

Двигателестроение

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

Учредитель: МГТУ им. Н.Э. Баумана

Издатель:

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
105005, г. Москва, улица 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1
+7 (499) 263-69-50, 263-60-45
info@bmstu.press, <https://press.bmstu.ru>

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,
ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана

Председатель редколлегии:

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

Ответственный секретарь: А.Б. Сорокина

Редактор: С.А. Серебрякова

Компьютерная верстка: Г.Ю. Молоткова

Дизайнер: Я.М. Асинкритова

Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

2.5.3. Трение и износ в машинах (технические науки),
2.5.5. Технология и оборудование механической и физико-технической обработки (технические науки) с 01.02.2022,
2.4.5. Энергетические системы и комплексы (технические науки), 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника (технические науки),
2.4.7. Турбомашины и поршневые двигатели (технические науки), 2.5.9. Методы и приборы контроля и диагностики материалов, изделий, веществ и природной среды (технические науки), 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки),
2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов (технические науки), 2.5.20. Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные) (технические науки) с 15.02.2023.

Электронные версии журнала размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (<https://www.elibrary.ru>) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

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

Подписано в печать 30.09.2024. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 11,5.

Содержание

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей

Грачев В.В., Фурман В.В., Хамидов О.Р., Кулманов Б.Т. Экспериментальная проверка эффективности применения компромиссных регулировочных параметров дизельного двигателя маневрового тепловоза	3
---	---

Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование

Голубков Л.Н., Душкин П.В., Савастенко А.А., Косенков А.С., Королёв П.А. Разработка быстродействующей модели для проверки алгоритмов управления дизельной аккумуляторной топливной системой	14
--	----

Технологии двигателестроения

Печников И.С., Завитков А.В., Люхтер А.Б. Лазерное упрочнение рабочей поверхности цилиндра двигателя внутреннего сгорания	21
--	----

Проблемы экологии

Блинов А.С., Гумеров И.Ф., Неверов В.А., Шленов М.И. Экспериментальное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов	28
Обозов А.А., Гришанов П.А. Анализ концентрации токсичных компонентов в отработавших газах дизельного двигателя	42

Альтернативные топлива

Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Карташов А.Б., Буданов Р.Е. Расчетное исследование параметров поршневого двигателя, конвертированного на работу на пропан-бутановых смесях	50
Лиханов В.А., Лопатин О.П. Экспериментальные исследования токсичности отработавших газов дизельного двигателя при работе на этаноле и рапсовом масле	74
Плотников С.А., Карташевич А.Н., Заболотских Г.Э., Плотникова Ю.А. Исследование эффективных показателей дизельного двигателя на режимах скоростной характеристики при работе на биоминеральных топливных смесях	83

Engines Construction

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

Founder: Bauman Moscow State Technical University**Publisher:** Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University,
105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1
+7 (499) 263-69-50, 263-60-45
info@bmstu.press, <https://press.bmstu.ru>**Revision:**105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,
Bauman Moscow State Technical University
dvs@bmstu.press
<http://www.rdiesel.ru>; <https://dvs.bmstu.press>**Editor-in-Chief:** M.V. Gordin, Ph. D. (Eng.),
Rector of Bauman Moscow State Technical University**The Chairman of Editorial Board:**V.A. Markov, Dr. Sci. (Eng.),
Professor of the Bauman Moscow State Technical University,
Deputy Chairman of the Expert Council of the Higher Attestation
Commission of the Russian Federation on Energy, Academician
of the Academy of Military Sciences of the Russian Federation**Executive Secretary:** A.B. Sorokina**Editor:** S.A. Serebryakova**Layout:** G.Yu. Molotkova**Design:** Ya.M. Asinkritova

Published Since 1979, Published Quarterly

Journal is Included into the List of Periodicals Approved by RF Higher Attestation Commission for Publication of Competitors Works for Scientific Degrees

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

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

Contents

Calculations, Design, Research of Piston Engines**Grachev V.V., Furman V.V., Khamidov O.R., Kulmanov B.T.**Efficiency experimental testing of the compromise adjustment parameters being introduced
in the diesel-locomotive shunter engine 3**Automatic Control and Regulation Systems, Automation and Diagnostics****Golubkov L.N., Dushkin P.V., Savastenko A.A., Kosenkov A.S., Korolev P.A.**

Development of a high-speed model for testing the control algorithms for a diesel battery fuel system 14

Engine building technologies**Pechnikov I.S., Zavitkov A.V., Luchter A.B.**

Working surface laser hardening of the internal combustion engine cylinder 21

Environmental Problems**Blinov A.S., Gumerov I.F., Neverov V.A., Shlenov M.I.**

Experimental parameter research of a diesel engine with the exhaust gas recirculation system 28

Obozov A.A., Grishanov P.A.

Analyzing the toxic components concentration in the diesel engine exhaust gases 42

Alternative Fuel**Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Kartashov A.B., Budanov R.E.**Computational study of parameters of a piston engine converted to operate
on the propane-butane mixtures 50**Likhanov V.A., Lopatin O.P.**Experimental study of the diesel engine exhaust gases toxicity in operation on the ethanol
and rapeseed oil 74**Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Zabolotskih G.E., Plotnikova Yu.A.**Diesel engine efficiency performance indicators at the speed characteristic modes when operating
on the biomineral fuel mixtures 83

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.436:629.424.3

Экспериментальная проверка эффективности применения компромиссных регулировочных параметров дизельного двигателя маневрового тепловоза

В.В. Грачев¹, В.В. Фурман², О.Р. Хамидов³, Б.Т. Кулманов³

¹ ФГБОУ ВО ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

² ООО «ППП «Дизельавтоматика», Саратов, Россия

³ Ташкентский государственный транспортный университет, Ташкент, Республика Узбекистан

Efficiency experimental testing of the compromise adjustment parameters being introduced in the diesel-locomotive shunter engine

V.V. Grachev¹, V.V. Furman², O.R. Khamidov³, B.T. Kulmanov³

¹ Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, St. Petersburg, Russia

² PPP Dizelavtomatika LLC, Saratov, Russia

³ Tashkent State Transport University, Tashkent, Republic of Uzbekistan

Представлены результаты экспериментальных и аналитических исследований двигателя типа Д50 (1-ПД4Д) тепловоза ТЭМ18ДМ. Проанализирована возможность повышения эксплуатационной экономичности маневровых тепловозов посредством применения компромиссных фаз газораспределения дизеля. При экспериментальных исследованиях осуществлялось нагружение на реостат силовой установки тепловоза с дизельным двигателем, оборудованным системой электронного управления топливopодачей типа ЭСУВТ.01 производства ООО «ППП «Дизельавтоматика». Моделирование рабочего процесса двигателя осуществлялось в программном комплексе «Дизель-РК» с последующим анализом результатов. Ранее в результате моделирования рабочего процесса двигателя в указанном программном комплексе было установлено, что уменьшение угла опережения подачи топлива с 29 до 14 градусов поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки приводит к снижению среднеэксплуатационного расхода топлива тепловозом на 5...8 % при одновременном повышении надежности работы двигателя. При анализе экспериментальных данных о работе двигателя в режимах тепловозной характеристики с указанными углами опережения подачи топлива установлено, что применение компромиссного значения этого угла позволяет снизить среднеэксплуатационный расход топлива тепловозом на 7...15 %. Результаты исследования можно использовать при ремонте и регулировке двигателей типа Д50 тепловозов ТЭМ2, ТЭМ18 без электронного управления топливopодачей для повышения эксплуатационной экономичности и надежности тепловозов.

Ключевые слова: тепловозный двигатель, угол опережения подачи топлива, удельный эффективный расход топлива, надежность работы, тепловая напряженность, температура отработавших газов, фазы газораспределения дизеля

The paper presents results of experimental and analytical studying the D50 (1-PD4D) engine of the TEM18DM diesel locomotive. It analyzes a possibility in increasing operating efficiency of the diesel-locomotive shunter by introducing the diesel engine compromise valve timing. Experimental study includes loading on the rheostat of the diesel-locomotive power plant with an electronic fuel injection control system of the ESUVT.01 type manufactured by PPP Dizelavtomatika LLC. The engine operation process was simulated in the Dizel-RK software package with the subsequent result analysis. It was found earlier that as a result of simulating the engine operation process in the indicated software package, a decrease in the fuel injection advance angle from 29 to 14 degrees of the crankshaft rotation before the top dead center led to a decrease in the average diesel-locomotive shunter fuel consumption by 5...8 %. While, it simultaneously increased the engine reliability. Analyzing data on the engine operation in the

diesel-locomotive characteristic modes with the specified fuel injection advance angles, the paper indicates that introduction of this angle compromise value allows reducing the average operating fuel consumption by a diesel-locomotive engine by 7...15 %. Study results could be used in repair and adjustment of the D50 engines installed in the TEM2 and TEM18 diesel locomotives without electronic fuel injection control to improve their operation efficiency and reliability.

Keywords: diesel-locomotive engine, fuel injection advance angle, specific effective fuel consumption, operation reliability, thermal stress, exhaust gas temperature, diesel gas distribution phases

Постановка задачи

Как известно [1, 2], особенностью режимов эксплуатации маневровых тепловозов является значительная доля времени работы локомотива, приходящаяся на режимы холостого хода (ХХ) и малых нагрузок силовой установки (до 80 % и более). На эти же режимы приходится основная часть выполненной работы и израсходованного топлива (до 40 % в режиме ХХ силовой установки).

В то же время при проектировании локомотива значения конструкционных и регулировочных параметров всех его агрегатов оптимизируются для номинального режима работы. Послеремонтные и контрольные реостатные испытания также осуществляются в номинальном режиме работы силовой установки, соответствующем номинальной эффективной мощности дизеля. Именно для этого режима руководством по эксплуатации и техническому обслуживанию дизель-генераторной установки (ДГУ) [3] нормируются значения основных его параметров (мощности генератора, максимального давления сгорания и температуры отработавших газов дизеля), значения которых при необходимости корректируются изменением цикловой подачи (ЦП) топлива и угла опережения подачи топлива (УОПТ) в отдельных цилиндрах дизеля.

Таким образом, имеется явное противоречие в требованиях к значениям параметров силовой установки маневрового тепловоза на стадиях проектирования и эксплуатации его жизненного цикла. Одним из эффективных способов преодоления этого противоречия является применение систем электронного управления топливоподачей и, в перспективе, газообменом в транспортных дизелях [4, 5], позволяющих оптимизировать фазы газораспределения и топливоподачи для каждого режима работы дизеля.

Применяемые на современных тепловозных дизелях системы электронного управления топливоподачей [4] позволяют устанавливать опти-

мальные значения УОПТ для каждого режима скоростной характеристики двигателя, что обеспечивает снижение среднеексплуатационного расхода топлива тепловозом на 7...10 % [6, 7]. В перспективе существенный эффект может дать также электронное управление фазами газораспределения и сопловым аппаратом агрегатов наддува. Однако новые локомотивы, на которых возможно применение двигателей с электронными системами управления, составляют лишь небольшую часть инвентарного парка маневровых локомотивов как на путях ОАО «РЖД», так и на предприятиях промышленного транспорта. Если в первом случае эта доля к середине 2024 г. достигает 25 % и постепенно возрастает [8], то во втором случае эта доля не превышает 5 % при общем количестве локомотивов, эксплуатируемых на путях необщего пользования, оцениваемом на уровне 7000...8000 единиц [9].

Ранее [10] в результате исследования рабочего процесса дизеля типа 1-ПД4Д (6ЧН 31,8/33,0) на математической модели авторами была теоретически обоснована возможность повышения эксплуатационной экономичности маневровых тепловозов ТЭМ2 и ТЭМ18 всех индексов прежних лет выпуска с дизелями, оборудованными системами механического управления топливоподачей, установкой компримиссных значений УОПТ, обеспечивающих снижение расхода топлива в режиме ХХ и малых нагрузок силовой установки при некотором увеличении его в номинальном и близких к нему режимах. Было показано, что уменьшение УОПТ с 29 (номинальное значение) до 14 градусов поворота коленчатого вала (ПКВ) позволяет уменьшить среднеексплуатационный расход топлива маневровым тепловозом на 7...9 % при одновременном снижении максимальных давлений в цилиндре на 12...15 % и сохранении тепловых нагрузок на узлы цилиндропоршневой группы в допустимых пределах.

Основной задачей настоящей работы является экспериментальная проверка полученных результатов. Кроме того, представляет интерес

оценка возможности применения компромиссных фаз управления органами газораспределения дизеля.

Выбор метода решения задачи

Для проверки полученных результатов была выполнена экспериментальная оценка влияния значения УОПТ на экономичность и параметры рабочего процесса дизеля 1-ПД4Д тепловоза ТЭМ18ДМ, оборудованного системой электронного управления топливopодачей ЭСУВТ.01. Во время реостатных испытаний тепловоза фиксировали значения длительности топливopодачи по углу ПКВ, частоты вращения коленчатого вала, температуры отработавших газов по цилиндрам, давления вспышки и других параметров рабочего процесса дизеля при работе его в режимах тепловозной характеристики с постоянными значениями УОПТ = 14 и 29 град. ПКВ.

Длительность топливopодачи и частоту вращения коленчатого вала контролировали с помощью сервисной программы Inject Service системы ЭСУВТ.01 [4]. Температуру отработавших газов на выходе из цилиндров измеряли штатным комплектом термопар и модулем температурного измерителя [11], для измерения давления вспышки использовали диагностический комплекс «Магистраль» (ООО «Техтранс-Д», г. Санкт-Петербург) [12].

Секундный расход топлива b_c оценивали в условных единицах произведением $n_{\text{дц}}\Phi_{\text{тп}}$, где $n_{\text{дц}}$ — цикловая частота цилиндра, цикл/с; $\Phi_{\text{тп}}$ — длительность топливopодачи по углу поворота коленчатого вала (ПКВ), град. ПКВ.

Удельный эффективный расход топлива, усл. ед./($\text{кВт} \cdot \text{с}$), оценивали отношением

$$\frac{n_{\text{дц}}\Phi_{\text{тп}}}{N_e},$$

где N_e — эффективная мощность дизеля, кВт.

Оценку среднего расхода топлива за смену выполняли в условных единицах с использованием выражения

$$B_{\text{см}} = \sum_{j=0}^8 n_{\text{дц}j} \Phi_{\text{тп}j} t_j,$$

где $n_{\text{дц}j}$, $\Phi_{\text{тп}j}$, t_j — цикловая частота, средняя длительность топливopодачи и время работы на j -й позиции контроллера машиниста (ПКМ) (в j -м режиме скоростной характеристики дизеля, $j = 0 \dots 8$, при этом $j = 0$ соответствует ХХ ДГУ) за смену.

Обсуждение результатов

Результаты измерений и расчета показателей для УОПТ = 29 и 14 град. ПКВ представлены в табл. 1 и на рис. 1–5.

