплектованного обоими типами турбокомпрессоров представлены на рис. 4 и 5. На рис. 4 видно, что режимы работы двигателя с одним турбокомпрессором на 5–9 позициях тепловоза располагаются в зоне максимальной эффективности работы характеристики компрессора (КПД компрессора ТК на этих режимах составляет 0,8). При этом частота вращения ротора турбокомпрессора на номинальном режиме работы двигателя не превышает максимально разрешенную. Соответственно, можно заключить, что согласование расходных характеристик турбокомпрессора TK18B и дизеля 8ЧН 21/21 является оптимальным.

Также установлено, что режимы работы двигателя с двумя турбокомпрессорами на позициях 5, 7–9 располагаются вне зоны максимальной эффективности работы характеристики

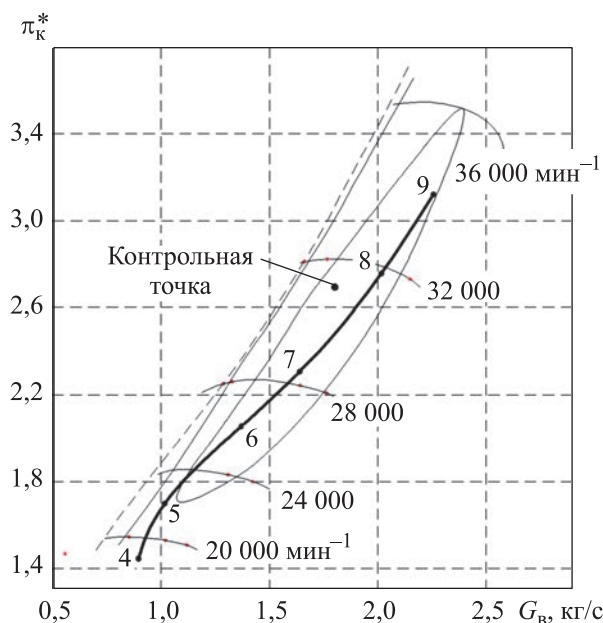


Рис. 4. Гидравлическая характеристика дизеля 8ЧН 21/21 с одним турбокомпрессором (TK18B)

компрессора (см. рис. 5). Так, КПД компрессора на режимах 7–9 составляет примерно 0,77–0,78 при максимально возможном — 0,8. Поэтому в перспективе можно добиться дополнительно улучшения эффективности тепловозного дизеля 8ЧН 21/21 (например, снижение удельного расхода топлива) в результате сдвига характеристики компрессора вправо (в сторону меньших расходов воздуха). Это можно обеспечить изменением площади соплового аппарата турбины или площади диффузора ТК.

Расходные характеристики дизельного двигателя с одним и двумя турбокомпрессорами можно сравнить на рис. 6 (погрешность определения расхода воздуха составляла около 2,0 %, поэтому на рисунке не показана). Установлено, что турбокомпрессоры ТКР180 обеспечивают больший массовый расход воздуха в диапазоне 25...100 % мощности на величину до 5,5 % по сравнению с дизелем с одним ТК (TK18B). Это может оказать положительное влияние на удельные показатели дизеля и на его экологические характеристики.

Сравнительные данные по экономичности дизеля 8ЧН 21/21 с одним и двумя турбокомпрессорами при его работе по тепловозной характеристике представлены на рис. 7.

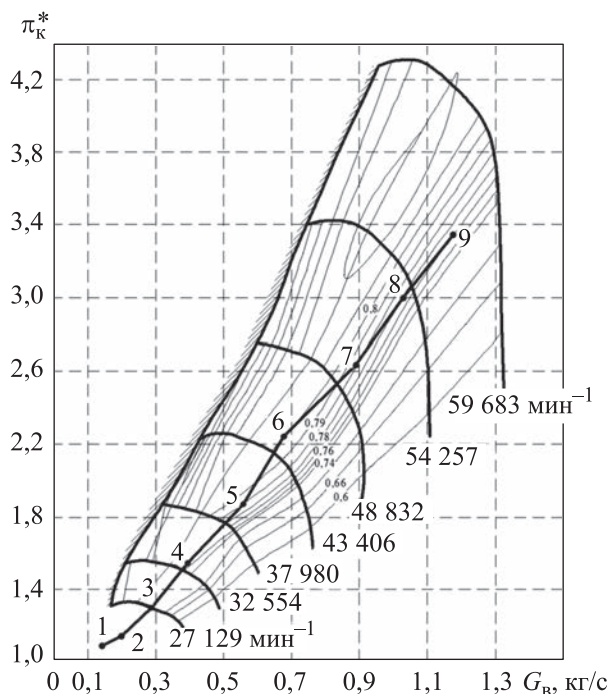


Рис. 5. Гидравлическая характеристика дизеля 8ЧН 21/21 с двумя турбокомпрессорами (TKP180)

Установлено, что удельный расход топлива g_e на режимах 15...25 % от номинальной мощности при применении одного турбокомпрессора ТК18B ниже на 1,8 % (рис. 7). При этом в диапазоне 25...100 % мощности g_e меньше на 1,5...2,2 % при использовании двух ТК (TKP180) по сравнению со значением g_e для дизеля с одним турбокомпрессором. Соответственно, можно констатировать, что использование на дизеле 8ЧН 21/21 системы наддува с двумя ТК приводит к улучшению его экономичности почти во всем диапазоне работы, за исключением режимов, близких к холостому ходу.

Сравнить данные о концентрации вредных веществ в отработавших газах дизеля 8ЧН 21/21 с разными системами наддува можно на основе рис. 8–10.

На рис. 8 видно, что использование системы наддува с двумя турбокомпрессорами (TKP180) вызывает существенное снижение концентрации оксидов азота S_{NO_x} в отработавших газах дизеля 8ЧН 21/21 по сравнению с системой с одним ТК. Уменьшение S_{NO_x} достигает величины 40...60 % на режимах в диапазоне от 40 до 75 % от номинальной мощности. Это можно объяснить снижением максимальной и средней температуры цикла в цилиндре дизеля след-

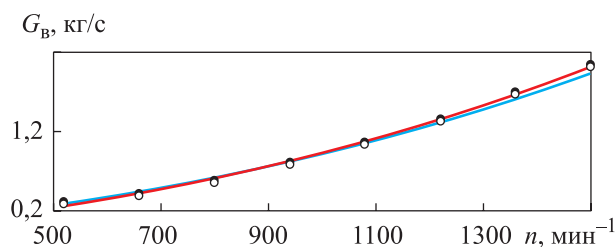


Рис. 6. Зависимости массового расхода воздуха G_B от частоты вращения коленвала n дизеля 8ЧН 21/21 с одним (—) и двумя (—) турбокомпрессорами (метки на графиках соответствуют экспериментальным точкам)

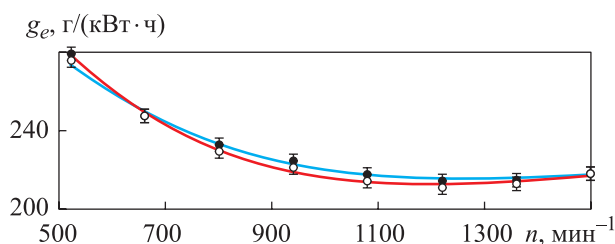


Рис. 7. Зависимости удельного расхода топлива g_e от частоты вращения коленвала n дизеля 8ЧН 21/21 с одним (—) и двумя (—) турбокомпрессорами (метки на графиках соответствуют экспериментальным точкам)

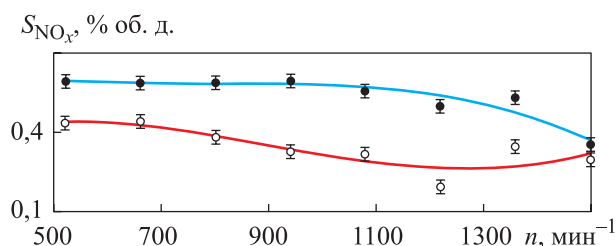


Рис. 8. Зависимости концентрации оксидов азота S_{NO_x} от частоты вращения коленвала n дизеля 8ЧН 21/21 с одним (—) и двумя (—) турбокомпрессорами (метки на графиках соответствуют экспериментальным точкам)

ствие небольшого увеличения расхода воздуха (см. рис. 6) и некоторого улучшения охлаждения элементов камеры сгорания.

На рис. 9 видно, что концентрация оксидов углерода S_{CO} в отработавших газах снижается на 30...55 % при использовании в системе наддува дизеля 8ЧН 21/21 двух турбокомпрессоров (ТКР180) вместо одного ТК18В. При этом наиболее существенное снижение S_{CO} имеет место на режимах 50...100 % номинальной мощности.

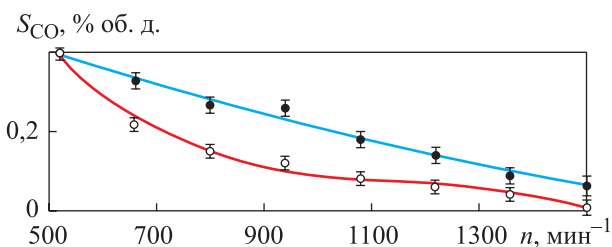


Рис. 9. Зависимости концентрации оксидов углерода S_{CO} от частоты вращения коленвала n дизеля 8ЧН 21/21 с одним (—) и двумя (—) турбокомпрессорами (метки на графиках соответствуют экспериментальным точкам)

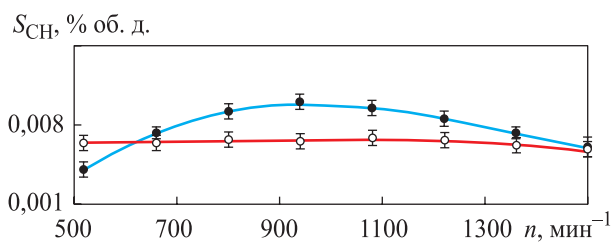


Рис. 10. Зависимости концентрации углеводородов S_{CH} от частоты вращения коленвала n дизеля 8ЧН 21/21 с одним (—) и двумя (—) турбокомпрессорами (метки на графиках соответствуют экспериментальным точкам)

Это может быть связано с улучшения процессов смесеобразования и сгорания из-за роста массового расхода воздуха на 5,5 % при использовании в системе наддува двух ТК.

На рис. 10 видно, что концентрация углеводородов S_{CH} в отработавших газах также существенно зависит от конфигурации системы наддува дизеля 8ЧН 21/21. Выявлено, что на большинстве режимов работы двигателя имеет место уменьшение S_{CH} в среднем на 20 % при установке двух ТК вместо одного. Это также может быть вызвано изменением условий для процессов смесеобразования и сгорания топливно-воздушной смеси в цилиндре дизеля.

Отметим, что несмотря на существенное улучшение экологичности дизеля 8ЧН 21/21 при использовании двух турбокомпрессоров (ТКР180), концентрации вредных веществ в отработавших газах незначительно превосходят нормативные значения. Поэтому завод планирует продолжить совершенствовать основные системы дизеля и параметры его рабочего процесса с целью улучшения технико-экономических и экологических показателей, в частности, за счет

оптимизации гидравлической характеристики (подбора проточных частей турбины и компрессора), настройки топливной системы (подбора угла опережения впрыска топлива, увеличения давления впрыска топлива), использования рециркуляции отработавших газов и др.

Выводы

На основе проведенных испытаний и анализа полученных данных можно сделать следующие основные выводы.

1. Получены экспериментальные данные о технико-экономических и экологических показателях дизеля 8ЧН 21/21 с системой наддува, оснащенной одним и двумя турбокомпрессорами, при его работе по тепловозной характеристике.

2. Установлено, при комплектации дизеля двумя турбокомпрессорами имеет место снижение удельного расхода топлива в среднем на 2 % по сравнению с двигателем, имеющим один ТК (что объясняется некоторым увеличением КПД турбокомпрессора и улучшением условий для процессов смесеобразования и сгорания);

3. Выявлено, что два турбокомпрессора ТКР180 обеспечивают больший массовый расход воздуха в среднем на 5,5 % в диапазоне работы дизеля 25...100 % номинальной мощности по сравнению с системой наддува с одним ТК (незначительное увеличение расходных характеристик вызваны особенностями гидравлических характеристик двух турбокомпрессоров).

4. Показано, что дизель с двумя ТК имеет существенно лучшую экологичность:

- концентрация выбросов оксидов азота при применении двух турбокомпрессоров ниже в среднем на 37 % (вероятно, это связано с уменьшением максимальной температуры цикла);

- концентрация выбросов оксида углерода уменьшилась в среднем на 35 % (что можно объяснить увеличением расходных характеристик);

- концентрация выбросов углеводородов упала в среднем на 20 % (что связано с улучшением процессов смесеобразования и сгорания).

5. Сформулированы дальнейшие направления совершенствования эксплуатационных и экологических характеристик дизеля 8ЧН 21/21.

Литература

- [1] Martinez A.S., Brouwer J., Samuelsen G.S. Comparative Analysis of SOFC-GT Freight Locomotive Fueled by Natural Gas and Diesel with Onboard Reforming. *Applied Energy*, 2015, vol. 148, pp. 421–438. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.093>
- [2] Reitz R.D., Ogawa H., Payri R., Fansler T. et al. IJER Editorial: The Future of the Internal Combustion Engine. *International Journal of Engine Research*, 2019, vol. 21 (1), pp. 3–10. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087419877990>
- [3] Armstead J.R., Miers S.A. Review of Waste Heat Recovery Mechanisms for Internal Combustion Engines. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2014, vol. 6 (1), art. no. 014001. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4024882>
- [4] Микитенко А.Н., Некрасов М.Д., Мустафин Ш.Р., Сиваконьев А.В. Наддув двигателя. *Интернаука*, 2021, № 44–2 (220), с. 87–88.
- [5] Hu B., Akehurst S., Brace C. Novel Approaches to Improve the Gas Exchange Process of Downsized Turbocharged Spark-Ignition Engines: A Review. *International Journal of Engine Research*, 2016, vol. 17 (6), pp. 595–618. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087415599866>
- [6] Жилкин Б.П., Лашманов В.В., Плотников Л.В., Шестаков Д.С. Совершенствование процессов в газозоодушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания. Екатеринбург, Изд-во Урал. ун-та, 2015, 228 с.
- [7] Макарова А.В., Немовленко А.Е., Кирпиков М.В. Принцип работы и виды конструктивных решений турбокомпрессоров. *Студенческий вестник*, 2021, № 46–8 (191), с. 26–29.
- [8] Бердник А.Н., Тимошенко Д.В., Пассар А.В. Выбор системы газотурбинного наддува высокооборотного судового дизеля. *Морские интеллектуальные технологии*, 2020, № 1–1 (47), с. 60–65. DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2020.47.1.003>
- [9] Anton N., Genrup M., Fredriksson C., Larsson P.-I., Christiansen-Erlandsson A. Axial Turbine Design for a Twin-Turbine Heavy-Duty Turbocharger Concept. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 2018, vol. 2B-2018. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2018-75453>
- [10] Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува. *Двигателестроение*, 2014, № 4 (258), с. 19–28.

- [11] Zhu D., Zheng X. Potential for Energy and Emissions of Asymmetric Twin-Scroll Turbocharged Diesel Engines Combining Inverse Brayton Cycle System. *Energy*, 2019, vol. 179, pp. 581–592. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.028>
- [12] Tang H., Pennycott A., Akehurst S., Brace C.J. A Review of the Application of Variable Geometry Turbines to the Downsized Gasoline Engine. *International Journal of Engine Research*, 2014, vol. 16 (6), pp. 810–825. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087414552289>
- [13] Zhao R., Li W., Zhuge W., Zhang Y. Unsteady Flow Loss Mechanism and Aerodynamic Improvement of Two-Stage Turbine under Pulsating Conditions. *Entropy*, 2019, vol. 21 (10), art. no. 985. DOI: <https://doi.org/10.3390/e21100985>
- [14] Гришин Ю.А. Особенности взаимодействия импульсов потока в выпускной системе дизеля с турбиной турбокомпрессора. *Грузовик*, 2018, № 6, с. 3–9.
- [15] Плотников Л.В., Жилкин Б.П., Бродов Ю.М. Экспериментальное исследование и совершенствование процессов газообмена поршневых и комбинированных ДВС в условиях газодинамической нестационарности. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 12 (669), с. 35–44. DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2015-12-35-44>
- [16] Tatarnikov A.P., Lezhnev L.Y., Petrichenko D.A., Korotkov V.S., Stukolkin R.V. Alternative Methods of Turbocharger Efficiency Improvement. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 2017, vol. 8 (12), pp. 966–974.
- [17] Химич В.Л., Епифанов Д.В. Применение систем наддува в зависимости от уровня форсирования быстроходного автомобильного дизеля для выполнения требований экологических стандартов. *Журнал автомобильных инженеров*, 2010, № 3 (62), с. 24–28.
- [18] Карев А.М., Гузалов А.С., Сумкин Р.П. Основные направления развития дизельных двигателей. *Техника и технологии: теория и практика*, 2020, № 1, с. 41–60. DOI: <https://doi.org/10.34286/2712-7419-2020-1-1-41-60>
- [19] Радченко П.М., Резник А.Г., Данилович А.П. Адаптивный турбонаддув дизель-генератора. *Транспорт Российской Федерации*, 2015, № 4 (59), с. 53–59.
- [20] Yang M., Gu Y., Deng K., Yang Z., Zhang Y. Analysis on Altitude Adaptability of Turbocharging Systems for a Heavy-Duty Diesel Engine. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 128, pp. 1196–1207. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.065>
- [21] Padzillah M.H., Rajoo S., Martinez-Botas R.F. Influence of Speed and Frequency Towards the Automotive Turbocharger Turbine Performance under Pulsating Flow Conditions. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 80, pp. 416–428. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.01.047>
- [22] Zhang H., Tang X., Qian Y., Shi L., Deng K. Study on Optimal Control Strategy for Regulated Two-Stage Turbocharged Diesel Engine during Transient Process. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2021, vol. 35 (12), pp. 5699–5712. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-021-1139-2>
- [23] Song K., Upadhyay D., Xie H. An Assessment of the Impacts of Low-Pressure Exhaust Gas Recirculation on the Air Path of a Diesel Engine Equipped with Electrically Assisted Turbochargers. *International Journal of Engine Research*, 2021, vol. 22 (1), pp. 3–21. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087419854294>
- [24] Шестаков Д.С., Лашманов Д.А. Модернизация выпускных коллекторов тепловозного дизель-генератора ДГ882Л. *Транспорт Урала*, 2020, № 3 (66), с. 68–71. DOI: <https://doi.org/10.20291/1815-9400-2020-3-68-71>
- [25] Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И. Совершенствование процесса топливоподачи тепловозного дизеля 8ЧН 21/21, работающего по циклу Миллера. *Двигателестроение*, 2021, № 1, с. 20–25.

References

- [1] Martinez A.S., Brouwer J., Samuelsen G.S. Comparative Analysis of SOFC-GT Freight Locomotive Fueled by Natural Gas and Diesel with Onboard Reforming. *Applied Energy*, 2015, vol. 148, pp. 421–438. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.093>
- [2] Reitz R.D., Ogawa H., Payri R., Fansler T. et al. IJER Editorial: The Future of the Internal Combustion Engine. *International Journal of Engine Research*, 2019, vol. 21 (1), pp. 3–10. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087419877990>
- [3] Armstead J.R., Miers S.A. Review of Waste Heat Recovery Mechanisms for Internal Combustion Engines. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2014, vol. 6 (1), art. no. 014001. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4024882>
- [4] Mikitenko A.N., Nekrasov M.D., Mustafin Sh.R., Sivakon'ev A.V. Engine Boost. *Internauka*, 2021, no. 44–2 (220), pp. 87–88. (In Russ.).

- [5] Hu B., Akehurst S., Brace C. Novel Approaches to Improve the Gas Exchange Process of Downsized Turbocharged Spark-Ignition Engines: A Review. *International Journal of Engine Research*, 2016, vol. 17 (6), pp. 595–618. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087415599866>
- [6] Zhilkin B.P., Lashmanov V.V., Plotnikov L.V., Shestakov D.S. *Sovershenstvovanie protsessov v gazovozdushnykh traktakh porshnevnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Improvement of Processes in Gas-Air Paths of Reciprocating Internal Combustion Engines]. Ekaterinburg, UFU publ., 2015, 228 p. (In Russ.).
- [7] Makarova A.V., Nemovlenko A.E., Kirpikov M.V. The Principle of Operation and Types of Design Solutions for Turbochargers. *Studencheskiy vestnik*, 2021, no. 46–8 (191), pp. 26–29. (In Russ.).
- [8] Berdnik A.N., Timoshenko D.V., Passar A.V. Selection of Supercharging System for High-Speed Marine Diesel Engine. *Morskie intellektual'nye tekhnologii*, 2020, no. 1–1 (47), pp. 60–65. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2020.47.1.003>
- [9] Anton N., Genrup M., Fredriksson C., Larsson P.-I., Christiansen-Erlandsson A. Axial Turbine Design for a Twin-Turbine Heavy-Duty Turbocharger Concept. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 2018, vol. 2B-2018. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2018-75453>
- [10] Tsipilenkin G.E., Iovlev V.I. Turbocharging System Optimization as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency. *Engines Construction*, 2014, no. 4 (258), pp. 19–28. (In Russ.).
- [11] Zhu D., Zheng X. Potential for Energy and Emissions of Asymmetric Twin-Scroll Turbocharged Diesel Engines Combining Inverse Brayton Cycle System. *Energy*, 2019, vol. 179, pp. 581–592. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.028>
- [12] Tang H., Pennycott A., Akehurst S., Brace C.J. A Review of the Application of Variable Geometry Turbines to the Downsized Gasoline Engine. *International Journal of Engine Research*, 2014, vol. 16 (6), pp. 810–825. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087414552289>
- [13] Zhao R., Li W., Zhuge W., Zhang Y. Unsteady Flow Loss Mechanism and Aerodynamic Improvement of Two-Stage Turbine under Pulsating Conditions. *Entropy*, 2019, vol. 21 (10), art. no. 985. DOI: <https://doi.org/10.3390/e21100985>
- [14] Grishin Yu.A. Peculiarities of Interaction of Flow Pulses in the Diesel Engine Exhaust System with the Turbocharger Turbine. *Gruzovik*, 2018, no. 6, pp. 3–9. (In Russ.).
- [15] Plotnikov L.V., Zhilkin B.P., Brodov Yu.M. Experimental Study and Improvement of Gas Exchange Processes in Piston and Combined Internal Combustion Engines in Unsteady Gas-Dynamic Conditions. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2015, no. 12 (669), pp. 35–44. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2015-12-35-44>
- [16] Tatarnikov A.P., Lezhnev L.Y., Petrichenko D.A., Korotkov V.S., Stukolkin R.V. Alternative Methods of Turbocharger Efficiency Improvement. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 2017, vol. 8 (12), pp. 966–974.
- [17] Khimich V.L., Epifanov D.V. The Use of Boost Systems Depending on the Boost Level of a High-Speed Automobile Diesel Engine to Meet the Requirements of Environmental Standards. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*, 2010, no. 3 (62), pp. 24–28. (In Russ.).
- [18] Karev A.M., Guzalov A.S., Sumkin R.P. Main Directions of Development of Diesel Engines. *Tekhnika i tekhnologii: teoriya i praktika*, 2020, no. 1, pp. 41–60. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.34286/2712-7419-2020-1-1-41-60>
- [19] Radchenko P.M., Reznik A.G., Danilovich A.P. Adaptive Turbosupercharging for Diesel Generator. *Transport Rossiyskoy Federatsii*, 2015, no. 4 (59), pp. 53–59.
- [20] Yang M., Gu Y., Deng K., Yang Z., Zhang Y. Analysis on Altitude Adaptability of Turbocharging Systems for a Heavy-Duty Diesel Engine. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 128, pp. 1196–1207. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.065>
- [21] Padzillah M.H., Rajoo S., Martinez-Botas R.F. Influence of Speed and Frequency Towards the Automotive Turbocharger Turbine Performance under Pulsating Flow Conditions. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 80, pp. 416–428. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.01.047>
- [22] Zhang H., Tang X., Qian Y., Shi L., Deng K. Study on Optimal Control Strategy for Regulated Two-Stage Turbocharged Diesel Engine during Transient Process. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2021, vol. 35 (12), pp. 5699–5712. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-021-1139-2>
- [23] Song K., Upadhyay D., Xie H. An Assessment of the Impacts of Low-Pressure Exhaust Gas Recirculation on the Air Path of a Diesel Engine Equipped with Electrically Assisted Turbochargers. *International Journal of Engine Research*, 2021, vol. 22 (1), pp. 3–21. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087419854294>
- [24] Shestakov D.S., Lashmanov D.A. Modernization of Exhaust Manifolds of DG882L Diesel-Generator for Diesel Locomotives. *Transport of the Urals*, 2020, no. 3 (66), pp. 68–71. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.20291/1815-9400-2020-3-68-71>

- [25] Kochev N.S., Plotnikov L.V., Grigor'ev N.I. Improvement of Fuel Injection Characteristics of Type 8CHN 21/21 Locomotive Engine Featuring Miller Cycle. *Engines Construction*, 2021, no. 1, pp. 20–25. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 05.08.2022

Сведения об авторах

Шестаков Дмитрий Сергеевич — кандидат технических наук, начальник отдела ООО «Уральский дизель-моторный завод», доцент кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина.

Плотников Леонид Валерьевич — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. E-mail: plotnikovlv@mail.ru

Сальников Алексей Сергеевич — начальник отдела испытаний ООО «Уральский дизель-моторный завод».

Information about the authors

Shestakov Dmitry Sergeevich — Ph. D. (Eng.), Department Head of Ural Diesel Engine Plant, Associate Professor of the Turbines and Engines Department, Ural Federal University Named After the First President of Russia B.N. Yeltsin.

Plotnikov Leonid Valerievich — Dr. Sc. (Eng.), Associate Professor, Professor, Department of Turbines and Engines, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin.
E-mail: plotnikovlv@mail.ru

Salnikov Alexey Sergeevich — Head of Testing Department, Ural Diesel Engine Plant.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Шестаков Д.С., Плотников Л.В., Сальников А.С. Сравнительный анализ технико-экономических и экологических показателей тепловозного дизеля, оснащенного разными турбокомпрессорами. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 14–23. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.14-23>

Citation:

Shestakov D.S., Plotnikov L.V., Salnikov A.S. Comparative Analysis of the Technical, Economic and Environmental Performance of a Diesel Locomotive Engine Equipped with Different Turbochargers. *Engines Construction*, 2023, no. 1 (291), pp. 14–23 (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.14-23>

ТОПЛИВО И СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ПРИСАДКИ

УДК 621.43

DOI: 10.18698/jec.2023.1.24-37

Мало- и сверхмаловязкие моторные масла: преимущества, ограничения и метод расчетной оценки применимости

С.В. Путинцев

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Low- and Ultra-Low-Viscosity Engine Oils: Advantages, Limitations, and Method of Calculated Applicability Evaluation

S.V. Putintsev

Bauman Moscow State Technical University

Кратко проанализированы мировые тенденции к повышению энерго- и ресурсосбережения, а также к улучшению экологической ситуации в результате перехода на смазывание быстроходных, преимущественно автомобильных, поршневых и гибридных, силовых установок мало- и сверхмаловязкими моторными маслами. Представлены как целесообразность, так и технические противоречия, сопутствующие такому переходу. Показано, что эффективное и безопасное применение этих новых эксплуатационных материалов должно опираться на согласование конструкции и режима работы смазываемых движущихся деталей с вязкостью смазочного материала. Описаны научные предпосылки и содержание метода расчетной оценки применимости мало- и сверхмаловязких моторных масел по критерию предельно малой вязкости. Приведен пример расчета указанного критерия и выбора на этой основе соответствующего вязкостного класса энергосберегающего моторного масла для быстроходного дизеля универсального назначения. Составлено заключение о перспективах и ограничениях использования мало- и сверхмаловязких моторных масел в быстроходных поршневых двигателях.

Ключевые слова: энерго- и ресурсосбережение, моторное масло, вязкость, мало- и сверхмаловязкое моторное масло, предельно малая вязкость, быстроходный дизель, трение, износ

The article briefly analyzes the global trends to increase energy and resource saving, as well as to improve the environmental situation as a result of transition to the lubrication of high-speed, mainly automotive, piston and hybrid power plants with low- and ultra-low-viscosity motor oils. Both expediency and technical contradictions accompanying such transition are presented. It is shown, that effective and safe application of these new operational materials should be based on coordination of design and operating mode of lubricated moving parts with viscosity of the lubricant. Scientific preconditions and contents of the method of the calculation estimation of the applicability of low- and super low-viscosity motor oils according to the criterion of the lowest viscosity are described. The example of the mentioned criterion calculation and the choice of the corresponding viscosity grade of energy saving motor oil for the multipurpose high-speed diesel engine is resulted. A conclusion about the prospects and limitations of using low- and super-viscous motor oils in high-speed piston engines is made.

Keywords: energy and resource saving, motor oil, viscosity, low- and super-viscous motor oil, extremely low viscosity, high-speed diesel engine, friction, wear

Введение

Применение маловязких (а в последние годы — и сверхмаловязких) моторных масел в быстроходных поршневых двигателях активно распространяется во всем мире, позволяя (в случае сверхмаловязких масел правильнее будет сказать — обещая) обеспечить не только значимое повышение удельной топливной экономичности за счет снижения потерь на трение смазываемых деталей автомобильных поршневых и гибридных двигателей, но и минимизацию выбросов ряда вредных компонентов, в частности, C и CO_2 , в отработавшие газы, а также, благодаря высокой текучести таких масел, избежать известных проблем высокого износа при «холодном» пуске [1–10].

Разделение моторных масел на группы по вязкости с применением к этим смазочным материалам терминов типа: «обычные» (т. е. «вязкие» и «средневязкие»), «маловязкие» и «сверхмаловязкие» является условным, поскольку официально такие градация и терминология пока не закреплены национальными или международными стандартами. Однако использование этих терминов, привязывающих масла к определенному диапазону значений вязкости, представляющей собой меру внутреннего трения и являющейся основным свойствообразующим показателем жидких смазочных материалов, является удобным и широко применяется как в рекламных, так и в научно-технических текстах.

Анализ представительного числа исследований по направлению трибологии смазочных материалов для поршневых двигателей в нашей стране и за рубежом, а также описаний

стандартов в области классификации моторных масел позволяет предложить следующее распределение этих эксплуатационных материалов по вязкости с использованием двух показателей (табл. 1): 1) высокотемпературной (при 100 °C) кинематической; 2) высокотемпературной (при 150 °C) динамической в условиях высокой (10^6 с^{-1}) скорости сдвига вязкостей, каждый из которых входит в международный стандарт J300, определяющий вязкостный класс моторных масел в рамках спецификации SAE (Society of Automotive Engineers) — табл. 2.

Среди промышленно выпускаемых торговых марок всесезонных смазочных материалов для поршневых двигателей к маловязким моторным маслам (Low Viscosity Engine Oils) относят следующие вязкостные классы по SAE: 5W-30; 5W-20; 0W-20 [5–7]. Низкое сопротивление смещению внутренних слоев, высокая скорость циркуляции, присутствие в составе функционального пакета присадок эффективных модификаторов трения и противоизносных компонентов (в последние годы в качестве таковых наряду с традиционными дитиофосфатами цинка используется инновационный органический молибден), повышающая прочность масляной пленки синтетическая основа (чаще всего — эстеры либо полиальфаолефины), сдерживание эмиссии диоксида углерода и пролонгированный период межсменной работы позволяют этим маслам по совокупности свойств быть причисленными к категории энерго- и ресурсосберегающих смазочных материалов.

Новейшие сверхмаловязкие моторные масла (Ultra-Low Viscosity Engine Oils) еще в большей степени, чем маловязкие, обладают пере-

Таблица 1. Предлагаемое распределение моторных масел по диапазонам и границам значений их вязкости

Название, обозначение и единицы измерения паспортной вязкости	Название масла по принадлежности к диапазону значений вязкости			
	Высоковязкое	Средневязкое	Маловязкое	Сверхмаловязкое
Высокотемпературная (при 100 °C) кинематическая ν_{100}^* , cSt	> 12,5	12,5...9,4	9,3...7,2	≤ 7,1
Высокотемпературная (при 150 °C) динамическая при высокой скорости сдвига, μ_{150}^{**} , мПа·с	> 3,5	3,5...2,7	2,6...2,1	≤ 2,0
* В англоязычных текстах иногда обозначается как KV100 — Kinematic Viscosity 100 degrees Celsius (кинематическая вязкость при температуре 100 °C).				
** Часто обозначается как HTHS — High Temperature High Shear (вязкость при высоких температуре и скорости сдвига).				

Таблица 2. Вязкостные классы и соответствующие им значения характерных вязкостей моторных масел согласно стандарту SAE J300 (редакция 2015 г.)

Класс вязкости	Характерная вязкость, обозначение, единицы измерения						
	Динамическая при отрицательных температурах				ν ₁₀₀ , сСт		μ ₁₅₀ , мПа·с, min
	проворачивания		прокачивания		min	max	
	мПа·с	°C	мПа·с	°C			
0W	6 200	−35	60 000	−40	3,8	−	−
5W	6 600	−30		−35		−	−
10W	7 000	−25		−30	4,1	−	−
15W		−20		−25	5,6	−	−
20W	9 500	−15		−20		−	−
25W	13 000	−10		−15	9,3	−	−
8	−	−	−	−	4,0	6,1	1,7
12	−	−	−	−	5,0	7,1	2,0
16	−	−	−	−	6,1	8,2	2,3
20	−	−	−	−	6,9	9,3	2,6
30	−	−	−	−	9,3	12,5	2,9
40	−	−	−	−	12,5	16,3	3,5...3,7
50	−	−	−	−	16,3	21,9	3,7
60	−	−	−	−	21,9	26,1	

численными выше положительными качествами и ориентированы на применение в современных и перспективных поршневых, гибридных и электрических силовых установках, а также в поршневых двигателях автомобилей специального назначения и мотоциклов. Производимые в настоящее время товарные марки этих масел соответствуют следующим вязкостным классам SAE: 0W-16; 0W-12; 0W-10; 0W-8; 0W-7,5; 0W-6; 0W-5 [3, 8, 11–13].

Несмотря на отмеченные выше преимущества, применение мало- и, в особенности, сверхмаловязких моторных масел сопровождается рядом очевидных ограничений и рисков, обусловленных при прочих равных условиях ростом испаряемости и, главное, снижением напрямую зависящей от вязкости смазочного материала гидродинамической несущей способности (ГНС) масляного слоя, что может приводить в зонах действия высоких температур и внешних нагрузок к интенсификации трения и изнашивания смазываемых деталей поршневого двигателя (рис. 1).

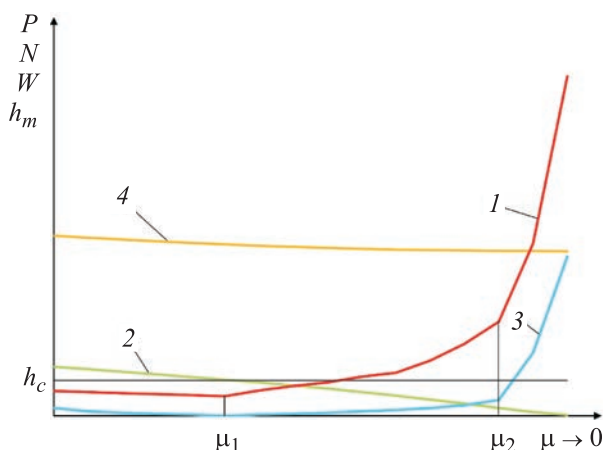


Рис. 1. Полученный с помощью программы PISTON-DHT [14] прогноз влияния динамической вязкости моторного масла μ на основные показатели смазки, трения и изнашивания поршня быстрогоходного дизеля: 1 — мощность потерь на трение юбки поршня N ; 2 — минимальная толщина слоя масла между юбкой поршня и цилиндром h_m ; 3 — износ юбки поршня W за определенную наработку дизеля; 4 — ГНС слоя масла в зазоре сопряжения «юбка поршня — цилиндр» P ; h_c — критическое значение h_m ; μ_1 , μ_2 — верхняя и нижняя границы рациональных (энерго- и ресурсосберегающих) значений вязкости масла соответственно

Рассмотрев представленные на рис. 1 зависимости, на убывающей в направлении стрелки шкале вязкости можно выделить зону малых значений этого показателя (например, от μ_1 до μ_2), в которой наблюдаются одновременно как локальная минимизация потерь на трение, так и отсутствие высокой интенсивности изнашивания. При этом с учетом того, что $\mu_1 > \mu_2$, выход за левую границу (μ_1), т. е. в сторону увеличения вязкости, ничем, кроме незначительного повышения потерь на трение и, в ряде случаев, износа, не грозит работе сопряжения, в то время как выход за правую границу (μ_2) на пути дальнейшего снижения вязкости масла неприемлем, поскольку вызывает не только интенсификацию потерь на трение, но и резкое повышение риска отказа двигателя по причине наступления предельно допустимого (предаврийного) износа деталей.

В этой ситуации любое значение вязкости моторного масла, попадающее в диапазон от μ_1 до μ_2 , который обеспечивает минимизацию трения при отсутствии риска аварийного износа деталей, может быть отнесено к рациональному, т. е. обеспечивающему как энерго-, так и ресурсосбережение, а правая граница вязкости этого диапазона (μ_2) принята за предельно малое значение вязкости, выход за которое в сторону снижения категорически недопустим.

В подавляющем числе опубликованных источников по тематике мало- и сверхмаловязких моторных масел [1–13, 15 и др.] можно встретить рекомендации общего характера о нежелательности применения этих смазочных материалов в среднеходных высоконагруженных двигателях, а также в автомобильных двигателях ранних годов выпуска и двигателях со средним и высоким износом смазываемых деталей. Вместе с тем в указанных и других известных работах по направлению применимости энерго- и ресурсосберегающих смазочных материалов для поршневых двигателей отсутствуют научно обоснованные подходы и реализующие их методики прогнозирования предельно малых значений вязкости, при том что последние, исходя из различий конструкции, преимущественного режима работы и уровня форсирования, должны быть индивидуально назначаемыми для конкретного двигателя.

Цель исследования состояла в анализе влияния снижения вязкости смазочного материала

на основные трибологические показатели быстроходного форсированного поршневого двигателя и разработке на этой основе метода расчетной оценки предельно малой, т. е. одновременно рациональной и безопасной, вязкости смазочного материала.

Анализ влияния снижения вязкости моторного масла на трение и изнашивание основных смазываемых деталей быстроходного ДВС

Известно, что по сравнению с бензиновыми ДВС работа смазываемых деталей быстроходных автомобильных дизелей характеризуется меньшей (на 25...30 %) средней скоростью поршня и при этом примерно на столько же большей нагрузкой на его трущиеся поверхности [16]. Эти обстоятельства указывают на целесообразность предварительной оценки выигрышей и рисков смены «вязкостной» парадигмы в отношении моторных масел именно для быстроходных дизелей.

К основным смазываемым сопряжениям быстроходного дизеля по признаку уровня динамического нагружения и потерь энергии на преодоление трения следует отнести те из них, которые входят в цилиндропоршневую группу (ЦПГ) и кривошипно-шатунный механизм (КШМ) — табл. 3 [17].

По данным табл. 3 видно, что основной вклад — в данном примере соответственно 40 и 23 % — в общие механические потери вносит трение в сопряжениях деталей ЦПГ и КШМ. Такое соотношение в целом согласуется с распределением относительной доли потерь на трение в этих сопряжениях для форсированных автомобильных двигателей зарубежного производства, а именно: 45 и 37 % [18]. Внутри этих объединений наибольшими потерями на трение обладают следующие пары деталей с нижеприведенным распределением долевого участия в формировании общего трения группы или механизма [17–19]:

ЦПГ (100 %)

- 1) «поршень — цилиндр» (≈ 40 %);
- 2) «поршневые кольца — цилиндр» (≈ 60 %);

КШМ (100 %)

- 3) шатунные подшипники (≈ 55 %);
- 4) коренные подшипники коленчатого вала (≈ 45 %).

Таблица 3. Распределение механических потерь по составляющим узлам и агрегатам быстроходного поршневого двигателя (на примере дизеля 4Ч 10,5/12)

Составляющая	Составляющие общей мощности механических потерь N_m	
	Абсолютное значение, кВт	Относительное значение, %
ЦПГ	6,7	40
КШМ	3,9	23
Насосные потери	2,4	14
Газораспределительный механизм	1,8	11
Насосы (масляный + топливный)	1,5	9
Вентилятор + генератор	0,5	3
Общая мощность механических потерь N_m	16,8	100

Анализ режимов смазки и трения сопряжений 1–4, представленный в исследованиях [20, 21], позволяет сделать заключение, что работу этих пар при отсутствии функциональных аномалий (нарушение маслоснабжения, наличие абразива в зоне трения, отказ системы охлаждения и т. п.) можно с полным основанием считать относящейся к такой совокупности условий, в которой при незначительности граничного доминируют гидродинамический и смешанный режимы трения (рис. 2).

Преобладание сочетания гидродинамического и смешанного режимов трения в сопряжениях, которые вносят наибольший вклад в общие потери на трение и изнашивание поршневых двигателей, указывает на то, что вязкость смазочного материала служит главным регулятором энерго- и ресурсосбережения в этих технических системах.

Влияние вязкости смазочного материала проявляется через реакцию смазочного слоя —

ГНС P , уравнивающую внешнюю динамическую нагрузку Q , действующую на подвижную деталь той или иной смазываемой пары трения двигателя (рис. 3).

Из положений теории гидродинамической смазки [22–24 и др.] строго следует, что ГНС P для гладких обращенных к опоре поверхностей тел типа плоский (поршень, поршневое кольцо) и радиальный (шейка вала) подшипник при прочих равных условиях (неизменности линейной скорости движения тела v , его длины L , ширины B и перепада высот профиля ΔH) определяется пропорциональностью отношения динамической вязкости μ к кубу минимальной толщины масляного слоя h_m :

$$P \sim \mu v \frac{L^2 \Delta H B}{h_m^3}. \quad (1)$$

Первое следствие анализа выражения (1) состоит в том, что зависимости $P(\mu, h_m)$ для случая двух значительно отличающихся друг от друга

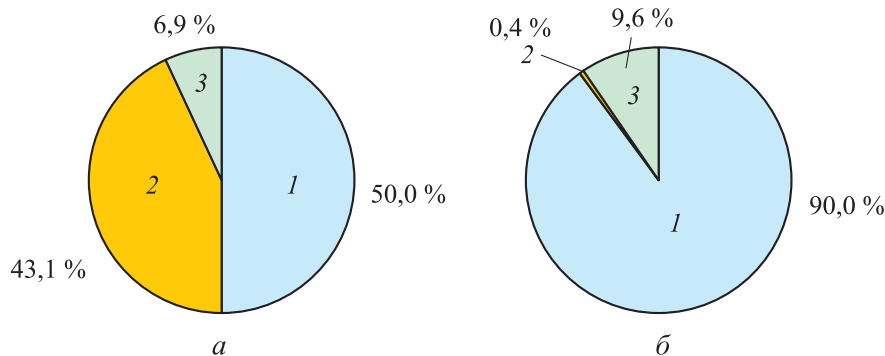


Рис. 2. Долевое распределение режимов трения в сопряжениях ЦПГ (а) и КШМ (б) быстроходного дизеля согласно [20, 21]:

1 — гидродинамический; 2 — смешанный; 3 — граничный режимы трения

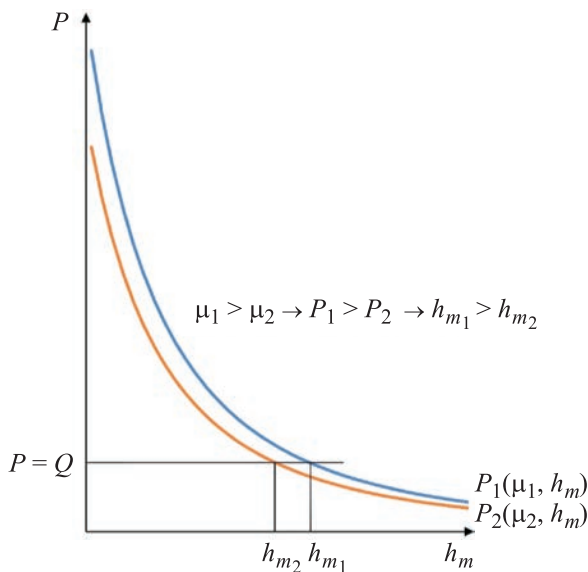


Рис. 3. Иллюстрация и объяснение влияния вязкости смазочного материала μ на условия равновесия смазываемого тела под действием внешней нагрузки Q и реакции масляного слоя P :

$P_1(\mu_1, h_m)$ — ГНС, соответствующая вязкости смазочного материала μ_1 ; $P_2(\mu_2, h_m)$ — то же при прочих равных условиях для вязкости смазочного материала μ_2

вязкостей μ_1 до μ_2 будут иметь соответствующий вид гиперболообразных кривых, причем, если, в частности, $\mu_1 > \mu_2$, то для любых $h_m > 0$ будет справедливо неравенство (см. рис. 3)

$$P_1(\mu_1, h_m) > P_2(\mu_2, h_m).$$

Таким образом, гидродинамическое равновесие смазываемого тела под действием внешней нагрузки Q и реакции слоя масла P в случае разных по значению вязкостей масла будет достигаться по следующему правилу: «меньше значение вязкости — меньше значение минимальной толщины масляного слоя и наоборот». Поэтому переход от высоко- и средневязких к мало- и сверхмаловязким моторным маслам при прочих равных условиях будет неизбежно сопровождаться снижением значений минимальной толщины масляного слоя h_m в зазорах смазываемых сопряжений деталей ДВС.

Второе следствие из анализа зависимости (1) показывает, что падение ГНС P , обусловленное снижением вязкости масла μ , для восстановления условий равновесия потребует либо увеличения скорости движения смазываемого тела v , либо поиска наилучшего сочетания длины L , ширины B и перепада высот профиля ΔH ,

что входит в задачу рационального профилирования смазываемых поверхностей.

Третье следствие из (1) косвенно указывает на то, что к переходу на моторные масла малой и сверхмалой вязкости из всего многообразия типов поршневых двигателей лучше приспособлены (более адаптивны) однорежимные быстроходные поршневые двигатели, в частности, силовые агрегаты электрогенераторов, сварочных аппаратов, насосных станций и т. п. Параметры конструкции смазываемых деталей ЦПГ и КШМ таких двигателей, работающих (за исключением короткого периода пуска) при постоянной и достаточно высокой частоте вращения коленчатого вала, еще на этапе проектирования вполне могут быть настроены рациональным образом на минимальное, заранее известное значение вязкости моторного масла. Это значение вязкости должно обеспечивать выполнение условия равновесия наиболее нагруженных смазываемых сопряжений в области благоприятных с точки зрения энерго- и ресурсосбережения гидродинамического и смешанного режимов смазки и трения.

Значение h_m , при котором выполняется условие равновесия смазываемого тела на слое масла, является показателем, служащим для идентификации режима трения подвижно контактирующих деталей по следующему условию, основанному на использовании трех дискретных значений признака режима трения γ :

$h_m > h_c = R_z^{\max}$ — гидродинамический режим ($\gamma = 0$);

$h_m = h_c$ — смешанный режим: $\gamma = 0,5$;

$h_m < h_c$ — граничный режим: $\gamma = 1$,

где $R_z^{\max}$ — максимальная шероховатость любой из двух сопряженных поверхностей смазываемой пары трения деталей.

Приведенное выше условие позволяет применить для описания силы трения универсальную формулу Боудена — Тейбора [25]:

$$F = \gamma F_b + (1 - \gamma) F_h. \quad (2)$$

Здесь $F_b = fQ$ — сила граничного трения (формула Амонтона); $F_h = \mu v A / h_m$ — сила гидродинамического трения (формула Ньютона — Петрова), где f — коэффициент граничного трения; v — линейная скорость движения тела; A — площадь смоченной поверхности движущегося тела.

С помощью зависимости (2) легко обнаруживается роль минимальной толщины масляного слоя в трении смазываемых тел, а именно: снижение h_m приводит к нелинейному возрастанию силы трения до возникновения непосредственного контактирования смазываемых деталей ($h_m = h_c$), после чего наступает смешанный, а за ним — граничный режим трения, оба из которых запускают процесс изнашивания (см. рис. 1), хорошо описываемый формулой Арчарда для оценки линейного усталостного износа твердых тел [26]:

$$W = ck \frac{qs_b}{HB}, \quad (3)$$

где c — безразмерный коэффициент вероятности фрикционного взаимодействия, принимающий значения от 10^{-6} до 10^{-7} ; k — количество рабочих циклов за время наработки двигателя; q — среднее контактное давление в паре трения; s_b — значение пути изнашиваемого тела, пройденного в смешанном и граничном режиме трения за рабочий цикл; HB — твердость по Бриггсу изнашиваемого тела.

Основанная на положениях механики твердого тела и классической динамики ДВС [27], выполненная в работе [28] идентификация наиболее динамически нагруженной пары трения быстроходного дизеля однозначно указала на сопряжение «шатунная шейка — вкладыши» («шатунный подшипник»): значение удельной нагрузки, входящей в числитель правой части формулы износа (2), в этом узле оказывается значимо большим по сравнению с остальными сопряжениями в составе ЦПГ и КШМ. В связи с этим сопряжение «шатунный подшипник» было выбрано в качестве расчетной области при разработке метода оценочного прогнозирования предельно малой вязкости моторного масла.

Разработка, описание и пример применения метода оценочного прогнозирования предельно малой вязкости моторного масла

Допущения и теоретическая основа метода

Полагаем, что условием перехода гидродинамического и смешанного режимов смазки в граничный в шатунном подшипнике является выполнение соотношения

$$h_m \leq R_z^{\max},$$

где $R_z^{\max}$ — максимальная шероховатость любой из двух сопряженных поверхностей шатунного подшипника (шатунной шейки или вкладышей).

Базируясь на результатах обработки представительной выборки экспериментальных данных профилографирования поверхностей трения указанных деталей быстроходных дизелей, принимаем

$$R_z^{\max} = 1 \text{ мкм.}$$

На основе анализа классической расчетной схемы радиального подшипника (рис. 4) считаем, что признаком окончания режима гидродинамической смазки будет выполнение равенства

$$h_m = c - e = 1 \text{ мкм}, \quad (4)$$

где $c = r_1 - r_2$ — радиальный зазор подшипника (разность между значениями радиуса опоры r_1 и радиуса вала r_2 ; e — абсолютный эксцентриситет (смещение оси вала O_2 от центра подшипника O_1 по линии действия силы внешней нагрузки Q в результате достижения равновесия вала в подшипнике).

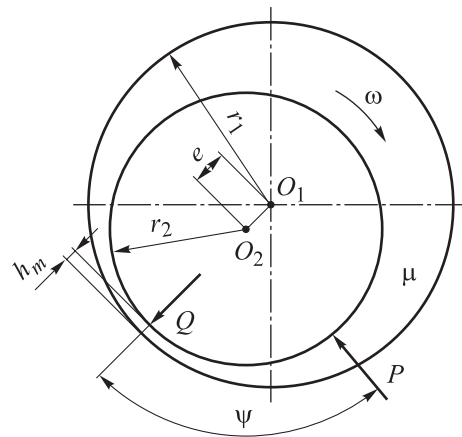


Рис. 4. Расчетная схема шатунного подшипника

Исходя из условия (4) составим выражение для расчета предельного большого значения относительного эксцентриситета ϵ , превышение которого означает непосредственное контактирование поверхностей шатунной шейки и вкладышей, т. е. выход за рамки благоприятного гидродинамического режима смазки:

$$\mu = \frac{e}{c} = \frac{c-1}{c} = 1 - \frac{1}{c}, \quad (5)$$

где единица в числителе дроби имеет размерность длины, совпадающую с размерностью

абсолютного эксцентриситета e и радиального зазора s .

Далее, за единственным исключением, касающимся определения угловой и линейной скоростей вращения шатунной шейки, используем положения работы А. Камерона [29], относящиеся к разделу «Радиальные подшипники», а в нем — приближенные решения уравнения Рейнольдса, касающиеся, в частности, получения выражений гидродинамической реакции жидкости в зазоре сопряжения «вал — опора» P в рамках двух моделей: 1) бесконечно длинного и 2) бесконечно короткого подшипника.

Вариант 1 реализации метода в рамках модели бесконечно длинного подшипника

Условием равновесия шатунной шейки относительно вкладышей кривошипной головки шатуна под действием внешней нагрузки Q (силы, приложенной к шатунной шейке) и гидродинамической реакции слоя масла P в зазоре сопряжения «шатунная шейка — вкладыши» будет выражение

$$Q = P = \frac{6\mu\nu r_2^2 L}{c^2} G, \quad (6)$$

где L — осевая длина шатунной шейки.

Входящая сомножителем в правую часть уравнения (6) величина G представляет собой относительную (безразмерную) реакцию слоя жидкости в зазоре шатунного подшипника, определяемую как

$$G = \frac{\varepsilon(1 + \cos\beta)^2}{2(1 - \varepsilon^2)(1 + \cos\beta)} (1 + \operatorname{tg}^2 \psi)^{1/2}, \quad (7)$$

где β — условный параметр, введенный Зоммерфельдом для упрощения нахождения интегралов при решении уравнения Рейнольдса и принимающий значения от 0,8871 (при максимальном значении относительного эксцентриситета $\varepsilon = 1,0$) до 1,3520 (при минимальном значении $\varepsilon = 0,0000$); ψ — угол смещения нагрузки (см. рис. 4).

Входящий в (7) тангенс угла смещения нагрузки описывается зависимостью

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{2(1 - \varepsilon^2)^{1/2} [\sin\beta - (\pi + \beta)\cos\beta]}{\varepsilon(1 + \cos\beta)^2}. \quad (8)$$

Поскольку, согласно целеполаганию метода, требуется определить минимальное значение динамической вязкости, соответствующее

выполнению условия (5) или, что одно и то же, предельно большому значению относительного эксцентриситета ε , при котором еще возможно существование гидродинамического режима смазки в шатунном подшипнике, то, подставляя в формулу (6) максимальное значение внешней нагрузки $Q_{\max}$, выражаем искомую величину предельно малой динамической вязкости смазочного материала в рамках модели бесконечно длинного подшипника (или по варианту 1 метода) $\mu_{\min}^{(1)}$:

$$\mu_{\min}^{(1)} = \frac{Q_{\max} c^2}{6\nu r_2^2 L} \frac{1}{G}. \quad (9)$$

Вариант 2 реализации метода в рамках модели бесконечно короткого подшипника

В этом случае условием равновесия вала в подшипнике под действием внешней нагрузки Q и гидродинамической реакции P будет выражение

$$Q = P = \frac{\mu\nu L^3}{c^2} G. \quad (10)$$

Здесь

$$G = \frac{\pi}{4} \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \left[\left(\frac{16}{\pi^2} - 1 \right) \varepsilon^2 + 1 \right]^{1/2}. \quad (11)$$

Из сопоставления выражений (6) и (10), а также (7) и (11) видно, что, несмотря на одинаковые обозначения левых частей, вид правых частей в сравниваемых парах не совпадает, что объясняется принципиальным различием моделей бесконечно длинного и бесконечно короткого подшипников.

Особо отметим, что присутствующая в формулах (6), (9) и (10) величина ν , определяемая выражением

$$\nu = \varpi r_2, \quad (12)$$

является линейной скоростью вращения шатунной шейки относительно движущейся кривошипной головки шатуна, а не оси коленчатого вала, и поэтому в общем случае (как будет показано ниже) существенно отличается от аналогичной скорости вращения коленчатого вала. Полученная аналитически формула для угловой скорости вращения шатунной шейки ϖ определяет зависимость последней не только от угловой скорости вращения коленчатого вала ω , но и от угла поворота коленчатого вала (ПКВ) φ ,

а также от постоянной КШМ λ , равной отношению радиуса кривошипа коленчатого вала к длине шатуна:

$$\tilde{\omega} = \omega \left[1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{1/2}} \right]. \quad (13)$$

Анализ функции (13) показывает, что максимальная относительная разница между угловыми скоростями $\tilde{\omega}$ и ω достигается в мертвых точках КШМ и может (в зависимости от значения постоянной КШМ λ для выполненных конструкций ДВС) составлять до 30 %. Такой высокий уровень различия значений этих угловых скоростей указывает на обязательность использования формул (12) и (13) для расчета линейной скорости вращения шатунной шейки в составе сопряжения «шатунный подшипник».

Выполняя в уравнении (10) замену обозначения внешней нагрузки Q на обозначение ее максимального значения $Q_{\max}$, окончательно получаем вид расчетной зависимости для оценки предельно малой динамической вязкости моторного масла в шатунном подшипнике ДВС в рамках модели бесконечно короткого шатунного подшипника (или по варианту 2) $\mu_{\min}^{(2)}$:

$$\mu_{\min}^{(2)} = \frac{Q_{\max} c^2}{\nu L^3} \frac{1}{G}. \quad (14)$$

Пример расчетного прогнозирования значения предельно малой вязкости моторного масла для быстроходного дизеля с использованием двух вышеприведенных вариантов реализации метода

В качестве входных данных при выполнении расчета используем геометрические параметры КШМ, шатунного подшипника, а также необходимые показатели нагрузочного и скоростного режимов работы универсального быстроходного четырехтактного дизеля, имеющего размерность — отношение диаметра цилиндра к ходу поршня ($D/S = 85 \text{ мм} / 80 \text{ мм}$), применительно к номинальному режиму работы объекта — табл. 4.

Для упрощения вычислений параметра β в зависимости от значения относительного эксцентриситета ε используем составленную на основе положений работы [29] взаимосвязь между этими величинами, представленную для области максимальных значений параметра ε :

$\varepsilon \dots$	1,00	0,99	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89
$\beta \dots$	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94
$\varepsilon \dots$	0,87	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	
$\beta \dots$	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00	

Последовательность вычислительных действий при реализации метода

Независимо от привязки к тому или иному варианту метода расчета по формуле (5) определяем значение относительного эксцентриситета ε , при котором выполняется условие окончания гидродинамического режима:

$$\mu = 1 - \frac{1}{13} = 0,92308 \text{ или, округленно, } 0,923.$$

Вариант 1

1. Полученное максимальное значение ε вместе с соответствующим ему ближайшим значением параметра $\beta = 0,920$ (см. выше) применяем для определения значения тангенса угла смещения ψ по формуле (7):

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \psi &= \frac{2(1 - 0,923^2)^{1/2} [0,796 - (3,141 + 0,920) \cdot 0,606]}{0,923(1 + 0,606)^2} = \\ &= \frac{-1,280}{2,380} = -0,538. \end{aligned}$$

2. Используя найденные выше значения параметров ε , β и $\operatorname{tg} \psi$, вычисляем значение относительной реакции масляного слоя G по формуле (7):

$$\begin{aligned} G &= \frac{0,923(1 + 0,606)^2}{2(1 - 0,923^2)(1 + 0,923 \cdot 0,606)} [1 + (-0,538)^2]^{1/2} = \\ &= \frac{2,380}{0,461} \cdot 1,264 = 6,526. \end{aligned}$$

3. По формулам (12) и (13) рассчитываем значения угловой и линейной скоростей вращения шатунной шейки на угле $\varphi = \varphi_{\max} = 360$ град. ПКВ, соответствующем максимальному значению внешней нагрузки $Q_{\max}$, используя остальные необходимые для расчета этих скоростей величины, значения которых присутствуют в табл. 4:

$$\begin{aligned} \tilde{\omega} &= 314 \left(1 + \frac{0,294 \cos 360}{\sqrt{1 - 0,294^2 \sin^2 360}} \right) = \\ &= 3141,294 = 406 \text{ с}^{-1}; \end{aligned}$$

Таблица 4. Входные данные для выполнения оценочного расчета

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Максимальное значение внешней нагрузки на шатунную шейку	$Q_{\max}$	Н	55 883
Угол ПКВ, соответствующий $Q_{\max}$	$\varphi_{\max}$	град.	360
Угловая скорость вращения коленчатого вала	ω	с^{-1}	314
Длина шатунной шейки	L	м	0,021
Радиус шатунной шейки	r_2	м	0,025
Постоянная КШМ	λ	—	0,294
Радиальный зазор шатунного подшипника	c	м	0,000013
Плотность моторного масла при стандартных условиях (температуре 20 °С)	ρ_{20}	кг/м^3	870
Температура масла	t	°С	100

$$v = 406 \cdot 0,025 = 10,2 \text{ м/с.}$$

4. Подставляя полученные значения G , v , а также недостающие значения величин c , L и $Q_{\max}$ из табл. 4 входных данных в формулу (9), определяем искомое значение предельно малой динамической вязкости масла согласно варианту 1:

$$\mu_{\min}^{(1)} = \frac{55883 \cdot 0,000013^2}{6 \cdot 10,2 \cdot 0,025^2 \cdot 0,021} \frac{1}{6,526} = \frac{0,000009444}{0,0052420095} = 0,0018 \text{ Па} \cdot \text{с, или } 1,8 \text{ мПа} \cdot \text{с.}$$

Вариант 2

1. Исходя из определенного выше по формуле (5) предельного значения относительного эксцентриситета $\varepsilon = 0,923$, с помощью выражения (11) находим значение относительной реакции масляного слоя G :

$$G = \frac{3,141}{4} \frac{0,923}{(1-0,923^2)^2} \left[\left(\frac{16}{3,141^2} - 1 \right) 0,923^2 + 1 \right]^{1/2} = 40,973.$$

2. Подставляя полученные значения G и v , а также недостающие значения величин c , L и $Q_{\max}$ из табл. 4 входных данных в формулу (14), определяем искомое значение предельно малой динамической вязкости масла согласно варианту 2:

$$\mu_{\min}^{(2)} = \frac{55883 \cdot 0,000013^2}{10,2 \cdot 0,021^3 \cdot 40,973} = 0,0024 \text{ Па} \cdot \text{с, или } 2,4 \text{ мПа} \cdot \text{с.}$$

Сравнение полученных двумя разными вариантами реализации метода значений предельно малых динамических вязкостей моторного масла для дизеля 1Ч 8,5/8,0 показывает, что если условно взять за основу вариант 1 (модель бесконечно длинного подшипника) как давший при прочих равных условиях меньшее из двух значений искомой величины и выполнить тем самым оценку максимального расхождения, то относительная разница результатов расчета по вариантам 1 и 2 составит

$$\delta = \frac{|\mu_{\min}^{(1)} - \mu_{\min}^{(2)}| \cdot 100 \%}{\mu_{\min}^{(1)}} = \frac{|1,8 - 2,4| \cdot 100 \%}{1,8} = 33 \%.$$

Полученный уровень расхождения не позволяет применять прием осреднения результатов двух вариантов и указывает на необходимость выбора в каждом случае какого-то одного варианта реализации метода на основе критерия близости реальной конструкции шатунного подшипника к той или иной модели. Для осуществления такого выбора можно использовать известный критерий относительной длины радиального подшипника — отношение длины вала L к его диаметру D (т. е. в данном случае — длины шатунной шейки к ее диаметру), а также учитывать диапазон значений относительного эксцентриситета ε , используемый в постановке задачи и в ходе ее решения.

Согласно [29], модель бесконечно короткого подшипника (расчет по варианту 2) дает вполне приемлемую для практических приложений точ-

ность результатов при значениях $0,125 \leq L/D \leq 0,25$. При значениях отношения $L/D > 0,25$ и в особенности для высоких значений относительного эксцентриситета ($\varepsilon \geq 0,7$) предпочтение следует отдавать модели бесконечно длинного подшипника, т. е. использовать вариант 1.

Для шатунного подшипника дизеля 1Ч 8,5/8,0 значение отношения $L/D = (21 \text{ мм} / 50 \text{ мм}) = 0,42$ показывает оправданность применения модели бесконечно длинного подшипника, поэтому с учетом значения относительного эксцентриситета ($\varepsilon = 0,923$) более корректной оценкой следует признать результат по варианту 1, т. е. $\mu_{\min}^{(1)} = 1,8 \text{ мПа} \cdot \text{с}$.

Для перехода от полученной динамической к паспортной (для моторных масел) кинематической вязкости ν_{100} (см. табл. 4) воспользуемся расчетом значения плотности масла при указанной температуре ρ_t по нижеприведенной эмпирической зависимости

$$\rho_t = \rho_{20} + \alpha(20 - t),$$

где α — температурная поправка плотности масла при изменении его температуры t на 1°C .

Приняв на основе имеющейся экспериментальной информации $\alpha = 0,7 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$, получим значения соответственно плотности и предельно минимальной кинематической вязкости масла при температуре масла $t = 100^\circ\text{C}$:

$$\rho_t = \rho_{100} = 870 - 0,7 \cdot 0,80 = 814 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$\nu_{100} = \frac{\mu}{\rho_{100}} = \frac{0,0018}{814} 10^6 = 2,211 \text{ сСт},$$

или, округляя до десятых долей, 2,2 сСт.

Значение минимальной кинематической вязкости масла по результатам применения варианта 2 метода составляет в этом случае

$$\nu_{100} = \frac{\mu}{\rho_{100}} = \frac{0,0024}{814} 10^6 = 2,948 \text{ сСт},$$

или, округленно, 2,9 сСт.

Выполненные расчетные оценки величины ν_{100} , рассматриваемые как предельные, дают

основание считать, что дизель 1Ч 8,5/8,0, несмотря на размещенное в его руководстве по эксплуатации ограничение в применении моторных масел по нижнему порогу высокотемпературной кинематической вязкости значением порядка $\nu_{100} = 8 \text{ сСт}$ (вязкостный класс по SAE 0W-20), обладает как резервом, так и потенциальной возможностью перехода на смазывание сверхмаловязкими моторными маслами меньшего, чем указанный выше, летнего вязкостного класса, а именно маслами SAE 0W-16 согласно обновленному стандарту SAE J300.

Заключение

Представленные в данной работе классификация, анализ применимости и ограничений применения мало- и сверхмаловязких моторных масел, а также теоретическая основа и разработанный с ее помощью метод прогнозирования нижнего предела вязкости моторных масел для быстроходных дизелей нуждаются, конечно, во всесторонней проверке как на расчетном, так и на экспериментальном уровнях. Однако, будучи основанными на классических положениях гидродинамики и трибологии, эти результаты уже сейчас могут служить в качестве методической базы экспертных оценок применимости мало- и сверхмаловязких моторных масел в быстроходных дизелях. С той, правда, оговоркой, что широкое распространение таких смазочных материалов в этом типе поршневых двигателей следует обязательно предварять комплексом мер по адаптации конструкции и режима работы смазываемых деталей под существенно иные, более жесткие условия смазывания.

Разработанный подход и реализующий его метод расчетного определения предельно малой вязкости моторных масел могут быть рекомендованы в качестве стартового инструмента прогнозов и экспертиз при выборе вязкостного класса энерго- и ресурсосберегающих смазочных материалов для современных и перспективных быстроходных четырехтактных поршневых двигателей универсального назначения.

Литература

- [1] Rejowski E.D., Tomanik E., Souza J.P. Low Viscosity Oils Impact on Heavy Duty Diesel Engine Components. *XXIV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva*, 2016, Setembro 3, vol. 1, pp. 118–130. DOI: <https://doi.org/10.5151/engpro-simea2016-PAP20>
- [2] Champagne N., Obrech N., Gangopadhyay A., Zdrodowski R., Liu Z. Enhanced Anti-Wear Performance Induced by Innovative Base Oil in Low-Viscosity Engine Oil. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 2017, vol. 10 (3), pp. 822–828. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-2343>

- [3] Ishizaki K., Nakano M. Reduction of CO₂ Emissions and Cost Analysis of Ultra-Low Viscosity Engine Oil. *Lubricants*, 2018, 6(4), p. 102. DOI: <https://doi.org/10.3390/lubricants6040102>
- [4] Hill N., Parret M., Neiva R., Hilton G., Yucel S. *Lubricants' Contribution to Fuel Economy*. Ricardo Energy & Environment. Final Report, 2019, no. 3, 41 p.
- [5] Mo Y., Wang J., Hong Y., Yang X., Li J. Study on the Influence of Low-Viscosity Engine Oil on Engine Friction and Vehicle Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle Fuel Economy. *SAE Tech. Paper*, 2020-01-2062, pp. 1–13. DOI: <https://doi.org/10.4271/2020-01-2062>
- [6] Эра маловязких масел. URL: <https://abs-magazine.ru/article/era-malovyazkih-masel> (дата обращения 15.04.2021).
- [7] Tormos B., Jimenes A.J., Fang T., Mainwaring R., Lizarraga-Garsia E. Numerical Assessment of Tribological Performance of Different Low Viscosity Engine Oils in a 4-Stroke CI Light-Duty ICE. *SAE Tech. Paper*, 2022-01-0321, pp. 1–14. DOI: <https://doi.org/10.4271/2022-01-0321>
- [8] Yamamori K., Uematsu Y., Manabe K., Miyata I., Kusuhara S. Development of Ultra-Low Viscosity 0W-8 Engine Oil. *SAE Tech. Paper*, 2020-01-1425, pp. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.4271/2020-01-1425>
- [9] 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 (1), pp. 1–15. DOI: <https://doi.org/10.1177/135065010021400101>
- [10] Vellandi V., Namani P., Bagavathy S., Chalumuru M.K. Design and development of an ultra-low friction and high power-density diesel for the Indian market. *SAE Tech. Paper*, 2020-01-0834, pp. 1–18. DOI: <https://doi.org/10.4271/2020-01-0834>
- [11] 5wt Drag Race Oil (0W5). Available at: <https://redlineoil.com/5wt-drag-race-oil-0w5> (accessed August 27, 2022).
- [12] JASO Ultra-Low Viscosity PCMO Specification on Truck for October Release. Available at: <https://fuelsandlubes.com/fli-article/jaso-ultra-low-viscosity-pcmo-specification-track-october-release/> (accessed August 27, 2022).
- [13] Motul Hybrid SAE 0W-8. Масло моторное для бензиновых двигателей энергосберегающее. Available at: https://mygt.ru/_upload/pdf/MOTUL/motul_Hybrid_0W-8.pdf (accessed August 27, 2022).
- [14] Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В. Моделирование параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня двигателя внутреннего сгорания. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2007, спец. выпуск, с. 150–156.
- [15] API Engine Oil Classification. Service Fill Oils for Gasoline, Light-Duty Diesel and Heavy-Duty Diesel Engines. Available at: <https://infineuminsight.com/media/2841/api-engine-oil-classifications-brochure2.pdf> (accessed August 27, 2022).
- [16] Блинов А.Д., Голубев П.А., Драган Ю.Е., Дрозденко В.Ф., Ильин Б.В., Кремнев Ю.К., Минеев А.М., Миронычев М.А., Папонов В.С., Пигарина А.А., Пичугин В.Б. *Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков*. Москва, НИЦ Инженер, 2000, 332 с.
- [17] Путинцев С.В. *Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. URL: <http://wwwcdl.bmstu.ru/e2/putintsev1.pdf> (дата обращения 20.10.2022).
- [18] Hoshi M. Reducing Friction Losses in Automobile Engines. *Tribology International*, 1984, vol. 17(4), pp. 185–189.
- [19] Якунин Р.В. *Методические основы оптимизации профиля юбки поршня ДВС с целью снижения механических потерь*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, ФГУП НАМИ, 2019, 127 с.
- [20] Синюгин А.В. *Метод и результаты исследования механических потерь в поршневом двигателе при использовании энергосберегающих моторных масел*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, 135 с.
- [21] Сун Лисинь. *Методика и результаты исследования потерь на трение в подшипниках кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004, 116 с.
- [22] Лейбензон Л.С., ред. *Гидродинамическая теория смазки: классики естествознания: сб. ст.* Москва-Ленинград, ГТТИ, 1934, 344 с.
- [23] Шибель А. *Скользющие опоры (подшипники и подпятники): конструкция и расчет*. Москва-Ленинград, ОНТИ, 1936, 432 с.
- [24] Коровчинский М.В. *Теоретические основы работы подшипников скольжения*. Москва, Машгиз, 1959, 403 с.
- [25] Bowden F.P., Tabor D. *The friction and lubrication of solids*. Oxford, Clarendon Press, 1986, 374 p.

- [26] Archard J.F. Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics*, 1953, vol. 24, iss. 8, pp. 981–988. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1721448>
- [27] Попык К.Г. *Динамика автомобильных и тракторных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1965, 258 с.
- [28] Путинцев С.В., Аникин С.А., Деменкова С.П. Расчетная оценка динамической нагруженности основных трущихся сопряжений быстроходного дизеля. *Наука-Технология-Ресурсосбережение. Матер. XV Междунар. НПК*. Киров, ВГТУ, 2022, вып. 18, с. 3–6.
- [29] Cameron A. *Basic Lubrication Theory*. London, Wiley & Sons Publ., 1981, 256 p.