Таблица 1. Показатели работы дизеля в режимах тепловозной характеристики при штатных УОПТ = 29 и 14 град. ПКВ

ПКМ	$\Phi_{\text{тп}}$, град. ПКВ	$n_{\text{дц}}$, об/мин	b_c , усл. ед.	N_e , кВт	Удельный расход, усл. ед./($\text{кВт} \cdot \text{с}$)	$t_{\text{оп}}$, °C	p_z , кг/см ²
<i>УОПТ = 29 град. ПКВ</i>							
0	3,80	300	9,50	12	0,792	115	36
2	8,29	300	20,72	43	0,482	—	—
4	13,00	400	43,33	215	0,202	236	53
5	16,00	480	64,00	300	0,213	300	63
6	19,23	570	91,34	460	0,199	367	69
7	23,00	650	124,58	677	0,184	415	76
8	27,58	750	172,38	880	0,196	465	82
<i>УОПТ = 14 град. ПКВ</i>							
0	3,32	300	8,30	12	0,692	124	31
2	7,13	300	17,82	43	0,414	168	36
4	12,41	400	41,38	215	0,192	277	40
5	17,00	480	68,00	300	0,227	350	48
6	22,38	570	106,32	460	0,231	434	55
7	28,27	650	153,11	677	0,226	485	62
8	36,59	750	228,69	880	0,260	520	68

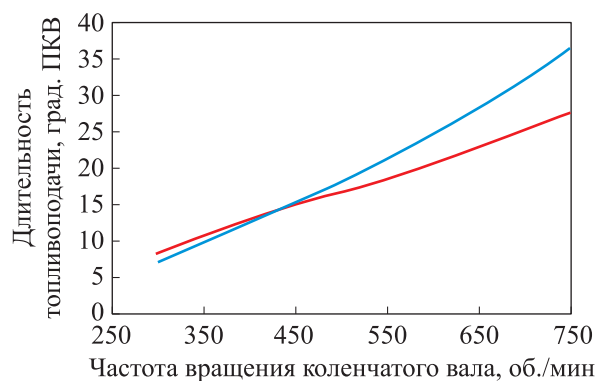


Рис. 1. Средние значения угла топливоподачи системы ЭСУВТ.01 при разных значениях УОПТ:
— УОПТ = 29 град. ПКВ; — УОПТ = 14 град. ПКВ

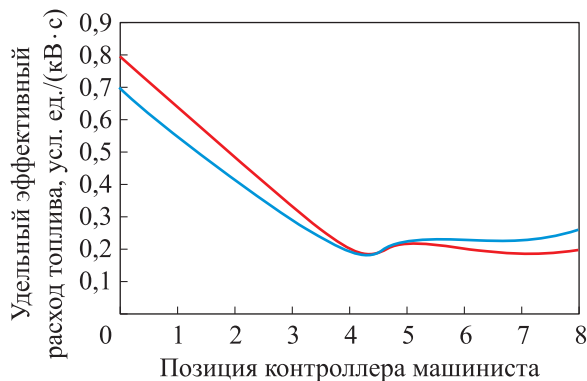


Рис. 2. Удельный эффективный расход топлива (в условных единицах) при разных значениях УОПТ:
— УОПТ = 29 град. ПКВ; — УОПТ = 14 град. ПКВ

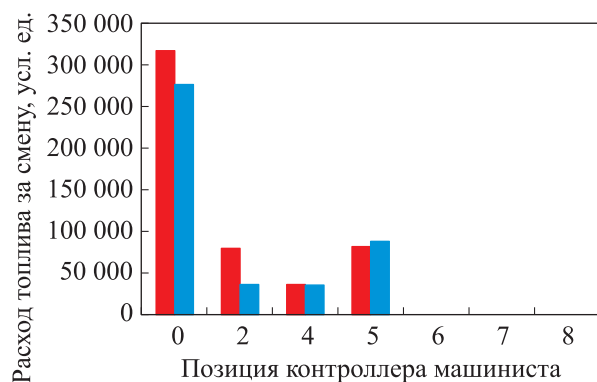


Рис. 3. Сравнение сменных расходов топлива (в условных единицах) с различными УОПТ для тепловоза ТЭМ18 в условиях промышленного предприятия:
■ УОПТ = 29 град. ПКВ; ■ УОПТ = 14 град. ПКВ

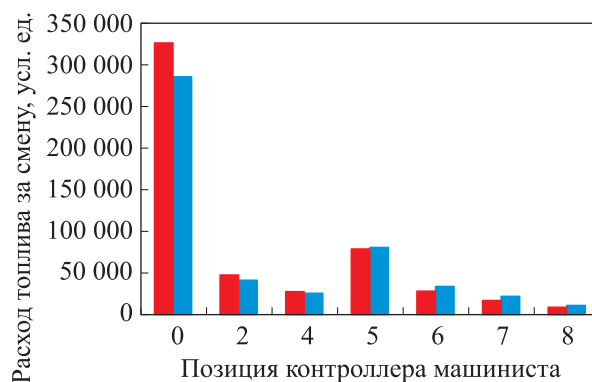


Рис. 4. Сравнение сменных расходов топлива (в условных единицах) с различными УОПТ для тепловоза ТЭМ18 в условиях ОАО «РЖД»:
■ УОПТ = 29 град. ПКВ; ■ УОПТ = 14 град. ПКВ

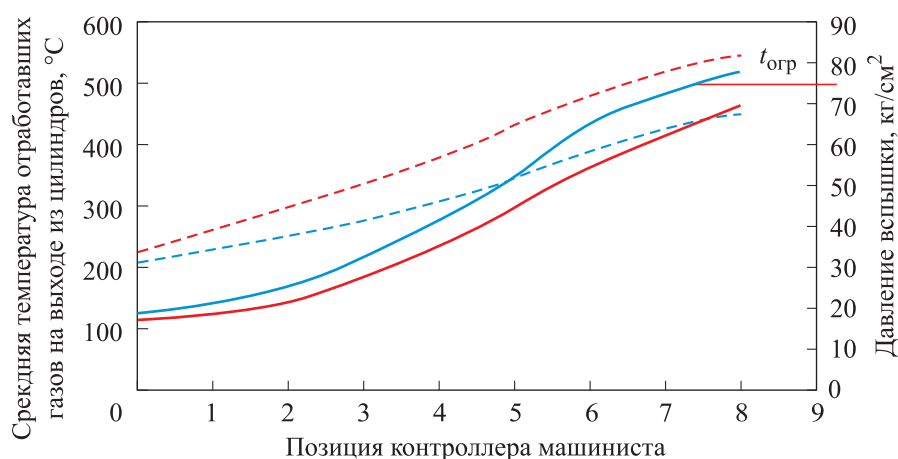


Рис. 5. Средняя температура отработавших газов на выходе из цилиндров (сплошные кривые) и среднее давление вспышки в режимах тепловозной характеристики (пунктирные кривые) при различных значениях УОПТ:
— УОПТ = 29 град. ПКВ; — УОПТ = 14 град. ПКВ

Таблица 2. Расход топлива за смену при работе с различными УОПТ для режимов работы тепловоза в условиях промтранспорта и в условиях ОАО РЖД

ПКМ	ТЭМ18 (промтранспорт)				ТЭМ18 ОАО «РЖД»			
	Доля времени	Время, с	Расход при УОПТ 29 град., усл. ед.	Расход при УОПТ 14 град., усл. ед.	Доля времени	Время, с	Расход при УОПТ 29 град., усл. ед.	Расход при УОПТ 14 град., усл. ед.
0	0,77	33 264	316 141	276 091	0,800	34 560	328 458	286 848
2	0,09	3 888	80 559	38 497	0,052	2 246	46 545	40 036
4	0,02	864	37 440	35 752	0,014	605	26 208	25 027
5	0,03	1296	82 944	88 128	0,028	1 210	77 414	79 315
6	0	0	0	0	0,007	302	27 622	32 152
7	0	0	0	0	0,003	130	16 146	19 843
8	0	0	0	0	0,001	43	7 447	9 879
Расход за смену	—	—	517084	438468	—	—	529 841	493 101
Экономия/перерасход	—	—	0	–0,152	—	—	0	–0,0693

В табл. 2 приведены результаты оценки сменного расхода топлива при установке разных УОПТ для разных режимов работы тепловоза.

Как следует из табл. 2, сменный (за 12 ч) расход топлива тепловозом при работе в условиях промышленного предприятия с УОПТ = 29 град. ПКВ составил 517 084 усл. ед., в то время как сменный расход при работе в тех же режимах с УОПТ = 14 град. ПКВ расход не превысил 438 468 усл. ед.

Сменный расход топлива при работе в условиях ОАО «РЖД» с УОПТ = 29 град. ПКВ составил 529 841 усл. ед., при работе с УОПТ = 14 град. ПКВ — 493 101 усл. ед.

Таким образом, применение компромиссного значения УОПТ (14 град. ПКВ вместо штатного значения 29 град. ПКВ) позволяет значительно (до 15 %) уменьшить эксплуатационный расход топлива тепловозом ТЭМ2 (ТЭМ18), выполняющим легкую маневровую работу, не требующую длительного использования высоких позиций контроллера.

Как видно на рис. 5, уменьшение УОПТ приводит к увеличению температуры отработавших газов при одновременном снижении максимального давления цикла, однако при этом уровень температуры не превышает предельно допустимого значения (500 °С) на позициях до седьмой включительно. На восьмой позиции температура отработавших газов пре-

вышает 500 °С, поэтому работа в таком режиме при использовании уменьшенного угла должна быть исключена во избежание нарушения требований Руководства по эксплуатации ДГУ [3].

Вместе с тем вопрос влияния уменьшения УОПТ на надежность поршневой группы требует дополнительного исследования, поскольку, несмотря на увеличение температуры отработавших газов на выходе из цилиндров, средняя температура цикла в этом случае снижается вследствие снижения максимальной температуры цикла. Как показывают результаты моделирования рабочего процесса в программном комплексе «Дизель-РК» [10] (рис. 6, 7), одновременно снижаются значения средних температур огневого днища поршня и огневой поверхности крышки цилиндра, что в сочетании со значительным уменьшением максимального давления цикла и жесткости процесса сгорания топлива должно приводить к уменьшению термических и механических напряжений в материале поршня и повышению его надежности [13].

Оценка возможности применения компромиссных фаз газораспределения

С целью анализа возможности применения компромиссных значений фаз газораспределения в дизеле маневрового тепловоза было выполнено моделирование рабочего процесса дизеля типа Д50 в программном комплексе «Дизель-

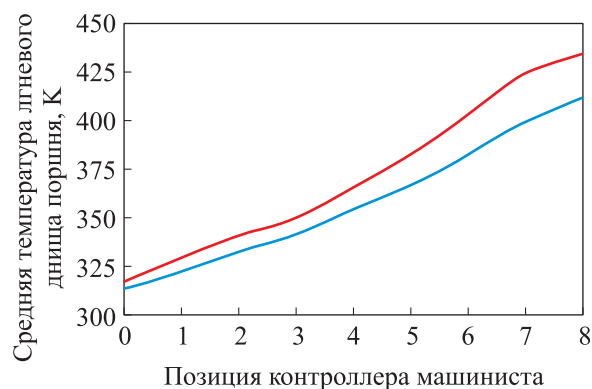


Рис. 6. Средняя температура днища поршня в режимах тепловозной характеристики при различных значениях УОПТ (результаты моделирования в ПК «Дизель-РК»):

— УОПТ = 29 град. ПКВ; — УОПТ = 14 град. ПКВ

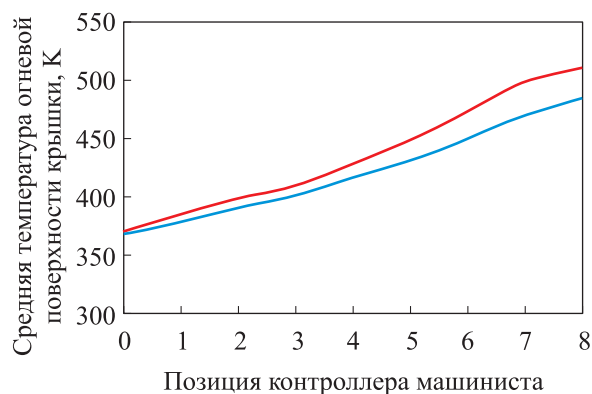


Рис. 7. Средняя температура огневой поверхности крышки цилиндра в режимах тепловозной характеристики при разных значениях УОПТ (результаты моделирования в ПК «Дизель-РК»):

— УОПТ = 29 град. ПКВ; — УОПТ = 14 град. ПКВ

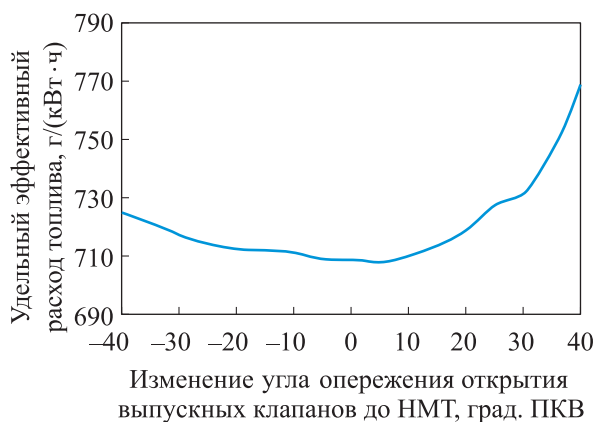


Рис. 8. Зависимость удельного эффективного расхода топлива дизелем в режиме ХХ ДГУ ($N_e = 12$ кВт) от изменения угла опережения открытия выпускных клапанов

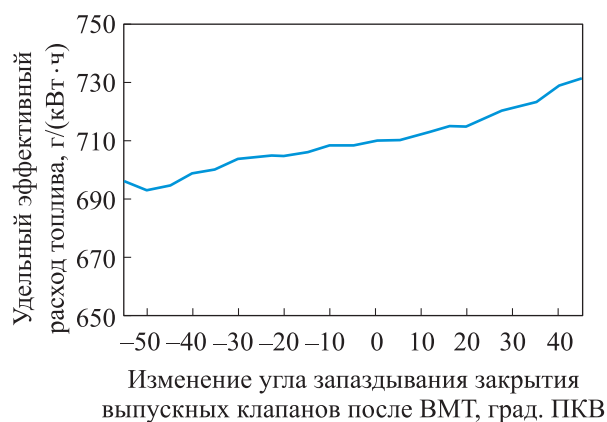


Рис. 9. Зависимость удельного эффективного расхода топлива дизелем в режиме ХХ ДГУ ($N_e = 12$ кВт) от изменения угла запаздывания закрытия выпускных клапанов

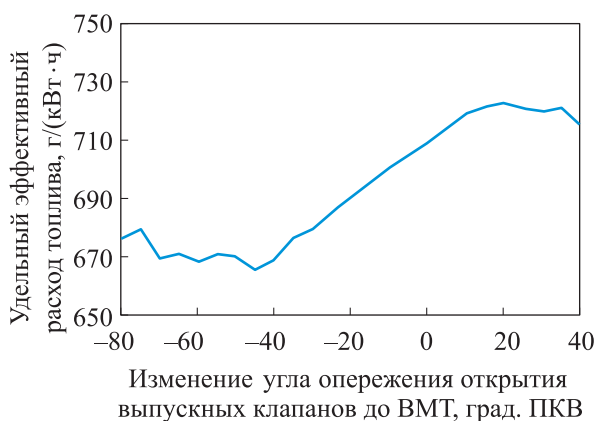


Рис. 10. Зависимость удельного эффективного расхода топлива дизелем в режиме ХХ ДГУ ($N_e = 12$ кВт) от изменения угла опережения открытия выпускных клапанов

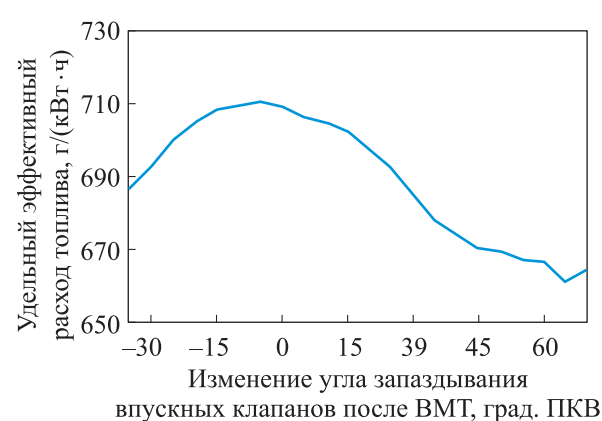


Рис. 11. Зависимость удельного эффективного расхода топлива дизелем в режиме ХХ ДГУ ($N_e = 12$ кВт) от изменения угла запаздывания закрытия выпускных клапанов

РК» [9, 14], дополненным модулем расчета параметров газотурбинного наддува.

Результаты расчетов показывают, что изменение фаз управления выпускными клапанами не оказывает существенного влияния на расход топлива в режиме ХХ и малых нагрузок (рис. 8, 9). При этом даже небольшое отклонение фаз выпускных клапанов от их номинальных (паспортных) значений приводит к резкому увеличению удельного эффективного расхода топлива и температуры отработавших газов в номинальном и близком к нему режимах. В то же время смещение начала и конца открытия впускных клапанов в сторону верхней (внутренней) мертвой точки (ВМТ) (т. е. уменьшение угла опережения открытия до ВМТ и увеличение угла запаздывания закрытия впускных клапанов после нижней (наружной) мертвой точки (НМТ)) приводит к существенному уменьшению расхода топлива в режимах ХХ и малых нагрузок (рис. 10, 11).

Еще больший эффект в этих режимах дает одновременное увеличение углов начала и окончания открытия впускных клапанов (поворот кулачка против направления вращения распределительного вала, рис. 12). Однако в номинальном режиме даже небольшое изменение углов начала и окончания открытия впускных клапанов приводит к резкому увеличению удельного расхода топлива и температуры отработавших газов даже при номинальном значении УОПТ (рис. 13, 14), что практически исключает возможность применения компромиссных фаз управления органами газораспределения, тем более при уменьшенном значении УОПТ.

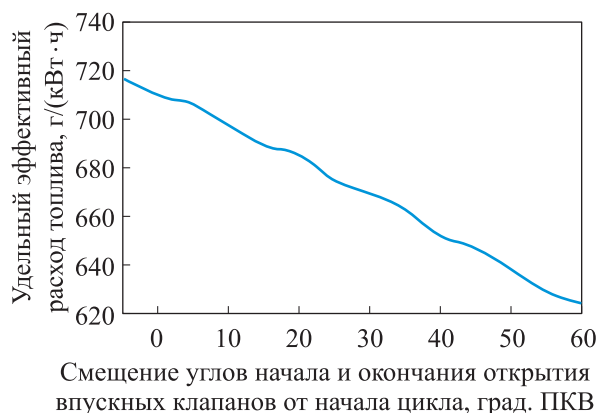


Рис. 12. Зависимость удельного эффективного расхода топлива дизелем в режиме ХХ ДГУ ($N_e = 12$ кВт) от угла поворота кулачка впускных клапанов

Таким образом, увеличение углов начала и окончания открытия впускных клапанов в режиме холостого хода ДГУ позволяет обеспечить существенное уменьшение расхода топлива как в этом режиме (до 10 %), так и в среднем в эксплуатации.