References

- [1] Rejowski E.D., Tomanik E., Souza J.P. Low Viscosity Oils Impact on Heavy Duty Diesel Engine Components. *XXIV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva*, 2016, Setembro 3, vol. 1, pp. 118–130. DOI: <https://doi.org/10.5151/engpro-simea2016-PAP20>
- [2] Champagne N., Obrech N., Gangopadhyay A., Zdrodowski R., Liu Z. Enhanced Anti-Wear Performance Induced by Innovative Base Oil in Low-Viscosity Engine Oil. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 2017, vol. 10 (3), pp. 822–828. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-2343>
- [3] Ishizaki K., Nakano M. Reduction of CO2 Emissions and Cost Analysis of Ultra-Low Viscosity Engine Oil. *Lubricants*, 2018, 6(4), p. 102. DOI: <https://doi.org/10.3390/lubricants6040102>
- [4] Hill N., Parret M., Neiva R., Hilton G., Yucel S. *Lubricants' Contribution to Fuel Economy*. Ricardo Energy & Environment. Final Report, 2019, no. 3, 41 p.
- [5] Mo Y., Wang J., Hong Y., Yang X., Li J. Study on the Influence of Low-Viscosity Engine Oil on Engine Friction and Vehicle Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle Fuel Economy. *SAE Tech. Paper*, 2020-01-2062, pp. 1–13. DOI: <https://doi.org/10.4271/2020-01-2062>
- [6] *Era malovyazkikh masel* [The Era of Low Viscosity Oils]. URL: <https://abs-magazine.ru/article/era-malovyazkih-masel> (data obrashcheniya 15.04.2021).
- [7] Tormos B., Jimenes A.J., Fang T., Mainwaring R., Lizarraga-Garsia E. Numerical Assessment of Tribological Performance of Different Low Viscosity Engine Oils in a 4-Stroke CI Light-Duty ICE. *SAE Tech. Paper*, 2022-01-0321, pp. 1–14. DOI: <https://doi.org/10.4271/2022-01-0321>
- [8] Yamamori K., Uematsu Y., Manabe K., Miyata I., Kusuha S. Development of Ultra-Low Viscosity 0W-8 Engine Oil. *SAE Tech. Paper*, 2020-01-1425, pp. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.4271/2020-01-1425>
- [9] 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 (1), pp. 1–15. DOI: <https://doi.org/10.1177/135065010021400101>
- [10] Vellandi V., Namani P., Bagavathy S., Chalumuru M.K. Design and development of an ultra-low friction and high power-density diesel for the Indian market. *SAE Tech. Paper*, 2020-01-0834, pp. 1–18. DOI: <https://doi.org/10.4271/2020-01-0834>
- [11] *5wt Drag Race Oil (0W5)*. Available at: <https://redlineoil.com/5wt-drag-race-oil-0w5> (accessed August 27, 2022).
- [12] *JASO Ultra-Low Viscosity PCMO Specification on Truck for October Release*. Available at: <https://fuelsandlubes.com/fli-article/jaso-ultra-low-viscosity-pcmo-specification-track-october-release/> (accessed August 27, 2022).
- [13] *Motul Hybrid SAE 0W-8. Maslo motornoe dlya benzinovykh dvigateley energosberegayushchee*. Available at: https://mygt.ru/_upload/pdf/MOTUL/motul_Hybrid_0W-8.pdf (accessed August 27, 2022).
- [14] Putintsev S.V., Anikin S.A., Ivanov O.V. Simulation of Dynamics, Hydrodynamics and Tribology Parameters of an Internal Combustion Engine Piston. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2007, spec. iss., pp. 150–156. (In Russ.).
- [15] *API Engine Oil Classification. Service Fill Oils for Gasoline, Light-Duty Diesel and Heavy-Duty Diesel Engines*. Available at: <https://infineuminsight.com/media/2841/api-engine-oil-classifications-brochure2.pdf> (accessed August 27, 2022).
- [16] Blinov A.D., Golubev P.A., Dragan Yu.E., Drozdenko V.F., Il'in B.V., Kremnev Yu.K., Mineev A.M., Mironychev M.A., Paponov V.S., Pigarina A.A., Pichugin V.B. *Sovremennyye podkhody k sozdaniyu dizeley dlya legkovykh avtomobiley i malotonnazhnykh gruzovikov* [Modern Approaches to the Creation of Diesel Engines for Cars and Light Trucks]. Moscow, NITs Inzhener Publ., 2000, 332 p. (In Russ.).
- [17] Putintsev S.V. *Mekhanicheskie poteri v porshnevnykh dvigatelyakh: spetsial'nye glavy konstruirovaniya, rascheta i ispytaniy* [Mechanical Losses in Reciprocating Engines: Special Design, Calculation and Testing Chapters]. Moscow, BMSTU Press, 2011. Available at: <http://wwwcdl.bmstu.ru/e2/putintsev1.pdf> (accessed October 20, 2022).

- [18] Hoshi M. Reducing Friction Losses in Automobile Engines. *Tribology International*, 1984, vol. 17(4), pp. 185–189.
- [19] Yakunin R.V. *Metodicheskie osnovy optimizatsii profilya yubki porshnya DVS s tselyu snizheniya mekhanicheskikh poter'* [Methodological Bases for Optimizing the Profile of the Piston Skirt of the Internal Combustion Engine in Order to Reduce Mechanical Losses]. Cand. Diss. Moscow, FGUP NAMI Publ., 2019, 127 p. (In Russ.).
- [20] Sinyugin A.V. *Metod i rezul'taty issledovaniya mekhanicheskikh poter' v porshnevom dvigatele pri ispol'zovanii energosberegayushchikh motornykh masel* [Method and Results of the Study of Mechanical Losses in a Piston Engine when Using Energy-Saving Motor Oils]. Cand. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2007, 135 p. (In Russ.).
- [21] Sun Lisi. *Metodika i rezul'taty issledovaniya poter' na trenie v podshipnikakh krivoshipno-shatunnogo mekhanizma porshneвого dvigatelya* [Methodology and Results of the Study of Friction Losses in the Bearings of the Crank Mechanism of a Piston Engine]. Cand. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2004, 116 p. (In Russ.).
- [22] *Gidrodinamicheskaya teoriya smazki: klassiki estestvoznaniya: sb. st.* [Hydrodynamic Theory of Lubrication: Classics of Natural Science: Collection of Articles]. Ed. Leybenzon L.S. Moscow-Leningrad, GTTI Publ., 1934, 344 p. (In Russ.).
- [23] Shibel' A. *Skol'zyashchie opory (podshipniki i podpyatniki): konstruktsiya i raschet* [Sliding Bearings (Bearings and Thrust Bearings): Design and Calculation]. Moscow-Leningrad, ONTI Publ., 1936, 432 p. (In Russ.).
- [24] Korovchinskiy M.V. *Teoreticheskie osnovy raboty podshipnikov skol'zheniya* [Theoretical Foundations of the Operation of Plain Bearings]. Moscow, Mashgiz Publ., 1959, 403 p. (In Russ.).
- [25] Bowden F.P., Tabor D. *The friction and lubrication of solids*. Oxford, Clarendon Press, 1986, 374 p.
- [26] Archard J.F. Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics*, 1953, vol. 24, iss. 8, pp. 981–988. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1721448>
- [27] Popyk K.G. *Dinamika avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Dynamics of Automobile and Tractor Engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1965, 258 p. (In Russ.).
- [28] Putintsev S.V., Anikin S.A., Demenkova S.P. Raschetnaya otsenka dinamicheskoy nagruzhennosti osnovnykh trushchikhnya sopryazheniy bystrokhodnogo dizelya [Estimated Assessment of the Dynamic Loading of the Main Friction Mates of a High-Speed Diesel Engine]. *Science-Technology-Resource Saving. Materials of the XV International Scientific and Practical Conference*. Kirov, VGATU Publ., 2022, iss. 18, pp. 3–6. (In Russ.).
- [29] Cameron A. *Basic Lubrication Theory*. London, Wiley & Sons Publ., 1981, 256 p.

Материалы получены редакцией 19.12.2022

Сведения об авторе

Путинцев Сергей Викторович — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

E-mail: putintsev50@yandex.ru

Information about the author

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

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Путинцев С.В. Мало- и сверхмаловязкие моторные масла: преимущества, ограничения и метод расчетной оценки применимости. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 24–37.

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.24-37>

Citation:

Putintsev S.V. Low- and Ultra-Low-Viscosity Engine Oils: Advantages, Limitations, and Method of Calculated Applicability Evaluation. *Engines Construction*, 2023, no. 1 (291), pp. 24–37. (In Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.24-37>

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

УДК 621.436

DOI: 10.18698/jec.2023.1.38-50

Применение методов машинного обучения при разработке динамической модели дизельного двигателя

А.Г. Кузнецов, С.В. Харитонов, Д.П. Сапронов

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Application of Machine Learning Methods in Developing a Dynamic Diesel Engine Model

A.G. Kuznetsov, S.V. Kharitonov, D.P. Sapronov

Bauman Moscow State Technical University

Для проведения полунатурного моделирования системы автоматического управления двигателем, в рамках которого натурные элементы системы сопрягаются с компьютерной моделью объекта, требуется динамическая модель двигателя, работающая в реальном времени. В статье представлены результаты расчетного исследования по применению методов машинного обучения для формирования функциональных зависимостей между параметрами рабочего процесса, входящих в математическую модель двигателя для полунатурного моделирования. Рассмотрены варианты аппроксимации функциональных зависимостей методами линейной регрессии, случайного леса и нейронной сети. Результаты исследования проиллюстрированы примерами функциональных зависимостей КПД элементов перспективного дизельного двигателя Д500.

Ключевые слова: методы машинного обучения, линейная регрессия, система автоматического управления, случайный лес, нейронная сеть, двигатель, динамическая модель, дизельный двигатель

A semi-natural simulation of an automatic engine control system, in which the natural elements of the system are coupled with a computer model of the object, requires a dynamic model of the engine operating in real time. Results of computational research on application of methods of machine learning for formation of functional dependences between parameters of working process, entering into mathematical model of the engine for semi-natural modeling are presented in the article. The variants of approximation of functional dependencies by linear regression, random forest and neural network methods are considered. The results of the study are illustrated by examples of functional dependences of promising diesel engine D500 energy conversion efficiency.

Keywords: machine learning methods, linear regression, automatic control system, random forest, neural network, engine, dynamic model, diesel engine

Введение

Расчетный этап разработки систем автоматического управления (САУ) тепловыми двигателями предусматривает моделирование переходных процессов с целью определения основных параметров автоматических устройств и предварительных настроек (калибровок) системы. Для процесса проектирования САУ теплоэнер-

гетических установок характерна ситуация, когда сама теплоэнергетическая установка находится еще в стадии разработки, а автоматические устройства системы управления, такие как электронный блок (ЭБ), уже изготовлены. На этом этапе проектирования САУ целесообразно применять полунатурное моделирование, при котором натурные образцы системы управле-

ния сопрягаются с компьютерной моделью установки в составе специального стенда [1, 2].

Стенд полунатурного моделирования должен обладать свойством максимального приближения работы САУ к реальным условиям. Устройство сопряжения стенда формирует и подает на входы ЭБ сигналы в той же физической форме, как и датчики САУ. В процессе полунатурного моделирования ЭБ работает с компьютерной моделью как с реальным двигателем. Такой подход сокращает время разработки САУ и позволяет сэкономить материальные ресурсы, требуемые для натурных испытаний.

Метод полунатурного моделирования имеет полувековой опыт успешного применения при разработке систем управления в космонавтике, авиации, медицинской промышленности, теплоэнергетике [3–5]. Этот метод применяют такие ведущие мировые производители САУ двигателями, как Bosch, Fujitsu и др. [6–8]. Авторы данной работы создали оригинальный стенд полунатурного моделирования для разработки САУ тепловыми двигателями в МГТУ им. Н.Э. Баумана [9]. Этап полунатурного моделирования был использован при разработке отечественного ЭБ [10] для САУ перспективным дизельным двигателем Д500 производства АО «Коломенский завод» [11].

Для согласованной работы натурального ЭБ с компьютерной частью стенда требуется, чтобы модель двигателя функционировала в реальном времени. Период обмена данными между ЭБ и двигателем составляет в зависимости от частоты вращения величины порядка миллисекунд. За это время модель двигателя должна позволить рассчитать все необходимые параметры рабочего процесса. При этом модель должна быть динамической в смысле возможности расчета неустановившихся режимов переходных процессов САУ и достаточно точной для получения первичных калибровок САУ, приближенных к окончательным значениям. Тогда полунатурное моделирование будет эффективным.

Динамическая модель комбинированного двигателя базируется на наборе дифференциальных уравнений, описывающих изменения во времени параметров рабочего процесса: частот вращения вала поршневой части и ротора турбокомпрессора, давлений воздуха во впускном трубопроводе и отработавших газов в выпускном трубопроводе [12, 13].

Современные программные комплексы, успешно применяемые для расчета рабочего процесса при проектировании и отладке двигателей, такие как GT-Power, AVL Fire, «Дизель-ПК», не подходят для моделей полунатурного моделирования из-за большого времени расчета каждого режима. Проблема ускорения расчета решена авторами с помощью введения в модель заранее сформированных функциональных зависимостей между параметрами рабочего процесса, используемых при интегрировании дифференциальных уравнений элементов комбинированного двигателя [14, 15]. Поскольку при проектировании САУ конструкция и рабочий процесс двигателя остаются неизменными, данный подход не снижает точности моделирования, но позволяет избежать подробного расчета рабочего процесса на каждом режиме и тем самым довести работу модели до реального времени.

Успех такого подхода к созданию модели двигателя зависит от вида и способа задания необходимых функциональных зависимостей между параметрами рабочего процесса. Прежде всего, существует проблема получения необходимых исходных данных для формирования модели. При разработке САУ для вновь создаваемого двигателя его экспериментальные характеристики часто еще не известны. Приходится получать необходимые данные путем расчета параметров рабочего процесса с помощью компьютерных программ [16]. Другая проблема заключается в том, что на неустановившихся режимах, которые должна описывать модель двигателя, происходит нарушение статических балансов потоков энергии и массы в элементах комбинированного двигателя с возникновением временных динамических составляющих, изменяющих соотношения между параметрами рабочего процесса на установившихся режимах, которые обычно и составляют исходные данные. В связи с этим функциональные зависимости должны обеспечивать правильные физические представления об изменении параметров рабочего процесса двигателя не только в заданной области исходных данных, но и при экстраполяции характеристик за пределы заданной области в переходных процессах.

В данной работе проведено специальное исследование по определению наиболее рационального способа задания функциональных зависимостей динамической модели комбини-

рованного двигателя, используемой в стенде полунатурного моделирования, на примере дизеля Д500. Функциональные зависимости математической динамической модели дизеля в основном имеют вид функций двух переменных, для температуры газов — функции трех переменных. Анализ вида этих зависимостей, проведенный с использованием теории рабочих процессов комбинированного двигателя, показывает, что они представляют собой гладкие поверхности с одним экстремумом (при его наличии). Исходные данные получены при испытаниях одноцилиндрового отсека двигателя и расчетным путем с помощью программного комплекса «Дизель-РК». Используются также экспериментальные универсальные характеристики компрессора и турбины.

В настоящее время для решения задачи регрессии активно применяются методы машинного обучения, а точнее — подраздел машинного обучения, получивший название обучения с учителем. Задача ставится следующим образом. Исходные данные делятся на две группы — параметры рабочего процесса, рассматриваемые как аргументы функциональных зависимостей (первичные параметры), и параметры, для которых строятся функциональные зависимости. Из первой группы формируется множества «объектов», содержащих аргументы для каждой функциональной зависимости. В рассматриваемой задаче объект содержит два (для большинства функциональных зависимостей) или три (для функциональной зависимости температуры газов) параметра. Из второй группы формируются множества «ответов» — параметров, для которых ищутся функциональные зависимости. Совокупности пар «объект, ответ» образуют обучающую выборку. На основе этих данных требуется восстановить функциональную зависимость, т. е. построить алгоритм, способный для любого объекта выдать достаточно точный ответ. Для оценки точности ответов определенным образом вводится функционал качества.

Как показывает практика создания подобных динамических моделей двигателей, обучающая выборка обычно имеет небольшой объем, поскольку в период построения модели экспериментальные данные либо отсутствуют, либо их количество ограничено и получено в ходе предварительных испытаний, например, при отладке рабочего процесса двигателя на одноцилиндровом отсеке.

Также отметим, что ту или иную модель машинного обучения подбирают под конкретную задачу, и нельзя однозначно рекомендовать какой-либо подкласс моделей как универсальный. Моделирование в режиме реального времени часто проводят с использованием низкоуровневых или графических языков программирования. В связи с этим к разработанным моделям машинного обучения может быть выдвинуто еще одно требование — легкая программная реализация вне стандартных пакетов машинного обучения, которыми часто пользуются для обучения моделей.

Существует множество различных классов моделей машинного обучения. Например, большой популярностью обладают модели, построенные на решающих деревьях. Такие модели могут иметь очень хорошее качество, однако их программная реализация на графических языках программирования при малых обучающих выборках может быть весьма затруднительна. То же самое можно сказать про нейронные сети сложной архитектуры, которые обычно используют для обработки видео, фотографий, текстов и звука. Более удобными для реализации являются нейронные сети прямого распространения, которые также подходят для решения обычной задачи регрессии на табличных данных. Легкими в реализации можно назвать линейные (или полиномиальные) регрессионные модели, однако по качеству такие модели часто уступают «деревянным» моделям или нейронным сетям.

На основе проведенного анализа для получения функциональных зависимостей динамической модели двигателя выбраны следующие типы моделей машинного обучения: линейная регрессия, случайный лес и нейронная сеть.

Для иллюстрации результатов исследования ниже рассмотрены следующие функциональные зависимости между параметрами рабочего процесса комбинированного двигателя, которые оказывают значительное влияние на точность расчета: зависимость индикаторного КПД двигателя η_i от частоты вращения вала двигателя n и коэффициента избытка воздуха α , зависимость адиабатного КПД компрессора η_k от степени повышения давления π_k и расхода воздуха G_k , зависимость эффективного КПД турбины η_t от степени понижения давления π_t и приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора n_t .

Линейная регрессия

В задаче линейной регрессии искомая функция, например, КПД элемента комбинированного двигателя, представляется в виде полинома

$$\hat{y} = f(w, x) = \sum_{j=1}^n w_j x_j,$$

где $\hat{y}$ — искомая функция; w — вектор весов признаков (значений числовых коэффициентов w_j); x — вектор признаков объектов (различные комбинации первичных параметров x_j рабочего процесса двигателя).

Степень приближения регрессионной модели к исходным данным оценивается мерой погрешности, в качестве которой принят критерий в виде суммы квадратов отклонений значений функции от исходных данных:

$$I(w, x) = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^l (\hat{y}_i - y_i)^2, \quad (1)$$

где l — число объектов (точек) в обучающей выборке; $\hat{y}_i$ — значения полученной функции; y_i — компоненты вектора исходных данных.

Для получения хорошей оценки модели нужно минимизировать критерий оценки погрешности: $I \rightarrow \min$. Таким образом, задача линейной регрессии сводится к нахождению весов признаков w методами оптимизации. В данной постановке задачу регрессии принято называть методом наименьших квадратов.

Существует аналитическое решение задачи минимизации, однако его применяют редко из-за трудоемкости вычисления обратной матрицы. В данном исследовании для решения поставленной задачи использовались численные градиентные методы оптимизации, реализованные на языке программирования Python.

Выбор полиномов осуществлялся методом экспертной оценки с использованием графического представления функциональных зависимостей. Полиномы должны были иметь высокую точность приближения к исходным данным при возможно простой структуре. Большинство искомым функциональных зависимостей динамической модели двигателя, в том числе зависимости КПД поршневой части, компрессора и турбины, имеет вид функций двух переменных. Для графического отображения полиномов использовалось их представление в виде

поверхностей и сечений этих поверхностей, которые, по сути, иллюстрируют зависимости между параметрами рабочего процесса двигателя, удобные для анализа. Вид полученных зависимостей должен соответствовать физической картине рабочего процесса двигателя, причем не только в области установившихся режимов, но и в более широком диапазоне, охватывающем неуставившиеся режимы переходных процессов, когда нарушается статический баланс потоков энергии и массы рабочего тела в элементах комбинированного двигателя.

Предварительные исследования по подбору вида полиномов [12] позволили выработать следующие рекомендации по их составлению. Члены полиномов могут содержать первичные параметры как в положительной, так и в отрицательной степенях, с показателями степени в основном от -3 до $+3$. Поскольку полный состав таких полиномов даже при двух переменных включает большое число членов, для уменьшения размера полиномов из них целесообразно удалить члены, оказывающие мало-замечное влияние на точность приближения. Анализ вида поверхностей, графически отображающих полиномы, показал, что повышение степени полиномов приводит в ряде случаев к резкому изменению описываемых параметров в зонах, примыкающих к заданной области исходных данных, что не соответствует закономерностям рабочего процесса.

Качество описания полиномами исходных данных оценивалось по величине коэффициента детерминации, который представляет собой квадрат множественного коэффициента корреляции:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2},$$

где $\hat{y}_i$ — значения полученной функции; y_i — компоненты вектора исходных данных; $\bar{y}$ — среднее арифметическое параметра.

Чем ближе R^2 к единице, тем ближе модель к исходным данным.

В таблице представлен состав двух полиномов вида $y(x, z)$, которые были отобраны для функциональных зависимостей КПД элементов комбинированного двигателя, x и z — первичные параметры. С учетом значения коэффициента детерминации для функциональной

Результаты подбора полиномов

Модель	Состав модели	Коэффициент детерминации		
		η_i	$\eta_{\text{компр}}$	$\eta_{\text{турб}}$
Модель 1	$1, x, y, x^2, y^2, xy, x^2y, xy^2, x^{-1}, y^{-1}, x^{-1}y, xy^{-1}$	0,57	0,98	0,941
Модель 2	$1, x, y, xy, x^2, y^2, x^2y, xy^2, x^2y^2, x^{-2}, y^{-2}, x^{-1}y^{-2}$	0,598	0,967	0,932

зависимости индикаторного КПД двигателя $\eta_i(n, \alpha)$ выбран полином 2, для функциональных зависимостей адиабатного КПД компрессора $\eta_k(\pi_k, G_k)$ и эффективного КПД турбины $\eta_t(\pi_t, n_t)$ — полином 1. Числовые значения коэффициентов при членах полинома определены в результате оптимизационного расчета.

Графическое представление поверхностей, соответствующих полученным при использовании линейной регрессии функциональным зависимостям, с двух ракурсов с нанесенными на них точками исходных данных показано на

рис. 1–3: на рис. 1 — поверхность полинома $\eta_i(n, \alpha)$; на рис. 2 — поверхность полинома $\eta_k(\pi_k, G_k)$; на рис. 3 — поверхность полинома $\eta_t(\pi_t, n_t)$.

Несложно заметить, что при аппроксимации неизвестной зависимости полиномами с использованием линейной регрессии модель дает неправдоподобные результаты, если отойти от области, на которой были определены исходные данные. Так, КПД принимает отрицательные значения, что не соответствует действительности.

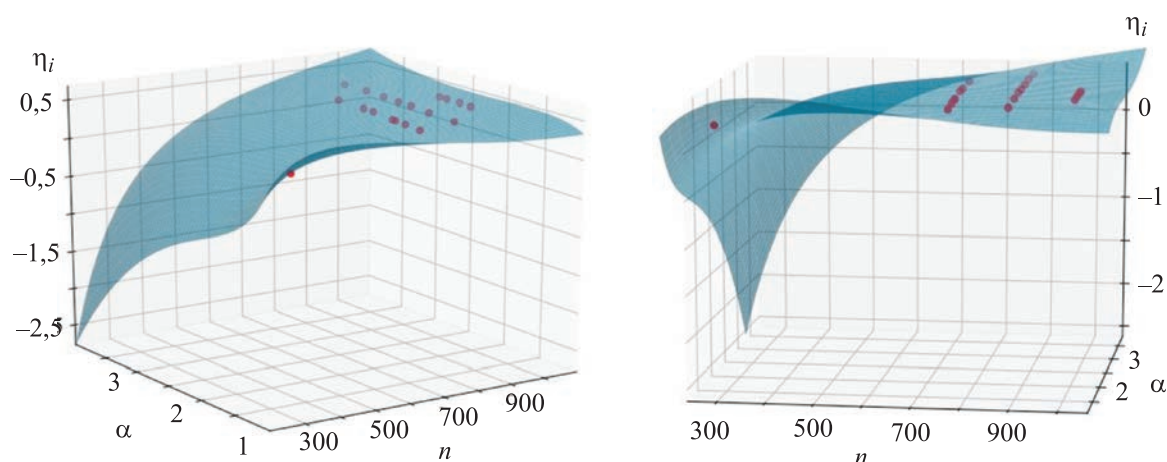


Рис. 1. Вид поверхности полинома $\eta_i(n, \alpha)$ — линейная регрессия

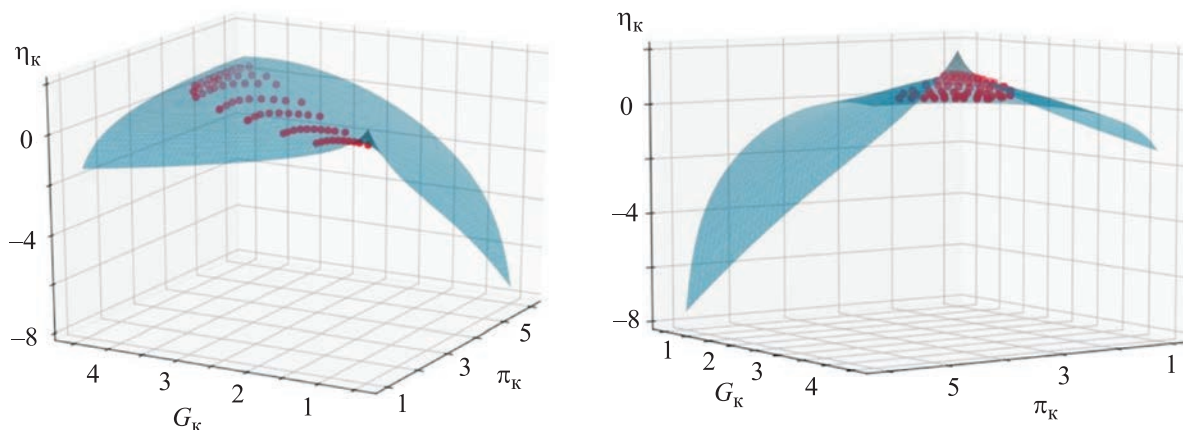


Рис. 2. Вид поверхности полинома $\eta_k(\pi_k, G_k)$ — линейная регрессия

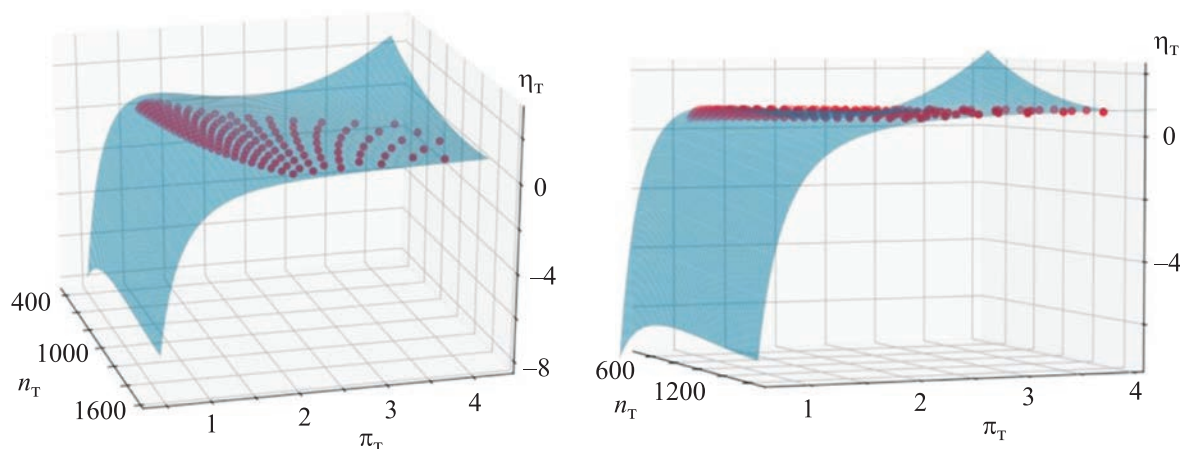


Рис. 3. Вид поверхности полинома $\eta_T(\pi_T, n_T)$ — линейная регрессия

Случайный лес

Решающее дерево — модель, последовательно разбивающая объекты (множество исходных данных) на подмножества, исходя из значений некоторых признаков объектов. Осуществляется последовательное разбиение каждого предыдущего подмножества на новые, в результате чего происходит ветвление дерева. В данном исследовании принят наиболее часто используемый бинарный вид дерева, в котором из каждой предыдущей вершины образуются две дочерние, соответствующие двум новым подмножествам. Полученная таким образом модель представляет собой дерево с многочисленными вершинами, которым соответствует все множество объектов из области определения.

Для определения значения требуемой функциональной зависимости на решающее дерево подается объект, содержащий совокупность первичных параметров рабочего процесса двигателя. Вычислительный алгоритм определяет траекторию движения по решающему дереву, пока не приведет объект в вершину, не имеющую дочерних (лист). Тогда определяется искомое значение функции на данном объекте как среднее значений функций объектов обучающей выборки, находящихся в данной вершине после обучения алгоритма.

Существует множество алгоритмов обучения дерева решений. Главный принцип состоит в том, чтобы при выборе признака для разбиения дерева выбрать тот, который позволит сильнее всего уменьшить среднеквадратичную погрешность в дочерних вершинах при оптимальном выборе границы разбиения.

Особенность данной задачи заключается в малых объемах обучающих выборок, используемых для получения функциональных зависимостей динамической модели двигателя. В таких условиях при обучении дерева решений существует проблема «переобучения», т. е. излишне глубокого обучения, в результате которого дерево очень близко соответствует объектам обучающей выборки, но при этом теряет обобщающую способность, необходимую для последующего использования алгоритма как функциональной зависимости в модели двигателя. Данную проблему можно решить, используя композицию алгоритмов (деревьев).

Композиция — это объединение N алгоритмов $b_1(x), \dots, b_N(x)$ в один. Идея заключается в том, чтобы обучить данные алгоритмы, а затем усреднить полученные от них ответы:

$$\hat{y}(x) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N b_i(x).$$

Поскольку в данной задаче в качестве базового алгоритма используется дерево решений, полученная композиция является случайным лесом [17].

Алгоритм случайного леса основывается на создании большого числа решающих деревьев и предсказании $\hat{y}$, базирующемся на предсказаниях всех созданных решающих деревьев. Каждое дерево леса обучается по случайной выборке, которая получается из множества исходных данных. Таким образом, случайный лес усредняет предсказания деревьев решений для каждого объекта. В качестве итогового предсказания обычно принимают медиану всех предсказаний

построенных решающих деревьев или среднее. Данный подход позволяет нивелировать переобучения каждого отдельного дерева и получать предсказания, обладающие большей обобщающей способностью.

При использовании алгоритма случайного леса можно настраивать множество параметров: глубину деревьев в композиции; число объектов в каждом листе, при котором обучение останавливается; количество деревьев в случайном лесу и множество других. В ходе данной работы были использованы готовые реализации алгоритма случайного леса из библиотеки `sklearn` языка программирования Python.

В итоге лучший результат для всех трех рассматриваемых КПД был получен при числе решающих деревьев в лесу более ста, построении каждого дерева до максимально возможной глубины и, поскольку каждый объект располагал

лишь двумя признаками, каждое дерево строилось на всех признаках.

Графическое представление поверхностей, соответствующих полученным при использовании случайного леса функциональным зависимостям, с двух ракурсов с нанесенными на них точками исходных данных показано на рис. 4–6: на рис. 4 — поверхность полинома $\eta_i(n, \alpha)$; на рис. 5 — поверхность полинома $\eta_k(\pi_k, G_k)$; на рис. 6 — поверхность полинома $\eta_t(\pi_t, n_t)$.

Достоинство модели случайного леса, построенного из регрессионных деревьев, по сравнению с линейной регрессией состоит в том, что область значений КПД не содержит неправдоподобных, например, отрицательных, величин. Однако в этом также заключается и недостаток. Поскольку лес выдает решение, усредненное по решениям всех деревьев, а деревья, в свою очередь, в качестве ответа дают среднее

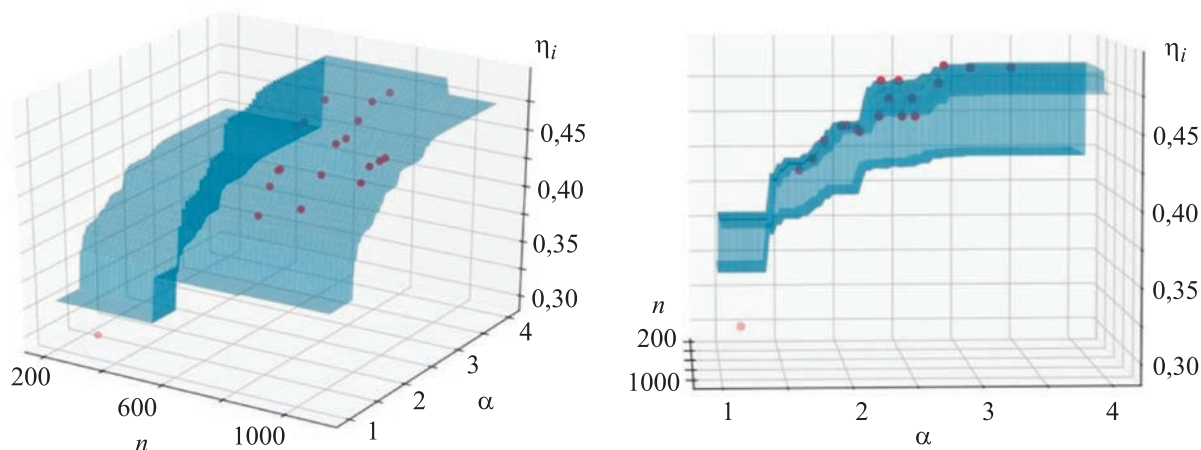


Рис. 4. Вид поверхности полинома $\eta_i(n, \alpha)$ — случайный лес

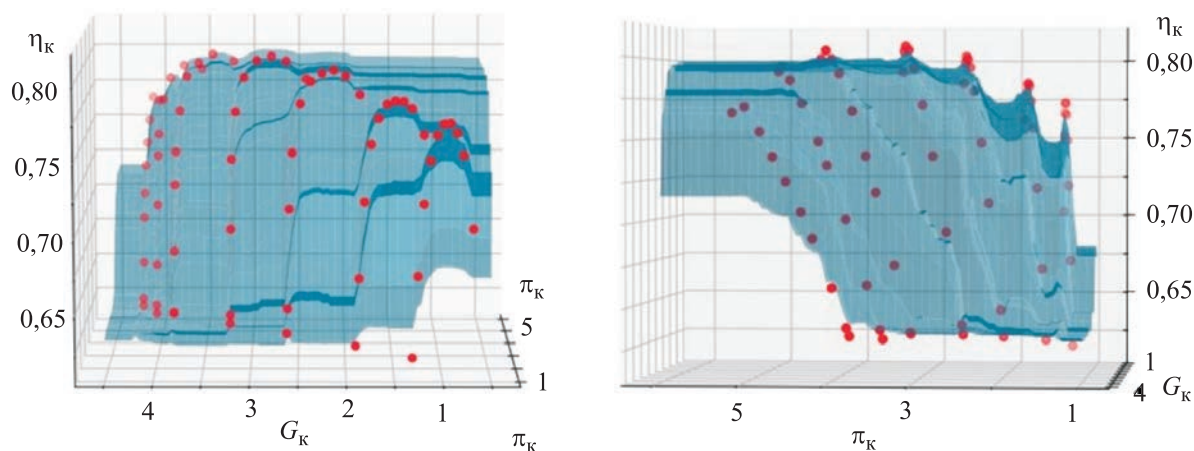


Рис. 5. Вид поверхности полинома $\eta_k(\pi_k, G_k)$ — случайный лес

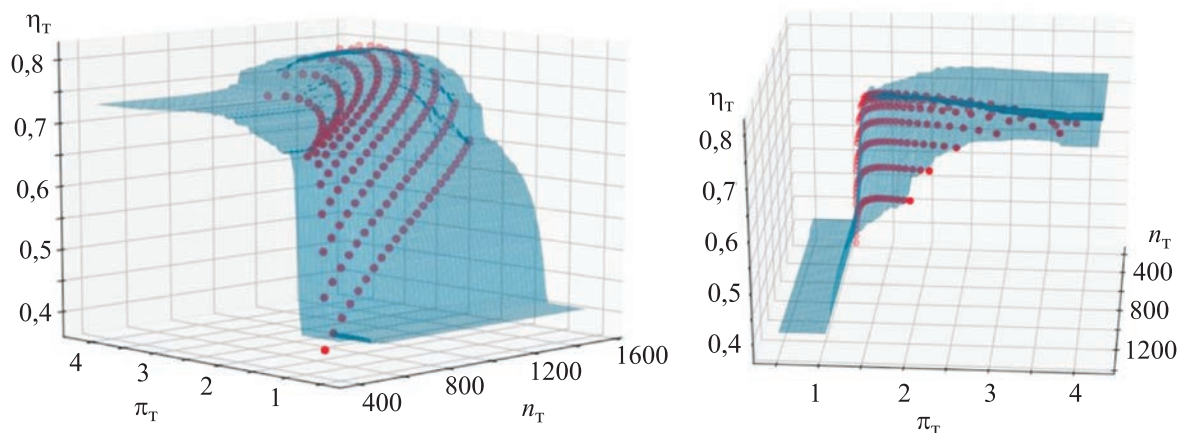


Рис. 6. Вид поверхности полинома $\eta_T(\pi_T, n_T)$ — случайный лес

значение ответов объектов обучающей выборки, можно сделать вывод, что в итоге модель не может выдать прогноз, который бы был меньше минимального и больше максимального значений из обучающей выборки. Это значит, что за область, в которую попали точки обучающей выборки, данная модель просто будет предсказывать постоянные значения, соответствующие граничным значениям области. Данная тенденция модели действительно прослеживается на представленных графиках.

Нейронная сеть

Нейронная сеть считается универсальной моделью, поскольку она способна аппроксимировать любые поверхности. Соответствующую теорему сформулировал в 1957 г. А.Н. Колмогоров [18], однако задача конструирования нейронной сети для конкретного применения остается сложной до сих пор.

При выборе типа нейронной сети для рассматриваемой задачи следует учитывать, что динамические свойства комбинированного двигателя проявляются при решении дифференциальных уравнений его элементов, в которых используются статические зависимости между параметрами рабочего процесса. Для описания таких функциональных зависимостей наиболее всего подходит нейронная сеть прямого распространения, в которой информация идет в одном направлении от входа сети с первичными параметрами к ее выходу в виде искомой функциональной зависимости.

Для построения нейронной сети необходимо определить конфигурацию сети с выбором

функции активации и провести обучение сети, в результате которого определяются параметры (числовые значения весовых коэффициентов) нейронов [19, 20]. При этом конфигурация сети может меняться в процессе обучения. Определение параметров нейронной сети осуществляется в оптимизационном процессе при минимизации критерия ошибки приближения, в качестве которой принята квадратичная форма, аналогичная выражению (1). В данном исследовании использовался алгоритм реализации нейронных сетей прямого распространения в среде MATLAB.

Основная проблема при разработке нейронных сетей для функциональных зависимостей динамической модели двигателя заключается в нехватке обучающих данных. При усложнении конфигурации сети (а это необходимо для получения нелинейных функциональных зависимостей) нужен больший объем обучающей выборки.

Для обучения сети требуется разбиение исходных данных на две части — обучающую и тестовую выборки. Сам процесс обучения проходит на обучающей выборке, а контроль процесса (совпадение предсказаний алгоритма и реальных ответов проверяется на точках, которые алгоритм не видит при обучении) проходит на тестовой части. Такое разбиение исходных данных на тестовую и обучающие выборки необходимо при обучении нейронной сети в среде MATLAB, поскольку алгоритм реализации нейронной сети в данном программном комплексе останавливает процесс обучения, опираясь на данные тестовой выборки. Для каждой функцио-

нальной зависимости подобран свой баланс между объемами обучающей и контрольной частей.

Метод отбора нейронной сети для каждой функциональной зависимости основывался не только на критерии среднеквадратичной погрешности, поскольку сама сеть почти идеально определяет значения функции в точках обучающей выборки, а ориентироваться на погрешность для тестовой части нецелесообразно из-за недостаточного количества данных и неслучайной природе их получения. Это объясняется тем, что исходные данные были получены при проведении эксперимента, в котором каждая точка была выбрана не случайно, а при попытке получить параметры с определенными значениями. Поэтому при исключении любой точки из обучающей выборки теряется информация о виде функции в окрестности данной точки, поскольку рядом с ней в соответствии с методикой эксперимента не было получено дополнительных точек. Таким образом, рассматривать среднеквадратичную погрешность тестовой выборки как основной инструмент отбора моделей нецелесообразно.

Отбор моделей осуществлялся в основном визуальным способом, опираясь на графическое представление поверхностей функциональных зависимостей с учетом правильного отображения ими закономерностей рабочего процесса комбинированного двигателя.

Графическое представление поверхностей, соответствующих полученным при использовании нейронных сетей функциональным зависимостям, с двух ракурсов с нанесенными на них точками исходных данных показано на рис. 7–9: на рис. 7 — поверхность полино-

ма $\eta_i(n, \alpha)$; на рис. 8 — поверхность полинома $\eta_k(\pi_k, G_k)$; на рис. 9 — поверхность полинома $\eta_t(\pi_t, n_t)$.

Результаты построения моделей функциональных зависимостей, полученные при использовании нейронных сетей, наиболее интересны. На рис. 7–9 видно, что область определения полученных зависимостей КПД в основном лежит внутри диапазона 0–1 или отклоняется от него незначительно (рис. 8, 9). То есть данные результаты вызывают большее доверие, чем результаты, полученные с помощью линейной регрессии. Также заметим, что ответы алгоритмов на точках, значения которых не похожи на значения объектов из обучающей выборки, также подчиняются определенной, вполне правдоподобной зависимости, а не являются постоянными как ответы алгоритма случайного леса.

Таким образом, можно сделать вывод, что в данной задаче использование нейронной сети для получения зависимостей по экспериментальным данным служит неким удачным компромиссом между нереальными значениями, полученными с помощью линейной регрессии, и слишком «аккуратными», не уходящими за область значений обучающей выборки, ответами случайного леса.

Для подтверждения данного вывода на рис. 10 приведены сечения поверхности моделей эффективного КПД турбины, которые, по сути, являются известными в теории рабочих процессов двигателей зависимостями $\eta_t(\pi_t)$ при $n_t = \text{const}$, полученными тремя рассмотренными методами аппроксимации. В качестве метрики качества приведены значения коэффициента детерминации R^2 .

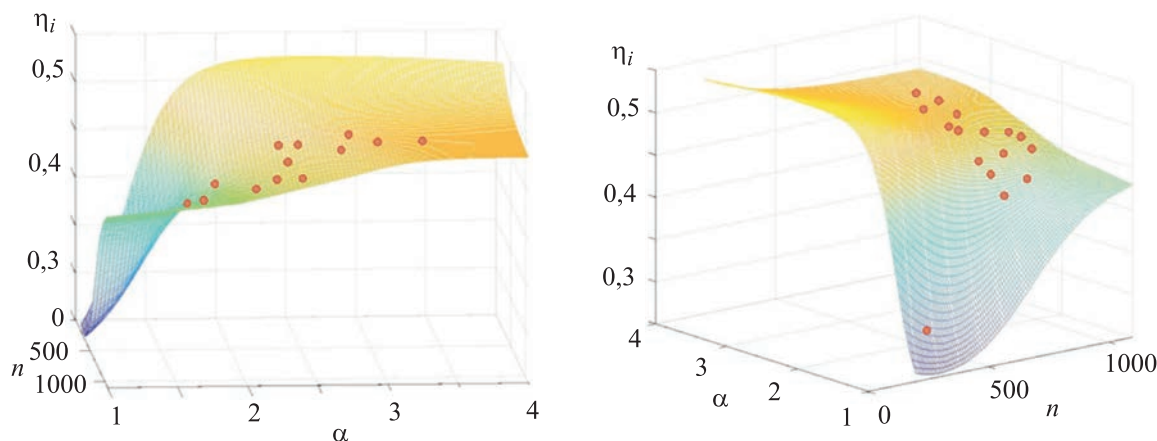


Рис. 7. Вид поверхности полинома $\eta_i(n, \alpha)$ — нейронная сеть

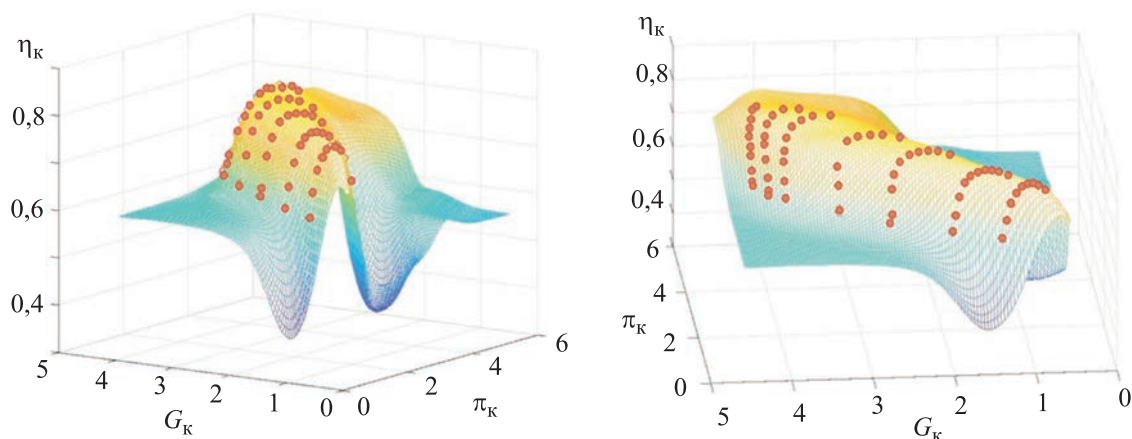


Рис. 8. Вид поверхности полинома $\eta_k(\pi_k, G_k)$ — нейронная сеть

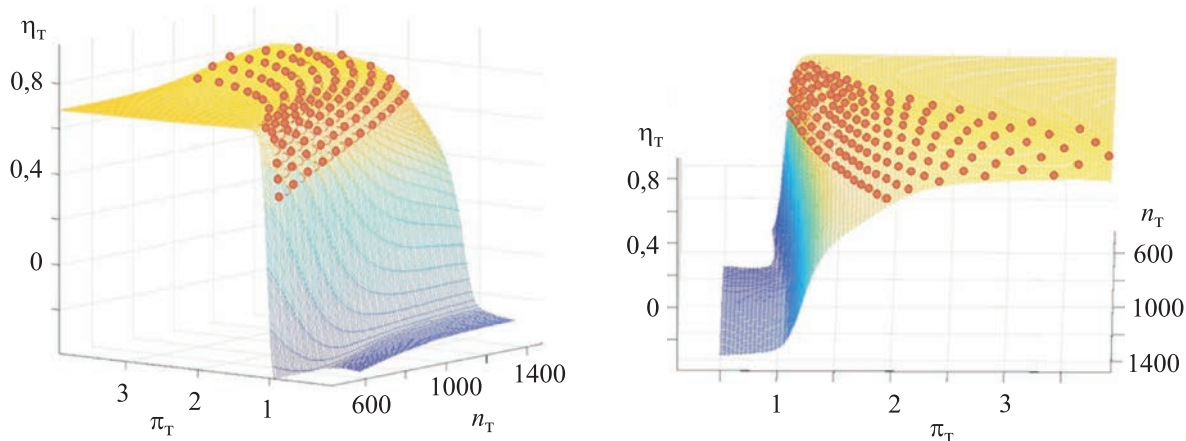


Рис. 9. Вид поверхности полинома $\eta_T(\pi_T, n_T)$ — нейронная сеть

По графику линейной регрессии видно, как и отмечалось ранее, что значения КПД уходят в недопустимые отрицательные значения, что

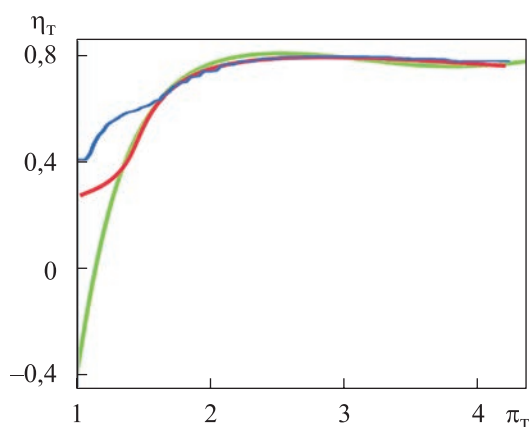


Рис. 10. Зависимость $\eta_T(\pi_T)$ при $n_T = \text{const}$:
— линейная регрессия, $R^2 = 0,936$; — случайный лес, $R^2 = 0,988$; — нейронная сеть, $R^2 = 0,999$

не имеет физического смысла. При этом полученная поверхность является гладкой, что соответствует теории рабочих процессов, однако коэффициент детерминации минимальный из всех представленных моделей.

Для случайного леса проблем с недопустимыми значениями КПД не наблюдается, однако поверхность не гладкая и коэффициент детерминации меньше, чем у нейронной сети. Также отметим, что реализация алгоритма случайного леса на графическом или низкоуровневом языке программирования — крайне сложная задача, что также представляет существенную проблему при разработке динамической модели двигателя для полунатурного моделирования.

Нейронная сеть обладает наибольшим коэффициентом детерминации, при этом КПД не принимает недопустимые значения, и поверхность является гладкой. Учитывая также тот

факт, что обученную нейронную сеть достаточно просто запрограммировать, приходим к выводу, что для получения функциональных зависимостей, входящих в динамическую модель двигателя для полунатурного моделирования, целесообразно использовать нейронную сеть.

Выводы

По результатам исследований можно сделать следующие выводы.

1. Для построения функциональных зависимостей динамической модели реального времени комбинированного двигателя, используемой при полунатурном моделировании САУ, целесообразно применять современные методы машинного обучения.

2. Одна из основных проблем использования методов машинного обучения обычно состоит в недостаточном объеме исходных данных, что негативно влияет на точность аппроксимации, особенно в области динамических режимов переходных процессов.

3. Используемые в подобных задачах линейные полиномиальные модели имеют наиболее

простую программную реализацию, но при достаточной близости описания функциональных зависимостей в области исходных данных могут давать нереальную картину изменения параметров рабочего процесса двигателя при расчете переходных процессов.

4. Модели случайного леса дают прогноз значений параметров рабочего процесса, не выходящих за границы области исходных данных, что, с одной стороны, является их достоинством, поскольку нет неправдоподобных значений, а с другой стороны — их недостатком. Это связано с тем, что область значений параметров двигателя в переходных процессах выходит за рамки области исходных данных на установившихся режимах.

5. Нейронная сеть обладает наилучшими показателями описания функциональных зависимостей динамической модели комбинированного двигателя реального времени, наиболее точно описывая зависимости между параметрами рабочего процесса как на установившихся режимах, так и в переходных процессах.

Литература

- [1] Белоконь С.А., Золотухин Ю.Н., Филиппов М.Н. Архитектура комплекса полунатурного моделирования систем управления летательными аппаратами. *Автометрия*, 2017, т. 53, № 4, с. 44–50. DOI: <https://doi.org/10.15372/AUT20170405>
- [2] Юдин А.Е. Стенд полунатурного моделирования системы управления медицинским манипулятором. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 10. DOI: <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2013-10-1088>
- [3] Крутяков М.А., Розанов И.А., Сотников А.А. Имитационное моделирование сигнала гидроакустической граничной реверберации в базисе Хартли. *Современная наука: актуальные проблемы теории и практики*. Серия: Естественные и технические науки, 2019, № 1, с. 60–66.
- [4] Ahmad N., Meng A., Sultan M. Applications of Hardware-in-the-Loop Simulation in Automotive Embedded Systems. *SAE Technical Papers*, 2020, vol. 2020-April, no. April. DOI: <https://doi.org/10.4271/2020-01-1289>
- [5] Tumasov A.V., Vashurin A.S., Trusov Yu.P. et al. The Application of Hardware-in-the-Loop (HIL) Simulation for Evaluation of Active Safety of Vehicles Equipped with Electronic Stability Control (ESC) Systems. *Procedia Computer Science: Proceedings of the 13th International Symposium Intelligent Systems*. St. Petersburg, Elsevier B.V., 2019, pp. 309–315. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procs.2019.02.057>
- [6] Bosch. *How to Introduce a New HiL Test System in a Running Environment*. Available at: https://cdn.vector.com/cms/content/events/2021/vTES21/4_Testing_Day_HiL/13_Slides_Tobias_BROSS_Bosch_Testing_Day_04_EN.pdf (accessed September 01, 2022).
- [7] Maruyama A. et al. HIL Simulator “CRAMAS” for its Application. *Fujitsu Ten Technical Journal*, 2011, no. 36, pp. 33–36.
- [8] Тройков С.М., Палагута К.А. Полунатурное моделирование электронной системы управления двигателем внутреннего сгорания (ЭСУ ДВС). *НиКа*. 2010. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/polunaturnoe-modelirovanie-elektronnoy-sistemy-upravleniya-dvigatel-em-vnutrennego-sgoraniya-esu-dvs/viewer> (дата обращения 02.10.2022).
- [9] Кудрявцев А.А., Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Ворнычев Д.С. Метод имитационного моделирования при проектировании систем управления двигателями. *Перспективные направления развития автотранспортного комплекса. IX Всерос. науч.-производств. конф.: сб. ст.* Пенза, ПГСА, 2015, с. 35–39.

- [10] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Разработка и исследование системы управления дизельным двигателем. *Двигателестроение*, 2021, № 2, с. 20–25.
- [11] Рыжов В.А. Отечественные двигатели нового поколения Д500. *Новый оборонный заказ. Стратегии*, 2015, № 5, с. 40–41.
- [12] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Улучшение динамических свойств среднеоборотного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 11, с. 59–74. DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2021-11-59-74>
- [13] Бондарь В.Н. Математическая модель рабочего процесса дизельного двигателя на режимах пуск. *Вестник СибАДИ*, 2016, № 1, с. 81–86.
- [14] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Лю И. Исследование методов интенсификации переходных процессов дизель-генератор. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 6, с. 50–58. DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2018-6-50-58>
- [15] Кулешов А.С., Фадеев Ю.М., Кулешов А.А. Развитие многозонных моделей для расчета сгорания в современных ДВС. *Двигателестроение*, 2017, № 2, с. 7–10.
- [16] Кузнецов А.Г., Кулешов А.С., Харитонов С.В. Метод реконструкции исходных данных для составления математических моделей дизелей. *Известия высших учебных заведений*, 2014, № 5, с. 49–54.
- [17] Чистяков С.П. Случайные леса: обзор. *Труды Карельского научного центра Российской академии наук*, 2013, № 1, с. 117–136.
- [18] Чернов А.В. О применении функций Гаусса в сочетании с теоремой Колмогорова для аппроксимации функций многих переменных. *Журнал вычислительной математики и математической физики*, 2020, т. 60, № 5, с. 784–801. DOI: <https://doi.org/10.31857/S0044466920050075>
- [19] El-Shafay A.S., Alqsair U.F., Abdel Razek S.M. et al. Artificial Neural Network Prediction of Performance and Emissions of a Diesel Engine Fueled with Palm Biodiesel. *Sci. Rep.*, 2022, vol. 12, art. 9286. DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-022-13413-9>
- [20] Boz T. et al. Diesel Engine NOx Emission Modeling with Airpath Input Channels. *41st Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 2015, pp. 003382–003387. DOI: <https://doi.org/10.1109/IECON.2015.7392622>

References

- [1] Belokon' S.A., Zolotukhin Y.N., Filippov M.N. Architecture of a Platform for Hardware-in-the-Loop Simulation of Flying Vehicle Control Systems. *Optoelectronics, Instrumentation and Data Processing*, 2017, vol. 53, no. 4, pp. 345–350. DOI: <https://doi.org/10.3103/S8756699017040057>
- [2] Yudin A.E. Stand of Hardware in the Loop Simulation of Control System for Surgery Assistant Manipulator. *Engineering Journal: Science and Innovation*, 2013, iss. 10. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2013-10-1088>
- [3] Krutyakov M.A., Rozanov I.A., Sotnikov A.A. Simulation Modeling of Hydroacoustic Boundary Reverberation Signal in Hartley Basis. *Sovremennaya nauka: aktual'nye problemy teorii i praktiki. Seriya: Estestvennye i tekhnicheskie nauki*, 2019, no. 1, pp. 60–66. (In Russ.).
- [4] Ahmad N., Meng A., Sultan M. Applications of Hardware-in-the-Loop Simulation in Automotive Embedded Systems. *SAE Technical Papers*, 2020, vol. 2020-April, no. April. DOI: <https://doi.org/10.4271/2020-01-1289>
- [5] Tumasov A.V., Vashurin A.S., Trusov Yu.P. et al. The Application of Hardware-in-the-loop (HIL) Simulation for Evaluation of Active Safety of Vehicles Equipped with Electronic Stability Control (ESC) Systems. *Procedia Computer Science: Proceedings of the 13th International Symposium Intelligent Systems*. St. Petersburg, Elsevier B.V., 2019, pp. 309–315. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procs.2019.02.057>
- [6] Bosch. *How to Introduce a New HiL Test System in a Running Environment*. Available at: https://cdn.vector.com/cms/content/events/2021/vTES21/4_Testing_Day_HIL/13_Slides_Tobias_BROSS_Bosch_Testing_Day_04_EN.pdf (accessed September 01, 2022).
- [7] Maruyama A. et al. HIL Simulator “CRAMAS” for its Application. *Fujitsu Ten Technical Journal*, 2011, no. 36, pp. 33–36.
- [8] Troykov S.M., Palaguta K.A. *Polunaturnoe modelirovanie elektronnoy sistemy upravleniya dvigatelem vnutrennego sgoraniya (ESU DVS)* [Semi-natural Simulation of an Electronic Control System for an Internal Combustion Engine (ECU ICE)]. NiKa. 2010. (In Russ.). Available at: <https://cyberleninka.ru/article/n/polunaturnoe-modelirovanie-elektronnoy-sistemy-upravleniya-dvigatelem-vnutrennego-sgoraniya-esu-dvs/viewer> (accessed October 2, 2022).
- [9] Kudryavtsev A.A., Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Vornychyev D.S. Metod imitatsionnogo modelirovaniya pri proektirovanii sistem upravleniya dvigatelyami [Simulation Modeling Method in the Design of engine control Systems. Perspective Directions of Development of the Motor Transport Complex]. *IX All-Russian Scientific and Production Conference: Collection of Articles*. Penza, PGSA Publ., 2015, pp. 35–39. (In Russ.).

- [10] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Ryzhov V.A. Development and Examination of Diesel Engine Control System. *Engines Construction*, 2021, no. 2, pp. 20–25. (In Russ.).
- [11] Ryzhov V.A. Domestic Engines of D500 New Generation. *Novyy oboronnyy zakaz. Strategii*, 2015, no. 5, pp. 40–41. (In Russ.).
- [12] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Ryzhov V.A. Improving the Dynamic Properties of a Medium-Speed Diesel Engine Using Variable Turbocharging. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 11, pp. 59–74. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2021-11-59-74>
- [13] Bondar' V.N. Mathematical Model of Working Process of Diesel Engine the Modes of Start-Up. *Vestnik SibADI*, 2016, no. 1, pp. 81–86. (In Russ.).
- [14] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Lyu I. A Study of Methods of Intensification of Transient Processes in a Diesel-Generator. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2018, no. 6, pp. 50–58. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2018-6-50-58>
- [15] Kuleshov A.S., Fadeev Yu.M., Kuleshov A.A. Development of Multizonal Combustion Models as Applied to Modern Reciprocating Engines. *Engines Construction*, 2017, no. 2, pp. 7–10. (In Russ.).
- [16] Kuznetsov A.G., Kuleshov A.S., Kharitonov S.V. An Initial Data Reconstruction Method for Developing Mathematical Models of Diesel Engines. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2014, no. 5, pp. 49–54. (In Russ.).
- [17] Chistyakov S.P. Random Forests: an Overview. *Trudy Karelskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*, 2013, no. 1, pp. 117–136. (In Russ.).
- [18] Chernov A.V. On the Application of Gaussian Functions in Combination with Kolmogorov's Theorem for the Approximation of Functions of Several Variables. *Zhurnal vychislitel'noy matematiki i matematicheskoy fiziki*, 2020, vol. 60, no. 5, pp. 784–801. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.31857/S0044466920050075>
- [19] El-Shafay A.S., Alqsair U.F., Abdel Razek S.M. et al. Artificial Neural Network Prediction of Performance and Emissions of a Diesel Engine Fueled with Palm Biodiesel. *Sci. Rep.*, 2022, vol. 12, art. 9286. DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-022-13413-9>
- [20] Boz T. et al. Diesel engine NO_x Emission Modeling with Airpath Input Channels. *41st Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 2015, pp. 003382–003387. DOI: <https://doi.org/10.1109/IECON.2015.7392622>

Материалы получены редакцией 05.12.2022

Сведения об авторах

Кузнецов Александр Гаврилович — доктор технических наук, профессор кафедры «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: kuzag@bmstu.ru

Харитонов Сергей Викторович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплофизика». МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: kharit@bmstu.ru

Сапронов Дмитрий Павлович — студент кафедры «Теплофизика». МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: sweatingcrank@gmail.com

Information about the authors

Kuznetsov Alexander Gavrilovich — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Thermophysics, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: kuzag@bmstu.ru

Kharitonov Sergey Viktorovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Thermophysics, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: kharit@bmstu.ru

Sapronov Dmitriy Pavlovich — Student, Department of Thermophysics, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: sweatingcrank@gmail.com

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Сапронов Д.П. Применение методов машинного обучения при разработке динамической модели дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 38–50. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.38-50>

Please cite this article in English as:

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Sapronov D.P. Application of Machine Learning Methods in Developing a Dynamic Diesel Engine Model. *Engines construction*, 2023, no. 1 (291), pp. 38–50. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.38-50>

УДК 62-529, 621-436

DOI: 10.18698/jec.2023.1.51-63

Автоматизация настройки ПИ-регулятора системы управления давлением топлива в аккумуляторной топливной системе дизеля

П.В. Душкин¹, А.А. Савастенко¹, С.С. Ховренко¹, В.В. Кремнев², Ф.А. Медин²

¹ ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»

² ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

Automation of the Setting of the PI-Controller of the Fuel Pressure Control System in the Diesel Battery Fuel System

P.V. Dushkin¹, A.A. Savastenko¹, S.S. Khovrenok¹, V.V. Kremnev², F.A. Medin²

¹ Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI)”

² Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute “NAMI”

Рассмотрена актуальная проблема выбора оптимальных параметров системы управления давлением топлива в аккумуляторной топливной системе дизеля. Представлены результаты разработки методики автоматизации калибровки (настройки) коэффициентов ПИ-регулятора на примере управления давлением в гидравлическом аккумуляторе топливной системы дизеля. Разработанная методика позволяет снизить временные затраты на экспериментальную настройку ПИ-регулятора для объекта, передаточная функция которого неизвестна и не описана математически. Методика включает этапы разработки быстродействующей модели топливной системы и ее идентификации по экспериментальным данным, разработки алгоритма управления в среде модельно-базируемого программирования ASCET (разработка ETAS/Bosch), настройки коэффициентов ПИ-регулятора. Настройка коэффициентов осуществляется двумя методами: сканирование поверхности отклика (простой перебор коэффициентов) и симплекс-метод (метод Нелдера — Мида). Эти методы реализованы с помощью системы INCA-FLOW, но могут быть автоматизированы и средствами самой системы управления, если имеется возможность внесения дополнений в алгоритмическое программное обеспечение. С использованием указанных методов получены оптимальные значения коэффициентов пропорциональной и интегральной составляющих ПИ-закона регулирования.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, аккумуляторная топливная система, система автоматического управления, модель топливной системы, ПИД-регулятор, ПИ-регулятор, метод Нелдера — Мида

The article considers the actual problem of selecting the optimal parameters of the fuel pressure control system in the accumulator fuel system of a diesel engine. The results of the development of the methodology of PI controller coefficient calibration (adjustment) automation on the example of pressure control in the hydraulic accumulator of the diesel fuel system are presented. The developed methodology allows to reduce the time spent on the experimental adjustment of the PI controller for the object which transfer function is unknown and is not described mathematically. The methodology includes the stages of development of a fast-acting fuel system model and its identification from experimental data, development of a control algorithm in the ASCET model-based programming environment (ETAS/Bosch development), adjustment of PI controller coefficients. There are two methods of coefficient tuning: response surface scanning (simple coefficient enumeration) and simplex method (Nelder-Meade method). These methods are implemented by INCA-FLOW, but can also be automated by the control system itself if there is a possibility to make additions to the algorithmic software. The optimal coefficient values of the proportional and integral components of the PI control law were obtained using these methods.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, accumulator fuel system, automatic control system, fuel system model, PID controller, PI controller, Nelder-Meade method

Введение

Одним из эффективных направлений улучшения показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является оптимизация режимов их работы. Такая оптимизация режимов достигается при оснащении двигателей современными микропроцессорными системами автоматического управления и регулирования (САУ и САР), обеспечивающими перевод этих двигателей в режимы с наилучшими эксплуатационными показателями и сокращение доли переходных режимов [1–4]. Указанные САУ и САР обеспечивают оптимизацию работы как комбинированного двигателя в целом, так и отдельных систем ДВС. Применительно к дизельным двигателям к таким системам относятся системы топливоподачи, воздухооборудования, охлаждения надвучного воздуха, фаз газораспределения, рециркуляции ОГ, нейтрализации ОГ и др. [5–7].

Современные требования к показателям топливной экономичности и токсичности ОГ дизельных двигателей удовлетворяются при оснащении этих двигателей аккумуляторными системами топливоподачи типа Common Rail. Эти системы обеспечивают повышенное давление впрыскивания (до 200 МПа и выше), гибкое многофакторное управление законом подачи топлива, фазами топливоподачи (включая управление углом опережения впрыскивания топлива), характеристикой давления впрыскивания, многофазовое впрыскивание топлива и др. [8–11].

В современных комбинированных двигателях и их системах наибольшее применение нашли САУ и САР, формирующие пропорционально-интегрально-дифференциальный закон регулирования (ПИД-закон регулирования) [12–15]. При этом базовым является П-регулирование (принцип регулирования Ползунова — Уатта, обеспечивающий регулирование по отклонению регулируемого параметра). Введение в закон регулирования дифференциальной составляющей обеспечивает повышение быстродействия САУ и САР, а введение интегральной составляющей улучшает их статические свойства (обнуляет статическую погрешность регулирования) [16–19]. Отметим, что дифференциальная составляющая ПИД-закона регулирования обычно используется

в САР объектов регулирования, отличающихся высокой динамичностью (небольшим временем переходных процессов). В дизельных двигателях с учетом особенностей объекта регулирования может быть реализован как ПИД-, так и ПИ-закон регулирования [20–22]. При этом реализация ПИД-закона регулирования целесообразна в дизелях, эксплуатируемых в условиях частой смены режимов работы и обладающих высокой динамичностью.

Для повышения качества автоматического управления параметрами различных теплоэнергетических установок и их систем в настоящее время все более широко применяются физические модели [23, 24], искусственные нейронные сети [25, 26] и статистические модели [27, 28]. Однако, как отмечено выше, из-за своей простоты, универсальности и надежности по-прежнему очень широко распространены ПИД- и ПИ-регуляторы [29, 30]. Управление с их помощью часто способно отвечать заданным требованиям по динамике переходных процессов и точности поддержания заданного значения. Недостаток ПИ-регулятора — трудоемкость его настройки, особенно при формировании пропорциональных и интегральных коэффициентов в виде матриц. При этом из-за субъективной оценки процесса регулирования при настройке регулятора не всегда удается достичь желаемого качества работы регулятора.

В рамках данной работы сделана попытка разработать методику, которая позволила бы более эффективно (чем, например, с помощью метода метод Зиглера — Никольса) и в автоматизированном режиме проводить экспериментальную настройку коэффициентов ПИ-регулятора. На данном этапе методика отрабатывается не на реальном объекте, а на его модели (в так называемом MIL-режиме — Model-in-the-Loop). В качестве объекта управления выбрана аккумуляторная топливная система дизеля. Цель данной работы — разработать методику снижения временных затрат на экспериментальную настройку ПИ-регулятора для объекта, передаточная функция которого неизвестна и не описана математически.

Модель аккумуляторной топливной системы дизеля

Основные элементы моделируемой аккумуляторной топливной системы дизеля представлены на рис. 1. В этой системе давление топлива,

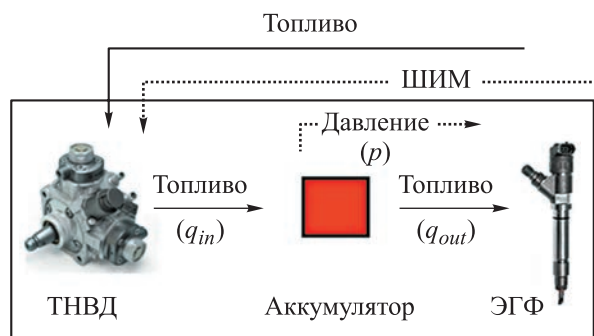


Рис. 1. Основные элементы моделируемой топливной системы:

ТНВД — топливный насос высокого давления; ЭГФ — электрогидравлическая форсунка; ШИМ — широтно-импульсная модуляция

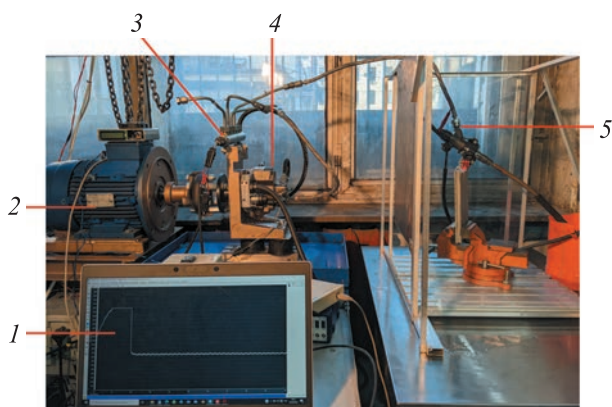


Рис. 2. Экспериментальная установка исследуемой топливной системы:

1 — измерительное оборудование; 2 — электродвигатель; 3 — гидравлический аккумулятор; 4 — ТНВД; 5 — ЭГФ

поступающего на вход в топливный насос высокого давления (ТНВД), регулируется путем его дросселирования. На рис. 2 показана экспериментальная установка для исследования указанной топливной системы.

С некоторыми допущениями функциональная схема такого объекта управления может быть представлена в виде цепочки типовых динамических звеньев, представленной на рис. 3 [31–33].

Такой способ описания исследуемой топливной системы позволяет создать быстродействующую модель, работающую в режиме реального времени, которая позволяет провести первичную отладку и настройку алгоритма управления. Представленное на рис. 3 первое звено «Динамика управляющего клапана» моделируется как апериодическое звено первого порядка [31]:

$$T_1 \frac{dq}{dt} + q = k_1 u, \quad (1)$$

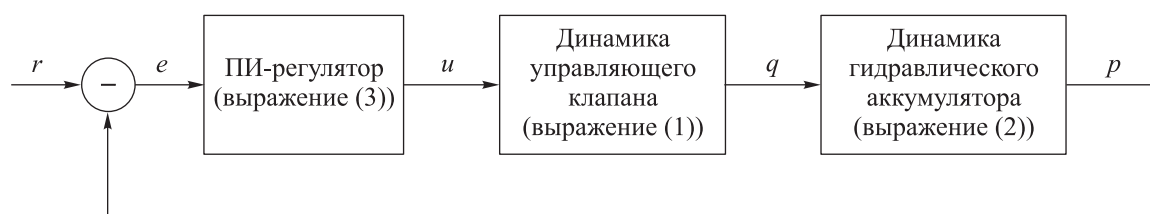


Рис. 3. Функциональная схема исследуемой топливной системы:

r — желаемое давление топлива в гидравлическом аккумуляторе (уставка); e — ошибка регулирования; u — управляющий ШИМ-сигнал; q — положение управляющего клапана, p — измеренное давление (на рисунке величины u и q приведены к нормированному безразмерному виду 0...1)

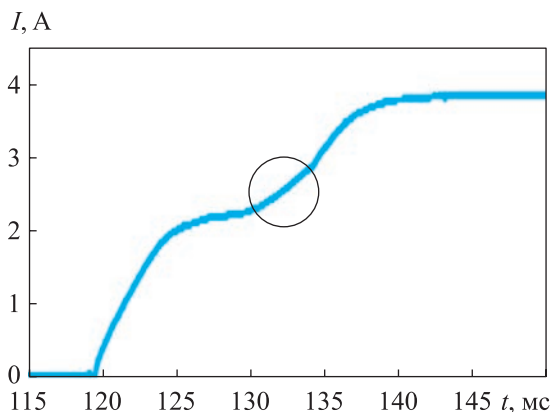


Рис. 4. Характеристика электрического тока, протекающего через электромагнит клапана (контуром обведен фрагмент графика, соответствующий моменту посадки клапана на седло)

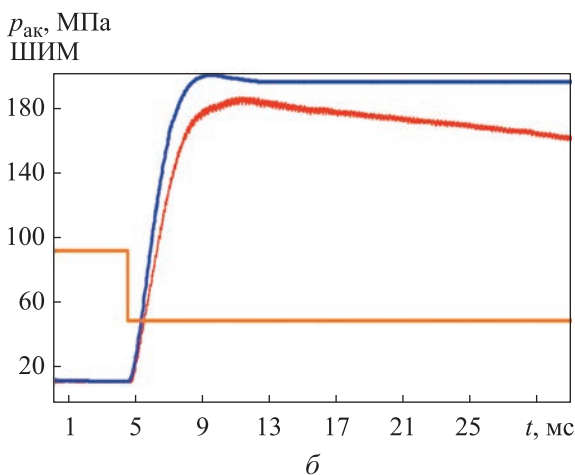
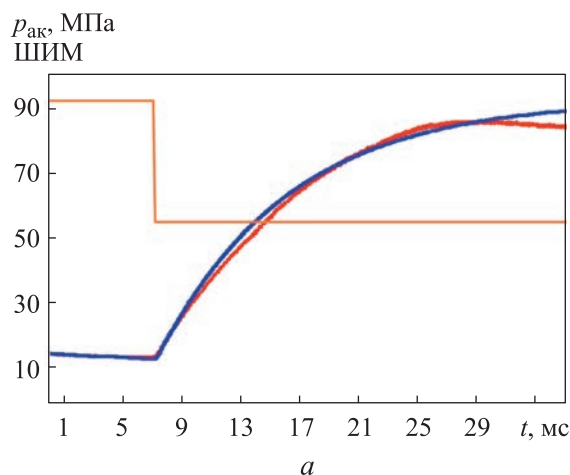


Рис. 5. Переходные процессы изменения давления топлива в ГА:

a — $T_3 = 1,0 \text{ с}$; $T_2 = 9,0 \text{ с}$, изменение ШИМ 920...550; $k_2 = 92,5 \text{ МПа}$; *б* — $T_3 = 1,0 \text{ с}$; $T_2 = 1,55 \text{ с}$; $k_2 = 195 \text{ МПа}$, изменение ШИМ 920...500; — измеренное давление, — моделируемое (p), — 10-битный ШИМ ($u = 1$ соответствует ШИМ = 0 и $u = 0$ соответствует ШИМ = 1023)

с различной частотой вращения вала ТНВД, режимах работы ЭГФ и скважности сигнала управления клапаном ТНВД. В рамках данной работы частота вращения вала ТНВД была принята постоянной ($n = 500 \text{ мин}^{-1}$), а ЭГФ отключены (слив топлива из гидравлического аккумулятора (ГА) происходит только через обратное топливо ЭГФ, возвращаемое в бак). Динамические свойства ГА были описаны уравнением аperiодического звена второго порядка:

$$T_3 \frac{d^2 p}{dt^2} + T_2 \frac{dp}{dt} + p = k_2 q; \quad (2)$$

$$T_2, T_3, k = f(q).$$

Постоянные времени T_3 , T_2 и k_2 определены с помощью специального математического пакета для ряда значений скважности сигнала управляющего импульса и занесены в таблицу, интерполируемую в процессе работы модели. Сопоставление результатов расчета переходного процесса изменения давления в гидравлическом аккумуляторе и эксперимента представлено на рис. 5.