В отсутствие полнофункциональных систем электронного управления фазами газораспределения для дизелей средней и большой мощности весьма эффективным, хотя и частичным решением проблемы может быть применение устройств для коррекции фаз газораспределения в отдельных режимах работы двигателя. При этом конструкция таких устройств должна допускать возможность модернизации дизелей прежних лет выпуска в условиях ремонтных предприятий без существенных затрат временных и материальных ресурсов. Примером подобного устройства является механизм управления впускными клапанами (VIC) дизеля W6L20L тепловоза ТЭМ18В [15] (рис. 15).

При закрытом управляющем клапане 1 (режимы средней и высокой мощности) масло к механизму не подается, поэтому поршень 2 устройства постоянно следует за толкателем 4, реализуя номинальные фазы управления впускными клапанами.

При подаче питания на катушку управляющего клапана 1 (режим ХХ ДГУ), он поднимается, открывая подачу масла через обратный клапан 5 к поршню 2 и в сливной канал 3. При движении вверх во время открытия впускных клапанов толкатель 4 перекрывает сливной канал 3, вследствие чего масло заполняет полость под поршнем 2. При обратном движении тол-

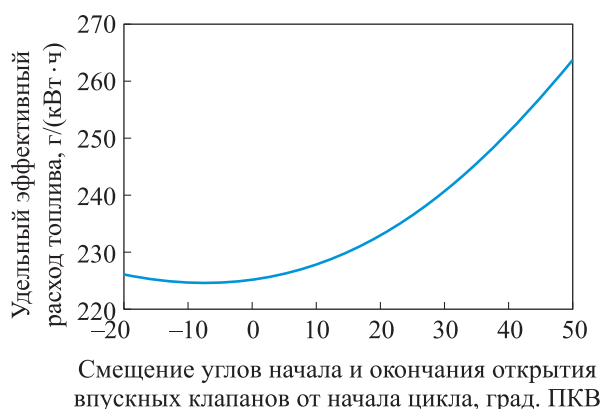


Рис. 13. Зависимость удельного эффективного расхода топлива дизелем в номинальном режиме работы от изменения углов начала и окончания открытия впускных клапанов

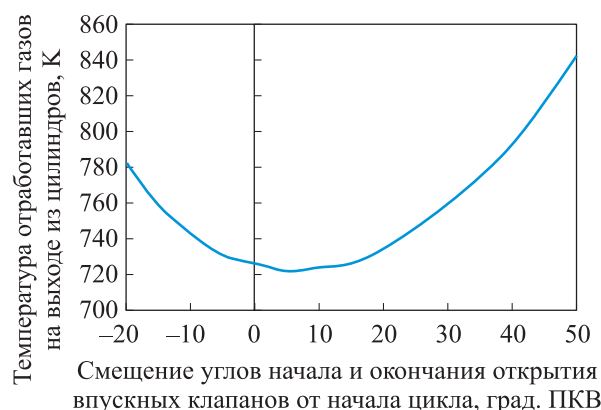


Рис. 14. Зависимость температуры отработавших газов перед турбиной в номинальном режиме работы от изменения углов начала и окончания открытия впускных клапанов

кателя 4 штанга 6 вместе с поршнем 2 остается в верхнем положении, опираясь на масляную подушку под поршнем 2, до открытия толкателем сливного канала 3, после чего штанга 6 плавно садится на место, выдавливая масло в канал 3.

Таким образом, при включенном устройстве VIC (режим XX ДГУ) угол начала открытия впускных клапанов не изменяется, а угол закрытия смещается к ВМТ, чем достигается, как показано выше, снижение расхода топлива в режимах XX и малых нагрузок силовой установки.

Выводы

По результатам исследований можно сделать следующие выводы.

1. В статье теоретически обоснована и экспериментально подтверждена возможность уменьшения расхода топлива маневровым тепловозом в процессе эксплуатации за счет уменьшения УОПТ в дизелях типа Д50 (ПД1М, 1-ПД4Д) с механическим управлением топливоподачей.

2. Установка угла опережения подачи топлива 14 град. ПКВ вместо номинального 29 град. ПКВ в дизеле ПД1М (1-ПД4Д) при механическом управлении топливоподачей обеспечивает снижение среднеэксплуатационного расхода маневровым тепловозом ТЭМ2 (ТЭМ18) на 6,9...15 % в зависимости от режимов эксплуатации тепловоза при ограничении мощности силовой установки на уровне 75 %.

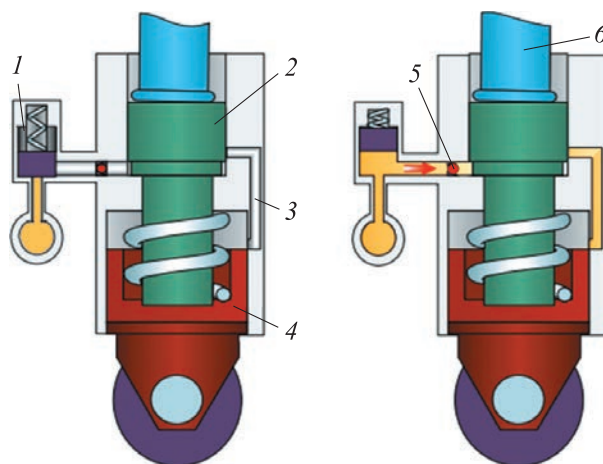


Рис. 15. Механизм управления впускными клапанами (VIC) дизеля W6L20L тепловоза ТЭМ18В:

1 — управляющий клапан; 2 — поршень; 3 — сливной канал; 4 — толкатель; 5 — обратный клапан; 6 — штанга толкателя

3. Изменение фаз управления выпускными органами газораспределения не оказывает существенного влияния на расход топлива в режимах XX и малых нагрузок при одновременном увеличении его в номинальном и близких к нему режимах вместе с увеличением температуры отработавших газов.

4. Смещение моментов начала и окончания открытия впускных органов газораспределения в сторону ВМТ приводит к существенному (до 10 %) снижению расхода топлива в режиме XX силовой установки при одновременном увеличении его вместе с температурой отработавших газов в номинальном и близком к нему режимам.

5. Значительное увеличение удельного эффективного расхода топлива и температуры отработавших газов в режимах, близких к номинальным, при изменении фаз управления органами газораспределения даже при паспортном значении УОПТ (29 град. ПКВ) исключает возможность применения компромиссных значений фаз газораспределения в дизелях типа Д50 (ПД1М, 1-ПД4Д).

6. В отсутствие полнофункциональных систем гибкого управления фазами газораспределения для транспортных дизелей средней и большой мощности актуальной является задача разработки и внедрения устройств коррекции фаз управления впускными органами газораспределения в отдельных режимах работы дизеля.

Литература

- [1] Носков В.О., Милютин Л.В., Синёв И.С. и др. Исследование условий и режимов работы маневровых тепловозов. *Молодой ученый*, 2017, № 12 (146), ч. 1, с. 72–74.
- [2] Грачев В.В., Грищенко А.В., Базилевский Ф.Ю. и др. Влияние переходных процессов в силовой установке маневрового тепловоза на расход топлива в эксплуатации. *Бюллетень результатов научных исследований*, 2022, № 1, с. 48–67. <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2022-1-48-67>
- [3] *Руководство на общую разборку, сборку и испытания дизелей типа Д50 (105.80.800.2.149–78)*. URL: <https://pandia.ru/text/80/413/13256-30.php> (дата обращения 11.05.2024).
- [4] *Система электронного управления подачей топлива ЭСУВТ.01: ЭСУВТ.01.00.000 РЭ*. Руководство по эксплуатации. Саратов, 2012, 82 с.
- [5] *The free valve technology by Cargine*. URL: <https://www.car-engineer.com/the-free-valve-technology-of-cargine/> (accessed May 11, 2024).
- [6] Марков В.А., Фурман В.В., Миронов В.А. Экспериментальные исследования электронной системы управления топливоподачей тепловозного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 1, с. 38–48.
- [7] Игин В.Н., Марков В.А., Фурман В.В. Эксплуатационные испытания тепловоза с электронной системой управления топливоподачей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2014, № 4 (649), с. 25–37.
- [8] *Список подвижного состава. ТЭМ18Д, ТЭМ18ДМ*. URL: <https://railgallery.ru/list.php?mid=138&st=2000/> (дата обращения 11.05.2024).
- [9] *Проблемы обновления парка промышленных маневровых тепловозов. Железные дороги. Ассоциация Промжелдортранс*. URL: https://associacia-pgdt.ru/wp-content/uploads/2019/04/25_12_18-statja-kukushkina-obnovlenie-parka.pdf (дата обращения 11.05.2024).
- [10] Грачев В.В., Фурман В.В., Хамидов О.Р., Кулмонов Б.Т. Повышение эксплуатационной экономичности маневрового тепловоза оптимизацией регулировочных параметров дизеля. *Двигателестроение*, 2024, № 2, с. 18–29.
- [11] *Тепловоз ТЭМ18ДМ. Руководство по эксплуатации*. Т. 1. Кн. 1. Брянск, РЦИТ, 2009, 138 с.
- [12] *Переносной комплекс «Магистраль» для регулировки цилиндровой мощности дизелей во время проведения реостатных испытаний магистральных и маневровых тепловозов*. URL: <https://tehtrans-d.ru/perenosnoj-kompleks-magistral-dlja-regulirovki-cilindrovoj-moshhnosti-dizelej-vo-vremja-provedeniya-reostatnyh-ispytanij-magistralnyh-i-manevrovyyh-teplovovozov.html> (дата обращения 11.05.2024).
- [13] Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. *Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания*. Ленинград, Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979, 222 с.
- [14] *Программный комплекс «Дизель-РК»*. URL: <https://diesel-rk.com/Rus/index.php?page=Vozmojnosti> (дата обращения 10.12.2023).
- [15] *Дизель W6L20L Руководство по эксплуатации*. FinLand, Wartsila, 2014, 386 с.

References

- [1] Noskov V.O., Milyutina L.V., Sinev I.S. et al. Study of operating conditions and modes of shunting diesel locomotives. *Molodoy uchenyy*, 2017, no. 12 (146), part. 1, pp. 72–74. (In Russ.).
- [2] Grachev V.V., Grishchenko A.V., Bazilevskiy F.Yu., Kurilkin D.N. Impact of Transition Processes in Propulsion of Shunting Diesel Locomotive on Fuel Consumption in Exploitation. *Bulletin of scientific research results*, 2022, iss. 1, pp. 48–67. (In Russ.). <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2022-1-48-67>
- [3] *Rukovodstvo na obshchuyu razborku, sborku i ispytaniya dizeley tipa D50 (105.80.800.2.149–78)* [Guide to general disassembly, assembly and testing of diesel engines type D50 (105.80.800.2.149–78)]. Available at: <https://pandia.ru/text/80/413/13256-30.php> (accessed May 11, 2024).
- [4] *Sistema elektronnogo upravleniya podachey topliva ESUVT.01: ESUVT.01.00.000 RE* [Electronic fuel supply control system ESUVT.01: ESUVT.01.00.000 RE. Operation manual]. Rukovodstvo po ekspluatatsii. Saratov, 2012, 82 p. (In Russ.).
- [5] *The free valve technology by Cargine* [The free valve technology by Cargine]. Available at: <https://www.car-engineer.com/the-free-valve-technology-of-cargine/> (accessed May 11, 2024).
- [6] Markov V.A., Furman V.V., Mironov V.A. Experimental research of an electronic fuel supply control system of a locomotive diesel engine. *BMSTU journal of mechanical engineering*, 2012, no. 1, pp. 38–48. (In Russ.).
- [7] Igin V.N., Markov V.A., Furman V.V. Performance tests of a diesel locomotive with electronic throttle control. *BMSTU journal of mechanical engineering*, 2014, no. 4 (649), pp. 25–37. (In Russ.).

- [8] *Spisok podvizhnogo sostava. TEM18D, TEM18DM* [List of rolling stock. TEM18D, TEM18DM]. Available at: <https://railgallery.ru/list.php?mid=138&st=2000/> (accessed May 11, 2024).
- [9] *Problemy obnovleniya parka promyshlennykh manevrovyykh teplovozov. Zheleznnye dorogi. Assotsiatsiya Promzheldortrans* [Problems of updating the fleet of industrial shunting diesel locomotives. Railways. Promzheldortrans Association]. Available at: https://associacia-pgdt.ru/wp-content/uploads/2019/04/25_12_18-statja-kukushkina-obnovlenie-parka.pdf (accessed May 11, 2024).
- [10] Grachev V.V., Furman V.V., Khamidov O.R., Kulmonov B.T. Grachev V.V., Furman V.V., Hamidov O.R., Kulmanov B.T. Improving operational fuel efficiency of a shunting locomotive by optimizing the diesel engine adjustment parameters. *Engines Construction*, 2024, no. 2, pp. 18–29. (In Russ.).
- [11] *Teplovoz TEM18DM* [Diesel locomotive TEM18DM]. *Rukovodstvo po ekspluatatsii*. Vol. 1–1. Bryansk, RTsIT Publ., 2009, 138 p. (In Russ.).
- [12] *Perenosnoy kompleks “Magistral” dlya regulirovki tsilindrovoy moshchnosti dizeley vo vremya provedeniya reostatnykh ispytaniy magistral’nykh i manevrovyykh teplovozov* [Portable complex “Magistral” for adjusting the cylinder power of diesel engines during rheostat tests of mainline and shunting locomotives]. Available at: <https://tehtrans-d.ru/perenosnoy-kompleks-magistral-dlja-regulirovki-cilindrovoy-moshchnosti-dizeley-vo-vremya-provedeniya-reostatnykh-ispytaniy-magistralnykh-i-manevrovykh-teplovozov.html> (accessed May 11, 2024).
- [13] Kostin A.K., Larionov V.V., Mikhaylov L.I. *Teplonapryazhennost’ dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Heat stress of internal combustion engines]. Leningrad, Mashinostroenie. Leningr. otd-nie Publ., 1979, 222 p. (In Russ.).
- [14] *Programmnyy kompleks “Dizel’-RK”* [Software package “Diesel-RK”]. Available at: <https://diesel-rk.com/Rus/index.php?page=Vozmojnosti> (accessed December 10, 2023).
- [15] *Dizel’ W6L20L* [Diesel W6L20L]. *Rukovodstvo po ekspluatatsii*. FinLand, Wartsila Publ., 2014, 386 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 09.07.2024

Информация об авторах

Грачев Владимир Васильевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство» ФГБОУ ВО ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: v_grach@mail.ru

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

Хамидов Отабек Рустамович — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Локомотивы и локомотивное хозяйство» Ташкентского государственного транспортного университета (ТГТрУ), Ташкент, Республика Узбекистан. E-mail: otabek.rustamovich@yandex.ru

Кулманов Баходир Тошболтаевич — докторант Ph. D. Ташкентского государственного транспортного университета (ТГТрУ), Ташкент, Республика Узбекистан. E-mail: mexanikuz1986@gmail.com

Information about the authors

Grachev Vladimir Vasilievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Locomotives and Locomotive Facilities, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, St. Petersburg, Russia. E-mail: v_grach@mail.ru

Furman Viktor Vladimirovich — Doctor of Science, (Eng.), General Director, PPP Dizelavtomatika LLC, Saratov, Russia. E-mail: dizavt@overta.ru

Khamidov Otabek Rustamovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Locomotives and Locomotive Facilities, Tashkent State Transport University, Tashkent, Republic of Uzbekistan. E-mail: otabek.rustamovich@yandex.ru

Kulmanov Bakhodir Toshboltaevich — Ph. D. Doctoral Student, Tashkent State Transport University, Tashkent, Republic of Uzbekistan. E-mail: mexanikuz1986@gmail.com

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Грачев В.В., Фурман В.В., Хамидов О.Р., Кулманов Б.Т. Экспериментальная проверка эффективности применения компромиссных регулировочных параметров дизельного двигателя маневрового тепловоза. *Двигателестроение*, 2024, № 3 (297), с. 3–13.

Citation:

Grachev V.V., Furman V.V., Khamidov O.R., Kulmanov B.T. Efficiency experimental testing of the compromise adjustment parameters being introduced in the diesel-locomotive shunter engine. *Engines Construction*, 2024, no. 3 (297), pp. 3–13. (In Russ.).