Управление аккумуляторной топливной системой дизеля

Управление топливной системой (в данной работе моделью ТС) разработано в среде модельно-базированного программирования ASCET (разработана ETAS/Bosch), позволяющей разрабатывать алгоритмы управления с помощью блок-диаграмм и автоматически генерировать Си — код для программирования системы управления. Скважность ШИМ-сигнала, служащего для управления клапаном ТНВД (см. рис. 1), рассчитывается по выражению стандартного ПИ-регулятора [24]:

$$u = K_p e + \frac{1}{K_I} \int e dt, \quad (3)$$

K_p, K_I — пропорциональный и интегральный коэффициенты ПИ-регулятора.

На рис. 6 представлена реализация выражения (3) (ПИ-регулятор) в среде модельно-базированного программирования ASCET.

Взаимодействие алгоритма управления и модели топливной системы дизеля

Для обеспечения работы алгоритма управления (см. рис. 6) он интегрируется в программный комплекс Simulink. Модель позволяет осуществ-

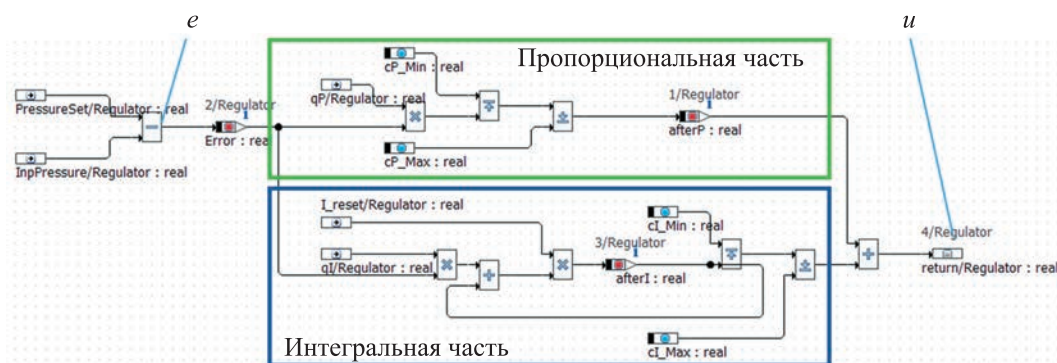


Рис. 6. Реализация выражения (3) (ПИ-регулятор) в среде модельно-базированного программирования ASCET

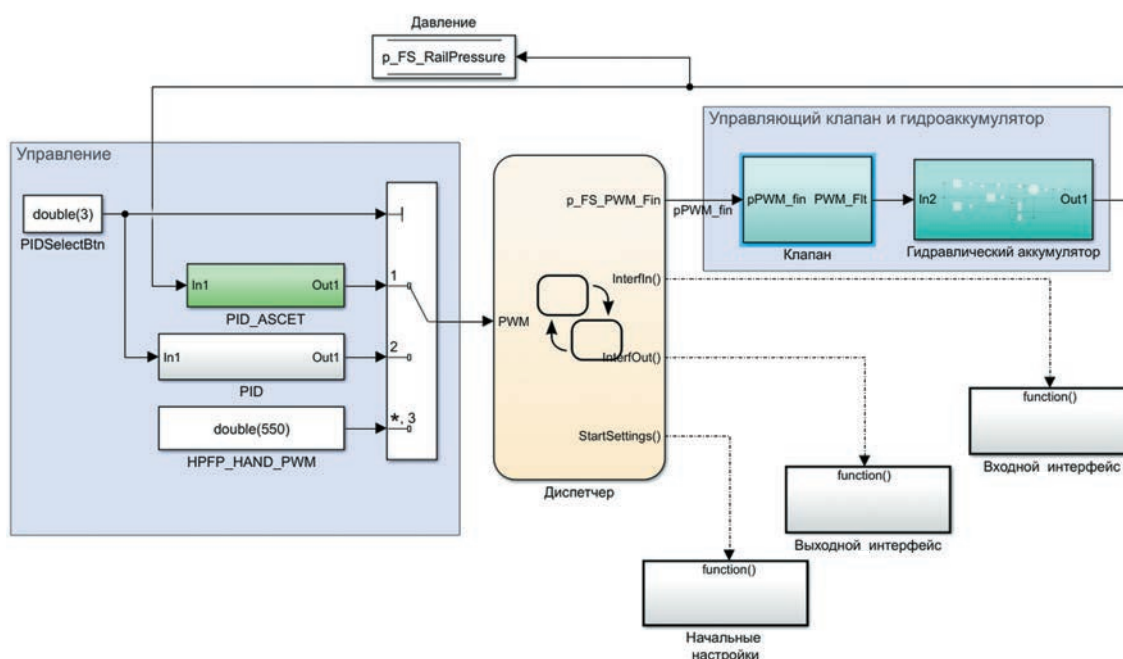


Рис. 7. Модели топливной системы и ее системы управления, построенная в системе MATLAB Simulink

влять совместное моделирование (косимуляцию) самого алгоритма и гидравлического аккумулятора топливной системы дизеля (рис. 7). Элемент модели «Управление» (см. рис. 6) представляет собой алгоритм, «Управляющий клапан и гидроаккумулятор» описываются выражениями (1) и (2), а «Диспетчер» обеспечивает вызов вспомогательных подсистем и стыковку управления и модели. Все уравнения решаются дискретно: выражения (1) и (2) с шагом $\Delta t = 0,001$ с, выражение (3) (ПИ-регулятор) — $\Delta t = 0,005$ с, период обновления скважности ШИМ-сигнала (u) установлен равным 20 мс.

Для взаимодействия системы управления с моделью аккумулятора применяют систему

(интерфейс) INCA (рис. 8), широко используемая для коммуникации с инженерными системами управления.

Представленная на рис. 8 технология используется разработчиками систем управления для тестирования и предварительной настройки алгоритмов управления. В профессиональной среде такой подход называется MIL (Model-in-the-Loop). Его преимущество — отсутствие необходимости в дорогостоящих стендах. В представленной работе MIL использован для проверки методики настройки ПИ-регуляторов. Однако данный подход позволяет провести только предварительную проверку, поэтому далее запланированы натурные испытания.

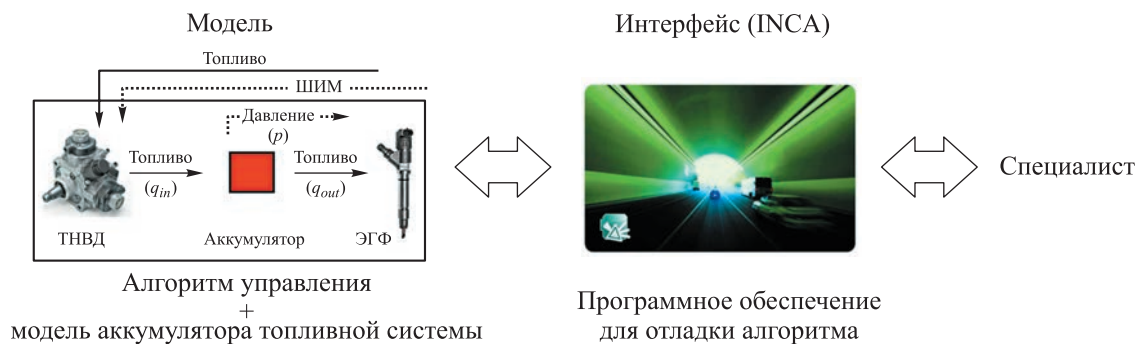


Рис. 8. Схема взаимодействия модели топливной системы с пользователем (специалистом)

Автоматизация настройки ПИ-регулятора системы управления давлением в аккумуляторной топливной системе дизеля

Традиционно используется ручной метод подбора коэффициентов ПИ-регулятора. Он имеет ряд недостатков: наличие субъективной ошибки при оценке качества процесса регулирования, трудоемкость, отсутствие отражающей процесс настройки документации. В представленной работе рассмотрены следующие методы настройки системы управления: *сканирование поверхности отклика объекта управления (простой перебор коэффициентов)* и *симплекс-метод (метод Нелдера — Мида)*.

На первом этапе работы необходимо принять критерий оценки качества регулирования и алгоритмизировать процесс его оценки. Здесь качество переходного процесса (рис. 9) оценивается по интегральному критерию E :

$$E = \sum_{i=1}^n (p_{уст\ i} - p_{изм\ i})^2 \cdot 10^{-7} \text{ МПа}^2. \quad (4)$$

Для оценки выражения (4) была принята следующая последовательность действий: уста-

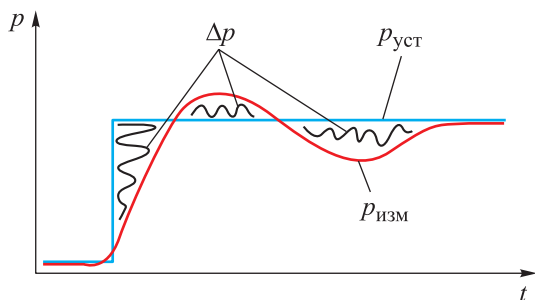


Рис. 9. Оценка качества процесса регулирования давления топлива в аккумуляторе:

p — давление; t — время; $p_{уст}$ — уставка давления; $p_{изм}$ — измеренное давление; Δp — погрешность регулирования

новка начального давления $p_{уст} = 100$ МПа (r на рис. 3), ожидание установившегося режима, переход на новое значение давления $p_{уст} = 150$ МПа, сбор массива измерений $p_{изм}$ (p на рис. 3) и $p_{уст}$ в течение контрольного времени, вычисление критерия E (выражение (4)). Данный цикл повторяется для новой пары коэффициентов K_p и K_i , выбираемых по плану эксперимента или рассчитываемых с помощью симплекс-метода.

Оценку качества процесса регулирования проводят посредством анализа значений критерия E (сравнения сигнала уставки $p_{уст}$ и измеренного значения давления топлива в аккумуляторе $p_{изм}$, см. рис. 9). При этом в процессе испытаний основные выходные показатели записывают в таблицу Excel.

Сканирование поверхности отклика объекта управления (простой перебор коэффициентов)

Этот метод настройки системы управления заключается в сканировании поверхности отклика — в простом переборе значений искомых коэффициентов. При эксперименте (сканировании) варьировались коэффициенты пропорциональной K_p и интегральной K_i составляющих ПИ-закона регулирования давления в аккумуляторе. Для сканирования поверхности отклика был принят следующий план эксперимента: $K_i = 0,01 \dots 0,9$; $\lg(K_p) = -1,0 \dots 0,8$; число вариантов значений коэффициентов — 10. Общее число точек в плане эксперимента принято равным 100. Результаты сканирования представлены на рис. 10. Получены следующие оптимальные значения коэффициентов: $\lg(K_p) = -0,7$, $K_i = 0,10$.

Учитывая, что на форму поверхности отклика (см. рис. 10) влияет комплекс неконтролируемых факторов: физические свойства топлива, техническое состояние элементов топливной

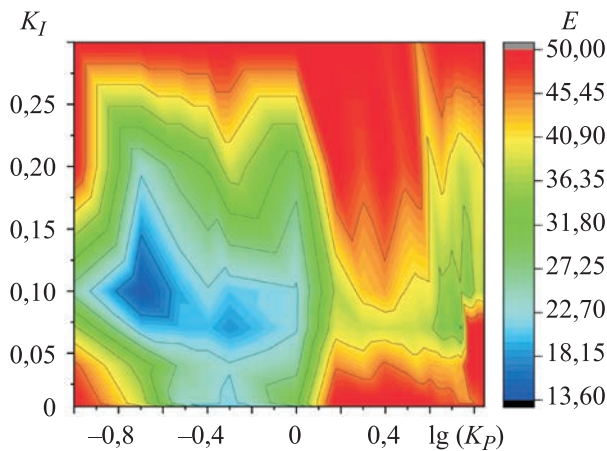


Рис. 10. Поверхность отклика при сканировании значений коэффициентов K_p и K_i (справа — шкала значений интегрального критерия E , см. формулу (4))

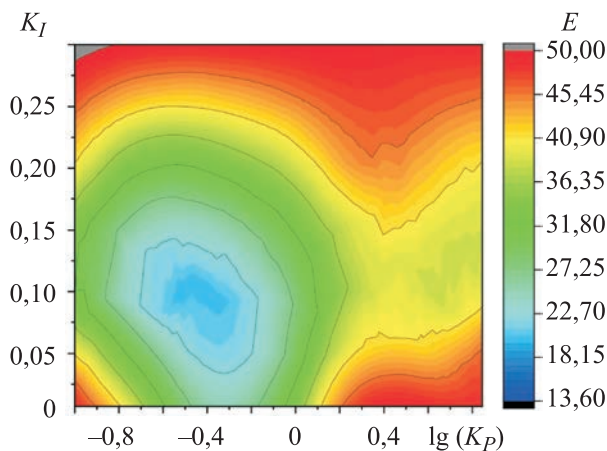


Рис. 11. Поверхность отклика при сканировании значений коэффициентов K_p и K_i после сглаживания

системы и т. д., целесообразно использовать значения коэффициентов K_p и K_i , определенные по сглаженной сплайном поверхности отклика (рис. 11). Получены следующие уточненные оптимальные значения коэффициентов: $\lg(K_p) = -0,5$, $K_i = 0,09$.

Отметим следующие особенности описанного выше подхода к определению коэффициентов K_p и K_i :

- на качество полученных данных принципиально влияет выбор диапазона изменения коэффициентов K_p и K_i и шага их изменения. Например, в результате предварительных испытаний было принято решение использовать логарифмическую шкалу для коэффициента K_p ;

- в процессе сканирования необходимо предусмотреть возможные аварийные состоя-

ния объекта управления при экстремально некорректных значениях коэффициентов K_p и K_i , приводящих, например, к потере устойчивости;

- наблюдаются несколько оптимумов, скачков и немонотонность поверхности отклика.

Симплекс-метод (метод Нелдера — Мида)

Этот метод настройки системы управления уже известен своим применением [35] при настройке систем управления ДВС и является методом безусловной оптимизации функции от нескольких переменных. В данной работе переменными являются пропорциональный K_p и интегральный K_i коэффициенты ПИ-регулятора — см. формулу (3). Алгоритм последовательно приближается к оптимуму сочетания значений этих коэффициентов до тех пор, пока искомый оптимум (критерий E в данной работе — формула (4)) не попадет в определенный диапазон (допуск) или не будет достигнуто максимальное число итераций.

При использовании симплекс-метода выделены следующие этапы:

1. Определяется начальный симплекс (треугольник) с числом вершин $n + 1$, где n — число коэффициентов в уравнении (3). Каждой вершине присваиваются начальные значения K_p и K_i (1, 2, 3 на рис. 12), находящиеся на расстоянии δ ;
2. Для каждой вершины определяется интегральный критерий E .

3. Точка, в которой был получен наихудший результат (точка 3 на рис. 12 и 1 на рис. 13), отражается от противоположной диагонали симплекса с учетом коэффициента α (в данной работе $\alpha = 1$).

4. Если результат в новой точке (точка 4 на рис. 12 и 13) оказался лучше, чем в отраженной, то в данном направлении делается еще один

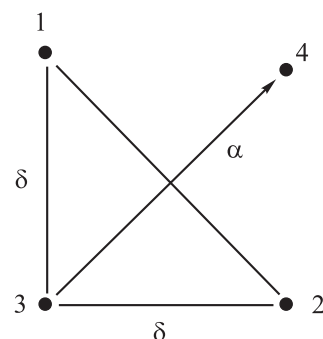


Рис. 12. Операция отражение симплекс-метода (простого перебора коэффициентов)

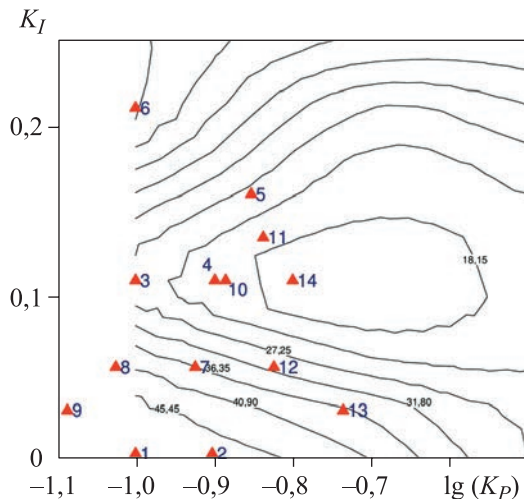


Рис. 13. Результат применения метода Нелдера — Мида

шаг — «растяжение» (точки 4 и 5 на рис. 13). Если при этом результат окажется лучше, чем в одной из предыдущих точек, то процесс возвращается к пункту 2. Для этого определяется новый симплекс (точки 2, 3, 5 на рис. 13), где отражается наихудшая точка (точка 6 на рис. 13).

5. Если результат в новой точке окажется хуже, чем все предыдущие, происходит возврат к предыдущей точке, симплекс сжимается (треугольник уменьшается) и процесс возвращается на пункт 2 (точка 7 на рис. 13).

6. Если при сжатии точек лучшее значение не нашлось, то симплекс переопределяется вокруг лучшей точки (сокращение) и процесс возвращается к пункту 2.

Для реализации этого метода в системе INCA FLOW был разработан алгоритм, представленный на рис. 14.

Предложенный алгоритм (см. рис. 14) включает следующие этапы:

1 — инициализация (установка начальных значений коэффициентов K_p и K_I и старт логгирования);

2 — начало итерации методом Нелдера — Мида;

3 — проверка условия $K_I > 0,01$ (при меньших значениях этого коэффициента ПИ-регулятор не работает);

4 — установка начального давления $p_{уст} = 100$ МПа;

5 — ожидание установившегося режима;

6 — проверка условия $p_{изм} > 95$ МПа;

7 — установка предельного (максимального) значения критерия E ;

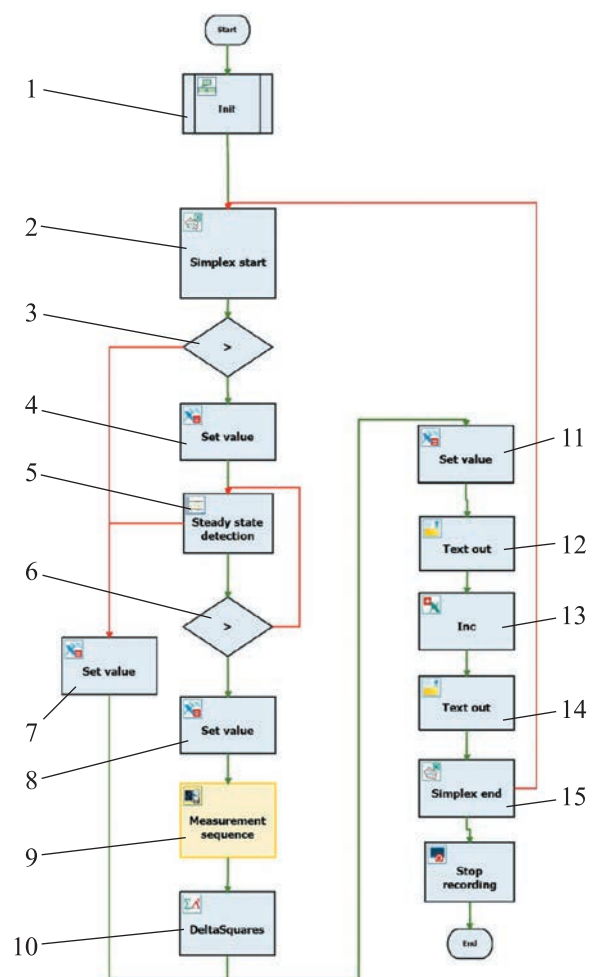


Рис. 14. Алгоритм INCA-Flow для реализации метода Нелдера — Мида:

Start — запуск сценария; Simplex start — начало реализации симплекс-метода; Set value — установка значения переменной; Steady state detection — определение установившегося режима; Measurement sequence — сбор массива измерений; Delta Squares — сумма квадратов разностей между двумя массивами; Text out — вывод текста; Inc — приращение переменной; Simplex end — завершение симплекс-метода; Stop recording — остановка работы системы сбора данных; End — остановка сценария

8 — установка $p_{уст} = 150$ МПа;

9 — запись переходного процесса;

10 — вычисление критерия E (выражение (4));

11 — запись значения критерия E ;

12 — вывод сообщения о значении критерия E ;

13 — инкрементирование счетчика итераций;

14 — вывод сообщения о номере итерации;

15 — завершение итерации метода Нелдера — Мида.

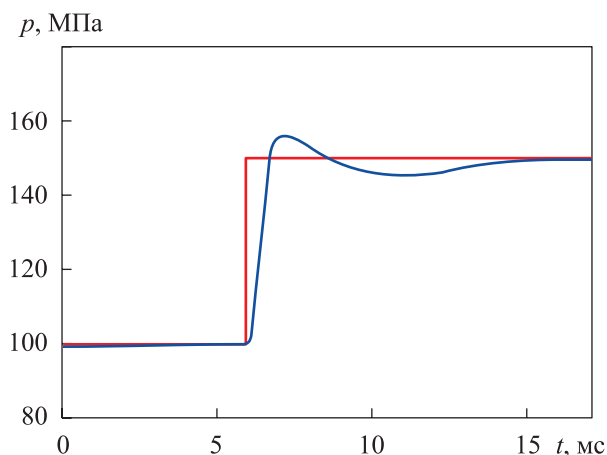


Рис. 15. График переходного процесса увеличения давления в аккумуляторе при коэффициентах $\lg(K_p) = -0,8$ и $K_I = 0,11$:

— желаемое давление; — фактическое

Процесс реализации метода Нелдера — Мида из точки $K_I = 0,01$ и $\lg(K_p) = -1$ показан на рис. 13. В данном случае условием выхода из симплекс-метода была справедливость неравенства $E < 1,8 \text{ МПа}^2$. Оптимальные значения коэффициентов ПИ-регулятора $\lg(K_p) = -0,8$ и $K_I = 0,11$. Для приведенного примера (см. рис. 13) оптимум был достигнут в точке 14. При этом критерий $E = 1,56 \text{ МПа}^2$, а график переходного процесса выглядит следующим образом (рис. 15).

Необходимо отметить следующие особенности такого подхода:

- на качество результата принципиально влияет положение начальной точки. Так, если в качестве начальных условий выбрать $\lg(K_p) = 0,8$ и $K_I = 0,30$ (см. рис. 11), то в процессе реализации метода Нелдера — Мида оптимальные коэффициенты определяются в области $\lg(K_p) = 0,7$, и $K_I = 0,12$, где качество регулирования далеко от наилучшего;

- при удачном выборе начальной точки и коэффициента δ (коэффициент α , как правило, принимается $\alpha = 1$, см. рис. 12) нахождение

оптимальных коэффициентов происходит достаточно быстро и с хорошей точностью.

Выводы

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. В силу своей простоты, универсальности и надежности ПИД- и ПИ-регуляторы широко применяются в системах регулирования тепло-энергетических установок. Управление этими установками с их помощью способно обеспечить требования по точности поддержания заданного значения регулируемого параметра и динамике переходных процессов.

2. Недостаток использования ПИД- и ПИ-регуляторов — трудоемкость их настройки, особенно при формировании пропорциональных и интегральных коэффициентов в виде матриц. При этом из-за субъективной оценки процесса регулирования при настройке регулятора не всегда удается достичь желаемого качества его работы.

3. Рассмотрен пример использования двух методов автоматизация настройки ПИ-регулятора системы управления давлением в аккумуляторной топливной системе дизеля — сканирование поверхности отклика объекта управления и симплекс-метод (метод Нелдера — Мида). Эти методы автоматизации по настройке ПИ-регулятора могут быть эффективно применены при калибровке системы управления и позволяют сократить время и повысить качество калибровки.

4. Метод сканирования поверхности отклика более надежный, поскольку дает представление о работе объекта испытаний при всех коэффициентах в пределах плана эксперимента. Метод Нелдера — Мида позволяет настроить ПИ-регулятор существенно быстрее, однако для его применения необходимо иметь ориентировочную поверхность отклика для определения начальных условий и верификации результатов.

Литература

- [1] Bosch. Системы управления дизельными. Москва, За рулем, 2004, 480 с.
- [2] Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов. Луганск, Изд-во Восточно-украинского национального университета им. В. Даля, 2006, 280 с.
- [3] Кузнецов А.Г. Разработка методов и средств повышения эффективности работы дизелей на динамических режимах. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, 281 с.
- [4] Yao J., Jiang K., Yao C. Analysis of LPG Engine PID Parameter Control of Transient Air-Fuel Ration Based on Improved Elman Neural Network. *Journal of Software*, 2009, vol. 5, no. 1, pp. 54–64.
DOI: <https://doi.org/10.4304/jsw.5.1.54-64>

- [5] Марков В.А. Теплоэнергетические установки и их системы автоматического управления и регулирования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2020, № 6, с. 106–130. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-6-106-130>
- [6] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Исследование динамических свойств тепловозного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 76–83.
- [7] Zhang S.M., Tian F., Ren G.F., Yang L. SCR Control Strategy Based on ANNs and Fuzzy PID in a Heavy-Duty Diesel Engine. *International Journal of Automotive Technology*, 2012, vol. 13, iss. 5, pp. 693–699. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-012-0068-6>
- [8] Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. *Конструкция, расчет и технический сервис топливopодпoдaющих систем дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2013, 292 с.
- [9] Грехов Л.В., Кулешов А.С. *Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливopодпoдaчи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, 64 с.
- [10] Дунин А.Ю. *Методология разработки аккумуляторных топливных систем дизелей*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МАДИ, 2021, 476 с.
- [11] Дунин А.Ю., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Трофименко Ю.В. Применение интегрированного расчетно-экспериментального комплекса для разработки и доводки рабочих процессов дизеля с аккумуляторной топливной системой. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 32–44.
- [12] Хрящев Ю.Е. *Обоснование перспективных способов и разработка средств регулирования частоты вращения автомобильных дизелей*. Дис. ... д-ра техн. наук. Рыбинск, РГТА, 2000, 360 с.
- [13] Фурман В.В. *Улучшение эксплуатационно-технических характеристик дизель-генераторов тепловозов путем создания и совершенствования систем электронного управления*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, 321 с.
- [14] Харитонов С.В. *Формирование характеристик дизельного двигателя при использовании системы комплексного адаптивного управления*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, 171 с.
- [15] Ferrari A., Mittica A., Pizzo P., Jin Z. PID Controller Modelling and Optimization in Cr Systems with Standard and Reduced Accumulators. *International Journal of Automotive Technology*, 2018, vol. 19, iss. 5, pp. 771–781. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-018-0074-4>
- [16] Tao Y., Zheng J., Yuanchang L., Wang T. Fuzzy PID Control Method of Deburring Industrial Robots. *Journal of Intelligent and Fuzzy Systems*, 2015, vol. 29, no. 6, pp. 2447–2455. DOI: <https://doi.org/10.3233/IFS-151945>
- [17] Yadav A.K., Gaur P. Improved STF-PID Vs Fuzzy-Adaptive PID for Speed Control of Nonlinear Hybrid Electric Vehicles. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2016, vol. 11, no. 6, pp. 061013–061017.
- [18] Mukherjee B., Giri D.K., Sinha M. Lorentz-Force-Based Fuzzy Proportional-Integral-Derivative Attitude Control for Earth-Pointing Satellites. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 2017, vol. 54, no. 5, pp. 1–8. DOI: <https://doi.org/10.2514/1.A33644>
- [19] Wang Y., Shi Y., Cai M., Xu W. Optimization of Air-Fuel Ratio Control of Fuel-Powered UAV Engine Using Adaptive Fuzzy-PID. *Journal of the Franklin Institute*, 2018, vol. 355, iss. 17, pp. 8554–8575. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2018.09.003>
- [20] Плахов С.В. *Улучшение эксплуатационно-технических показателей дизелей путем совершенствования систем управления топливopодпoдaчей и регулирования частоты вращения*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021, 120 с.
- [21] Hu B., Li J., Li S., Yang J. A Hybrid End-to-End Control Strategy Combining Dueling Deep Q-network and PID for Transient Boost Control of a Diesel Engine with Variable Geometry Turbocharger and Cooled EGR. *Energies*, 2019, vol. 12, iss. 19, art. 3739, pp. 1–15. DOI: <https://doi.org/10.3390/en12193739>
- [22] Wang Y., Shi Y., Cai M., Xu W. Optimization of Air-Fuel Ratio Control of Fuel-Powered UAV Engine Using Adaptive Fuzzy-PID. *Journal of the Franklin Institute*, 2018, vol. 355, iss. 17, pp. 8554–8575. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2018.09.003>
- [23] Кузнецов А.Г., Кулешов А.С., Харитонов С.В. Метод реконструкции исходных данных для составления математических моделей дизелей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2014, № 5, с. 49–54.
- [24] Гололобов Ю.А. Применение физических закономерностей при построении алгоритма системы управления двигателем внутреннего сгорания. *Труды НАМИ*, 2020, № 3, с. 66–72.
- [25] Марков В.А. Системы автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2021, № 4, с. 94–123. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-4-94-123>

- [26] Смирнов А.Б. *Совершенствование управления бензинового двигателя с использованием искусственных нейронных сетей*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МАДИ, 2006, 146 с.
- [27] Guzzella L., Onder C.H. *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Berlin, Springer-Verlag, 2010, 354 p.
- [28] Евдонин Е.С., Душкин П.В., Кузьмин А.И. Разработка и применение эмпирических моделей для оптимизации управления двигателем внутреннего сгорания. *Труды НАМИ*, 2020, № 4, с. 101–108. DOI: <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2020-4-101-108>
- [29] Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Фурман В.В., Плахов С.В. Моделирование системы автоматического регулирования частоты вращения дизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 7, с. 35–46. DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-7-35-46>
- [30] Денисенко В.В. *Компьютерное управление технологическим процессом, экспериментом, оборудованием*. Москва, Горячая линия – Телеком, 2009, 608 с.
- [31] Пришвин С.А., Сафонов П.В., Душкин П.В. *Теплотехнические измерения в ДВС. Динамические измерения*. Москва, МАДИ, 2020, 60 с.
- [32] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизеле*. Москва, Легион-Автодата, 2005, 344 с.
- [33] Крутов В.И. *Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1989, 414 с.
- [34] Balakrishnan M., Navaneeth Kumar N. *Detection of Plunger Movement in DC Solenoids through Current Sense Technique*. Patent United States no. 10895608 (Int. cl. H01H 47/00), 2021, pp. 1–14.
- [35] Воцанкин С.В. *Разработка структуры и алгоритмов обучающихся контуров в микропроцессорных системах управления автомобильных двигателей*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МАДИ, 2004, 198 с.

References

- [1] Bosch. *Sistemy upravleniya dizel'nyimi dvigatelyami* [Bosch. Diesel Engine Management Systems]. Moscow, Za rulem Publ., 2004, 480 p. (In Russ.).
- [2] Kossov E.E., Shapran E.N., Furman V.V. *Sovershenstvovanie rezhimov raboty silovykh energeticheskikh sistem teplovozov* [Improving the Operating Modes of Power Energy Systems of Diesel Locomotives]. Lugansk, Vostochno-ukrainskogo natsional'nogo universiteta im. V. Dalya Publ., 2006, 280 p. (In Russ.).
- [3] Kuznetsov A.G. *Razrabotka metodov i sredstv povysheniya effektivnosti raboty dizeley na dinamicheskikh rezhimakh* [Development of methods and means to improve the efficiency of diesel engines in dynamic modes]. Doct. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2010, 281 p. (In Russ.).
- [4] Yao J., Jiang K., Yao C. Analysis of LPG Engine PID Parameter Control of Transient Air-Fuel Ratio Based on Improved Elman Neural Network. *Journal of Software*, 2009, vol. 5, no. 1, pp. 54–64. DOI: <https://doi.org/10.4304/jsw.5.1.54-64>
- [5] Markov V.A. Heat and Power Plants and Their Automatic Control and Regulation Systems. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2020, no. 6, pp. 106–130. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-6-106-130>
- [6] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Ryzhov V.A. Research of the Dynamic Properties of a Diesel Locomotive When Using Variable Geometry Turbine. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 76–83. (In Russ.).
- [7] Zhang S.M., Tian F., Ren G.F., Yang L. SCR Control Strategy Based on ANNs and Fuzzy PID in a Heavy-Duty Diesel Engine. *International Journal of Automotive Technology*, 2012, vol. 13, iss. 5, pp. 693–699. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-012-0068-6>
- [8] Grekhov L.V., Gabitov I.I., Negovora A.V. *Konstruktsiya, raschet i tekhnicheskii servis toplivopodavushchikh sistem dizeley* [Design, Calculation and Technical Service of Diesel Fuel Supply Systems]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2013, 292 p. (In Russ.).
- [9] Grekhov L.V., Kuleshov A.S. *Matematicheskoe modelirovanie i komp'yuternaya optimizatsiya toplivopodachi i rabochikh protsessov dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Mathematical Modeling and Computer Optimization of Fuel Supply and Working Processes of Internal Combustion Engines]. Moscow, BMSTU Press, 2000, 64 p. (In Russ.).
- [10] Dunin A.Yu. *Metodologiya razrabotki akkumulyatornykh toplivnykh sistem dizeley* [Methodology for the Development of Diesel Fuel Storage Systems]. Doct. Diss. Moscow, MADI Publ., 2021, 476 p. (In Russ.).
- [11] Dunin A.Yu., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Trofimenko Yu.V. Application of an Integrated Computational and Experimental Complex for the Development and Improvement of Working Processes of a Diesel Engine with a Common Rail Fuel System. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 32–44. (In Russ.).

- [12] Khryashchev Yu.E. *Obosnovanie perspektivnykh sposobov i razrabotka sredstv regulirovaniya chastoty vrashcheniya avtomobil'nykh dizeley* [Substantiation of Promising Methods and Development of Means for Regulating the Speed of Rotation of Automobile Diesel Engines]. Doct. Diss. Rybinsk, RGATA Publ., 2000, 360 p. (In Russ.).
- [13] Furman V.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tehnicheskikh kharakteristik dizel'-generatorov teplovozov putem sozdaniya i sovershenstvovaniya sistem elektronnoho upravleniya* [Improving the Operational and Technical Characteristics of Diesel Locomotive Generators by Creating and Improving Electronic Control Systems]. Doct. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2017, 321 p. (In Russ.).
- [14] Kharitonov S.V. *Formirovanie kharakteristik dizel'nogo dvigatelya pri ispol'zovanii sistemy kompleksnogo adaptivnogo upravleniya* [Formation of Characteristics of a Diesel Engine when Using an Integrated Adaptive Control System]. Cand. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2017, 171 p. (In Russ.).
- [15] Ferrari A., Mittica A., Pizzo P., Jin Z. PID Controller Modelling and Optimization in Cr Systems with Standard and Reduced Accumulators. *International Journal of Automotive Technology*, 2018, vol. 19, iss. 5, pp. 771–781. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-018-0074-4>
- [16] Tao Y., Zheng J., Yuanchang L., Wang T. Fuzzy PID Control Method of Deburring Industrial Robots. *Journal of Intelligent and Fuzzy Systems*, 2015, vol. 29, no. 6, pp. 2447–2455. DOI: <https://doi.org/10.3233/IFS-151945>
- [17] Yadav A.K., Gaur P. Improved STF-PID Vs Fuzzy-Adaptive PID for Speed Control of Nonlinear Hybrid Electric Vehicles. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2016, vol. 11, no. 6, pp. 061013–061017.
- [18] Mukherjee B., Giri D.K., Sinha M. Lorentz-Force-Based Fuzzy Proportional-Integral-Derivative Attitude Control for Earth-Pointing Satellites. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 2017, vol. 54, no. 5, pp. 1–8. DOI: <https://doi.org/10.2514/1.A33644>
- [19] Wang Y., Shi Y., Cai M., Xu W. Optimization of Air-Fuel Ratio Control of Fuel-Powered UAV Engine Using Adaptive Fuzzy-PID. *Journal of the Franklin Institute*, 2018, vol. 355, iss. 17, pp. 8554–8575. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2018.09.003>
- [20] Plakhov S.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tehnicheskikh pokazateley dizeley putem sovershenstvovaniya sistem upravleniya toplivopodachey i regulirovaniya chastoty vrashcheniya* [Improving the Operational and Technical Performance of Diesel Engines by Improving Fuel Supply Control Systems and Speed Control]. Cand. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2021, 120 p. (In Russ.).
- [21] Hu B., Li J., Li S., Yang J. A Hybrid End-to-End Control Strategy Combining Dueling Deep Q-network and PID for Transient Boost Control of a Diesel Engine with Variable Geometry Turbocharger and Cooled EGR. *Energies*, 2019, vol. 12, iss. 19, art. 3739, pp. 1–15. DOI: <https://doi.org/10.3390/en12193739>
- [22] Wang Y., Shi Y., Cai M., Xu W. Optimization of Air-Fuel Ratio Control of Fuel-Powered UAV Engine Using Adaptive Fuzzy-PID. *Journal of the Franklin Institute*, 2018, vol. 355, iss. 17, pp. 8554–8575. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2018.09.003>
- [23] Kuznetsov A.G., Kuleshov A.S., Kharitonov S.V. An Initial Data Reconstruction Method for Developing Mathematical Models of Diesel Engines. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2014, no. 5, pp. 49–54. (In Russ.).
- [24] Gololobov Yu.A. Application of physical patterns when elaborating a control system algorithm for an internal combustion engine. *Trudy NAMI*, 2020, no. 3, pp. 66–72. (In Russ.).
- [25] Markov V.A. Automatic Control and Regulation Systems for Heat and Power Plants. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2021, no. 4, pp. 94–123. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-4-94-123>
- [26] Smirnov A.B. *Sovershenstvovanie upravleniya benzinovogo dvigatelya s ispol'zovaniem iskusstvennykh neyronnykh setey* [Improving the Control of a Gasoline Engine Using Artificial Neural Networks]. Cand. Diss. Moscow, MADI Publ., 2006, 146 p. (In Russ.).
- [27] Guzzella L., Onder C.H. *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Berlin, Springer-Verlag, 2010, 354 p.
- [28] Evdonin E.S., Dushkin P.V., Kuz'min A.I. Development and Application of Empirical Models to Optimize the Control of an Internal Combustion Engine. *Trudy NAMI*, 2020, no. 4, pp. 101–108. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2020-4-101-108>
- [29] Markov V.A., Pozdnyakov E.F., Furman V.V., Plakhov S.V. Simulation of the Diesel Engine Rotational Speed Automatic Control System. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2019, no. 7, pp. 35–46. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-7-35-46>
- [30] Denisenko V.V. *Komp'yuternoe upravlenie tekhnologicheskim protsessom, eksperimentom, oborudovaniem* [Computer Control of Technological Process, Experiment, Equipment]. Moscow, Goryachaya liniya – Telekom Publ., 2009, 608 p. (In Russ.).

- [31] Prishvin S.A., Safonov P.V., Dushkin P.V. *Teplotekhnicheskie izmereniya v DVS. Dinamicheskie izmereniya* [Thermotechnical Measurements in Internal Combustion Engines. Dynamic Measurements]. Moscow, MADI Publ., 2020, 60 p. (In Russ.).
- [32] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel Equipment and Diesel Control Systems]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005, 344 p. (In Russ.).
- [33] Krutov V.I. *Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Automatic Regulation and Control of Internal Combustion Engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989, 414 p. (In Russ.).
- [34] Balakrishnan M., Navaneeth Kumar N. *Detection of Plunger Movement in DC Solenoids through Current Sense Technique*. Patent United States no. 10895608 (Int. cl. H01H 47/00), 2021, pp. 1–14.
- [35] Voshchankin S.V. *Razrabotka struktury i algoritmov obuchayushchikhsya konturov v mikroprotsessornykh sistemakh upravleniya avtomobil'nykh dvigateley* [Development of the Structure and Algorithms of Learning Circuits in Microprocessor Control Systems for Automobile Engines]. Cand. Diss. Moscow, MADI Publ., 2004, 198 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 05.08.2022

Сведения об авторах

Душкин Павел Витальевич — кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)».

E-mail: dushkin.pavel@gmail.com

Савастенко Андрей Александрович — кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)».

E-mail: dozentrudn@mail.ru

Ховренко Сергей Сергеевич — аспирант, ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)». E-mail: shovrenok@gmail.com

Кремнев Владислав Владимирович — инженер-программист, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

E-mail: vladislav.kremnev@nami.ru

Медин Федор Андреевич — аспирант, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». E-mail: fedor.medin@nami.ru

Information about the authors

Dushkin Pavel Vitalievich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education “Moscow State Automobile and Road Technical University (MADI)”. E-mail: dushkin.pavel@gmail.com

Savastenko Andrey Alexandrovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education “Moscow State Automobile and Road Technical University (MADI)”. E-mail: dozentrudn@mail.ru

Khovrenok Sergey Sergeevich — PhD Student, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education “Moscow State Automobile and Road Technical University (MADI)”. E-mail: shovrenok@gmail.com

Kremnev Vladislav Vladimirovich — Programming Engineer, Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute “NAMI”. E-mail: vladislav.kremnev@nami.ru

Medin Fedor Andreyevich — PhD Student, Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute “NAMI”. E-mail: fedor.medin@nami.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Душкин П.В., Савастенко А.А., Ховренко С.С., Кремнев В.В., Медин Ф.А. Автоматизация настройки ПИ-регулятора системы управления давлением топлива в аккумуляторной топливной системе дизеля. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 51–63. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.51-63>

Citation:

Dushkin P.V., Savastenko A.A., Khovrenok S.S., Kremnev V.V., Medin F.A. Automation of the Setting of the PI-Controller of the Fuel Pressure Control System in the Diesel Battery Fuel System. *Engines Construction*, 2023, no. 1 (291), pp. 51–63. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.51-63>

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.43.01

DOI: 10.18698/jec.2023.1.64-69

Моделирование индикаторного процесса автомобильного газового двигателя при его работе на аммиаке

О.В. Абызов, Ю.В. Галышев, А.К. Иванов, А.А. Метелев

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Modeling of the Indicator Process of the Automobile Gas Engine during its Operation with Ammonia

O.V. Abyzov, Yu.V. Galyshev, A.K. Ivanov, A.A. Metelev

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Рассмотрена возможность и перспективность использования аммиака в качестве моторного топлива для ДВС. Для определения эффективности рабочего цикла газового двигателя КАМАЗ 820.70 на аммиаке смоделированы его индикаторные показатели при различных степенях сжатия на основе нульмерной двухзонной модели цилиндра. Также смоделированы показатели вредных выбросов. Выполнено сравнение результатов моделирования для аммиака и природного газа при степени сжатия 12. По итогам моделирования построены индикаторные диаграммы. Результаты демонстрируют сопоставимые значения мощности, расхода топлива, коэффициента полезного действия для аммиака и природного газа. Показатели выбросов оксидов азота при работе двигателя на аммиаке значительно ниже, чем двигателя на природном газе, за счет более низкой температуры цикла. Сделан вывод о пригодности аммиака в качестве моторного топлива для двигателей с искровым зажиганием.

Ключевые слова: моторное топливо, двигатель внутреннего сгорания, расход топлива, природный газ, аммиак, газовый двигатель, индикаторный процесс

The possibility and prospects of using ammonia as a motor fuel for internal combustion engines are considered. To determine the efficiency of a KAMAZ 820.70 gas engine operating cycle using ammonia its indicator indicators at different compression ratios have been simulated on the basis of the nullary two-zone cylinder model. Indicators of harmful emissions are also simulated. Comparison of simulation results for ammonia and natural gas at a compression ratio of 12. Based on the results of the simulation, indicator diagrams are constructed. The results show comparable values of power, fuel consumption, efficiency for ammonia and natural gas. Nitrogen oxide emissions from an ammonia engine are significantly lower than those from a natural gas engine due to the lower cycle temperature. It is concluded that ammonia is suitable as a motor fuel for spark-ignition engines.

Keywords: motor fuel, internal combustion engine, fuel consumption, natural gas, ammonia, gas engine, indicator process

В рамках Стратегии социально-экономического развития Российской Федерации, утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 29 октября 2021 г. № 3052-р, планируется к 2050 г. достичь снижения выброса парниковых газов на 14 % от текущих показателей. Аммиак (NH_3) имеет значительные шансы стать элементом безуглеродной энергетики будущего, так как при его сгорании в воздухе образуются

только азот и вода [1–10]. Его рассматривают как эффективный носитель водорода с массовым содержанием водорода 17,8 %, а также как моторное топливо [11, 12].

Как показано в табл. 1, аммиак можно хранить в жидкой форме при умеренном давлении и температуре окружающей среды, что обеспечивает плотность энергии, сопоставимую с аналогичной характеристикой топлива других

Таблица 1. Параметры газового топлива

Параметр	Топливо	
	Аммиак (NH ₃)	Природный газ (CH ₄)
Способ хранения	В сжиженном виде	В сжатом виде
Температура хранения, °С	27	27
Давление хранения, МПа	1,1	25
Низшая теплотворная способность, МДж/кг	18,8	50
Скорость ламинарного горения при $\alpha = 1$, м/с	0,07	0,38
Температура самовоспламенения, °С	657	586
Октановое число по исследовательскому методу	130	120

видов. По сравнению с углеводородным топливом аммиак имеет более низкую скорость горения и худшую воспламеняемость.

Одним из главных преимуществ аммиака как моторного топлива служит его высокая детонационная стойкость, что позволяет увеличивать степень сжатия двигателя до 17 и выше. В работе [13] продемонстрировано, что самовоспламенение смеси аммиака с воздухом происходит при степени сжатия, равной 31. Авторы работы [14] утверждают, что оптимальная работа двигателя с искровым зажиганием на чистом аммиаке наблюдается при степени сжатия, равной 16. Там же отмечается, что конвертированные дизельные двигатели с большим диаметром цилиндра, компактной камерой сгорания в поршне и центральным расположением свечи более эффективны при работе на аммиаке, чем конвертированные бензиновые двигатели. Во всех случаях для обеспечения качественного

воспламенения смеси аммиака и воздуха требуется очень ранний угол опережения зажигания (УОЗ), определяемый в градусах угла поворота коленчатого вала (град. ПКВ).

Исходя из сказанного, в качестве объекта исследования выбран газовый двигатель КАМАЗ 820.70 (рис. 1). Его характеристики приведены ниже.

Характеристики газового двигателя КАМАЗ 820.70

Число цилиндров, расположение V8
 Рабочий объем цилиндра, мм³ 1470
 Диаметр цилиндра, мм 120
 Ход поршня, мм 130
 Длина шатуна, мм 225
 Степень сжатия 12



Рис. 1. Газовый двигатель КАМАЗ 820.70

Для оценки эффективности рабочего цикла и экологических показателей газового двигателя при работе на аммиаке было проведено моделирование индикаторного процесса на основе нульмерной двухзонной модели цилиндра [15]. Для расчета использовали программу CHEMKIN R19, имеющую широкий функционал в области химической кинетики. Расчет тепловыделения осуществляли с помощью формулы Вибе, коэффициенты для которой были взяты из экспериментального исследования работы двигателя с искровым зажиганием на аммиаке, выполненного С. Mounaïm-Rousselle и др. [14]. Моделирование было проведено для трех значений степени сжатия ϵ : 12, 14 и 17. Для сравнения приведены также расчетные данные для природного газа при степени сжатия 12. Физические и термодинамические параметры, а также механизм химических реакций горения аммиака были взяты из базы данных А. Stagni

и др. [16]. По результатам моделирования химической кинетики в Chemkin были получены значения выбросов CO и NO_x. Выбранные для моделирования режимные параметры представлены ниже.

Режимные параметры моделирования

Частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹ 1900
Коэффициент избытка воздуха 1
Давление на впуске, МПа 0,1
Температура на впуске, °C 23
УОЗ, град. ПКВ -16 (CH₄); -42 (NH₃)

Результаты моделирования приведены в виде индикаторных p - ϕ -диаграмм на рис. 2 и индикаторных показателей двигателя, сведенных в табл. 2.

Результаты расчета показателей вредных выбросов сведены в табл. 3.

По результатам моделирования индикаторного процесса можно сделать вывод о пригодности аммиака в качестве моторного топлива. При одинаковых режимных параметрах и степени сжатия мощность двигателя на аммиаке лишь на 4,5 % меньше, чем у двигателя на природном

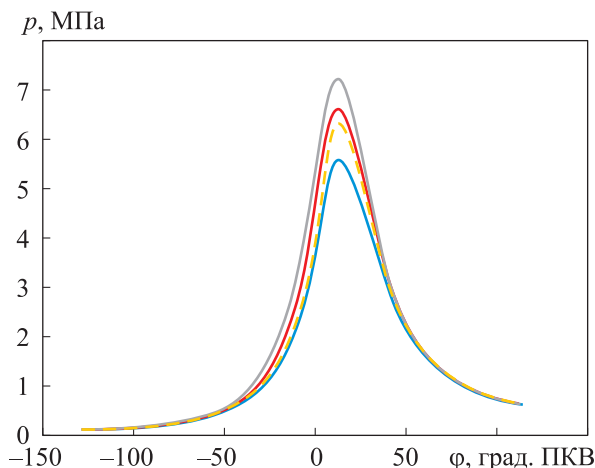


Рис. 2. Индикаторные p - ϕ -диаграммы двигателя КАМАЗ 820.70 при работе на природном газе и аммиаке:

— NH₃, $\epsilon = 12$; — NH₃, $\epsilon = 14$; — NH₃, $\epsilon = 17$;
— CH₄, $\epsilon = 12$

газе. Увеличение степени сжатия на аммиаке до 17 дает небольшой прирост мощности (~2 %) при снижении удельного расхода топлива на 4,3 %.

Таблица 2. Цилиндровые индикаторные показатели двигателя КАМАЗ 820.70 при работе на природном газе и аммиаке

Параметр	Топливо, степень сжатия			
	CH ₄ , $\epsilon = 12$	NH ₃ , $\epsilon = 12$	NH ₃ , $\epsilon = 14$	NH ₃ , $\epsilon = 17$
p_i , МПа	1,13	1,08	1,1	1,1
N_i , кВт	26,41	25,20	25,49	25,69
M_i , Н · м	132,7	126,6	128,1	129,1
g_i , г/(кВт · ч)	188,7	483,5	471,0	460,2
η_i	0,40	0,40	0,41	0,42
p_z , МПа	6,60	5,75	6,78	7,31
T_z , К	2672	2500	2517	2504

Примечание. p_i — среднее индикаторное давление; N_i — индикаторная мощность; M_i — индикаторный момент; g_i — удельный индикаторный расход топлива; η_i — индикаторный КПД; p_z — максимальное давление рабочего цикла; T_z — максимальная температура рабочего цикла.

Таблица 3. Показатели вредных выбросов двигателя КАМАЗ 820.70 при работе на природном газе и аммиаке

Содержание токсичного вещества, ppm	Топливо, степень сжатия			
	CH ₄ , $\epsilon = 12$	NH ₃ , $\epsilon = 12$	NH ₃ , $\epsilon = 14$	NH ₃ , $\epsilon = 17$
CO	1838	0	0	0
NO _x	3032	932	985	807

Благодаря более низкой температуре рабочего цикла при работе на аммиаке выделяется более чем в 3 раза меньше оксидов азота. Благодаря отсутствию в составе аммиака углерода в отрабо-

тавших газах также отсутствуют продукты его неполного сгорания. Из приведенных результатов следует, что аммиак является более экологичным видом топлива по всем основным показателям.

Литература

- [1] Климентьев А.Ю., Климентьева А.А. Аммиак — перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2017, № 3 (57), с. 32–44.
- [2] Климентьев А.Ю., Климентьева А.А. Аммиак — перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики Окончание. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2017, № 4 (58), с. 17–28.
- [3] Золотых А.И., Гусев Д.Н., Епихин А.И., Нейжмак М.Р. Аммиак как альтернативный тип топлива. *Эксплуатация морского транспорта*, 2022, № 1 (102), с. 140–147. DOI: <https://doi.org/10.34046/aumsuomt102/27>
- [4] Кириченко С.А., Козлов С.Г. Аммиак — перспективное судовое топливо для низкоуглеродного судоходства. *Вестник транспорта*, 2022, № 2, с. 22–31.
- [5] Ковалев Л.Г., Захаров С.В. Возможности использования аммиака — носителя водорода в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. *Вестник КрасГАУ*, 2007, № 4, с. 158–163.
- [6] Воробьев С.А., Никифоров О.А., Абызов И.Т. Применение аммиака в качестве моторного топлива для автомобилей, эксплуатируемых в условиях Арктического региона. *Вестник гражданских инженеров*, 2022, № 2 (91), с. 129–134.
- [7] Нейжмак М.Р., Епихин А.И., Модина М.А. Использование аммиака в качестве топлива для судов с целью снижения выбросов диоксида углерода в атмосферу. *Эксплуатация морского транспорта*, 2021, № 4 (101), с. 131–137. DOI: <https://doi.org/10.34046/aumsuomt101/19>
- [8] Лаврик А.Ю. Перспективы использования аммиака в качестве промежуточного вида топлива. *Актуальные проблемы недропользования: тез. докл. XIX Всеросс. конф.-конкурса студентов и аспирантов*. Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский горный университет, 2021, с. 116–117.
- [9] Чалкин В.Н., Марченков А.П. Применение аммиака в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. *Дорожно-транспортный комплекс: состояние, проблемы и перспективы развития: сб. науч. тр.* Чебоксары, Волжский филиал МАДИ, 2016, с. 310–315.
- [10] Галышев Ю.В., Магидович Л.Е. Перспективы применения газовых топлив в ДВС. *Двигателестроение*, 2001, № 3, с. 31–35.
- [11] Захаров С.В. Получение водородсодержащего газа из аммиака и использование его в качестве топлива для ДВС. *Омский научный вестник*, 2007, № 2 (56), с. 158–161.
- [12] Абызов И.Т. Модель риформинга аммиака для генерации водорода в целях использования в качестве присадки к основному виду топлива в ДВС. *Грузовик*, 2022, № 7, с. 18–21.
- [13] Gray J.T.J., Dimitroff E., Meckel N.T., Quillian R. Ammonia fuel — Engine Compatibility and Combustion. *SAE Paper*, 1966. DOI: <https://doi.org/10.4271/660156>
- [14] Mounaïm-Rousselle C., Mercier A., Brequigny P., Dumand C., Bouriot J. et al. Performance of Ammonia Fuel in a Spark Assisted Compression Ignition Engine. *International Journal of Engine Research*, 2021. DOI: <https://doi.org/10.1177/14680874211038726>
- [15] Галышев Ю.В., Зайцев А.Б., Шабанов А.Ю., Сидоров А.А. Рабочие процессы и токсичность отработавших газов судовых дизельных и газопоршневых двигателей. Санкт-Петербург, Политехнический ун-т, 2018, 160 с.
- [16] Stagni A., Cavallotti C., Arunthanayothin S. et al. An Experimental, Theoretical and Kinetic-Modeling Study of the Gas-Phase Oxidation of Ammonia. *Reaction Chemistry & Engineering*, 2020, vol. 5, pp. 696–711. DOI: <https://doi.org/10.1039/C9RE00429G>

References

- [1] Kliment'ev A.Yu., Kliment'eva A.A. Ammonia as a Promising Motor Fuel for a Carbon-Free Economy. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2017, no. 3 (57), pp. 32–44. (In Russ.).
- [2] Kliment'ev A.Yu., Kliment'eva A.A. Ammonia as a Promising Motor Fuel for a Carbon-Free Economy. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2017, no. 4 (58), pp. 17–28. (In Russ.).
- [3] Zolotykh A.I., Gusev D.N., Epikhin A.I., Neyzhmak M.R. Ammonia as Alternative Fuel. *Ekspluatatsiya morskogo transporta*, 2022, no. 1 (102), pp. 140–147. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.34046/aumsuomt102/27>

- [4] Kirichenko S.A., Kozlov S.G. Ammonia is a Promising Marine Fuel for Low-Carbon Shipping. *Vestnik transporta*, 2022, no. 2, pp. 22–31. (In Russ.).
- [5] Kovalev L.G., Zakharov S.V. Possibilities of Using Ammonia as a Carrier of Hydrogen as a Fuel for Internal Combustion Engines. *Vestnik KrasGAU*, 2007, no. 4, pp. 158–163. (In Russ.).
- [6] Vorob'ev S.A., Nikiforov O.A., Abyzov I.T. The Use of Ammonia as a Motor Fuel for Vehicles Operating in the Arctic Region. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov*, 2022, no. 2 (91), pp. 129–134. (In Russ.).
- [7] Neyzhmak M.R., Epikhin A.I., Modina M.A. The Use of Ammonia as Fuel for Ships in Order to Reduce Carbon Dioxide Emissions into the Atmosphere. *Ekspluatatsiya morskogo transporta*, 2021, no. 4 (101), pp. 131–137. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.34046/aumsuomtl01/19>
- [8] Lavrik A.Yu. Perspektivy ispol'zovaniya ammiaka v kachestve promezhutochnogo vida topliva [Prospects for the Use of Ammonia as an Intermediate Fuel]. *Actual Problems of Sub-Soil Use: Abstracts of the XIX All-Russian Conference-Competition of Students and Graduate Students*. Sankt-Petersburg, Saint Petersburg Mining University Publ., 2021, pp. 116–117. (In Russ.).
- [9] Chalkin V.N., Marchenkov A.P. Primenenie ammiaka v kachestve topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya [The Use of Ammonia as a Fuel for Engines Internal Combustion]. *Road Transport Complex: State, Problems and Development Prospects: Collection of Scientific Papers*. Cheboksary, Volzhskiy filial MADI publ., 2016, pp. 310–315. (In Russ.).
- [10] Galyshev Yu.V., Magidovich L.E. Internal Combustion Engines to Operate on Gaseous Fuels. *Engines Construction*, 2001, no. 3, pp. 31–35. (In Russ.).
- [11] Zakharov S.V. Producing Hydrogenous Gas from Ammonia and using it as Fuel for the Internal Combustion Engine. *Omsk Scientific Bulletin*, 2007, no. 2 (56), pp. 158–161. (In Russ.).
- [12] Abyzov I.T. Ammonia Reforming Model for Generating Hydrogen for use as an Additive to the Main Type of Fuel in Internal Combustion Engines. *Truck*, 2022, no. 7, pp. 18–21. (In Russ.).
- [13] Gray J.T.J., Dimitroff E., Meckel N.T., Quillian R. Ammonia fuel — Engine Compatibility and Combustion. *SAE Paper*, 1966. DOI: <https://doi.org/10.4271/660156>
- [14] Mounaïm-Rousselle S., Mercier A., Brequigny P., Dumand C., Bouriot J. et al. Performance of Ammonia Fuel in a Spark Assisted Compression Ignition Engine. *International Journal of Engine Research*, 2021. DOI: <https://doi.org/10.1177/14680874211038726>
- [15] Galyshev Yu.V., Zaytsev A.B., Shabanov A.Yu., Sidorov A.A. *Rabochie protsessy i toksichnost' otrabotavshikh gazov sudovykh dizel'nykh i gazoporshnevnykh dvigateley* [Working Processes and Toxicity of Exhaust Gases of Marine Diesel and Gas Engines]. Sankt-Petersburg, SPbPU publ., 2018, 160 p. (In Russ.).
- [16] Stagni A., Cavallotti C., Arunthanayothin S. et al. An Experimental, Theoretical and Kinetic-Modeling Study of the Gas-Phase Oxidation of Ammonia. *Reaction Chemistry & Engineering*, 2020, vol. 5, pp. 696–711. DOI: <https://doi.org/10.1039/C9RE00429G>

Материалы получены редакцией 11.11.2022

Сведения об авторах

Абызов Олег Витальевич — кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого». E-mail: oleg.abyzov@yandex.ru

Галышев Юрий Виталиевич — доктор технических наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого». E-mail: galyshev57@yandex.ru

Иванов Александр Константинович — кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого». E-mail: alkoniv@mail.ru

Метелев Андрей Александрович — старший преподаватель Высшей школы энергетического машиностроения ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого». E-mail: petmet@mail.ru

Information about the authors

Abyzov Oleg Vitalyevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor the High School of Power Engineering of Federal State Educational Institution of Higher Professional Education, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. E-mail: oleg.abyzov@yandex.ru

Galyshev Yuriy Vitalievich — Dr. Sc. (Eng.), Professor, the High School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. E-mail: galyshev57@yandex.ru

Ivanov Alexander Konstantinovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor the High School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. E-mail: alkoniv@mail.ru

Metelev Andrey Alexandrovich — Senior Lecturer, the High School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. E-mail: petmet@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Абызов О.В., Галышев Ю.В., Иванов А.К., Метелев А.А. Моделирование индикаторного процесса автомобильного газового двигателя при его работе на аммиаке. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 64–69. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.64-69>

Citation:

Abyzov O.V., Galyshev Yu.V., Ivanov A.K., Metelev A.A. Modeling of the Indicator Process of the Automobile Gas Engine during its Operation with Ammonia. *Engines Construction*, 2023, no. 1 (291), pp. 64–69. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.64-69>

УДК 621.436, 665.11

DOI: 10.18698/jec.2023.1.70-90

Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла

В.А. Марков¹, С.Н. Демянин², Бовэнь Са³, А.А. Нормуродов¹

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² Российский государственный агроинженерный университет Московской сельскохозяйственной академии имени К.А. Тимирязева (РГАУ — МСХА им. К.А. Тимирязева)

³ ООО “CeraTurbo”

Investigation of Diesel Engine Operation on Mixed and Emulsified Biofuels with Rapeseed Oil Additives

V.A. Markov¹, S.N. Devyanin², Bowen Sa³, A.A. Normurodov¹

¹ Bauman Moscow State Technical University

² Russian State Agrarian University (RSAU) — Moscow Timiryazev Agricultural Academy

³ CeraTurbo Sci & Tech Co., Ltd

Рассмотрена возможность использования смесевых биотоплив с добавками рапсового масла в качестве топлива для дизельного двигателя. Среди этих биотоплив смеси нефтяного дизельного топлива с рапсовым маслом и эмульгированные биотоплива — указанные смеси с добавками воды. Проанализированы физико-химические свойства этих топлив. Проведены испытания дизеля типа Д-245 (4ЧН 11/12,5), работающего на этих топливах. Показана возможность улучшения показателей токсичности отработавших газов при использовании рассматриваемых топлив. Оценена эффективность использования смесевых биотоплив с добавками рапсового масла в качестве моторного топлива для дизелей. Показано, что наличие воды в многокомпонентном эмульгированном биотопливе оказывает существенно большее влияние на эмиссию оксидов азота и дымность отработавших газов, чем наличие в нем рапсового масла. Оценены токсикологические свойства смесевых и эмульгированных биотоплив с добавками рапсового масла для исследуемого дизеля. При этом использован обобщенный критерий токсикологической значимости токсичных компонентов в виде суммы относительных значений дымности отработавших газов и концентрации в них оксидов азота на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента. Наилучшие результаты получены при использовании в дизеле эмульсии, содержащей 57 % дизельного топлива, 30 % рапсового масла и 13 % воды.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, рапсовое масло, смесевое топливо, эмульгированное топливо, топливная экономичность, токсичность отработавших газов

The possibility of using mixed biofuels with rapeseed oil additives as fuel for a diesel engine is considered. Am of using blended biofuels with rapeseed oil additives as diesel engine fuel is considered. Among these biofuels are blends of petroleum diesel fuel with rapeseed oil and emulsified biofuels — these blends with water additives. The physical and chemical properties of these fuels have been analyzed. Tests of diesel engine D-245 (4ChN 11/12.5) operating on these fuels have been conducted. The possibility of improving the toxicity of exhaust gases when using these fuels has been shown. The efficiency of using mixed biofuels with rapeseed oil additives as motor fuel for diesel engines has been evaluated. It is shown that the presence of water in the multicomponent emulsified biofuel has a significantly greater impact on the emission of nitrogen oxides and smokiness of exhaust gases than the presence of rapeseed oil in it. Toxicological properties of blended and emulsified biofuels with rapeseed oil additives for the studied diesel were evaluated. At that, a generalized criterion of toxicological significance of toxic components in the form of the sum of relative values of exhaust gas smokiness and concentration of nitrogen oxides in it on the modes of maximum power and maximum torque was used. The best results were obtained when using an emulsion containing 57 % diesel fuel, 30 % rapeseed oil and 13 % water in a diesel engine.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, petroleum diesel fuel, rapeseed oil, blended fuel, emulsified fuel, fuel efficiency, exhaust gas toxicity

Введение

Решение проблемы глобального потепления и удовлетворение требований современных жестких норм на выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) могут быть реализованы при использовании различных альтернативных видов топлива [1, 2]. Важнейшим фактором, который необходимо учитывать при выборе того или иного альтернативного топлива, служит наличие обширной сырьевой базы для его производства. С этой точки зрения значительными преимуществами обладают биотоплива, производимые из возобновляемых энергетических ресурсов растительного происхождения, сырьевые запасы которых практически неограничены [3, 4]. К этой группе относятся альтернативные топлива, вырабатываемые из растительных масел [5, 6]. Эти биотоплива целесообразно использовать в дизельных двигателях, поскольку по многим своим свойствам они достаточно близки к нефтяным дизельным топливам (ДТ).

Возможна различная организация рабочего процесса дизелей, питаемых топливами, получаемыми из растительных масел. Использование самих растительных масел в качестве топлива для ДВС возможно как в чистом виде, так и смеси с ДТ, другими нефтяными и альтернативными топливами, включая эмульгированные топлива [7–9]. Другой путь такого использования растительных масел — их переэтерификация до метиловых или этиловых эфиров жирных кислот, называемых биодизельными топливами [10–12]. По сравнению с самими растительными маслами эти сложные эфиры имеют пониженную вязкость, лучшую испаряемость, повышенное цетановое число, несколько большую теплотворную способность. Однако дополнительные затраты на переэтерификацию растительных масел и худшие экологические свойства снижают конкурентоспособность этих биодизельных топлив. При этом растительные масла можно напрямую использовать в дизельных двигателях, особенно в сельскохозяйственном секторе, где растительные масла легко получить и не требуется дополнительная транспортировка масел для их переэтерификации и потребления в городских условиях.

Одними из наиболее перспективных представляются биотоплива на основе рапсового масла (РМ) [1, 3, 6, 9, 12]. В настоящее время

ежегодно в мире производится более 200 млн т различных растительных масел, при этом мировые объемы производства основных растительных масел примерно составляют: пальмового масла — 80 млн т, соевого — 55 млн т, рапсового — 25 млн т, подсолнечного — 20 млн т [13]. При этом для производства моторных топлив могут быть использованы технические, низкосортные, просроченные и фритюрные растительные масла [14, 15].

Отметим, что РМ проблематично использовать в качестве индивидуального топлива из-за его высокой вязкости, плохой испаряемости, пониженной самовоспламеняемости в условиях камеры сгорания (КС) дизеля, а также отложений нагара и кокса на деталях КС и распылителях форсунок [1, 3, 6]. Высокая вязкость и плохая испаряемость РМ ухудшают качество процессов впрыска топлива, распыления и образования топливно-воздушной смеси, что приводит к снижению эффективности сгорания. Несмотря на указанные проблемы, продолжают исследования работы дизелей на этих биотопливах.

Для решения указанных проблем применяют различныеходы. Первый из них заключается в смешивании растительных масел с нефтяным ДТ. В работах [16–19] приведены результаты исследований дизелей, работающих на таких смесевых топливах. Отмечена целесообразность работы этих дизелей на смесях, содержащих небольшое количество растительных масел (не более 20...30 %) в указанных смесях. Такая добавка этих масел в нефтяное ДТ заметно влияет на показатели токсичности ОГ.

Эффективным методом улучшения показателей дизелей, работающих на топливах из растительных масел, является их эмульгирование, т. е. использование эмульсий этих топлив с водой, спиртами, другими маловязкими жидкостями [20–23]. Использование эмульгированных топлив способствует уменьшению выбросов токсичных компонентов с ОГ дизелей [24–29]. В ряде работ показана целесообразность использования в качестве моторного топлива многокомпонентных эмульсий [6, 30, 31]. Смешивание нескольких компонентов этих эмульсий позволяет максимально приблизить их свойства к свойствам нефтяного ДТ. Улучшение ряда показателей токсичности ОГ дизелей, работающих на эмульгированных топливах, обусловлено

более качественным протеканием процессов распыливания топлива и смесеобразования. Интенсивность дополнительной турбулизации струи эмульгированного топлива в результате быстрого испарения их не легкокопичущих веществ (воды, спиртов, эфиров и др.) зависит от температуры в КС, времени впрыскивания, метода приготовления эмульсии, размеров и положения капель указанных веществ в эмульсии, наличия в ней поверхностно-активных веществ [32, 33]. Снижение выбросов оксидов азота при использовании эмульгированных топлив объясняется снижением температур сгорания за счет большой теплоты парообразования воды (2260 кДж/кг против 220...300 кДж/кг у нефтяного ДТ).

Таким образом, анализ литературы показал, что применение биотоплив, полученных с использованием растительных масел, позволяет значительно улучшить показатели токсичности ОГ дизелей. Но при этом недостаточно изученными являются вопросы сравнительного анализа показателей токсичности ОГ дизелей, работающих на смесевых биотопливах с добавками растительных масел и эмульгированных топли-

вах, содержащих эти масла. Целью настоящего исследования является сравнительный анализ показателей токсичности ОГ дизеля, работающего на смесях нефтяного ДТ и РМ, а также на эмульсиях этих топлив с водой.

Объект исследования и методика испытаний

Для оценки показателей двигателя, работающего на смесевых биотопливах, проведены исследования дизеля типа Д-245.12С (4ЧН 11/12,5) производства Минского моторного завода (ММЗ). Некоторые параметры этого дизеля приведены ниже.

Дизель типа Д-245.12С (4ЧН 11/12,5) устанавливался на малотоннажных грузовых автомобилях ЗиЛ-5301 «Бычок», а его модификации — на автобусах Павловского автомобильного завода (ПАЗ) и тракторах «Беларусь» Минского тракторного завода (МТЗ). В этом дизеле организовано объемно-плёночное смесеобразование с частичным попаданием топливных струй на горячие боковые стенки КС, прилегающие к горловине (рис. 1). Это позволяет обеспечить стабильное воспламенение биотоплив,

Параметры дизеля Д-245.12С (4ЧН 11/12,5)

Тип двигателя	Четырехтактный, рядный, дизельный
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра D / ход поршня S , мм	110/125
Общий рабочий объем iV_p , л	4,32
Степень сжатия ϵ	16,0
Система турбонаддува	Турбокомпрессор ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов
Тип камеры сгорания, способ смесеобразования	Типа ЦНИДИ, объемно-плёночное смесеобразование
Номинальная частота вращения n , мин ⁻¹	2400
Номинальная мощность N_e , кВт	80
Механизм газораспределения	Клапанного типа с верхним расположением клапанов
Система охлаждения	Водяная, принудительная
Система смазки	Принудительная, с разбрызгиванием
Фильтр масляный	Сетчатый
Насос масляный	Шестеренчатый
Система питания	Разделенного типа
Топливный насос высокого давления (ТНВД)	Рядный типа РР4М10У1f фирмы Motorpal с всережимным центробежным регулятором
Диаметр $d_{пл}$ / ход плунжера $h_{пл}$, мм	10/10
Длина нагнетательных топливопроводов L_r , мм	540
Форсунки	Типа ФДМ-22 производства ОАО «Куропаратура» (г. Вильнюс)
Распылители форсунок	Фирмы Motorpal типа DOP 119S534 с пятью распыливающими отверстиями диаметром $d_p = 0,34$ мм и проходным сечением $\mu_f f_p = 0,250$ мм ²
Давление начала впрыскивания форсунок $p_{фo}$, МПа	21,5

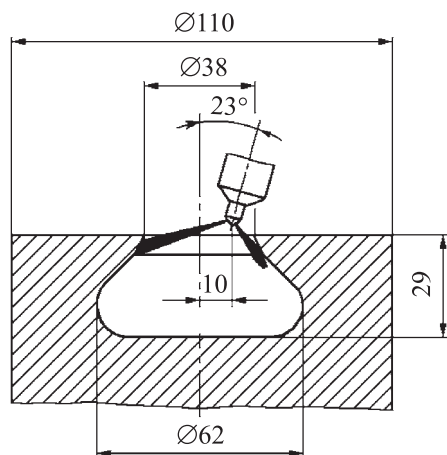


Рис. 1. Камера сгорания дизеля типа Д-245.12С со схемой расположения форсунки

отличающихся от ДТ худшей воспламеняемостью (пониженным цетановым числом).