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

УДК 621.436:43.038.044.7

Разработка быстродействующей модели для проверки алгоритмов управления дизельной аккумуляторной топливной системой

Л.Н. Голубков, П.В. Душкин, А.А. Савастенко, А.С. Косенков, П.А. Королёв

МАДИ, Москва, Россия

Development of a high-speed model for testing the control algorithms for a diesel battery fuel system

L.N. Golubkov, P.V. Dushkin, A.A. Savastenko, A.S. Kosenkov, P.A. Korolev

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

Для разработки алгоритмического программного обеспечения необходима систематическая проверка промежуточных результатов. Ее можно осуществлять с помощью соответствующего оборудования и с использованием математических моделей, имитирующих поведение объектов управления в режиме реального времени. Целью исследования являлась разработка быстродействующей математической модели объекта управления, обеспечивающей адекватное описание системы управления и минимальные временные затраты. В статье представлена математическая модель объекта — дизельной аккумуляторной топливной системы. Описание объекта управления базируется на эмпирических зависимостях и уравнениях типовых динамических звеньев. Настройка уравнений осуществляется на основании доступных для измерения параметров системы и с помощью подбора коэффициентов ПИД-регулятора по полученным переходным процессам системы управления. С научной точки зрения интересен метод идентификации — минимизация рассогласования между результатом моделирования и экспериментом методом градиентного спуска. Полученные результаты могут быть использованы для разработки быстродействующих моделей и определения параметров дискретных ПИД-регуляторов. Подобные модели можно применять для компьютерного моделирования в режиме «функция управления — виртуальный объект», на стендах полунатурного моделирования или при разработке алгоритмов микроконтроллеров системы управления.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельная аккумуляторная топливная система, система управления, электронное управление, алгоритм управления, идентификация математической модели

Development of the algorithmic software requires systematical checking the intermediate results. It could be carried out by using appropriate equipment and mathematical models that simulate the control object behaviour in real time. The study objective lies in developing a high-speed mathematical model of the control object providing adequate description of the control system and minimum time costs. The article presents mathematical model of the object, i. e. a diesel battery fuel system. The control object description is based on empirical dependencies and equations of the typical dynamic links. The equations are adjusted according to the system parameters available for measurement and by selecting the PID controller coefficients using the obtained control system transient processes. From a scientific point of view, the identification method is interesting. It proposes minimizing the discrepancy between the simulation result and the experiment by the gradient descent method. The obtained results could be used in development of the high-speed models and identification of the discrete PID controller parameters. Similar models could be introduced in computer simulation in the “control function — virtual object” mode, on the semi-naturalistic simulation benches or in development of the control system microcontroller algorithms.

Keywords: internal combustion engine, diesel battery fuel system, control system, electronic control, control algorithm, mathematical model identification

Введение

Эффективная работа транспортных средств с поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС) обеспечивается только при их оснащении современными системами автоматического регулирования (САР) и системами автоматического управления (САУ) [1–10]. Необходимо учитывать тот факт, что такие силовые установки работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Системы управления и регулирования вносят коррективы в работу транспортных силовых установок при изменении режима их работы, а также при изменении условий их эксплуатации — смене атмосферных условий, свойств применяемого топлива и ряда других факторов. Указанные САР и САУ обеспечивают наиболее эффективное протекание процессов в различных системах комбинированных силовых установок и удовлетворение современных жестких требований к их мощностным и динамическим показателям, а также к показателям топливной экономичности и токсичности их отработавших газов.

Современные САР и САУ построены на элементной базе современной микропроцессорной техники. Один из определяющих этапов создания таких систем и оснащения ими транспортных средств с ДВС (в частности — с дизельными двигателями) — разработка программных средств, обеспечивающих оптимальную работу ДВС с САР и САУ. На сегодняшний день разработка прикладного программного обеспечения систем управления ведется в так называемых

визуальных системах программирования, одна из их ключевых особенностей которых — возможность формирования окружающего, взаимодействующего с алгоритмом управления. В качестве примера в статье представлены основные этапы создания быстродействующей модели аккумуляторной топливной системы дизельного двигателя. Указанное исследование включает следующие этапы: разработка математической модели, проведение испытаний топливной системы, калибровка (настройка) модели по результатам испытаний. Завершающий этап — оценка качества полученной модели и принятие решения о целесообразности ее использовании для проверки алгоритмов управления топливным насосом высокого давления (ТНВД).

Актуальность данной работы продиктована тем, что она позволит проводить предварительную проверку алгоритмов без использования сложного оборудования. Полученную модель можно использовать для компьютерного моделирования в режиме «функция управления — виртуальный объект» (иногда пишут MIL — model in the loop), она может работать в операционной системе реального времени стенда полунатурного моделирования [11] (HIL — hardware in the loop) или непосредственно в микроконтроллере системы управления.

Модель топливной системы

Функциональная схема топливной системы представлена на рис. 1. Топливная система представляет собой аккумуляторную топливную систему (common rail) с электрогидравличес-

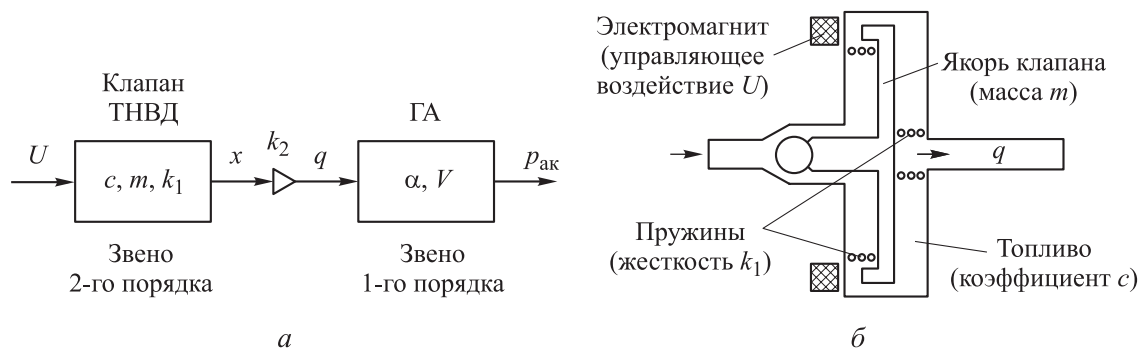


Рис. 1. Схемы объекта управления:

а — структурная схема; б — управляющий клапан ТНВД; U — воздействие со стороны электромагнита (10-битная скважность ШИМ-сигнала; ШИМ — широтно-импульсная модуляция); k_2 — передаточная функция ТНВД; x — положение клапана ТНВД; q — расход топлива через гидравлический аккумулятор; $p_{ак}$ — давление в гидроаккумуляторе; безразмерные параметры, идентифицируемые по экспериментальным данным: m, c, k_1 — масса подвижных частей клапана, коэффициент трения, жесткость пружин клапана соответственно; доступные по литературным данным или измеренные параметры: α — сжимаемость топлива, V — объем гидроаккумулятора

кими форсунками и гидроаккумулятором (ГА), характеризуемым сжимаемостью топлива α и объемом V ; дросселирующим клапаном ТНВД, характеризуемым массой m , жесткостью пружин k и коэффициентом трения c . Клапан сброса давления из ГА отсутствует, описание подобных систем наиболее полно представлено в работе [12].

Эмпирические зависимости для топливной системы имеют следующий вид.

Воздействие со стороны электромагнита описывается уравнением

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k_1x = U, \quad (1)$$

где m — масса подвижных частей клапана; c — коэффициент трения; k_1 — жесткость пружин клапана.

Расход топлива через ГА определяется как

$$q = q_{\text{ТНВД}} - q_{\text{ЭГФ}},$$

где $q_{\text{ТНВД}} = f(x)$ — расходная характеристика ТНВД, зависящая от положения управляющего клапана x ; $q_{\text{ЭГФ}} = f(\tau, p_{\text{ак}})$ — расходная характеристика электрогидравлической форсунки (ЭГФ) системы топливоподачи, зависящая от давления в гидроаккумуляторе $p_{\text{ак}}$ и продолжительности управляющего импульса τ .

Уравнение объемного баланса [12, 13], описывающее объект как типовое апериодическое звено первого порядка (накопительное), имеет вид

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{\alpha V} (q_{\text{ТНВД}} - q_{\text{ЭГФ}}). \quad (2)$$

Здесь V — объем гидроаккумулятора; $\alpha = f(p_{\text{ак}})$ — сжимаемость топлива, зависящая от давления в гидроаккумуляторе $p_{\text{ак}}$ [12]; величины в выражении (2) могут быть измерены или взяты из литературы и использованы в разном виде.

Характеристика ЭГФ (типа Bosch CRIN2) получена экспериментально на безмоторном топливном стенде в лаборатории двигателей МАДИ, характеристика ТНВД — в лаборатории НПП ИТЭЛМА для насоса Bosch CP3.3.

Выражение (1) описывает апериодическое звено второго порядка, в котором достоверное определение m , c и k технически очень трудоемко. Поэтому данные величины идентифицируются в безразмерном виде по экспериментальным данным.

Все выражения решаются методом Эйлера с шагом $\Delta t = 0,01$ с.

Идентификация параметров модели клапана ТНВД

Задача идентификации — определить коэффициенты m , c и k_1 так, чтобы минимизировать ошибку:

$$\min \left(\sum_{k=1}^K \left(\hat{y}_k(m, c, k_1) - y_k \right)^2 \right), \quad (3)$$

где K — количество записей (точек) переходного процесса; $\hat{y}_k$ — значение, полученное по модели; y_k — измеренное значение.

Идентификация модели осуществляется с помощью оптимизатора ASCMO, использующего для минимизации ошибки (3) алгоритмы на основе градиентного спуска или симплекс-

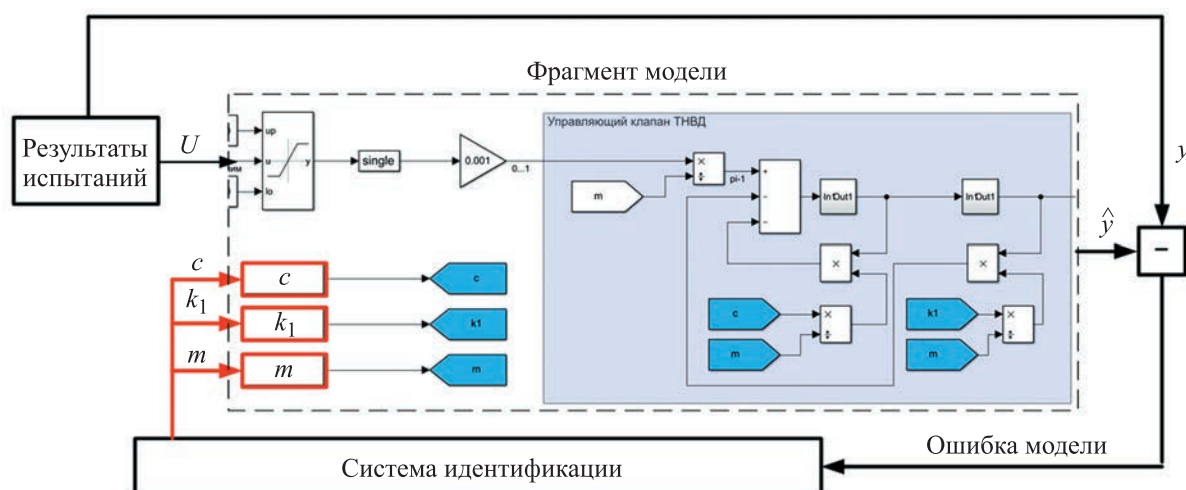


Рис. 2. Схема идентификации модели

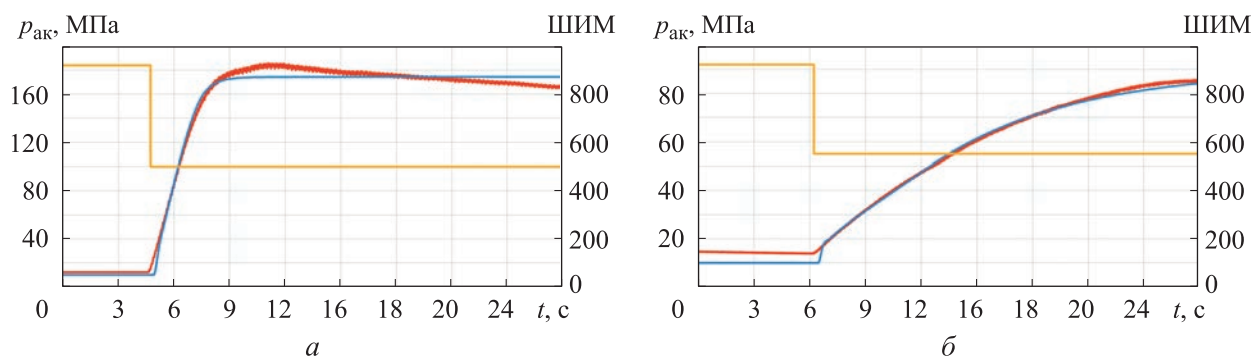


Рис. 3. Графики переходных процессов при $m = 0,05 \text{ с}^2$, $c = 0,065 \text{ с}$, $k_1 = 0,58$:

a — изменение ШИМ в диапазоне 920...500; b — изменение ШИМ в диапазоне 920...550; — измеренное давление; — моделируемое давление; — 10-битный ШИМ

метода [14]. При необходимости алгоритм оптимизации можно разработать самостоятельно с помощью систем программирования MATLAB или Python.

Схема процесса идентификации приставлена на рис. 2. Для определения u_k в лаборатории двигателей МАДИ зарегистрирован набор переходных процессов (рис. 3, одна ЭГФ с отключенной топливоподачей).

Из представленных данных видно, что модель обеспечивает удовлетворительное качество имитации работы топливной системы. При этом можно отметить, что полученные в результате идентификации коэффициент m , c и k_1 оказались одинаковыми на всех режимах испытаний.

Проверка ПИ-регулятора с помощью полученной модели

Наиболее простой способ поддержания заданного давления в ТНВД — использование про-

порционально-интегрального регулятора (ПИ-регулятор) [15, 16]:

$$U = K_p e + \frac{1}{K_I} \int e dt,$$

где $e = p_{\text{жел}} - p_{\text{ак}}$ — ошибка регулирования ($p_{\text{жел}}$ — уставка давления (желаемое значение); $p_{\text{ак}}$ — измеренное значение); K_p , K_I — пропорциональный и интегральный коэффициенты. Фрагмент реализации выражения представлен на рис. 4.

Период вызова задачи ПИ-регулятора составляет 0,05 с. Результаты его калибровки [17] на безмоторном стенде приведены ниже:

e , МПа	20	50	100	150
K_p	0,55	0,39	0,28	0,27
$K_I \cdot 10^3$	0,5	0,28	0,2	0,195

Процесс взаимодействия данного регулятора с реальным объектом — топливной системой и его моделью проиллюстрирован на рис. 5 и 6.

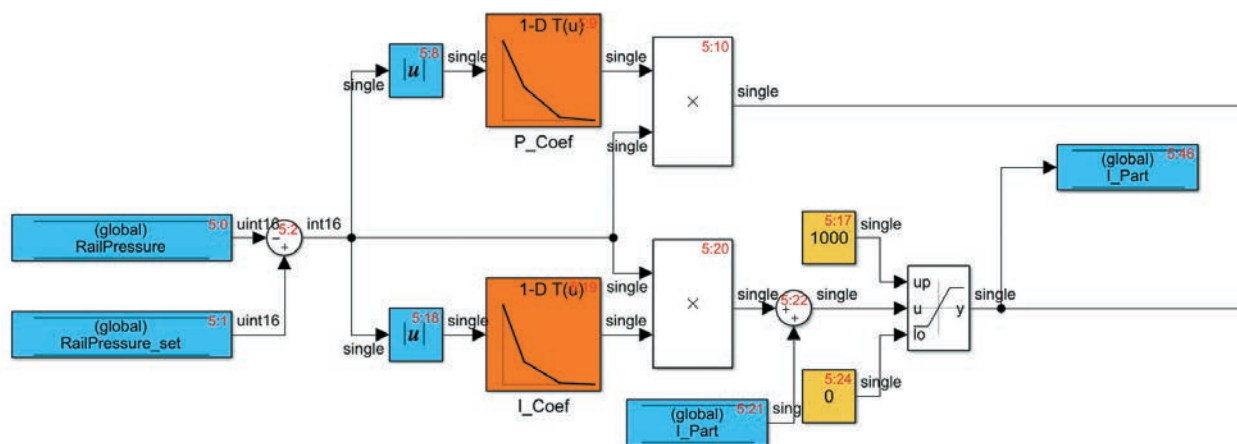


Рис. 4. Фрагмент реализации выражения 6:

RailPressure — $p_{\text{ак}}$; RailPressure_set — $p_{\text{жел}}$; P_coef — таблица коэффициентов K_p ; I_coef — таблица коэффициентов K_I ; I_Part — интегральная часть регулятора

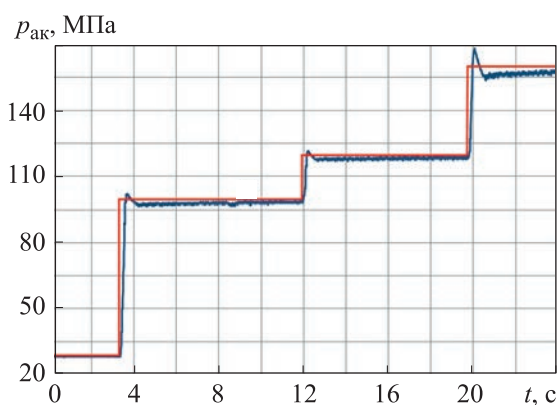


Рис. 5. Переходные процессы (реальный объект):
— желаемое давление; — моделируемое давление

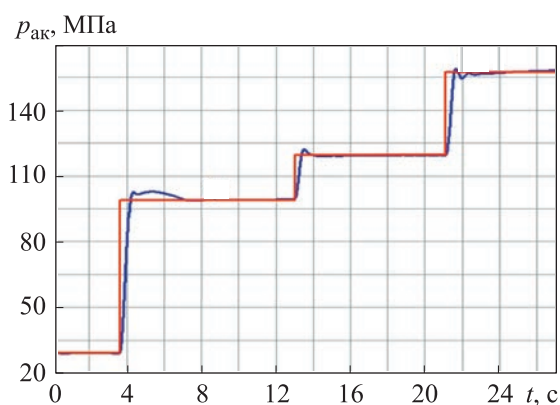


Рис. 6. Переходные процессы (модель):
— желаемое давление; — моделируемое давление

Из представленных данных видно, что работа с моделью воспроизводит процесс взаимодействия инженера с реальным объектом в процессе реального времени. Это позволяет не только провести проверку и первичную настройку регулятора, но и использовать модель в учебном процессе в рамках дисциплин по курсу «Управление техническими системами».