Дизель исследован на режимах внешней скоростной характеристики и 13-режимного испытательного цикла ECE R49 Правил 49 ЕЭК ООН (рис. 2) с установочным углом опережения впрыскивания топлива $\theta = 13^\circ$ поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки и неизменным положением упора дозирующей рейки ТНВД. Дымность ОГ измеряли с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью измерения $\pm 1\%$. Концентрации NO_x , CO , CH_x в ОГ определяли газоанализатором SAE-7532 японской фирмы YANACO с погрешностями измерения $\pm 1\%$.

На первом этапе исследований дизель типа Д-245.12С был испытан на смесях ДТ с РМ, на втором этапе — на эмульсиях этих смесей с водой [6]. При испытаниях использовано нефтяное ДТ марки «Л» (летнее) по ГОСТ 305–2013. Его смеси с РМ содержали 20, 40 и 60 % (по объему) рапсового масла. Приведенные в табл. 1 данные свидетельствуют о том, что по некоторым физико-химическим свойствам РМ существенно отличаются от ДТ (в первую очередь — по вязкости, рис. 3), поэтому РМ обычно используют в смесях с нефтяным ДТ [6]. На втором этапе исследовано два вида многокомпонентных эмульсий. Первая из них была получена путем смешивания двух объемных частей нефтяного ДТ марки «Л» по ГОСТ 305–2013 и одной объемной части эмульсии, содержащей 70 % (об.) РМ и 30 % воды. В результате эмульсия № 1 содержала 67 % (об.) ДТ, 23 % РМ и 10 % воды.

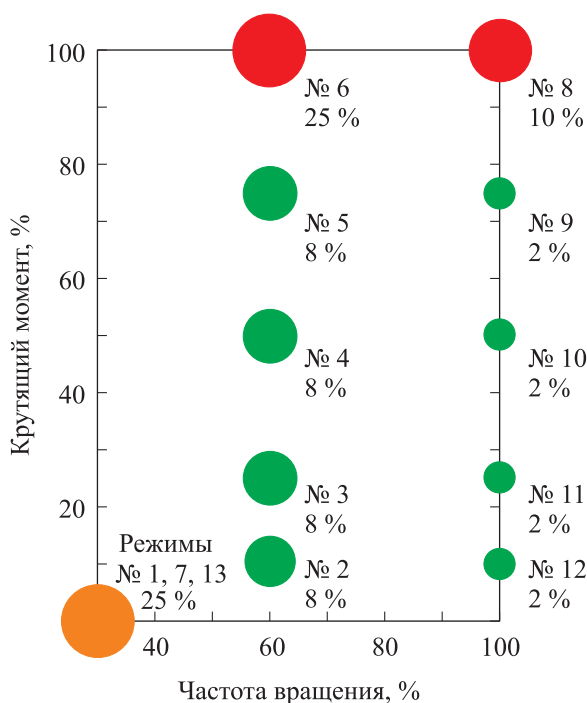


Рис. 2. Стационарный европейский 13-режимный цикл Правил 49 ЕЭК ООН (нормы ECE R49) для оценки токсичности ОГ транспортных дизелей (двигатели грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности, автобусов и сельскохозяйственной техники). Возле обозначения каждого режима указаны его номер и доля времени каждого режима в процентах общего времени эксплуатации

Вторая многокомпонентная эмульсия представляла собой смесь четырех объемных частей ДТ марки «Л» по ГОСТ 305–2013 и трех объемных частей эмульсии, содержащей 70 % (об.) РМ и 30 % воды. Таким образом, эта эмульсия № 2 содержала 57 % (об.) ДТ, 30 % РМ и 13 % воды. Отметим, что указанная исходная эмульсия РМ и воды хорошо смешивалась с нефтяным ДТ без привлечения дополнительных устройств для смешивания этих компонентов. Физико-химические свойства исследуемых топлив представлены в табл. 1 [6].

Основным компонентом растительных масел являются жирные кислоты, которые представляют собой высокомолекулярные кислородсодержащие соединения с углеводородным основанием [6]. Поэтому все растительные масла являются горючими и могут применяться в качестве моторных топлив для дизелей. Этому способствуют сравнительно невысокая термическая стабильность растительных масел и приемлемая температура их самовоспламе-

Таблица 1. Физико-химические свойства исследуемых топлив

Свойство	Вид топлива						
	ДТ	РМ	80 % ДТ и 20 % РМ	60 % ДТ и 40 % РМ	40 % ДТ и 60 % РМ	Эмульсия № 1 (67 % ДТ, 23 % РМ, 10 % воды)	Эмульсия № 2 (57 % ДТ, 30 РМ, 13 % воды)
Плотность при 20 °С, кг/м ³	830,0	916,0	848,0	865,0	882,0	866,6	877,7
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм ² /с	3,8	75,0	9,0	19,0	30,0	8,4	9,5
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °С, мН/м	27,1	33,2	–	–	–	–	–
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	37,3	41,5	40,4	39,4	36,75	35,07
Цетановое число	45	36	–	–	–	–	–
Температура само- воспламенения, °С	250	318	–	–	–	–	–
Температура помутнения, °С	–25	–9	–	–	–	–	–
Температура застывания, °С	–35	–20	–	–	–	–	–
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	12,5	14,0	13,6	13,2	12,46	11,92
Содержание, % по массе							
С	86,8	77,0	84,7	82,7	80,7	74,4	70,9
Н	12,6	12,0	12,5	12,3	12,2	12,3	12,2
О	0,4	11,0	2,7	4,9	7,0	13,2	16,8
S	0,2	0,002	0,16	0,12	0,08	0,13	0,11
Коксуемость 10%-ного остатка, % по массе	0,2	0,4	–	–	–	–	–

Примечание: «–» — свойства не определялись

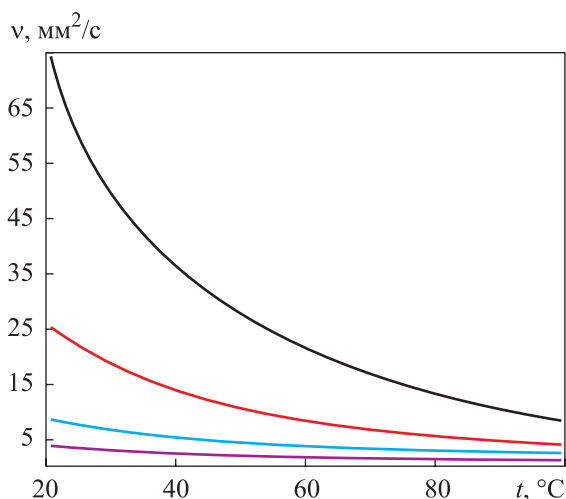


Рис. 3. Зависимости кинематической вязкости топлив ν от температуры t :
 — РМ; — 50 % ДТ и 50 % РМ; — 80 % ДТ и 20 % РМ;
 — ДТ марки «З» (зимнее)

нения, равная $t_{\text{св}} = 280...320$ °С и лишь немного превышающая температуру самовоспламенения дизельных топлив ($t_{\text{св}} = 230...300$ °С). При этом цетановое число (ЦЧ) различных растительных масел обычно изменяется в пределах от 33 до 38 единиц, что сопоставимо с цетановым числом дизельных топлив (ЦЧ = 40–55).

Особенностью растительных масел является наличие в их составе атомов кислорода (8...12 %). Это приводит к снижению их теплоты сгорания. Так, низшая теплота сгорания этих масел составляет 36...39 МДж/кг против 42...43 МДж/кг у дизельных топлив, практически не содержащих кислорода. Но присутствие в растительных маслах кислорода снижает температуры их сгорания в дизелях и значительно улучшает экологические свойства этих топлив.

Одна из основных проблем, возникающая при работе дизеля на РМ, обусловлена его повы-

шенной вязкостью. По вязкостно-температурным характеристикам ДТ, РМ и их смесей (см. рис. 3) следует отметить, что при нормальной температуре $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ вязкость РМ на порядок выше, чем у нефтяного ДТ ($\nu = 75\text{ мм}^2/\text{с}$ у РМ и $\nu = 3,8\text{ мм}^2/\text{с}$ у ДТ, см. табл. 1). Но при повышении температуры вязкость РМ быстро снижается: при температуре $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ его вязкость уменьшается вдвое — до $\nu = 36\text{ мм}^2/\text{с}$, а при $t = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ — до $\nu = 17,5\text{ мм}^2/\text{с}$. Существенно меньшей вязкостью обладают смеси РМ и ДТ. Вязкость смеси, содержащей 80 % ДТ и 20 % РМ при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, составляет $\nu_{\text{т}} = 9\text{ мм}^2/\text{с}$, а при температуре $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, характерной для условий систем топливоподачи дизелей, снижается до $\nu = 5\text{ мм}^2/\text{с}$, что соизмеримо с вязкостью ДТ (в соответствии с ГОСТ 305–2013 вязкость летнего ДТ составляет $\nu_{\text{т}} = 3...6\text{ мм}^2/\text{с}$). Поэтому целесообразно применять смеси нефтяного ДТ и РМ, имеющие приемлемые физико-химические свойства. Это позволяет сжигать такие топлива в дизеле без внесения изменений в его конструкцию.

Приведенные данные свидетельствуют о том, что растительные масла имеют физико-химические свойства, заметно отличающиеся от свойств дизельных топлив. Поэтому в дизелях чаще используются не чистые растительные масла, а их смеси с нефтяным дизельным топливом. Из растительных масел получают метиловый и этиловый эфиры, которые используют как самостоятельное топливо или как биодобавку к ДТ. Наиболее простым и привлекательным представляется применение смесей растительных масел с ДТ. Но вязкость этих смесей все же заметно выше, чем у нефтяного ДТ. Эмульгирование таких высоковязких топлив позволяет приблизить свойства этих эмульсий к свойствам нефтяного ДТ. В частности, добавка воды в смесь нефтяного ДТ и РМ снижает вязкость такой смеси. Это, в свою очередь, облегчает организацию процессов топливоподачи, распыливания топлива, смесеобразования и сгорания.

Применение смесевых биотоплив (смесей ДТ и РМ) позволяет заметно улучшить показатели токсичности ОГ дизелей — уменьшить выбросы сажи (твердых частиц) и оксидов азота. Но при этом снижение эмиссии оксидов азота сравнительно невелико. Дополнительное уменьшение их выбросов, а также выбросов сажи может быть достигнуто при добавлении в эти

биотоплива воды. Использование водотопливных эмульсий относится к немногочисленным методам снижения токсичности ОГ, позволяющим одновременно уменьшить выбросы оксидов азота и дымность ОГ [34]. В связи с этим целесообразным представляется использование эмульсий воды и биотоплив. Эти биотоплива и в чистом виде отличаются хорошими экологическими качествами, а их эмульсии с водой обладают еще лучшими экологическими характеристиками. К тому же добавка воды в биотопливо позволяет решить проблему коксования деталей, образующих КС дизеля, и закоксовывание распыливающих отверстий форсунок.

Результаты экспериментальных исследований дизельного двигателя на смесях дизельного топлива и рапсового масла

На первом этапе исследований дизель Д-245.12С испытывали на нефтяном ДТ марки «Л» и смеси 80 % ДТ (об.) и 20 % РМ. Результаты испытаний дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики (ВСХ) показали, что при переводе двигателя с ДТ на указанную смесь на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500\text{ мин}^{-1}$ удельный эффективный расход топлива g_e увеличился с 225,8 до 231,8 г/(кВт · ч), а на режиме максимальной мощности при $n = 2400\text{ мин}^{-1}$ — с 249,0 до 255,1 г/(кВт · ч) (рис. 4, табл. 2) [6]. Эффективный КПД двигателя оказался практически одинаков при использовании этих двух видов топлива: $\eta_e = 37,5\text{ %}$ на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500\text{ мин}^{-1}$ и $\eta_e = 34,0\text{ %}$ на режиме максимальной мощности при $n = 2400\text{ мин}^{-1}$. При этом на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500\text{ мин}^{-1}$ дымность ОГ K_x сократилась с 25 до 16 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400\text{ мин}^{-1}$ — с 11 до 8 % по шкале Хартриджа.

Результаты испытаний дизеля типа Д-245.12С на режимах 13-режимного цикла ЕСЕ R49 представлены на рис. 5 [6]. При переводе дизеля с ДТ на смесь 80 % ДТ и 20 % РМ отмечено увеличение часового расхода топлива $G_{\text{т}}$, наиболее заметное на режимах с полной нагрузкой (рис. 5, а).

На режимах с полной нагрузкой перевод дизеля на смесевое топливо сопровождался уменьшением содержания оксидов азота в ОГ C_{NO_x} . На режиме максимального крутящего мо-

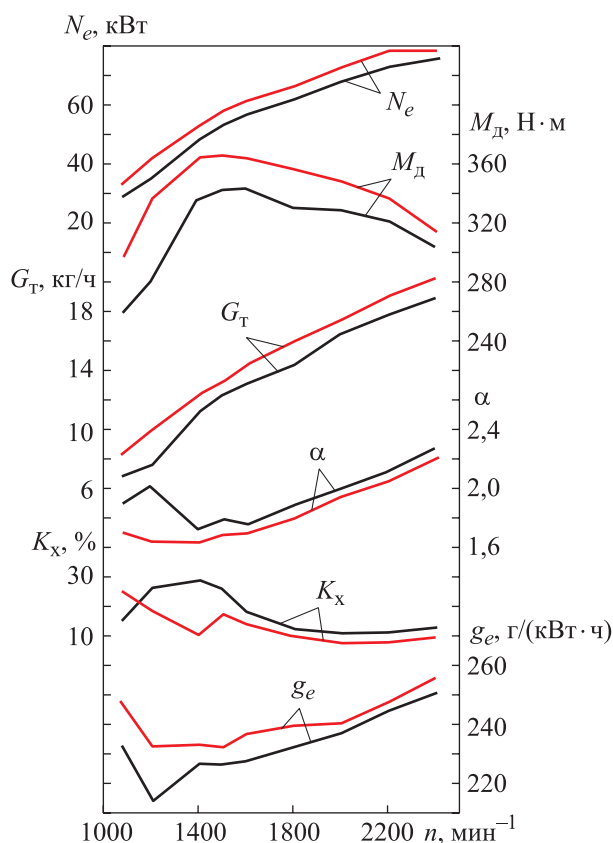


Рис. 4. Зависимость эффективной мощности N_e , крутящего момента M_d , расхода топлива G_T , коэффициента избытка воздуха α , дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах ВСХ:

— ДТ марки «Л» (летнее); — смесь 80 % ДТ и 20 % РМ

мента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ при переходе с ДТ на смесь ДТ и РМ отмечено снижение C_{NO_x} с 800 до 770 ppm, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ — с 675 до 650 ppm (рис. 5, б).

На большинстве режимов перевод дизеля с ДТ на смесевое топливо сопровождался ростом содержания монооксида углерода в ОГ C_{CO} . На режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ при переводе дизеля на смесь ДТ и РМ концентрация C_{CO} снизилась с 602 до 550 ppm, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ — возросла с 215 до 280 ppm (рис. 5, в).

При испытаниях отмечена тенденция уменьшения концентрации несгоревших углеводородов в ОГ C_{CH_x} . На режиме максимального

Таблица 2. Показатели дизеля Д-245.12С, работающего на ДТ и смесях ДТ и РМ на режимах ВСХ и 13-режимного испытательного цикла ECE R49

Показатель	Вид топлива			
	100 % ДТ	80 % ДТ и 20 % РМ	60 % ДТ и 40 % РМ	40 % ДТ и 60 % РМ
Удельный эффективный расход топлива, g_e , г/(кВт · ч)	<u>249,0</u> 225,8	<u>255,1</u> 231,8	<u>258,1</u> 239,8	<u>265,1</u> 243,1
Эффективный КПД дизеля, η_e	<u>0,340</u> 0,375	<u>0,340</u> 0,374	<u>0,345</u> 0,372	<u>0,345</u> 0,376
Дымность ОГ, K_x , % по шкале Хартриджа	11,0 25,0	<u>8,0</u> 16,5	<u>7,0</u> 13,0	<u>8,0</u> 11,0
Условный (средний) эффективный расход топлива на режимах 13-режимного цикла, $g_{e \text{ усл}}$, г/(кВт · ч)	247,20	254,38	259,40	272,23
Условный (средний) эффективный КПД дизеля на режимах 13-режимного цикла, $\eta_{e \text{ усл}}$	0,343	0,341	0,343	0,336
Интегральный на режимах 13-режимного цикла удельный выброс оксидов азота, e_{NO_x} , г/(кВт · ч)	7,442	7,159	7,031	6,597
Интегральный на режимах 13-режимного цикла удельный выброс монооксида углерода, e_{CO} , г/(кВт · ч)	3,482	3,814	3,880	3,772
Интегральный на режимах 13-режимного цикла удельный выброс углеводородов, e_{CH_x} , г/(кВт · ч)	1,519	0,965	0,949	1,075

Примечание. В первых трех строках даны показатели дизеля на режимах ВСХ (числитель — режим максимальной мощности, знаменатель — режим максимального крутящего момента).

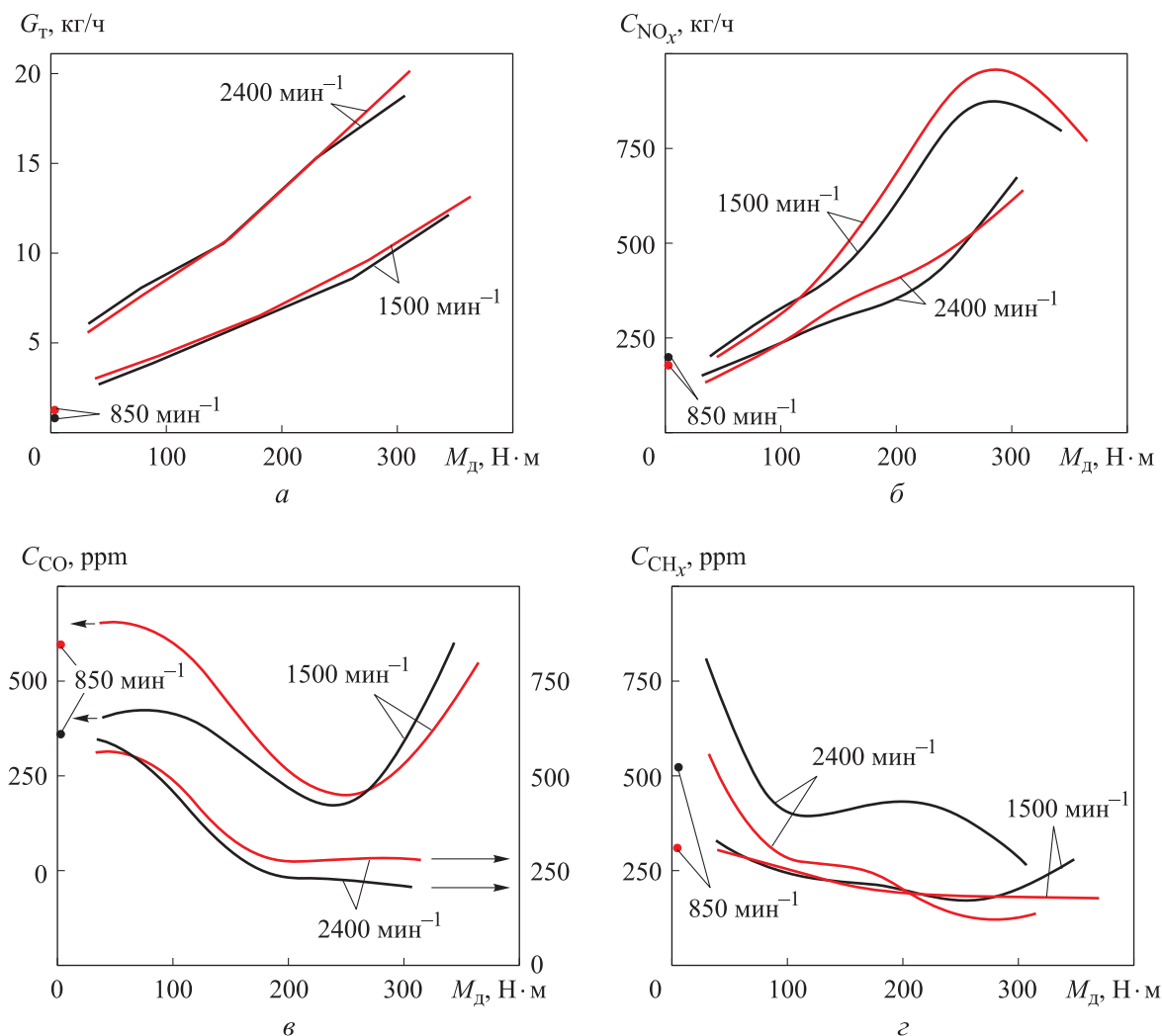


Рис. 5. Зависимость часового расхода топлива G_T (а), объемных концентраций в ОГ оксидов азота C_{NO_x} (б), монооксида углерода C_{CO} (в) и углеводородов C_{CH_x} (г) от частоты вращения n и крутящего момента M_d дизеля Д-245.12С:
— ДТ; — смесь 80 % ДТ и 20 % РМ

крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ при переводе дизеля на смесь ДТ и РМ концентрация C_{CH_x} снизилась с 280 до 180 ppm, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ — с 273 до 143 ppm (рис. 5, г).

С использованием представленных на рис. 5, а характеристик часового расхода топлива G_T определены значения удельного эффективного расхода топлива g_e и эффективного КПД η_e по известным зависимостям [6]:

$$g_e = \frac{1000 G_T}{N_e}; \quad \eta_e = \frac{3600}{H_U g_e},$$

где H_U — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг. По приведенным на рис. 5, б, в, г ха-

рактеристикам содержания в ОГ нормируемых токсичных компонентов (оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO , несгоревших углеводородов CH_x) с использованием общепринятых методик рассчитаны их интегральные удельные массовые выбросы на режимах 13-режимного цикла (соответственно e_{NO_x} , e_{CO} , e_{CH_x}). При оценке интегральной токсичности ОГ двигателя на режимах такого цикла на каждом режиме определяли концентрации в ОГ токсичных компонентов (C_{NO_x} , C_{CO} , C_{CH_x}) и рассчитывали их часовые массовые выбросы (E_{NO_x} , E_{CO} , E_{CH_x}). Полученные значения вредных выбросов суммировали за весь цикл по каждому компоненту (с учетом весовых коэффициентов K_p , отражаю-

щих долю времени каждого режима, см. рис. 2). Затем делением на условную среднюю мощность дизеля за испытательный цикл $\Sigma(N_{ei} K_i)$ определяли удельные массовые выбросы вредных веществ по формулам [6]:

$$e_{\text{NO}_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{\text{NO}_x i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}; \quad e_{\text{CO}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{\text{CO} i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i};$$

$$e_{\text{CH}_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{\text{CH}_x i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}.$$

Оценка интегрального расхода топлива на режимах 13-режимного цикла проведена по

среднему (условному) удельному эффективному расходу топлива $g_{e \text{ усл}}$ и условному эффективному КПД $\eta_{e \text{ усл}}$, которые определяли с использованием зависимостей [6]:

$$g_{e \text{ усл}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_{Ti} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}; \quad \eta_{e \text{ усл}} = \frac{3600}{H_U g_{e \text{ усл}}},$$

где G_{Ti} — часовой расход топлива на i -том режиме. Результаты расчетов по указанным формулам представлены в табл. 2.

Данные табл. 2 подтверждают возможность заметного улучшения показателей токсичности ОГ дизеля Д-245.12С при его переводе с ДТ на смесь 80 % ДТ и 20 % РМ. Так, при работе дизеля на этой смеси на режимах 13-режимного цик-

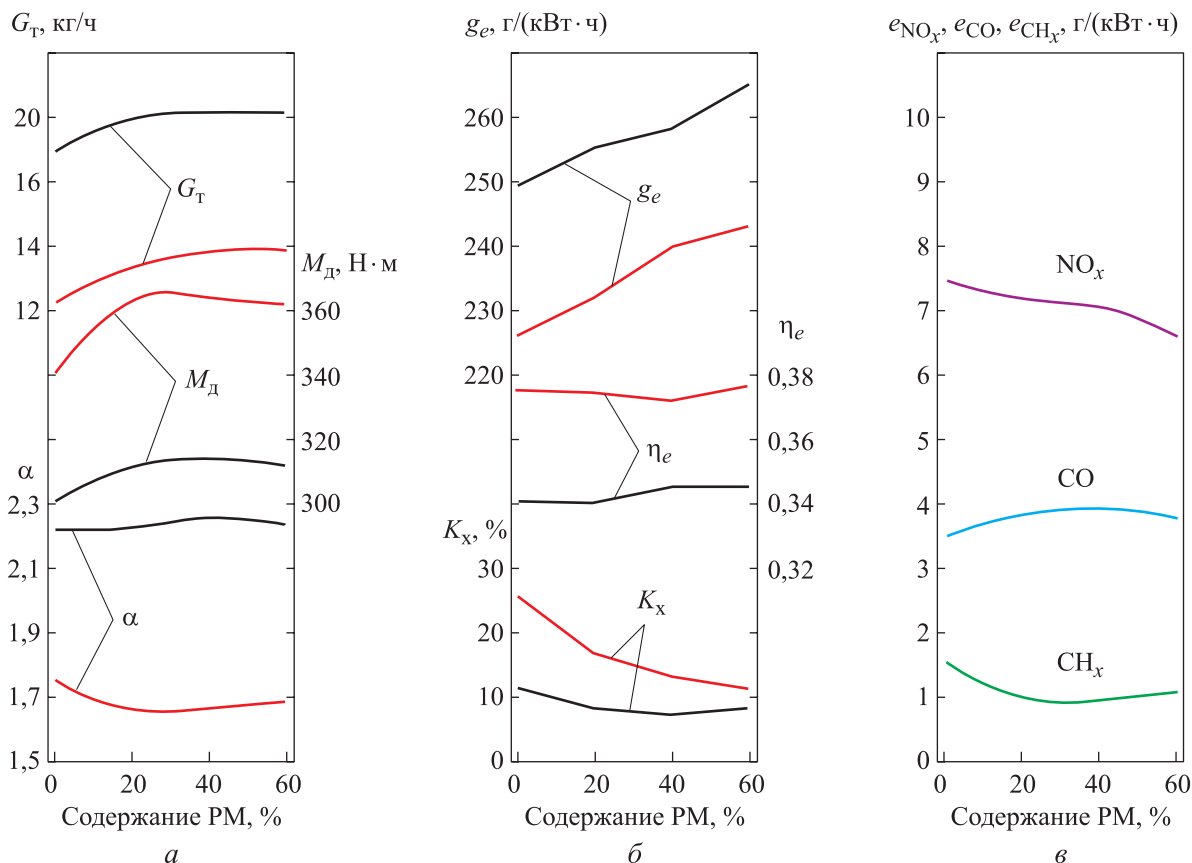


Рис. 6. Зависимость часового расхода топлива G_T , крутящего момента M_d , коэффициента избытка воздуха α (а), удельного эффективного расхода топлива g_e , эффективного КПД η_e и дымности ОГ K_x (б) на режимах ВСХ и зависимости удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NO_x} (—), монооксида углерода e_{CO} (—) и углеводородов e_{CH_x} (—) с ОГ дизеля Д-245.12С на режимах 13-режимного цикла (в) от содержания РМ в смеси с ДТ:

— режим максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; — режим максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

ла удельный массовый выброс углеводородов e_{CH_x} снизился с 1,519 до 0,965 г/(кВт · ч), т. е. на 36,5 %, выброс оксидов азота e_{NO_x} — с 7,442 до 7,159 г/(кВт · ч), т. е. на 3,8 %, а выброс монооксида углерода e_{CO} , напротив, вырос с 3,482 до 3,814 г/(кВт · ч), т. е. на 9,5 % по сравнению с работой на нефтяном ДТ.

Для оценки влияния состава смесей ДТ и РМ на показатели токсичности ОГ проведены исследования дизеля Д-245.12С на таких смесях, содержащих от 0 (работа на чистом ДТ) до 60 % (об.) РМ. Результаты этих исследований представлены на рис. 6 и в табл. 2.

Увеличение содержания РМ в смеси с ДТ от 0 до 20 % приводит к заметному росту часового расхода топлива G_t и крутящего момента M_d (рис. 6, а и табл. 2). При дальнейшем увеличении содержания РМ в смеси от 20 до 60 % параметры G_t и M_d изменяются незначительно. Коэффициент избытка воздуха α сравнительно слабо зависит от состава смеси.

На режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ увеличение концентрации РМ в смеси с ДТ от 0 до 60 % приводит к росту удельного эффективного расхода топлива g_e с 249,0 до 265,1 г/(кВт · ч) и снижению дымности ОГ K_x с 11,0 до 8,0 % по шкале Хартриджа (рис. 6, б и табл. 2). Аналогичное увеличение концентрации РМ в смеси на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ сопровождалось ростом g_e с 225,8 до 243,1 г/(кВт · ч) и уменьшением K_x с 25,0 до 11,0 % по шкале Хартриджа. Таким образом, использование смесей ДТ и РМ позволило заметно снизить дымность ОГ, при этом эффективность сгорания изменялась незначительно — изменения эффективного КПД дизеля η_e при работе на топливах с различным содержанием РМ не превышали 1,5 %.

При испытаниях подтверждена возможность заметного улучшения показателей токсичности ОГ исследуемого дизеля при использовании смесей ДТ и РМ. В частности, их применение позволило снизить выбросы оксидов азота NO_x и несгоревших углеводородов CH_x (рис. 6, в и табл. 2). Увеличение содержания РМ в смеси с ДТ от 0 до 60 % привело к снижению удельных интегральных на режимах 13-режимного цикла выбросов оксидов азота e_{NO_x} с 7,442 до 6,597 г/(кВт · ч), т. е. на 11,4 %, и выбросов углеводородов e_{CH_x} с 1,519 до 1,075 г/(кВт · ч), т. е. на 29,2 %. При этом отмечен рост удельных

выбросов монооксида углерода e_{CO} с 3,482 до 3,772 г/(кВт · ч), т. е. на 8,3 %.

Результаты экспериментальных исследований дизельного двигателя на эмульгированных топливах с добавками рапсового масла

Представленные результаты испытаний дизеля Д-245.12С показали возможность улучшения его показателей при использовании смесей ДТ и РМ. Но при этом целесообразна реализация мероприятий, способствующих улучшению качества процессов подачи топлива, его распыливания и смесеобразования при работе дизеля на исследуемых смесях. В частности, такое улучшение качества процесса смесеобразования способствует снижению удельных выбросов монооксида углерода e_{CO} , рост которых отмечен на предыдущем этапе исследований. Необходимо уменьшать и удельные выбросы оксидов азота e_{NO_x} , снижение которых при работе на смесях ДТ и РМ не очень значительно. Уменьшение указанных выбросов достигается при эмульгировании указанных топлив, т. е. при использовании эмульсий рассмотренных смесей с водой.

При получении исследуемых водотопливных эмульсий применено эмульгирующее устройство, работа которого основана на высокочастотных колебаниях его возвратно-поступательно движущегося якоря. Для получения стойких эмульсий применен эмульгатор — алкенилсукцинимид мочевины (СИМ), производимый по ТУ 38.1011039–85. Он представляет собой вязкую, прозрачную, растворимую в углеводородах жидкость светло-коричневого цвета. Содержание эмульгатора в эмульгированном топливе не превышало 0,5 % (масс.). Полученная эмульсия была достаточно стабильна: расслоение эмульсии на две фракции происходило лишь после нескольких недель хранения.

Для оценки показателей токсичности ОГ проведены испытания дизеля типа Д-245.12С на нефтяном ДТ и на эмульгированных топливах. Свойства этих эмульсий представлены в табл. 1. На первом этапе дизель был испытан на режимах ВСХ, на втором этапе исследованы режимы 13-режимного испытательного цикла ECE R49 (см. рис. 2). Полученные экспериментальные данные для этого дизеля, работающего на режимах 13-режимного цикла, использованы для определения параметров дизеля по представленным выше методикам. Определенные таким

Таблица 3. Показатели дизеля типа Д-245.12С, работающего на нефтяном ДТ и на эмульсиях № 1 и № 2 (см. табл. 1)

Показатели дизеля	Вид топлива		
	ДТ	Эмульсия № 1 (67 % ДТ, 23 % РМ, 10 % воды)	Эмульсия №2 (57 % ДТ, 30 РМ, 13 % воды)
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт · ч)	<u>255,5</u> 219,7	<u>283,1</u> 233,9	<u>300,2</u> 246,3
Эффективный КПД дизеля η_e	<u>0,332</u> 0,386	<u>0,346</u> 0,419	<u>0,342</u> 0,417
Дымность ОГ K_x , % по шкале Хартриджа	<u>16,0</u> 28,0	<u>10,0</u> 19,0	<u>7,5</u> 15,5
Условный (средний) на режимах 13-режимного цикла удельный эффективный расход топлива, $g_{e\text{ усл}}$, г/(кВт · ч)	248,12	260,79	273,82
Условный (средний) на режимах 13-режимного цикла эффективный КПД дизеля, $\eta_{e\text{ усл}}$	0,341	0,376	0,374
Интегральный на режимах 13-режимного цикла удельный выброс оксидов азота e_{NO_x} , г/(кВт · ч)	6,610	6,153	5,552
Интегральный на режимах 13-режимного цикла удельный выброс монооксида углерода e_{CO} , г/(кВт · ч)	3,612	2,988	3,316
Интегральный на режимах 13-режимного цикла удельный выброс несгоревших углеводородов e_{CH_x} , г/(кВт · ч)	1,638	2,543	2,071
<i>Примечание.</i> В первых трех строках даны показатели дизеля на режимах ВСХ (числитель — режим максимальной мощности, знаменатель — режим максимального крутящего момента).			

образом значения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ исследуемого дизеля приведены в табл. 3.

Данные табл. 3 подтверждают возможность улучшения показателей токсичности ОГ исследуемого дизеля при его работе на эмульсиях № 1 и № 2. При этом в качестве основных экологических показателей рассматривают выбросы оксидов азота e_{NO_x} и дымность ОГ K_x (выброс сажи С). Именно эти два токсичных компонента ОГ дизелей являются наиболее токсикологически значимыми [6, 35]. Благоприятное сочетание показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля типа Д-245.12С получено при использовании эмульсии № 2, содержащей 57 % нефтяного ДТ, 30 % РМ и 13 % воды (по объему). При работе дизеля на режимах 13-режимного цикла и переходе с ДТ на эту эмульсию удельный массовый выброс оксидов азота e_{NO_x} уменьшился с 6,610 до 5,552 г/(кВт · ч). На режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ дымность ОГ снизилась с 16,0 до 7,5 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимального кру-

тящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ — с 28,0 до 15,5 % по шкале Хартриджа. Условный эффективный КПД дизеля на режимах 13-режимного испытательного цикла $\eta_{e\text{ усл}}$ повысился с 0,341 до 0,374, или на 9,7 %, что свидетельствует о повышении эффективности сгорания этой эмульсии.

Более полное сгорание и снижение дымности ОГ при работе на эмульгированных топливах объясняется улучшением качества процесса смесеобразования за счет возникновения так называемых микровзрывов, наблюдающихся при повышенной температуре в КС дизеля [6, 36, 37]. Их появление обусловлено следующими причинами. Частицы эмульгированного топлива содержат большое количество включений микрочастиц воды. При температуре, превышающей температуру кипения воды ($t > 100^\circ\text{C}$), эти включения быстро испаряются, что приводит к микротурбулизации топливовоздушной смеси, ее более полному сгоранию, уменьшению содержания в ОГ сажевых частиц. Кроме того, присутствие значительного количества паров воды в зонах КС с недостатком кислорода пре-

пятствует крекингу топлива при высокой температуре, а также способствует газификации образовавшегося ранее углерода, что также приводит к значительному уменьшению сажеобразования. Кроме того, подача эмульсии в КС снижает температуры сгорания из-за испарения воды, имеющей повышенную теплоту парообразования, что благоприятно сказывается на выбросах с ОГ оксидов азота.

Сравнительный анализ результатов экспериментальных исследований дизеля на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла

Описанные выше экспериментальные исследования смесевых и эмульгированных биотоплив

(см. табл. 2 и 3) проведены в различное время года и при различных настройках регулировочных параметров дизеля. Сравнительный анализ этих экспериментальных данных затруднен. В связи с этим дизель был дополнительно испытан на нефтяном ДТ с добавкой 10, 20 и 30 % (по объему) РМ в целях получения показателей дизеля при одних и тех же настройках его регулировочных параметров. По результатам этих исследований был проведен сравнительный анализ данных, полученных для смесей нефтяного ДТ с РМ и для многокомпонентных эмульгированных биотоплив (табл. 4 и на рис. 7). Эти результаты показывают, что снижение выбросов оксидов азота с ОГ исследуемого дизеля, работающего на многокомпонентных эмульсиях, обусловлено наличием в их составе РМ и воды.

Таблица 4. Показатели токсичности ОГ дизеля типа Д-245.12С, работающего на нефтяном ДТ, смесях нефтяного ДТ с РМ и на многокомпонентных эмульгированных биотопливах

Показатель	Вид топлива					
	ДТ	90 % ДТ и 10 % РМ	80 % ДТ и 20 % РМ	70 % ДТ и 30 % РМ	Эмульсия № 1 (67 % ДТ, 23 % РМ, 10 % воды)	Эмульсия № 2 (57 % ДТ, 30 % РМ, 13 % воды)
Дымность ОГ K_X на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, % по шкале Хартриджа	16,0	15,0	13,5	12,0	10,0	7,5
Интегральные удельные выбросы оксиды азота e_{NO_x} на режимах 13-режимного цикла, г/(кВт · ч)	6,610	6,505	6,357	6,168	6,153	5,552

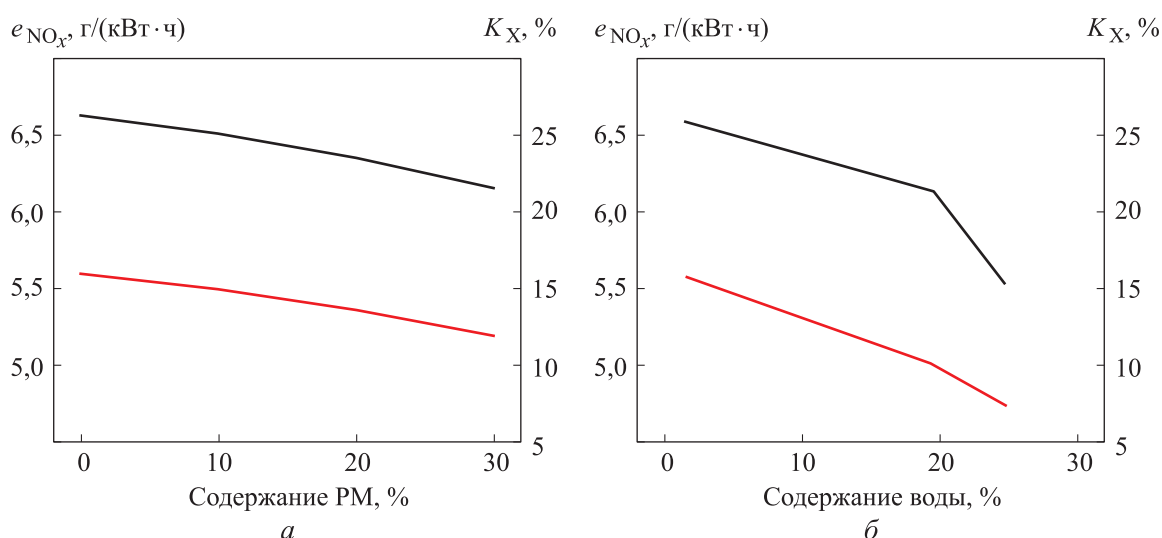


Рис. 7. Зависимость дымности ОГ K_X (—) на режиме максимальной мощности и удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NO_x} (—) на режимах 13-режимного цикла норм ECE R49 и от состава применяемого топлива: а — при работе дизеля на смесях нефтяного ДТ с РМ; б — при работе дизеля на эмульсиях нефтяного ДТ, РМ и воды

Добавление в нефтяное ДТ 30 % РМ приводит к снижению выбросов оксидов азота с 6,610 до 6,186 г/(кВт · ч), т. е. на 6,4 %, а перевод дизеля с нефтяного ДТ на эмульсию № 2, содержащую 13 % воды, сопровождается уменьшением выбросов оксидов азота NO_x с 6,610 до 5,552 г/(кВт · ч), т. е. на 16,0 %. Таким образом, наличие воды в многокомпонентном эмульгированном биотопливе оказывает на эмиссию оксидов азота существенно большее влияние, чем наличие в нем РМ.

Аналогичный вывод можно сделать и применительно к дымности ОГ. При работе дизеля на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ его перевод с нефтяного ДТ на смесь 70 % ДТ и 30 % РМ сопровождается снижением дымности с 16,0 до 12,0 % по шкале Хартриджа, т. е. на 25 %. Замена нефтяного ДТ эмульсией № 2 приводит на этом режиме к уменьшению дымности с 16,0 до 7,5 % по шкале Хартриджа, т. е. на 53,1 %.

Сравнительная оценка токсикологических свойств смесевых и эмульгированных биотоплив с добавками рапсового масла для исследуемого дизеля

Для количественной оценки токсикологических свойств рассматриваемых смесевых и эмульгированных биотоплив с добавками РМ использована методика работы [38]. В этой методике из четырех токсичных компонентов ОГ, нормируемых стандартом ECE R49 (оксиды азота NO_x , монооксид углерода CO, несгоревшие углеводороды CH_x и твердые частицы), учитываются два наиболее значимых — оксиды азота NO_x и твердые частицы. Основными составляющими последних являются сажа, оксиды металлов, сульфаты и вода, а также в меньших объемах — несгоревшие частицы топлива и моторного масла [39, 40]. Сажа, в свою очередь, состоит в основном из углерода C (до 95...98 %) и химически связанного водорода H (1...3 %) [40]. При этом на начальных стадиях сгорания частицы сажи почти полностью состоят из чистого углерода, а затем насыщаются большим количеством углеводородов и их соединений. Высокая потенциальная опасность твердых частиц обусловлена их способностью аккумулировать на своей поверхности многие известные канцерогены и мутагены, а также незначительными размерами частиц,

позволяющими им проникать в органы дыхания человека и накапливаться в них [40]. Еще два нормируемых токсичных компонента — монооксид углерода CO и легкие несгоревшие углеводороды CH_x — имеют значительно меньшую токсикологическую значимость. Так, в соответствии с данными работ [40, 41] токсикологическая значимость (агрессивность) CO, NO_x , CH_x , твердых частиц оценивается как 1/41, 1/3, 16/200.

Отметим, что определение концентрации в ОГ дизелей твердых частиц — достаточно сложная и трудоемкая техническая задача. Значительно проще и доступнее определять дымность ОГ с использованием недорогих и распространенных дымомеров. При этом известно, что при работе дизельного двигателя с низким коэффициентом избытка воздуха ($\alpha < 1,2...1,3$) сажа составляет большую часть (до 95...98 %) общей массы твердых частиц. В целом фракционный состав твердых частиц выглядит следующим образом: углеродная фракция (среднее содержание 75 %, диапазон значений 33...90 %), органическая фракция (среднее 19 %, диапазон 7...49 %), сульфаты, нитраты (среднее 1 %, диапазон 1...4 %), металлы и другие элементы (среднее 2 %, диапазон 1...5 %), прочее (среднее 3 %, диапазон 1...10 %) [38]. Это позволяет использовать зависимости, связывающие эмиссию твердых частиц и дымность ОГ, практически однозначно (с высоким коэффициентом корреляции) [39, 42]. В связи с этим в используемой методике в качестве двух основных критериев токсикологической значимости токсичных компонентов ОГ приняты концентрации в ОГ оксидов азота и сажи (дымность ОГ).

В большинстве испытательных циклов, используемых для оценки токсичности ОГ дизелей (в частности, в 13-режимном цикле норм ECE R49, см. рис. 2), основными эксплуатационными режимами являются два режима BCX — режимы максимальной мощности и максимального крутящего момента. В этом цикле доля времени работы дизеля на режиме максимальной мощности (режим № 8 на рис. 2) составляет 10 %, а на режиме максимального крутящего момента (режим № 6) — 25 % от общего времени работы двигателя. Отметим, что в соответствии с ГОСТ 17.2.2.01–84 «Дымность отработавших газов дизелей» и Правилами 24 ЕЭК ООН (нормы ECE R24) дымность ОГ также определяется только на режимах BCX [40].

В соответствии с правилами ECE R49, значительную долю времени работы двигателя (25 %) составляют режимы холостого хода (режимы 1, 7, 13, рис. 2). Эти режимы характеризуются пониженной частотой вращения коленчатого вала n (для исследуемого дизеля — на режиме максимальной мощности $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, на режиме максимального крутящего момента $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, на режиме холостого хода при минимальной частоте вращения $n = 850 \text{ мин}^{-1}$, см. рис. 5) и, следовательно, небольшим расходом ОГ. Кроме того, из-за небольшой подачи топлива на режимах холостого хода дизель работает на бедной смеси при повышенных значениях коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 7...9$ [40]), эмиссия оксидов азота и дымность ОГ существенно ниже, чем на режимах ВСХ. Поэтому выбросы указанных токсичных компонентов на режимах холостого хода невелики — их вклад в интегральную токсичность ОГ можно не учитывать.

С учетом изложенных факторов для сравнительной оценки токсикологических свойств смесевых и эмульгированных биотоплив с добавками РМ использован метод свертки, при котором частные критерии оптимальности сводятся к обобщенному критерию J_o , определяемому в виде суммы основных частных критериев, характеризующих концентрацию в ОГ оксидов азота J_{NO_x} и дымность ОГ по шкале Хартриджа J_{KX} , в соответствии с выражением

$$J_o = J_{NO_x} + J_{KX}. \quad (1)$$

Проведенный выше анализ показал, что основными эксплуатационными режимами работы транспортных дизелей являются два режима ВСХ — режимы максимальной мощности $N_{\max}$ и максимального крутящего момента $M_{\max}$. Для указанных режимов выражение (1) принимает вид

$$J_o = J_{NO_x N_{\max}} + J_{NO_x M_{\max}} + J_{KX N_{\max}} + J_{KX M_{\max}}, \quad (2)$$

где $J_{NO_x N_{\max}}$, $J_{NO_x M_{\max}}$, $J_{KX N_{\max}}$, $J_{KX M_{\max}}$ — частные критерии, характеризующие концентрацию в ОГ оксидов азота и дымность ОГ по шкале Хартриджа на указанных режимах.

Поскольку в используемой методике в качестве частных критериев выражения (2) использованы концентрация в ОГ оксидов азота C_{NO_x}

и дымность ОГ по шкале Хартриджа K_X , имеющие различную размерность, их целесообразно использовать в относительных величинах в следующем виде:

$$\begin{aligned} J_{NO_x N_{\max}} &= C_{NO_x N_{\max} i} / C_{NO_x N_{\max} ДТ}; \\ J_{NO_x M_{\max}} &= C_{NO_x M_{\max} i} / C_{NO_x M_{\max} ДТ}; \\ J_{KX N_{\max}} &= K_{X N_{\max} i} / K_{X N_{\max} ДТ}; \\ J_{KX M_{\max}} &= K_{X M_{\max} i} / K_{X M_{\max} ДТ}, \end{aligned} \quad (3)$$

где параметры с индексом ДТ соответствуют работе на нефтяном ДТ, а параметры с индексом i — работе на смесевом топливе i -го состава. Обобщенный критерий (2) с учетом выражений (3) также удобно использовать в относительном виде:

$$\bar{J}_o = J_{oi} / J_{o ДТ}. \quad (4)$$

Таким образом, представленная методика оценки токсикологических свойств смесевых и эмульгированных биотоплив предполагает формирование обобщенного аддитивного критерия в виде (2) или (4). Минимум этого обобщенного критерия соответствует наименьшей токсикологической агрессивности смесевых топлив. Для оценки агрессивности этих топлив использованы представленные выше экспериментальные данные по дизелю типа Д-245.12С (рис. 4–6, табл. 3, 4). Результаты такой оценки приведены в табл. 5.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что все рассматриваемые смесевые и эмульгированные биотоплива обладают меньшей агрессивностью по сравнению с традиционным нефтяным дизельным топливом. При росте содержания РМ и воды в смеси с нефтяным ДТ значения обобщенного критерия $\bar{J}_o$ монотонно уменьшаются. Оптимальное в соответствии с выражениями (2) и (4) содержание РМ в смесях с ДТ соответствует максимальному в рассматриваемом диапазоне содержанию РМ — для смеси 40 % ДТ и 60 % РМ обобщенный критерий принимает свое минимальное значение ($J_o = 0,736$). Однако наилучшие результаты получены при использовании в дизеле типа Д-245.12С эмульсии № 2, содержащей 57 % ДТ, 30 % РМ, и 13 % воды ($J_o = 0,721$). На режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ перевод дизеля с ДТ на указанную эмульсию сопровождается снижением дымности ОГ K_X с 16,0 до 7,5, а на

Таблица 5. Оценка токсикологических свойств смесевых и эмульгированных биотоплив для дизеля типа Д-245.12С

Вид топлива	Показатели дизеля									
	$C_{NO_x N_{max}}$, ppm	$J_{NO_x N_{max}}$	$C_{NO_x M_{max}}$, ppm	$J_{NO_x M_{max}}$	$K_{X N_{max}}$, %	$J_{X N_{max}}$	$K_{X M_{max}}$, %	$J_{X M_{max}}$	J_o	$\bar{J}_o$
<i>Смеси нефтяного дизельного топлива с рапсовым маслом</i>										
ДТ	675	1,000	800	1,000	11,0	1,000	25,0	1,000	4,000	1,000
80 % ДТ, 20 % РМ	650	0,963	770	0,963	8,0	0,727	16,5	0,660	3,313	0,828
60 % ДТ, 40 % РМ	640	0,948	750	0,938	7,0	0,636	13,0	0,520	3,042	0,761
40 % ДТ, 60 % РМ	550	0,815	770	0,963	8,0	0,727	11,0	0,440	2,945	0,736
<i>Эмульсии нефтяного дизельного топлива, рапсового масла и воды</i>										
ДТ	495	1,000	750	1,000	16,0	1,000	28,0	1,000	4,000	1,000
Эмульсия № 1 (67 % ДТ, 23 % РМ, 10 % воды)	465	0,939	700	0,933	10,0	0,625	19,0	0,679	3,176	0,794
Эмульсия № 2 (57 % ДТ, 30 % РМ, 13 % воды)	425	0,859	590	0,787	7,5	0,469	21,5	0,768	2,883	0,721

режиме максимального крутящего момента — с 28,0 до 21,5 % по шкале Хартриджа. При этом интегральные на режимах 13-режимного цикла удельные выбросы оксидов азота e_{NO_x} уменьшаются с 6,610 до 5,552 г/(кВт · ч), монооксида углерода e_{CO} — с 3,612 до 3,316 г/(кВт · ч) и лишь интегральный удельный выброс несгоревших углеводородов e_{CH_x} несколько возрастает с 1,638 до 2,071 г/(кВт · ч). Но, как отмечено выше, токсикологическая агрессивность несгоревших углеводородов на порядок ниже, чем у оксидов азота. Кроме того, выбросы этого токсичного компонента могут быть эффективно снижены при использовании нейтрализаторов, которыми повсеместно оснащаются современные автомобили и сельскохозяйственная техника [40].

Выводы

На основании проведенных исследований можно сформулировать следующие выводы.

1. Проведенный комплекс экспериментальных и расчетных исследований подтвердил возможность и эффективность использования смесевых и эмульгированных топлив в дизеле

Д-245.12С. При этом рассмотрены смеси нефтяного ДТ и РМ с содержанием последнего от 0 до 60 % по массе, а также эмульсия № 1, содержащая 67 % ДТ, 23 % РМ, 10 % воды, и эмульсия № 2, содержащая 57 % ДТ, 30 % РМ, 13 % воды.

2. Смеси ДТ и РМ масла имеют вязкость существенно бóльшую, чем у нефтяного ДТ. Эмульгирование этих смесей позволяет приблизить их свойства к свойствам нефтяного ДТ, в первую очередь — снизить вязкость топлива. Это облегчает организацию процессов топливоподачи, распыливания топлива, смесеобразования и последующего сгорания.

3. Работа дизеля на эмульгированных топливах характеризуется более качественным протеканием процессов распыливания топлива и смесеобразования. Это связано с дополнительной турбулизацией струи эмульгированного топлива в результате быстрого испарения из него легкопипящей воды.

4. Эмульгирование смесей нефтяного ДТ и РМ позволяет решить проблему закоксовывания носков распылителей и распыливающих отверстий форсунок.

5. Адаптация дизеля Д-245.12С к работе на смесях нефтяного ДТ и РМ позволила улучшить показатели токсичности ОГ — снизить их дымность, уменьшить выбросы оксидов азота и негоревших углеводородов при незначительных изменениях эффективного КПД двигателя.

6. Наличие воды в исследованных эмульгированных топливах позволило значительно снизить выбросы оксидов азота и дымность отработавших газов. Причем вода, содержащаяся в исследованных эмульсиях, оказывает на эмиссию оксидов азота и дымность ОГ большее влияние, чем наличие в нем РМ.

7. При оценке токсикологических свойств смесевых и эмульгированных биотоплив с добавками РМ для исследуемого дизеля использо-

ван обобщенный критерий токсикологической значимости токсичных компонентов в виде суммы концентрации в ОГ оксидов азота и сажи (их дымность) на двух основных режимах ВСХ — режиме максимальной мощности и режиме максимального крутящего момента.

8. Все рассматриваемые смесевые и эмульгированные биотоплива обладают меньшей агрессивностью по сравнению с нефтяным дизельным топливом. Наилучшие результаты получены при использовании в дизеле Д-245.12С эмульсии № 2, содержащей 57 % ДТ, 30 % РМ и 13 % воды. Эта эмульсия характеризуется наименьшим значением принятого обобщенного критерия токсикологической значимости токсичных компонентов, равным $\bar{J}_o = 0,721$.

Литература

- [1] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Инженер, Оникс-М, 2012, 791 с.
- [2] Гайворонский А.И., Гордин В.М., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [3] Васильев И.П. *Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля*. Луганск, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, 2009, 240 с.
- [4] 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.
- [5] Нагорнов С.А., Дворецкий Д.С., Романцова С.В., Таров В.П. *Техника и технологии производства и переработки растительных масел*. Тамбов, ТГТУ, 2010, 96 с.
- [6] 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.
- [7] 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. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.080>
- [8] Плотников С.А., Карташевич А.Н., Черемисинов П.Н. Улучшение смесей дизельного топлива с рапсовым маслом для использования в тракторных дизелях. *Двигателестроение*, 2017, № 4, с. 21–24.
- [9] Марков В.А., Гайворонский А.И., Девянин С.Н., Пономарев Е.Г. Рапсовое масло как альтернативное топливо для дизеля. *Автомобильная промышленность*, 2006, № 2, с. 1–3.
- [10] Kegl B., Kelg M., Pehan S. *Green Diesel Engines Biodiesel Usage in Diesel Engines*. Spring, 2013, 265 p.
- [11] 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. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.02.106>
- [12] Марков В.А., Девянин С.Н., Зенин А.А., Черных В.Н. Метилвый эфир рапсового масла — новое топливо для отечественных автомобильных дизелей. *Автомобильная промышленность*, 2008, № 4, с. 8–11.
- [13] Неверов В.А. *Улучшение экологических и эффективных показателей дизеля совершенствованием процесса распыливания нефтяного и альтернативных топлив*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022, 158 с.
- [14] 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. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.02.194>

- [15] Morimune T., Yamaguchi H., Konishi K. Exhaust Emissions and Performance of Diesel Engine Operating on Waste Food-Oil. *Transactions of the JSME, Ser. B*, 2000, vol. 66, № 641, pp. 294–299. DOI: <https://doi.org/10.1299/kikaib.66.294>
- [16] 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. DOI: <https://doi.org/10.1007/s13369-020-04843-6>
- [17] Labecki L., Cairns A., Xia J., Megaritis A., Zhao H., Ganippa L.C. Combustion and Emission of Rapeseed Oil Blends in Diesel Engine. *Applied Energy*, 2012, vol. 95, pp. 139–146. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.02.026>
- [18] Qi D.H., Lee C.F., Jia C.C., Wang P.P., Wu S.T. Experimental Investigations of Combustion and Emission Characteristics of Rapeseed Oil-Diesel Blends in a Two Cylinder Agricultural Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 77, pp. 227–232. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.023>
- [19] Agarwal D., Kumar L., Agarwal A.K. Performance Evaluation of a Vegetable Oil Fuelled Compression Ignition Engine. *Renewable Energy*, 2008, vol. 33, no. 6, pp. 1147–1156. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.06.017>
- [20] Lin C.-Y., Wang K.-H. The Fuel Properties of Three-Phase Emulsions as an Alternative Fuel for Diesel Engines. *Fuel*, 2003, vol. 82, no. 11, pp. 1367–1375. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0016-2361\(03\)00021-8](https://doi.org/10.1016/S0016-2361(03)00021-8)
- [21] Rao N.D., Premkumar B.S., Yohan M. Study of Use of Different Methods of Using Vegetable Oil as Fuel for Compression Ignition Engine. *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering*, 2012, vol. 12, pp. 8–16.
- [22] Masimalai S.K., Mayakrishnan J. A Comprehensive Study on Performance, Emission and Combustion Behavior of a Compression Ignition Engine Fuelled with WCO (Waste Cooking Oil) Emulsion as Fuel. *Journal of the Energy Institute*, 2014, vol. 87, no. 3, pp. 263–271. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.joei.2014.03.001>
- [23] Markov V.A., Kamaltdinov V.G., Savastenko A.A. Use of Rapeseed Oil and Water Emulsion as Diesel Fuel. *2019 International Science and Technology Conference "EastConf"*. 2019, pp. 1–5. DOI: <https://doi.org/10.1109/EastConf.2019.8725348>
- [24] Шумовский В.С. Улучшение показателей транспортного дизеля путем совершенствования процессов распыливания топлива и смесеобразования. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016, 165 с.
- [25] Столярчук Л.В., Черновец Е.Г., Асанов А.Ю. Влияние способа подачи воды в цилиндр на экономичность и экологические показатели дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2008, № 4, с. 52–55.
- [26] Бижаев А.В., Девянин С.Н. Снижение токсичности отработавших газов дизеля путем подачи топлива с водой в камеру сгорания. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2019, т. 18, № 12, с. 586–588.
- [27] Николаенко А.В., Шкрабак В.С., Салова Т.Ю., Горбатенков А.И. Снижение выбросов оксидов азота тракторных дизелей путем организации рабочего процесса на водотопливной эмульсии. *Двигателестроение*, 2000, № 1, с. 35–37.
- [28] Атия А.М.А., Кульчицкий А.Р. Влияние структуры водотопливной эмульсии на экологические и экономические показатели дизеля. *Двигателестроение*, 2012, № 3, с. 16–20.
- [29] Ложкин В.Н. Гипотезы и практика экологической эффективности водно-топливных эмульсий в дизелях. 9-е Луканинские чтения. *Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: материалы докладов международной научно-технической конференции*. Москва, МАДИ (ГТУ), 2021, с. 272–282.
- [30] Sharon H., Jai Shiva Ram P., Jenis Fernando K., Murali S., Muthusamy R. Fueling a Stationary Direct Injection Diesel Engine with Diesel Used Palm Oil-Butanol Blends — An Experimental Study. *Energy Conversion and Management*, 2013, vol. 73, pp. 95–105. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.04.027>
- [31] Atmanli A., Ileri E., Yuksel B., Yilmaz N. Extensive Analyses of Diesel-Vegetable Oil-n-Butanol Ternary Blends in a Diesel Engine. *Applied Energy*, 2015, vol. 145, pp. 155–162. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.071>
- [32] Moussa O., Tarlet D., Massoli P., Bellettre J. Investigation on the Conditions Leading to the Micro-Explosion of Emulsified Fuel Droplet Using Two Colors LIF Method. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2020, vol. 116, art. 110106, pp. 1–31. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2020.110106>
- [33] Shen S., Sun K., Che Z., Wang T., Jia M., Cai J. Mechanism of Micro-Explosion of Water-in-Oil Emulsified Fuel Droplet and its Effect on Soot Generation. *Energy*, 2020, vol. 191, art. 116488, pp. 1–27. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116488>

- [34] Liang Y., Shu G., Wei H., Zhang W. Effect of Oxygen Enriched Combustion and Water-Diesel Emulsion on the Performance and Emissions of Turbocharged Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 2013, vol. 73, pp. 69–77. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.04.023>
- [35] Reşitoglu I.A., Altinişik K., Keskin A. The Pollutant Emissions from Diesel Engine Vehicles and Exhaust Aftertreatment Systems. *Clean Technologies Environmental Policy*, 2015, vol. 17, pp. 15–27. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10098-014-0793-9>
- [36] Ochoterena R., Lif A., Nydén M., Andersson S., Denbratt I. Optical Studies of Spray Development and Combustion of Water-in-Diesel Emulsion and Microemulsion Fuels. *Fuel*, 2010, vol. 89, no. 1, pp. 122–132. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2009.06.039>
- [37] Moussa O., Dominique T., Massoli P., Bellettre J. Investigation on the Conditions Leading to the Micro-Explosion of Emulsified Fuel Droplet Using Two Colors LIF Method. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2020, vol. 116, no. 4, art. 110106. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2020.110106>
- [38] Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания. Москва, Инженер (Союз НИО), 2016, 292 с.
- [39] Звонов В.А., Корнилов Г.С., Козлов А.В. и др. Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей. Москва, Прима-Пресс-М, 2005, 312 с.
- [40] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [41] Кутенев В.Ф., Звонов В.А., Черных В.И. и др. Экологические аспекты применения вторичных топлив на транспорте. *Автомобильные и тракторные двигатели: межвуз. сб. науч. тр.* Москва, МАМИ, 1998, вып. 14, с. 150–160.
- [42] Кулешов А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 235 с.

References

- [1] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Alternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative Fuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, Inzhener Publ., Oniko-M Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [2] 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, pp. 4–28. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [3] Vasil'ev I.P. *Vliyaniye topliv rastitel'nogo proiskhozhdeniya na ekologicheskie i ekonomicheskie pokazateli dizelya* [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.).
- [4] Piskunov I.V., Ershov M.A., Glagoleva O.F. *Alternativnye vidy topliv dlya ustoychivogo razvitiya transportnogo sektora. Chast' 3. Biotoplivo* [Alternative Fuels for Sustainable Development of the Transport Sector Part 3. Biofuels]. *Transport na alternativnom toplive*, 2021, no. 6, pp. 39–46. (In Russ.).
- [5] Nagornov S.A., Dvoretzkiy D.S., Romantsova S.V., Tarov V.P. *Tekhnika i tekhnologii proizvodstva i pererabotki rastitel'nykh masel* [Equipment and Technologies for the Production and Processing of Vegetable Oils]. Tambov, TGTU Publ., 2010, 96 p. (In Russ.).
- [6] 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.).
- [7] 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. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.080>
- [8] Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Cheremisinov P.N. Improvement of Diesel/Rapeseed Oil Mix for Use in Tractor Engines. *Engines Construction*, 2017, no. 4, pp. 21–24. (In Russ.).
- [9] Markov V.A., Gayvoronskiy A.I., Devyanin S.N., Ponomarev E.G. Rapeseed Oil as an Alternative Diesel Fuel. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2006, no. 2, pp. 1–3. (In Russ.).
- [10] Kegl B., Kelg M., Pehan S. *Green Diesel Engines Biodiesel Usage in Diesel Engines*. Spring, 2013, 265 p.
- [11] 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. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.02.106>

- [12] Markov V.A., Devyanin S.N., Zenin A.A., Chernykh V.N. Methyl Ether of Rapeseed Oil is a New Fuel for Domestic Automotive Diesel Engines. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2008, no. 4, pp. 8–11. (In Russ.).
- [13] Neverov V.A. *Uluchshenie ekologicheskikh i effektivnykh pokazateley dizelya sovershenstvovaniem protsessa raspylivaniya neftyanogo i al'terna-tivnykh topliv* [Improving the Environmental and Performance Indicators of a Diesel Engine by Improving the Process of Spraying Petroleum and Alternative Fuels]. Cand. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2022, 158 p. (In Russ.).
- [14] 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.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.02.194>
- [15] Morimune T., Yamaguchi H., Konishi K. Exhaust Emissions and Performance of Diesel Engine Operating on Waste Food-Oil. *Transactions of the JSME, Ser. B*, 2000, vol. 66, no. 641, pp. 294–299.
DOI: <https://doi.org/10.1299/kikaib.66.294>
- [16] 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.
DOI: <https://doi.org/10.1007/s13369-020-04843-6>
- [17] Labecki L., Cairns A., Xia J., Megaritis A., Zhao H., Ganippa L.C. Combustion and Emission of Rapeseed Oil Blends in Diesel Engine. *Applied Energy*, 2012, vol. 95, pp. 139–146.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.02.026>
- [18] Qi D.H., Lee C.F., Jia C.C., Wang P.P., Wu S.T. Experimental Investigations of Combustion and Emission Characteristics of Rapeseed Oil-Diesel Blends in a Two Cylinder Agricultural Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 77, pp. 227–232.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.023>
- [19] Agarwal D., Kumar L., Agarwal A.K. Performance Evaluation of a Vegetable Oil Fuelled Compression Ignition Engine. *Renewable Energy*, 2008, vol. 33, no. 6, pp. 1147–1156.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.06.017>
- [20] Lin C.-Y., Wang K.-H. The Fuel Properties of Three-Phase Emulsions as an Alternative Fuel for Diesel Engines. *Fuel*, 2003, vol. 82, no. 11, pp. 1367–1375. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0016-2361\(03\)00021-8](https://doi.org/10.1016/S0016-2361(03)00021-8)
- [21] Rao N.D., Premkumar B.S., Yohan M. Study of Use of Different Methods of Using Vegetable Oil as Fuel for Compression Ignition Engine. *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering*, 2012, vol. 12, pp. 8–16.
- [22] Masimalai S.K., Mayakrishnan J. A Comprehensive Study on Performance, Emission and Combustion Behavior of a Compression Ignition Engine Fuelled with WCO (Waste Cooking Oil) Emulsion as Fuel. *Journal of the Energy Institute*, 2014, vol. 87, no. 3, pp. 263–271.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.joei.2014.03.001>
- [23] Markov V.A., Kamaltdinov V.G., Savastenko A.A. Use of Rapeseed Oil and Water Emulsion as Diesel Fuel. *2019 International Science and Technology Conference "EastConf"*. 2019, pp. 1–5.
DOI: <https://doi.org/10.1109/EastConf.2019.8725348>
- [24] Shumovskiy V.S. *Uluchshenie pokazateley transportnogo dizelya pu-tem sovershenstvovaniya protsessov raspylivaniya topliva i smeseobrazovaniya* [Improving the Performance of a Transport Diesel Engine by Improving the Processes of Fuel Atomization and Mixture Formation]. Cand. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2016, 165 p. (In Russ.).
- [25] Stolyarchuk L.V., Chernovets E.G., Asanov A.Yu. The Influence of the Method of Supplying Water to the Cylinder on the Efficiency and Environmental Performance of a Diesel Engine. *Engines Construction*, 2008, no. 4, pp. 52–55. (In Russ.).
- [26] Bizhaev A.V., Devyanin S.N. Diesel Exhaust Gas Toxicity Reduction by Supplying Fuel with Water to the Combustion Chamber. *Autogas Filling Complex+Alternative Fuel*, 2019, vol. 18, no. 12, pp. 586–588. (In Russ.).
- [27] Nikolaenko A.V., Shkrabak V.S., Salova T.Yu., Gorbatenkov A.I. Reducing Emissions of Nitrogen Oxides of Tractor Diesel Engines by Organizing a Working Process on a Water-Fuel Emulsion. *Engines Construction*, 2000, no. 1, pp. 35–37. (In Russ.).
- [28] Attiya A.M.A., Kul'chitskiy A.R. Influence of Water/Fuel Emulsion Structure on Engine Fuel Efficiency and Environmental Performance. *Engines Construction*, 2012, no. 3, pp. 16–20. (In Russ.).
- [29] Lozhkin V.N. Gipotezy i praktika ekologicheskoy effektivnosti vodno-toplivnykh emul'siy v dizelyakh [Hypotheses and Practice of Ecological Efficiency of Water-Fuel Emulsions in Diesel Engines]. *Proceedings of Conference 9th Lukanin's Readings. Problems and Prospects of Automobile Transport Complex Development*. Moscow, MADI Publ., 2021, pp. 272–282. (In Russ.).

- [30] Sharon H., Jai Shiva Ram P., Jenis Fernando K., Murali S., Muthusamy R. Fueling a Stationary Direct Injection Diesel Engine with Diesel Used Palm Oil-Butanol Blends — An Experimental Study. *Energy Conversion and Management*, 2013, vol. 73, pp. 95–105. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.04.027>
- [31] Atmanli A., Ileri E., Yuksel B., Yilmaz N. Extensive Analyses of Diesel–Vegetable Oil-n-Butanol Ternary Blends in a Diesel Engine. *Applied Energy*, 2015, vol. 145, pp. 155–162. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.071>
- [32] Moussa O., Tarlet D., Massoli P., Bellettre J. Investigation on the Conditions Leading to the Micro-Explosion of Emulsified Fuel Droplet Using Two Colors LIF Method. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2020, vol. 116, art. 110106, pp. 1–31. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2020.110106>
- [33] Shen S., Sun K., Che Z., Wang T., Jia M., Cai J. Mechanism of Micro-Explosion of Water-in-Oil Emulsified Fuel Droplet and its Effect on Soot Generation. *Energy*, 2020, vol. 191, art. 116488, pp. 1–27. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116488>
- [34] Liang Y., Shu G., Wei H., Zhang W. Effect of Oxygen Enriched Combustion and Water-Diesel Emulsion on the Performance and Emissions of Turbocharged Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 2013, vol. 73, pp. 69–77. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.04.023>
- [35] Reşitoglu I.A., Altinişik K., Keskin A. The Pollutant Emissions from Diesel Engine Vehicles and Exhaust Aftertreatment Systems. *Clean Technologies Environmental Policy*, 2015, vol. 17, pp. 15–27. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10098-014-0793-9>
- [36] Ochoterena R., Lif A., Nydén M., Andersson S., Denbratt I. Optical Studies of Spray Development and Combustion of Water-in-Diesel Emulsion and Microemulsion Fuels. *Fuel*, 2010, vol. 89, no. 1, pp. 122–132. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2009.06.039>
- [37] Moussa O., Dominique T., Massoli P., Bellettre J. Investigation on the Conditions Leading to the Micro-Explosion of Emulsified Fuel Droplet Using Two Colors LIF Method. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2020, vol. 116, no. 4, art. 110106. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2020.110106>
- [38] Markov V.A., Devyanin S.N., Zykov S.A., Gaydar S.M. *Biotopliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Biofuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, Inzhener (Soyuz NIO) Publ., 2016, 292 p. (In Russ.).
- [39] Zvonov V.A., Kornilov G.S., Kozlov A.V. et al. *Otsenka i kontrol' vybrosov dispersnykh chastits s otrabotavshimi gazami dizeley* [Evaluation and Control of Emissions of Dispersed Particles with Exhaust Gases of Diesel Engines]. Moscow, Prima-Press-M Publ., 2005, 312 p. (In Russ.).
- [40] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of Exhaust Gases of Diesel Engines]. Moscow, BMSTU Press, 2002, 376 p. (In Russ.).
- [41] Kutenev V.F., Zvonov V.A., Chernykh V.I. et al. *Ekologicheskie aspekty primeneniya mtoronykh topliv na transporte* [Ecological Aspects of the Use of Fossil Fuels in Transport]. *Automobile and Tractor Engines: Interuniversity Collection of Scientific Papers*. Moscow, MAMI Publ., 1998, iss. 14, pp. 150–160. (In Russ.).
- [42] Kuleshov A.S. *Razvitie metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS* [Development of Calculation Methods and Optimization of Working Processes of Internal Combustion Engines]. Doct. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2011, 235 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 11.01.2023

Сведения об авторах

Марков Владимир Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана (МГТУ им. Н.Э. Баумана).
E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

Девянин Сергей Николаевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Тракторы и автомобили» Российского государственного агроинженерного университета Московской сельскохозяйственной академии им. К.А. Тимирязева (РГАУ — МСХА им. К.А. Тимирязева).
E-mail: devta@rambler.ru

Са Бовэнь — кандидат технических наук, начальник отдела энергетических технологий компании ООО «CeraTurbo», Пекин. E-mail: bowensa@yandex

Нормуродов Акбаржон Анварович — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: a_nor7@mail.ru

Information about the authors

Markov Vladimir Anatolievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University.

E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

Devyanin Sergey Nikolayevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Tractors and Automobiles, Russian State Agrarian University (RSAU) – Moscow Timiryazev Agricultural Academy.

E-mail: devta@rambler.ru

Sa Boven — Ph. D. (Eng.), Head of Energy Technology Department, CeraTurbo Sci & Tech Co., Ltd, Beijing.

E-mail: bowensa@yandex

Normurodov Akbarzhon Anvarovich — PhD Student, Department of Combined Engines and Alternative Energy Installations, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: a_nor7@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Марков В.А., Девянин С.Н., Са Бовэнь, Нормуродов А.А. Исследование работы дизельного двигателя на смешевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 70–90. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>

Citation:

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 (291), pp. 70–90. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>