Заключение

В статье описан один из способов разработки модели объекта управления. С учетом требований к модели — быстродействие и минимальные затраты на разработку — удалось получить приемлемое качество моделирования. Для этого характеристики ТНВД и ЭГФ представлены в виде эмпирических зависимостей на основе испытаний, гидравлический аккумулятор —

в виде накопительного звена, а управляющий клапан ТНВД — инерционного звена второго порядка. Параметры гидравлического аккумулятора могут быть измерены и найдены в литературе по топливной аппаратуре дизелей. Параметры управляющего клапана неизвестны и найдены с помощью математического пакета по идентификации подобных моделей. Суть идентификации заключается в минимизации ошибки между моделируемым и экспериментальным переходным процессами методом градиентного спуска.

Представленная модель может быть полезна для пополнения библиотек имитационных моделей, а также использована для учебного процесса в рамках дисциплин по курсу «Управление техническими системами».

Литература

- [1] Bosch: Системы управления дизельными двигателями. Москва, За рулем, 2004, 480 с.
- [2] Bosch: Системы управления бензиновыми двигателями. Москва, За рулем, 2005, 432 с.
- [3] Марков В.А. Проблемы и перспективы совершенствования систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2024, № 1, с. 128–155.
- [4] Марков В.А. Тенденции совершенствования систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2023, № 1, с. 97–126.
- [5] Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. Москва, Легион-Автодата, 2001, 136 с.
- [6] Хрящев Ю.Е., Тихомиров М.В., Епанешников Д.А. Алгоритмы управления двигателями внутреннего сгорания. Ярославль, ЯГТУ, 2014, 204 с.
- [7] Guzzella L., Onder C.H. *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Berlin, Springer-Verlag, 2010, 354 p.
- [8] 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. <https://doi.org/10.3390/en12193739>

- [9] 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. <https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2018.09.003>
- [10] 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.
- [11] Кузнецов А.Г. Стенд полунатурного моделирования динамических режимов энергетических установок с дизелями. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2008, № 4, с. 25–29.
- [12] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автodata, 2005, 344 с.
- [13] Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусов В.И. и др. *Топливные системы и экономичность дизелей*. Москва, Машиностроение, 1990, 287 с.
- [14] Медынский М.М., Дьячук А.К. *Численные методы оптимизации с использованием системы Maple11*. Москва, МАИ-ПРИНТ, 2009, 288 с.
- [15] Кудинов Ю.И., Пашенко Ф.Ф. *Теория автоматического управления (с использованием MATLAB-SIMULINK)*. Санкт-Петербург, Лань, 2018, 312 с.
- [16] Денисенко В.В. *Компьютерное управление технологическим процессом, экспериментом, оборудованием*. Москва, Горячая линия-Телеком, 2009, 608 с.
- [17] Душкин П.В., Савастенко А.А., Ховренков С.С. и др. Автоматизация настройки ПИ-регулятора системы управления давлением топлива в аккумуляторной топливной системе дизеля. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 51–63. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.51-63>

References

- [1] *Bosch: Sistemy upravleniya dizel'nymi dvigatelyami* [Bosch: Diesel Engine Control Systems]. Moscow, Za rulem Publ., 2004, 480 p. (In Russ.).
- [2] *Bosch: Sistemy upravleniya benzinovymi dvigatelyami* [Bosch: Gasoline Engine Control Systems]. Moscow, Za rulem Publ., 2005, 432 p. (In Russ.).
- [3] Markov V.A. Problems and prospects of improving the automatic control and regulation systems of the thermal power plants. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series mechanical engineering*, 2024, no. 1, pp. 128–155. (In Russ.).
- [4] Markov V.A. Trends in improving automatic control and regulation systems of the thermal power plants. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series mechanical engineering*, 2023, no. 1, pp. 97–126. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-1-97-126>
- [5] Pinskiy F.I., Davtyan R.I., Chernyak B.Ya. *Mikroprotsessornye sistemy upravleniya avtomobil'nymi dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Microprocessor Control Systems for Automobile Internal Combustion Engines]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2001, 136 p. (In Russ.).
- [6] Khryashchev Yu.E., Tikhomirov M.V., Epaneshnikov D.A. *Algoritmy upravleniya dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Control algorithms for internal combustion engines]. Yaroslavl', YaGTU Publ., 2014, 204 p. (In Russ.).
- [7] Guzzella L., Onder C.H. *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Berlin, Springer-Verlag, 2010, 354 p.
- [8] 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. <https://doi.org/10.3390/en12193739>
- [9] 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. <https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2018.09.003>
- [10] 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.
- [11] Kuznetsov A.G. Bench for half working simulation of dynamical modes of power plants with diesels. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series mechanical engineering*, 2008, no. 4, pp. 25–29. (In Russ.).
- [12] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel equipment and control systems of diesel engines]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005, 344 p. (In Russ.).
- [13] Astakhov I.V., Golubkov L.N., Trusov V.I. et al. *Toplivnye sistemy i ekonomichnost' dizeley* [Fuel systems and efficiency of diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990, 287 p. (In Russ.).

- [14] Medynskiy M.M., D'yachuk A.K. *Chislennyye metody optimizatsii s ispol'zovaniem sistemy Maple11* [Numerical optimization methods using the Maple11 system]. Moscow, MAI-PRINT Publ., 2009, 288 p. (In Russ.).
- [15] Kudinov Yu.I., Pashchenko F.F. *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya (s ispol'zovaniem Matlab-simulink)* [Automatic control theory (using Matlab-simulink)]. Sankt-Petersburg, Lan' Publ., 2018, 312 p. (In Russ.).
- [16] Denisenko V.V. *Kompyuternoe upravlenie tekhnologicheskim protsessom, eksperimentom, oborudovaniem* [Computer control of technological process, experiment, equipment]. Moscow, Goryachaya liniya-Telekom Publ., 2009, 608 p. (In Russ.).
- [17] Dushkin P.V., Savastenko A.A., Khovrenok S.S. et al. 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, pp. 51–63. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.51-63>

Материалы получены редакцией 09.07.2024

Сведения об авторах

Голубков Леонид Николаевич — профессор, МАДИ, Москва, Россия. E-mail: dvsgolubkov@yandex.ru

Душкин Павел Витальевич — доцент, МАДИ, Москва, Россия. E-mail: pavel.dushkin@madi.ru

Савастенко Андрей Александрович — доцент, МАДИ, Москва, Россия. E-mail: dozentrudn@mail.ru

Косенков Арсений Сергеевич — студент, МАДИ, Москва, Россия. E-mail: arsenijkosenkov70@gmail.com

Королёв Павел Алексеевич — студент, МАДИ, Москва, Россия. E-mail: p.pavelkorolev@yandex.ru

Information about the authors

Golubkov Leonid Nikolaevich — Professor, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia. E-mail: dvsgolubkov@yandex.ru

Dushkin Pavel Vitalievich — Associate Professor, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia. E-mail: pavel.dushkin@madi.ru

Savastenko Andrey Aleksandrovich — Associate Professor, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia. E-mail: dozentrudn@mail.ru

Kosenkov Arseniy Sergeevich — Student, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia. E-mail: arsenijkosenkov70@gmail.com

Korolev Pavel Alekseevich — Student, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia. E-mail: p.pavelkorolev@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Голубков Л.Н., Душкин П.В., Савастенко А.А., Косенков А.С., Королёв П.А. Разработка быстросействующей модели для проверки алгоритмов управления дизельной аккумуляторной топливной системой. *Двигателестроение*, 2024, № 3 (297), с. 14–20.

Citation:

Golubkov L.N., Dushkin P.V., Savastenko A.A., Kosenkov A.S., Korolev P.A. Development of a high-speed model for testing the control algorithms for a diesel battery fuel system. *Engines Construction*, 2024, no. 3 (297), pp. 14–20. (In Russ.).

ТЕХНОЛОГИИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 621.43.062

Лазерное упрочнение рабочей поверхности цилиндра двигателя внутреннего сгорания*

И.С. Печников, А.В. Завитков, А.Б. Люхтер

ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, Россия

Working surface laser hardening of the internal combustion engine cylinder

I.S. Pechnikov, A.V. Zavitkov, A.B. Luchter

Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs (VLSU), Vladimir, Russia

Рассмотрены способы повышения долговечности цилиндра поршневого двигателя внутреннего сгорания. Обозначены наиболее значимые факторы, определяющие износ зеркала цилиндра, проанализированы существующие методы повышения износостойкости рабочей поверхности. Предложен метод лазерного термоупрочнения внутренней поверхности цилиндра дизеля воздушного охлаждения с принципиальной схемой воздействия лазерного излучения на обрабатываемую зону в верхней части цилиндра по триботехническому рисунку в виде элементов многозаходных перекрещивающихся винтовых линий. Экспериментальным путем определено влияние параметров технологического режима лазерной обработки на качество и структуру материала поверхностного слоя. По результатам исследования сформулированы выводы о лазерном термоупрочнении цилиндра дизеля с воздушным охлаждением.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, поршневой двигатель, цилиндр поршневого двигателя, лазер, термообработка, износостойкость

The paper considers methods for increasing durability of the piston internal combustion engine cylinder. It demonstrates the most significant factors influencing the cylinder surface wear and analyzes methods for increasing the working surface wear resistance. The paper proposes a method for laser heat hardening of the air-cooled diesel cylinder inner surface with a basic diagram of the laser radiation effect on the treated section in the cylinder upper part according to a tribotechnical pattern in the form of the multi-start intersecting helical line elements. Effect of the technological laser processing parameters on the quality and structure of the surface layer material was determined experimentally. The study results are making it possible to conclude on laser heat hardening of the air-cooled diesel engine cylinder.

Keywords: internal combustion engine, piston engine, piston engine cylinder, laser, heat treatment, wear resistance

* Работа выполнена в рамках государственного задания в сфере научной деятельности Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (тема FZUN-2024-0004, госзадание ВлГУ).

Введение

Тенденцией развития современного двигателестроения по-прежнему является повышение энерго-экономических, экологических показателей и надежности поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Достижение отмеченного, сопровождаемое повышением механических и тепловых нагрузок на детали при создании новых или модернизации уже выпускаемых производством двигателей [1–3], обеспечивается реализацией конструкционных и технологических решений, удовлетворяющих заданным показателям надежности. Наиболее актуальной остается проблема снижения трения в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) двигателя и увеличение ее ресурса [4, 5]. Состояние рабочей поверхности цилиндра поршневого двигателя и способность противостоять быстрому изнашиванию определяют эксплуатационный расход топлива и моторного масла на угар, содержание вредных веществ в отработавших газах, а также ресурс ЦПГ [6–11].

Износостойкость рабочей поверхности цилиндров, изготовленных из специальных чугунов, обеспечивается подбором легирующих присадок, влияющих на прочностные и износные характеристики, а при применении серых чугунов — закалкой [12].

В России в качестве технологий, повышающих износостойкость деталей, применяют объемную закалку, закалку токами высокой частоты, химико-термическую обработку и другие. Указанные технологии имеют существенные недостатки, включающие нарушение геометрической формы детали и образование остаточных напряжений, обуславливающих возможность появления трещин, повышенные требования к инструменту и объемам последующей механической обработки и др. [13–15]. Отметим, что применение отмеченных выше способов не позволяет выполнять упрочнение только верхнего рабочего пояса цилиндра, в котором при эксплуатации двигателя наблюдается максимальный износ вследствие повышенной температуры цилиндра в этой зоне по сравнению с другими поясами, наибольшими нагрузками от верхнего компрессионного кольца и влиянием качества очистки воздуха [12].

Наиболее перспективным методом повышения износостойкости цилиндра поршневого двигателя является метод лазерного термо-

упрочнения (ЛТУ). К преимуществам ЛТУ можно отнести локальный способ подвода энергии на обрабатываемую поверхность, минимальные деформации детали после лазерной обработки, отсутствие необходимости применения охлаждающих сред и др. [16–20].

В качестве основных недостатков ЛТУ-деталей следует отметить необходимость обеспечения доступа луча лазера к упрочняемой поверхности, наличие зон отпуска в зонах перекрытия упрочненных дорожек поверхности и высокую стоимость специализированных лазерных технологических комплексов, в частности, предназначенных для обработки внутренней цилиндрической поверхности. Поэтому актуальной становится задача разработки метода локального лазерного упрочнения цилиндра для повышения износостойкости внутренней поверхности в верхней зоне на существующих технологических комплексах с волоконными лазерами.

Методы и средства проведения исследований

Качество и структура материала поверхностного слоя, а также изменение формы внутренней поверхности оценивалось после лазерного термоупрочнения цилиндра одноцилиндрового дизеля ТМЗ-520Д, изготовленного из чугуна СЧ20, химический состав которого представлен ниже:

C	Si	Mn	Cr	Ni	S (не более)	P (не более)
3,1–3,7	1,7–2,3	0,6–1,2	0,4–0,6	0,1–0,3	0,14	0,2

Лазерное термоупрочнение цилиндров осуществлялось в верхнем поясе рабочей поверхности по триботехническому рисунку в виде многозаходных пересекающихся спиралей, отличающихся количеством и углом наклона (рис. 1, а, б). Расстояние между спиралями (дорожками) составляло 8 мм. Максимальная высота зоны обработки от верхнего торца цилиндра, равная 50 мм, определялась с учетом расположения первого поршневого кольца при положении поршня в верхней мертвой точке и возможности размещения оптической головки в цилиндре с внутренним диаметром 85 мм (рис. 1, в).

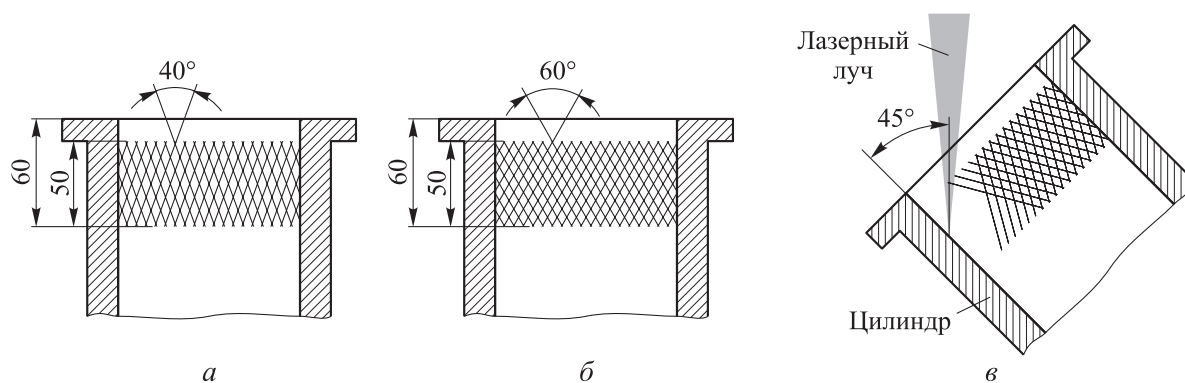


Рис. 1. Схемы обработки верхнего пояса внутренней поверхности цилиндра:
а, б — схема с различными углами перекрещивания спиралей; *в* — схема воздействия лазерного луча на обрабатываемую поверхность

Лазерная обработка указанной поверхности проводилась на лазерном роботизированном комплексе сварки [21], состоящем из промышленного робота-манипулятора FANUC M710iC-50, двухосевого позиционера с трехкулачковым патроном, иттербиевого волоконного лазера ЛС-5 с диаметром волокна 100 мкм и лазерной оптической головку FLW D50. Для снижения отраженного от поверхности цилиндра лазерного излучения использовали специальное светопоглощающее покрытие.

Каждую дорожку получали в непрерывном режиме сфокусированным лучом с диаметром пучка 3 мм при его воздействии на обрабатываемую поверхность под углом 45°. Параметры процесса обработки были следующими: мощность лазерного излучения $P = 500$ и 750 Вт, скорость перемещения лазерной головки $v = 8, 9, 10, 12$ мм/с.

Для оценки структурных превращений материала в поверхностном слое, а также толщины закаленного слоя после лазерной обработки проводили металлографические исследования образцов.

Заготовки образцов размером 25×25 мм были получены резкой обработанного цилиндра на электроэрозионном станке для исключения повторного термического влияния на структуру исследуемого материала. Далее торцевую поверхность заготовки подвергали операциям шлифовки и полировки с водяным охлаждением. Травление образцов для определения зоны ЛТУ проводили 4%-ным раствором HNO_3 в изопропиловом спирте.

Для исследования микроструктуры материала образцов применяли металлографический микроскоп LEICA DM ILM (увеличение от 100 до 1000 раз). Измерение микротвердости выполняли по ГОСТ 9450–76 (СТ СЭВ 1195–78) микротвердомером ПМТ-3 при нагрузке 0,98 Н и времени выдержки 15 с.

Результаты исследования

Металлографический анализ показал, что структура чугуна СЧ20 состоит из перлитной основы и частиц пластинчатого графита (рис. 2, *а*). В процессе лазерной обработки и последующего охлаждения с отводом теплоты во внутренние слои металла на месте перлитной структуры образуется мартенситно-аустенитный слой (рис. 2, *б* и *в*) с частичным растворением графитовых частиц и образованием аустенитно-ледебуритных структур, имеющих повышенную твердость.

Результаты измерений толщины упрочненного слоя и микротвердости представлены в таблице.

Зависимости микротвердости и толщины упрочненного слоя как функции параметров процесса лазерной обработки представлены на рис. 3 и 4. Уменьшение микротвердости и толщины упрочненного слоя с увеличением скорости обработки и снижением мощности излучения объясняется соответствующим изменением погонной энергии, определяемой отношением мощности излучения к скорости обработки.

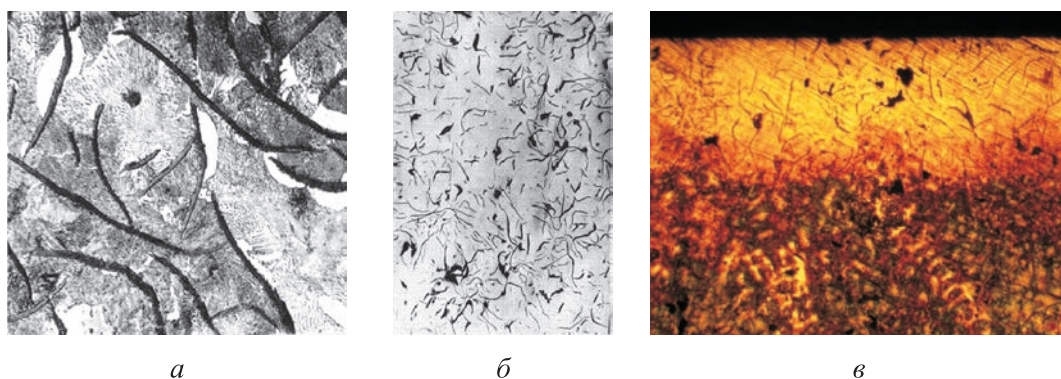


Рис. 2. Микроструктура серого чугуна:

a — на перлитной основе (×300); *б* — структура после закалки (×150); *в* — после лазерного воздействия (×50)

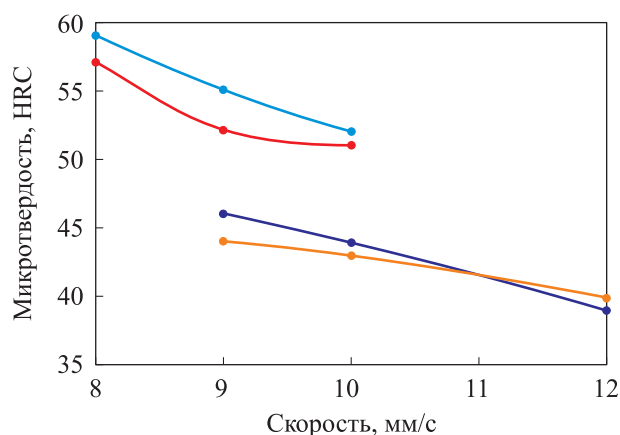


Рис. 3. Зависимость микротвердости от скорости перемещения лазерного пучка по поверхности при различных условиях:

— мощность воздействия 750 Вт, перекрещивание дорожек под углом 60°; — 750 Вт, 40°; — 550 Вт, 60°; — 550 Вт, 40°

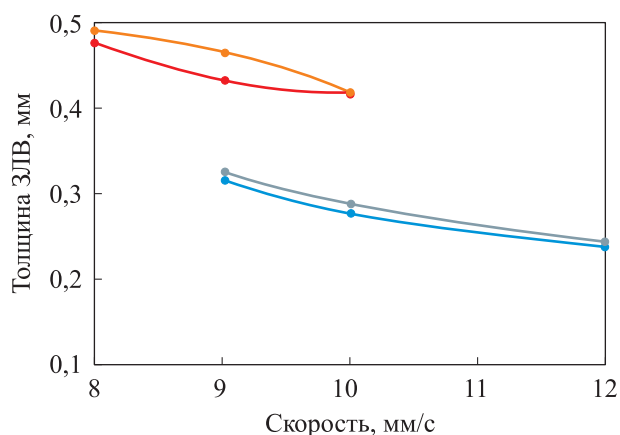


Рис. 4. Зависимость толщины зоны лазерного влияния (ЗЛВ) от скорости перемещения лазерного пучка по поверхности при различных условиях:

— мощность воздействия 750 Вт, перекрещивание дорожек под углом 60°; — 750 Вт, 40°; — 550 Вт, 60°; — 550 Вт, 40°

Результаты измерений толщины и микротвердости упрочненного слоя

№ п/п	Угол перекрещивания дорожек ЛТУ, град.	Мощность лазерного излучения, Вт	Скорость обработки, мм/с	Толщина зоны упрочненного слоя, мм	Микротвердость, HRC
0	Исходный образец	—	—	—	20,9
1	40	550	9	0,317	46
2		550	10	0,278	44
3		550	12	0,239	39
4		750	8	0,477	57
5		750	9	0,434	52
6		750	10	0,417	51
7	60	550	9	0,327	44
8		550	10	0,289	43
9		550	12	0,246	40
10		750	8	0,493	59 (оплавление)
11		750	9	0,470	55
12		750	10	0,422	52

Заключение

Проведенное исследование позволяет сделать заключение о возможности применения лазерных роботизированных комплексов сварки для термоупрочнения верхнего пояса рабочей поверхности гильзы и цилиндра по триботехническим рисункам в виде многозаходных перекрещивающихся спиралей.

Показано влияние параметров процесса лазерного термоупрочнения на качество и структуру чугуна СЧ20.

Установлено, что при мощности лазерного излучения 750 Вт и скорости обработки 9 мм/с микротвердость рабочей поверхности цилиндра в зоне лазерного воздействия (ЗЛВ) составила в среднем 55 HRC при глубине закаленного слоя 0,45 мм.

Литература

- [1] Рикардо Г.Р. *Быстроходные двигатели внутреннего сгорания*. Москва, ГНТИ, 1960, с. 271–284.
- [2] Никишин В.Н. Исследование неравномерности температурного поля гильзы цилиндра и поршня автомобильного дизеля. *Социально-экономические и технические проблемы*, 2006, № 7.
- [3] Салахутдинов И.Р. и др. Повышение износостойкости гильз цилиндров двигателей внутреннего сгорания. *Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии*, 2011, № 1 (13), с. 102–105.
- [4] Андропов В.П. и др. Распределение масляной пленки в зазоре «цилиндр – поршневое кольцо». *Автомобильная промышленность*, 1987, № 7, с. 8–9.
- [5] Такигути М., Матида К., Фурухама С. Сила трения поршня о стенку цилиндра высокооборотного карбюраторного двигателя внутреннего сгорания. *Проблемы трения и смазки*, 1988, № 4, с. 106–112.
- [6] Ryk G., Etsion I. Testing pistons rings with partial laser surface texturing for friction reduction. *Wear*, 2006, no. 261, pp. 792–796. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.01.031>
- [7] Чистяков В.К., Песоцкий Ю.С., Путинцев С.В. Характер трения в цилиндропоршневой группе двигателя внутреннего сгорания в условиях вибрации и его влияние на механические потери. *Трение и износ*, 1985, № 2, т. 6, с. 359–367.
- [8] Бурштейн Л.М. Трение и смазывание пары поршневое кольцо-цилиндр ДВС. Проблемы и перспективы. *Автомобильная промышленность*, 1987, № 4, с. 6–8.
- [9] Печников И.С., Завитков А.В., Милитеев С.П. Результаты исследований по замене традиционных способов повышения износостойкости внутренней поверхности цилиндра ДВС. *Молодые ученые – развитию Национальной технологической инициативы (поиск)*, 2019, № 1–2, с. 112–115.
- [10] Ратников А.С. *Повышение износостойкости цилиндров автомобильных двигателей при восстановлении*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Владимир, 2011, с. 18–26.
- [11] Путинцев С.В. Условия смазки и трения деталей цилиндропоршневой группы ДВС. *Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. Матер. докл. VII междунар. научн.-практ. семинара*. Владимир, Владим. гос. ун-т, 1999, с. 164–166.
- [12] Эфрос В.В., Ерохин Н.Г. Кульчицкий Р.И. и др. *Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода*. Москва, Машиностроение, 1976, 277 с.
- [13] Корягин Ю.Д., Филатов В.И. *Индукционная закалка сталей*. Челябинск, ЮУрГУ, 2006, 52 с.
- [14] Степанова Т.Ю. *Технологии поверхностного упрочнения деталей машин*. Иваново, Иван. гос. хим.-технол. ун-т, 2009, 64 с.
- [15] Картонова Л.В., Кечин В.А. *Теория и технология термической обработки*. Владимир, ВлГУ, 2020, 128 с.
- [16] Шастин В.И., Каргапольцев С.К. Лазерное термоупрочнение пары трения ДВС «кольцо — гильза цилиндра». *Известия Транссиба*, 2016, № 2 (26).
- [17] Завитков А.В. и др. Исследование влияния лазерного термоупрочнения на износостойкость контактных поверхностей распределительных валов. *Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева*, 2023, № 2 (65), с. 90–96.
- [18] Шастин В.И. Пути повышения эффективности лазерного термоупрочнения железоуглеродистых сплавов. *Вестник Алтайского ГАУ*, 2015, № 11 (133), с. 117–121.
- [19] Завитков А.В., Печников И.С. Современные методы восстановления и повышения износостойкости деталей двигателя внутреннего сгорания. *Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств. Матер. XXIII Междунар. науч.-практ. конф.: сб. тр.* Владимир, ВлГУ, 2021, с. 111–115.

- [20] Майсурадзе М.В., Рыжков М.А., Корниенко О.Ю., Степанов С.И. *Индукционная и лазерная термическая обработка стальных изделий*. Екатеринбург, Урал ун-т, 2022, 92 с.
- [21] Родионов Д.В., Люхтер А.Б., Прокошев В.Г. Расчет точек технологической траектории лазерного роботизированного комплекса относительно инструмента и оснастки в САМ. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Информатика. Телекоммуникации. Управление*, 2019, т. 12, № 4, с. 123–135. <https://doi.org/10.18721/JCSTCS.12410>

References

- [1] Rikardo G.R. *Bystrokhodnye dvigateli vnutrennego sgoraniya* [High-speed internal combustion engines]. Moscow, GNTI Publ., 1960, pp. 271–284. (In Russ.).
- [2] Nikishin V.N. Study of non-uniformity of temperature field of cylinder liner and piston of automobile diesel engine. *Sotsial'no ekonomicheskie i tekhnicheskie problemy*, 2006, no. 7. (In Russ.).
- [3] Salakhutdinov I.R. et al. The accelerated tests for wear resistance of sleeves of cylinders DVS. *Vestnik Ul'yanovskoy gosudarstvennoy sel'skokhozyaystvennoy akademii*, 2011, no. 1 (13), pp. 102–105. (In Russ.).
- [4] Andropov V.P. et al. Distribution of oil film in the gap “cylinder – piston ring”. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 1987, no. 7, pp. 8–9. (In Russ.).
- [5] Takiguti M., Matida K., Furukhama S. Friction force of a piston on the cylinder wall of a high-speed carburetor internal combustion engine. *Problemy treniya i smazki*, 1988, no. 4, pp. 106–112. (In Russ.).
- [6] Ryk G., Etsion I. Testing pistons rings with partial laser surface texturing for friction reduction. *Wear*, 2006, no. 261, pp. 792–796. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.01.031>
- [7] Chistyakov V.K., Pesotskiy Yu.S., Putintsev S.V. The nature of friction in the cylinder-piston group of an internal combustion engine under vibration conditions and its effect on mechanical losses. *Trenie i iznos*, 1985, no. 2, vol. 6, pp. 359–367. (In Russ.).
- [8] Burshteyn L.M. Friction and lubrication of the piston ring-cylinder pair of the internal combustion engine. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 1987, no. 4, pp. 6–8. (In Russ.).
- [9] Pechnikov I.S., Zavitkov A.V., Militeev S.P. Results of studies on replacing traditional methods for increasing the wear resistance of the inner surface of the internal combustion engine cylinder. *Molodye uchenye – razvitiyu Natsional'noy tekhnologicheskoy initsiativy (poisk)*, 2019, no. 1–2, pp. 112–115. (In Russ.).
- [10] Ratnikov A.S. *Povyshenie iznosostoykosti tsilindrov avtomobil'nykh dvigateley pri vosstanovlenii* [Increasing the wear resistance of automobile engine cylinders during restoration]. Abs. diss. Ph. D. Vladimir, 2011, pp. 18–26. (In Russ.).
- [11] Putintsev S.V. Conditions of lubrication and friction of parts of the cylinder-piston group of the internal combustion engine. *Improving of power, economical and ecological indexes of internal combustion engines. Mater. dokl. VII mezhdunar. nauchn.-prakt. seminar. Vladimir, VSU Publ.*, 1999, pp. 164–166. (In Russ.).
- [12] Efros V.V., Erokhin N.G., Kul'chitskiy R.I. et al. *Dizeli s vozdushnym okhlazhdeniem Vladimirskogo traktornogo zavoda* [Air-cooled diesel engines of the Vladimir Tractor Plant]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 277 pp. (In Russ.).
- [13] Koryagin Yu.D., Filatov V.I. *Induktsionnaya zakalka staley* [Induction hardening of steels]. Chelyabinsk, YuUrGU Publ., 2006, 52 p. (In Russ.).
- [14] Stepanova T.Yu. *Tekhnologii poverkhnostnogo uprochneniya detaley mashin* [Surface hardening technologies for machine parts]. Ivanovo, Ivan. gos. khim.-tekhnol. un-t Publ., 2009, 64 p. (In Russ.).
- [15] Kartonova L.V., Kechin V.A. *Teoriya i tekhnologiya termicheskoy obrabotki* [Theory and technology of heat treatment]. Vladimir, VIGU Publ., 2020, 128 p. (In Russ.).
- [16] Shastin V.I., Kargapol'tsev S.K. Laser thermohardening of friction couple “ring – sleeve of cylinder”. *The Trans-Siberian Bulletin*, 2016, no. 2 (26). (In Russ.).
- [17] Zavitkov A.V. et al. Study of the effect of laser thermo-hardening on the wear resistance of camshaft contact surfaces. *Vestnik Rybinskoy gosudarstvennoy aviatsionnoy tekhnologicheskoy akademii im. P.A. Solov'eva*, 2023, no. 2 (65), pp. 90–96. (In Russ.).
- [18] Shastin V.I. The ways to improve the efficiency of laser thermohardening of iron-carbon alloys. *Vestnik Altayskogo GAU*, 2015, no. 11 (133), pp. 117–121. (In Russ.).
- [19] Zavitkov A.V., Pechnikov I.S. Modern methods of restoration and increase of wear resistance of internal combustion engine parts. *Aktual'nye problemy ekspluatatsii avtotransportnykh sredstv. Mater. XXIII Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. Vladimir, VIGU Publ.*, pp. 111–115. (In Russ.).

- [20] Maysuradze M.V., Ryzhkov M.A., Kornienko O.Yu., Stepanov S.I. *Induktsionnaya i lazernaya termicheskaya obrabotka stal'nykh izdeliy* [Induction and laser heat treatment of steel products]. Ekaterinburg, Ural un-t Publ., 2022, 92 p. (In Russ.).
- [21] Rodionov D.V., Lyukhter A.B., Prokoshev V.G. Calculation of the points of the technological trajectory of the laser robotic complex relative to the tool and tooling in the CAM. *St. Petersburg state polytechnical university journal. Computer science. Telecommunications and control systems*, 2019, vol. 12, no. 4, pp. 123–135. (In Russ.). <https://doi.org/10.18721/JCSTCS.12410>

Материалы получены редакцией 09.07.2024

Сведения об авторах

Печников Илья Сергеевич — начальник участка лазерной сварки, ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, Россия. SPIN-код: 1157-3271, ORCID: 0009-0003-6727-8525. E-mail: pechnikov@laser33.ru

Завитков Алексей Викторович — ассистент кафедры «Тепловые двигатели и энергетические установки» ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, Россия.

SPIN-код: 9599-0692, ORCID: 0000-0003-4323-5398. E-mail: vip.zavitkov@mail.ru

Люхтер Александр Борисович — кандидат технических наук, советник при ректорате, директор Научно-образовательного центра внедрения лазерных технологий, ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, Россия. SPIN-код: 5633-5549, ORCID: 0000-0003-1523-0637, Scopus Author ID: 57196219827. E-mail: 3699137@mail.ru

Information about the authors

Pechnikov Ilya Sergeevich — Head, Laser Welding Section, Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs (VLSU), Vladimir, Russia.

SPIN-code: 1157-3271, ORCID: 0009-0003-6727-8525. E-mail: pechnikov@laser33.ru

Zavitkov Aleksey Viktorovich — Assistant, Department of Thermal Engines and Power Plants, Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs (VLSU), Vladimir, Russia.

SPIN-code: 9599-0692, ORCID: 0000-0003-4323-5398. E-mail: vip.zavitkov@mail.ru

Luchter Alexander Borisovich — Ph. D. (Eng.), Advisor to the Rectorate, Director, Scientific and Educational Center for the Laser Technology Introduction, Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs (VLSU), Vladimir, Russia. SPIN-code: 5633-5549, ORCID: 0000-0003-1523-0637, Scopus Author ID: 57196219827. E-mail: 3699137@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Печников И.С., Завитков А.В., Люхтер А.Б. Лазерное упрочнение рабочей поверхности цилиндра двигателя внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2024, № 3 (297), с. 21–27.

Citation:

Pechnikov I.S., Zavitkov A.V., Luchter A.B. Working surface laser hardening of the internal combustion engine cylinder. *Engines construction*, 2024, no. 3 (297), pp. 21–27. (In Russ.).

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

УДК 621.436

Экспериментальное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов

А.С. Блинов¹, И.Ф. Гумеров², В.А. Неверов¹, М.И. Шленов¹

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

² ПАО «КамАЗ», Набережные Челны, республика Татарстан, Россия

Experimental parameter research of a diesel engine with the exhaust gas recirculation system

A.S. Blinov¹, I.F. Gumerov², V.A. Neverov¹, M.I. Shlenov¹

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

² PJSC KamAZ, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russia

Проведены испытания дизельного двигателя типа Д-245 с системой рециркуляции отработавших газов, работающего на различных нагрузочных режимах при частотах вращения, изменяющихся от 1450 до 2400 мин⁻¹. Степень рециркуляции отработавших газов изменялась в диапазоне от 0 до 30,0 %. При оптимизации значений степени рециркуляции обобщенный критерий задавали как произведение относительной эмиссии оксидов азота в отработавших газах и их относительной дымности. Определены оптимизированные характеристики степени рециркуляции отработавших газов, которые предусматривают ее увеличение с 15,2 до 22,5 % при снижении мощности двигателя с 86,4 до 21,6 кВт на номинальном скоростном режиме при 2400 мин⁻¹. При уменьшении частоты вращения двигателя от 2400 до 1450 мин⁻¹ на режимах с полной нагрузкой степень рециркуляции отработавших газов необходимо снижать с 15,2 до 1,0 %. На режиме максимальной мощности, равной 86,4 кВт при 2400 мин⁻¹, организация рециркуляции с перепуском 15,2 % отработавших газов позволила снизить эмиссию оксидов азота с 410 до 240 ppm. При этом удельный эффективный расход топлива возрос с 250,6 до 251,2 г/(кВт · ч), а эмиссия сажи увеличилась от 10 до 16 % по шкале Хартриджа. При снижении мощности до 21,6 кВт на этом скоростном режиме оптимизированная степень рециркуляции отработавших газов отработавших газов составила 22,5 %. Она позволила снизить эмиссию оксидов азота от 170 до 120 ppm, уменьшить удельный эффективный расход топлива от 367,6 до 356,9 г/(кВт · ч), но при этом эмиссия сажи возросла от 2 до 3 % по шкале Хартриджа.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, степень рециркуляции отработавших газов, удельный эффективный расход топлива, выброс оксидов азота, дымность отработавших газов

The paper presents results of testing a D-245 diesel engine with the exhaust gas recirculation system and operating at various load modes with the rotation speeds varying from 1,450 to 2,400 min⁻¹. The exhaust gas recirculation degree was varying in the range from 0 to 30.0 %. In optimizing the recirculation degree values, the generalized criterion was set as a product of the nitrogen oxides relative emission in the exhaust gases and their relative smoke content. The paper optimizes characteristics of the exhaust gas recirculation degree providing its increase from 15.2 to 22.5 % with a decrease in the engine power from 86.4 to 21.6 kW at the nominal speed mode of 2400 min⁻¹. With the engine speed decrease from 2,400 to 1,450 min⁻¹ at the full load modes, the exhaust gas recirculation degree should be reduced from 15.2 to 1.0 %. At the maximum power mode equal to 86.4 kW with the 2,400 min⁻¹, recirculation with the 15.2 % bypass of the exhaust gases makes it possible to reduce the nitrogen oxide emissions from 410 to 240 ppm. At the same time, the specific effective fuel consumption increases from 250.6 to 251.2 g/(kWh), and the soot emissions rises from 10 to 16 % according to the Hartridge scale. When the power reduces to 21.6 kW at this speed mode, the optimized exhaust gas recirculation degree is 22.5 %.

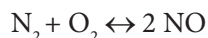
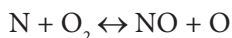
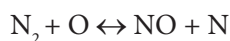
It allows reducing the nitrogen oxide emissions from 170 to 120 ppm and lowering the specific effective fuel consumption from 367.6 to 356.9 g/(kWh). However, soot emissions increases from 2 to 3 % on the Hartridge scale in this case.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, exhaust gas recirculation degree, specific effective fuel consumption, nitrogen oxide emissions, exhaust gas smoke

Введение

Удовлетворение современных жестких требований к экологическим показателям двигателей внутреннего сгорания (ДВС) невозможно без использования различных средств и методов снижения токсичности отработавших газов (ОГ). Нормируемыми токсичными компонентами ОГ являются оксиды азота NO_x , монооксид углерода CO , легкие газообразные несгоревшие углеводороды CH_x и твердые частицы, основной составляющей которых служит сажа (частицы углерода C) [1–3]. При этом одной из наиболее сложных задач снижения токсичности ОГ дизельных двигателей является уменьшение выбросов в атмосферу оксидов азота [4–6].

Вне зависимости от типа, класса, размерности и конструктивных особенностей дизельных двигателей наиболее значимыми газообразными токсичными компонентами их ОГ считаются оксиды азота NO_x . Доля NO_x в суммарных токсичных выбросах вредных веществ с ОГ составляет 30...80 % по массе и 60...95 % по эквивалентной токсичности [7, 8]. Около 42 % выбросов оксидов азота в атмосферу приходится на автомобильный транспорт. В камере сгорания (КС) дизельного двигателя химически инертный в нормальных условиях азот при повышенных давлениях и температуре выше 2000 К реагирует с кислородом воздуха с образованием преимущественно монооксида азота NO . Азот окисляется за фронтом пламени в зоне образования продуктов сгорания. При этом наблюдается диссоциация молекул кислорода, азота, водорода и паров воды, продукты которой отличаются повышенной химической активностью. В результате и происходят следующие реакции [7, 8]:



Первые две основные реакции идут по цепному механизму в соответствии с общеприня-

той теорией окисления азота воздуха, предложенной Я.Б. Зельдовичем, П.Я. Садовниковым и Д.А. Франк-Каменецким. Поскольку большая часть приведенных реакций идет с поглощением теплоты, определяющее влияние на эмиссию NO с ОГ оказывает температура сгорания, причем наибольшая концентрация NO имеет место в локальных зонах КС с низкими коэффициентами избытка воздуха α и максимальными температурами сгорания. Локальные температуры продуктов горения в КС дизельных двигателей достигают 2500 К, а в КС двигателей с принудительным воспламенением рабочей смеси — 3000 К [6]. Наиболее интенсивно окисление азота происходит в первой фазе сгорания до момента достижения максимальной температуры сгорания. На такте расширения охлаждение продуктов сгорания осуществляется более резко, чем при естественном охлаждении с неизменным объемом. В результате резкого уменьшения температуры в процессе расширения реакции образования оксидов азота прекращаются (при температуре примерно 2000 К), происходит закалка продуктов реакций.

При дальнейшем снижении температуры концентрация оксидов азота в продуктах сгорания практически не изменяется. Этот основной механизм образования оксидов азота, называемый термическим, характерен для зон КС с высокой температурой рабочей смеси. При температуре ниже 650...700 К монооксид азота NO окисляется до диоксида NO_2 . На форсированных режимах работы быстроходных дизельных двигателей температура их ОГ, как правило, выше указанных значений (рис. 1) [9]. На этих режимах из оксидов азота, содержащихся в ОГ этих двигателей, 80...90 % объема приходится на монооксид NO и 10...20 % — на диоксид NO_2 . Доля содержания остальных оксидов азота в ОГ (N_2O , N_2O_3 , N_2O_5 и др.) ничтожно мала.

Оксиды азота представляют серьезную опасность для здоровья человека. Они обладают удушливым запахом, воздействуют на слизистые оболочки глаз и носа, а также на нервную и сердечно-сосудистую системы человека,

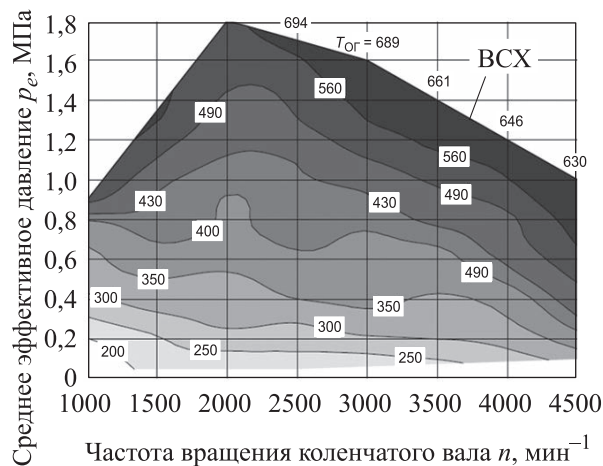


Рис. 1. Зависимость температуры ОГ после турбины автомобильного дизельного двигателя типа Mercedes OM 611 (4ЧН 8,8/8,84) от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения коленчатого вала n и среднего эффективного давления p_e); показаны изотермы с постоянной температурой ОГ T_{OG} на выходе из турбины в градусах Цельсия; ВСХ — внешняя скоростная характеристика

кровотворные органы и печень. Оксиды азота, взаимодействуя с парами воды в воздухе, образуют азотистую HNO_2 и азотную HNO_3 кислоты, которые разрушают легочную ткань и вызывают хронические заболевания. Небольшие концентрации NO_x в атмосфере приводят к постепенному отравлению организма, причем каких-либо нейтрализующих средств нет. При концентрациях в воздухе более 0,0013 % оксиды азота действуют как острый раздражитель слизистых оболочек, а при концентрациях 0,004...0,008 % могут вызвать отек легких [7, 8].

Известны различные методы снижения выбросов с ОГ оксидов азота. Разработаны восстановительные нейтрализаторы ОГ, обеспечивающие эффективное уменьшение выбросов оксидов азота NO_x [10–12]. Принцип их работы основан на каталитическом восстановлении оксидов азота до свободного азота и воды в результате химического взаимодействия с реагентом — аммиаком. Источником последнего является водный раствор мочевины, впрыскиваемый в выпускную систему двигателя. Однако селективное каталитическое восстановление NO_x по технологии SCR (*Selective Catalytic Reduction*) до настоящего времени не нашло широкого применения в автомобильных дизельных двигателях.

Другим подходом к снижению выбросов оксидов азота служит воздействие на протекающие процессы рабочего процесса дизельного двигателя с целью уменьшения максимальных температур сгорания топлива в КС двигателей. К этим методам относятся: обеднение рабочей смеси, охлаждение наддувочного воздуха, уменьшение угла опережения впрыскивания топлива, подача воды в цилиндры, внутреннее охлаждение рабочего заряда путем реализации цикла Миллера [6, 7, 13]. В качестве одного из эффективных методов снижения эмиссии с ОГ оксидов азота рассматривают рециркуляцию ОГ, которая достаточно широко применяется в серийно выпускаемых автомобильных дизельных двигателях — Volkswagen, Mercedes-Benz, Opel, Iveco и др. [6, 7, 13]. Преимущество отдают их «холодной» рециркуляции, при которой часть отработавших газов из выпускной системы через охладитель поступает в цилиндры двигателя и смешивается со свежим зарядом. Для охлаждения этих газов обычно используется вода из системы охлаждения двигателя. При этом на каждом режиме оптимальное количество перепускаемых ОГ оценивают степенью рециркуляции ОГ ρ_p , определяемой отношением массового расхода рециркулируемых ОГ к массовому расходу разбавленного газами воздуха, поступающего в цилиндры:

$$\rho_p = \frac{G_p}{G_p + G_b},$$

где G_p — массовый расход рециркулируемых ОГ; G_b — массовый расход воздуха, поступающего в цилиндры двигателя из атмосферы.

Проблемам организации рециркуляции ОГ двигателей посвящены работы зарубежных [14–28] и отечественных [29–38] исследователей. Защищен ряд диссертационных работ [39–42]. При этом в работах [37–39] исследован дизельный двигатель типа Д-245 (4ЧН 11/12,5), выбранный далее в качестве объекта исследования. В то же время необходимы дополнительные исследования, направленные на оптимизацию законов регулирования степени рециркуляции ОГ с учетом широкого диапазона скоростных и нагрузочных режимов работы, характерных для автомобильных дизельных двигателей. Цели исследования — экспериментальное определение целесообразных

законов регулирования степени рециркуляции ОГ в соответствии со скоростным и нагрузочным режимами и оценка влияния степени рециркуляции ОГ на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ автомобильного дизельного двигателя.

Объект исследования

Объект исследования — дизельный двигатель типа Д-245 (4ЧН 11/12,5). Этот двигатель, выпускаемый Минским моторным заводом (ММЗ, г. Минск, Республика Беларусь), устанавливается на автобусы Павловского автомобильного завода (ПАЗ, г. Павлово, Нижегородская обл., Россия) и тракторы «Беларусь» Минского тракторного завода (МТЗ, г. Минск, Республика Беларусь) [43, 44]. Ранее его устанавливали на малотоннажные грузовые автомобили ЗиЛ-5301 «Бычок» [45]. Двигатель представляет собой четырехтактный рядный четырехцилиндровый двигатель с турбонаддувом, полуразделенной КС в поршне и разделенной системой топливоподачи с топливным насосом высокого давления (ТНВД), топливопроводами высокого давления и форсунками (рис. 2). Конструктивные и эксплуатационные параметры этого двигателя

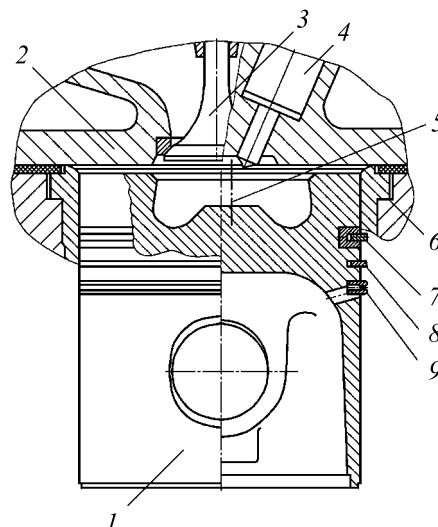


Рис. 2. Конструктивная схема гильзы, головки цилиндров и поршня двигателя Д-245 с КС и расположением форсунки:

1 — поршень; 2 — головка цилиндра; 3 — выпускной клапан; 4 — форсунка; 5 — ось камеры сгорания; 6 — гильза цилиндра; 7 и 8 — компрессионные кольца; 9 — маслоотъемное кольцо

приведены ниже. Компактность двигателя позволяет использовать его в качестве силовой установки для автомобилей [46].

Конструктивные и эксплуатационные параметры дизельного двигателя типа Д-245

Тип двигателя	Четырехтактный, рядный, дизельный
Число цилиндров	4
Расположение цилиндров	Вертикальное, рядное
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Количество клапанов на цилиндр	2
Диаметр цилиндра D / ход поршня S , мм	110/125
Степень сжатия ϵ	15,1
Общий рабочий объем iV_h , л	4,75
Тип КС, способ смесеобразования	Типа ЦНИДИ, объемно-плечное смесеобразование
Номинальная мощность N_e , кВт	85
Номинальная частота вращения n , мин ⁻¹	2400
Система питания	Разделенного типа
ТНВД	Рядный, типа PP4M10U1f фирмы Motorpal с центробежным регулятором
Диаметр плунжеров ТНВД $d_{пл}$ / их ход $h_{пл}$, мм	10/10
Длина нагнетательных топливопроводов L_r , мм	540
Форсунки	Типа ФДМ-22 производства НЗТА
Распылители форсунок	Типа 171.07.00 производства АЗПИ с пятью распыляющими отверстиями диаметром $d_p = 0,35$ мм и проходным сечением $\mu_p f_p = 0,270$ мм ²
Давление начала впрыскивания форсунок $p_{фo}$, МПа	21,5

Примечания. НЗТА — Ногинский завод топливной аппаратуры; АЗПИ — Алтайский завод прецизионных изделий; $\mu_p f_p$ — эффективное проходное сечение распылителя форсунки в сборе; f_p — площадь сечения; μ_p — коэффициент расхода.

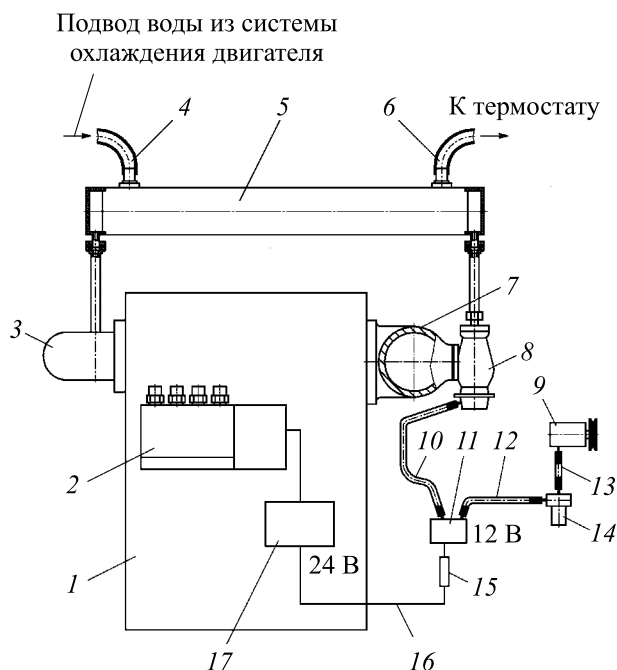


Рис. 3. Схема системы рециркуляции отработавших газов дизельного двигателя типа Д-245:

1 — двигатель; 2 — ТНВД; 3 — выпускной коллектор; 4 — шланг подвода охлаждающей жидкости; 5 — охладитель рециркулируемых ОГ; 6 — шланг отвода охлаждающей жидкости; 7 — впускной коллектор; 8 — клапан рециркуляции ОГ; 9 — вакуумный насос; 10, 12, 13 — соединительные шланги; 11 — электромагнитный клапан; 14 — термовакuumный выключатель; 15 — резистор; 16 — соединительный провод; 17 — электронный блок управления

При проведении экспериментального исследования дизельного двигателя типа Д-245 он был оснащен системой «холодной» рециркуляции ОГ, схема которой представлена на рис. 3. Основными элементами этой системы служат охладитель рециркулируемых ОГ 5, в котором происходит охлаждение ОГ, поступающих из выпускного коллектора 3 во впускной коллектор 7, и клапан рециркуляции ОГ 8, установленный возле впускного коллектора 7.

Система рециркуляции ОГ работает следующим образом. При открытом клапане рециркуляции ОГ 8 (рис. 3) часть ОГ подается из выпускного коллектора 3 через охладитель 5 во впускной коллектор 7 благодаря естественному перепаду между давлением ОГ перед турбиной и давлением наддувочного воздуха. Открытие клапана рециркуляции 8 осуществляется за счет разрежения, создаваемого вакуумным насосом 9 и передаваемого на этот клапан соединительными шлангами 10–13. Для управления работой клапана рециркуляции ОГ в вакуум-

ной линии установлен электромагнитный клапан 11, открывающийся при подаче на него постоянного тока напряжением 12 В. При открытом клапане 11 разрежение подается на клапан рециркуляции 8, что обеспечивает его открытие и поступление ОГ во впускной коллектор 7. Для исключения рециркуляции ОГ в непрогретом двигателе в вакуумную линию помещен термовакuumный выключатель 14, перекрывающий подачу вакуума на клапан рециркуляции, пока температура жидкости в системе охлаждения двигателя не превысит 40 °С. На режиме максимальной мощности с $N_e = 86,4$ кВт при $n = 2400$ мин⁻¹ и степени рециркуляции ОГ $\rho_p = 15\%$ температура ОГ после турбины составляет 560 °С, температура рециркулируемых ОГ после охладителя — 165 °С, смеси воздуха с рециркулируемыми ОГ — 60 °С.

Экспериментальное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов

При испытаниях дизельного двигателя типа Д-245 с системой рециркуляции ОГ снимались его нагрузочные характеристики при частотах вращения коленчатого вала $n = 1450, 1600, 1800, 2150$ и 2400 мин⁻¹. На каждом из указанных скоростных режимов нагрузки крутящий момент двигателя изменялся в диапазоне от $M_e = 90 \dots 100$ Н·м до его максимального зна-

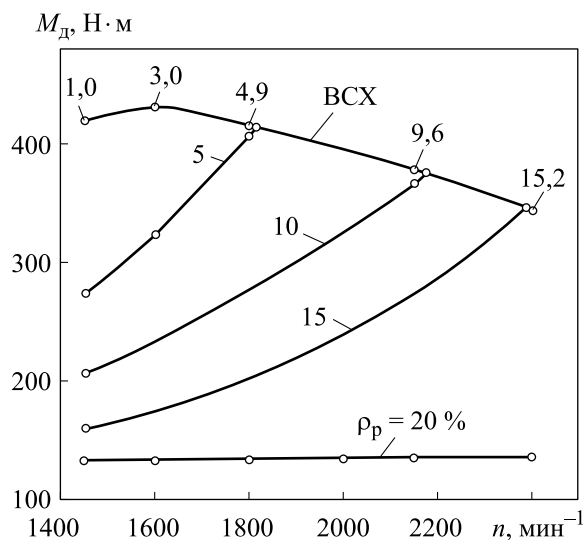


Рис. 4. Скоростные характеристики дизельного двигателя типа Д-245: внешняя скоростная характеристика (ВСХ) и оптимизированные характеристики степени рециркуляции ОГ ρ_p

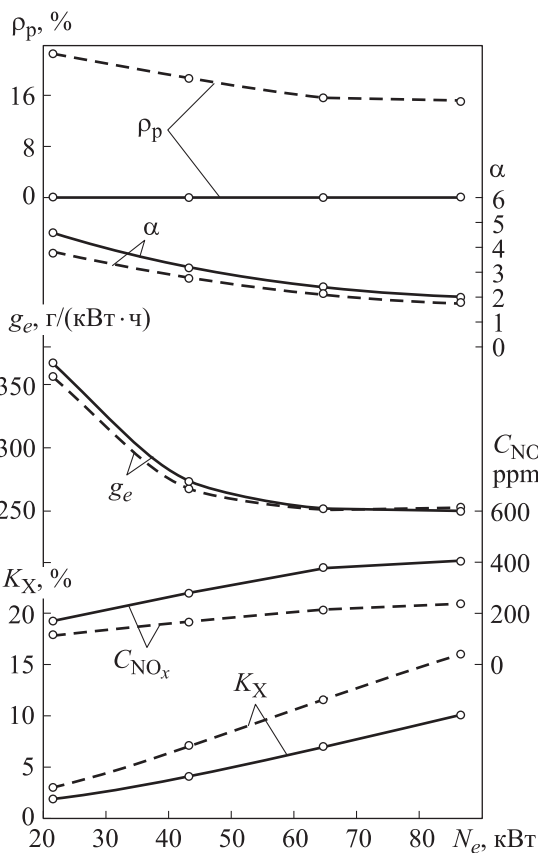


Рис. 5. Зависимость степени рециркуляции ОГ ρ_p , коэффициента избытка воздуха α , удельного эффективного расхода топлива g_e , концентрации оксидов азота C_{NO_x} в ОГ, их дымности по шкале Хартриджа K_X от эффективной мощности двигателя типа Д-245 при частоте вращения коленчатого вала $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ (сплошной линией обозначены характеристики без рециркуляции ОГ; пунктирной — с рециркуляцией)

чения на соответствующем режиме внешней скоростной характеристики (ВСХ на рис. 4). На режиме максимального крутящего момента при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ крутящий момент на ВСХ составляет $M_e = 430 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ — $M_e = 344 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Угол опережения впрыскивания топлива составлял $\theta = 7$ градусов поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки. При этом степень рециркуляции ОГ ρ_p , изменялась в диапазоне от 0 до 30 %. На рис. 5–7 показаны полученные при испытаниях нагрузочные характеристики этого двигателя на скоростных режимах с $n = 2400$, 1800 и 1450 мин^{-1} .

Данные рис. 4–7 свидетельствуют о том, что с уменьшением нагрузки на двигатель (со снижением мощности N_e) целесообразная степень

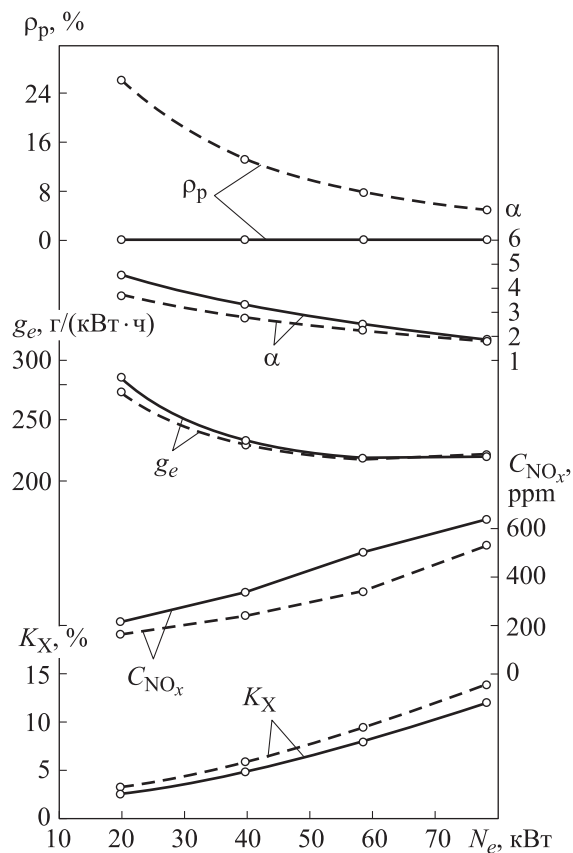


Рис. 6. Зависимость степени рециркуляции ОГ ρ_p , коэффициента избытка воздуха α , удельного эффективного расхода топлива g_e , концентрации оксидов азота C_{NO_x} в ОГ, их дымности K_X от эффективной мощности двигателя типа Д-245 при частоте вращения коленчатого вала $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ (сплошной линией обозначены характеристики без рециркуляции ОГ; пунктирной — с рециркуляцией)

рециркуляции ОГ ρ_p увеличивается, что связано с увеличением коэффициента избытка воздуха α по мере снижения нагрузки. При этом появляется возможность заметного снижения концентрации оксидов азота C_{NO_x} в ОГ при некотором увеличении их дымности K_X . Удельный эффективный расход топлива g_e при этом изменяется незначительно. В частности, на режиме максимальной мощности с $N_e = 86,4 \text{ кВт}$ при частоте вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ организация рециркуляции ОГ с $\rho_p = 15,2 \text{ %}$ позволила снизить концентрацию оксидов азота C_{NO_x} в ОГ от 410 до 240 ppm (см. рис. 5). При этом удельный эффективный расход топлива g_e возрос с 250,6 до 251,2 г/(кВт · ч), а дымность ОГ K_X увеличилась от 10 до 16 % по шкале Хартриджа. При снижении нагрузки до $N_e = 21,6 \text{ кВт}$ на этом ско-

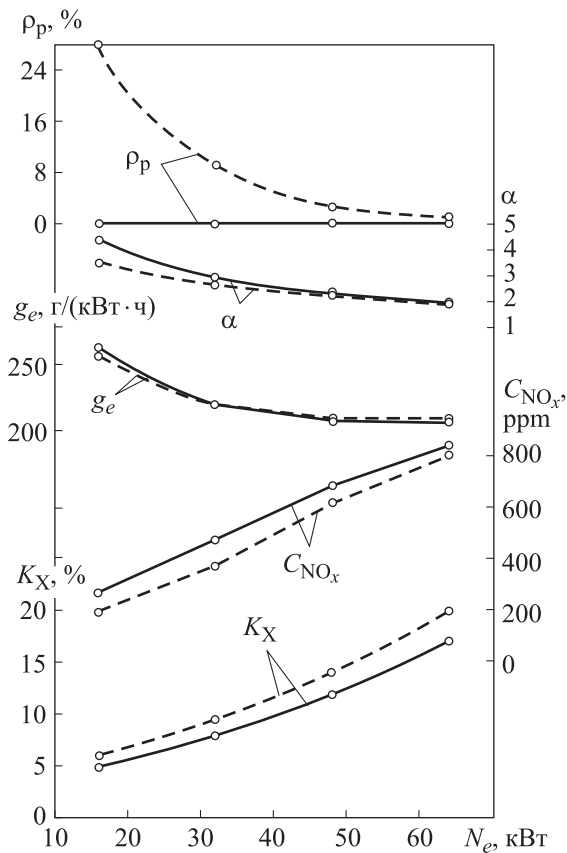


Рис. 7. Зависимость степени рециркуляции ОГ ρ_p , коэффициента избытка воздуха α , удельного эффективного расхода топлива g_e , концентрации оксидов азота C_{NO_x} в ОГ, их дымности K_x от эффективной мощности двигателя типа Д-245 при частоте вращения коленчатого вала $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ (сплошной линией обозначены характеристики без рециркуляции ОГ; пунктирной — с рециркуляцией)

ростном режиме оптимизированная степень рециркуляции ОГ составляет $\rho_p = 22,5 \%$. Такое увеличение степень рециркуляции ОГ на этом режиме приводит к снижению концентрации оксидов азота C_{NO_x} в ОГ от 170 до 120 ppm. При этом удельный эффективный расход топлива g_e снижается от 367,6 до 356,9 г/(кВт · ч), а дымность ОГ K_x увеличивается от 2 до 3 % по шкале Харттриджа.

С уменьшением частоты вращения коленчатого вала n с 2400 до 1450 мин^{-1} на режимах ВСХ целесообразная степень рециркуляции ОГ ρ_p в исследуемом двигателе уменьшается с 15,2 до 1,0 %. Такая небольшая возможная степень рециркуляции на режиме с $N_e = 63,8 \text{ кВт}$ при частоте вращения $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ обусловлена низкими значениями коэффициента избытка воз-

духа α на режимах ВСХ с пониженной частотой вращения коленчатого вала.

Оптимизированные характеристики степени рециркуляции отработавших газов

Анализ данных работ [6, 7, 30, 31, 37] показал необходимость регулирования количества перепускаемых ОГ в соответствии с изменениями скоростного и нагрузочного режимов работы дизельного двигателя. Известны различные подходы к оптимизации степени рециркуляции ОГ ρ_p . В работе [37] при оптимизации количества рециркулируемых ОГ учитывали выбросы двух наиболее значимых токсичных компонентов ОГ — оксидов азота и сажи (дымность ОГ). При каждом i -м значении рециркуляции ОГ обобщенный критерий оптимальности J_o на рассматриваемом режиме определяли в виде произведения относительной концентрации в ОГ оксидов азота $\bar{C}_{NO_x}$ и относительной дымности ОГ $\bar{K}_x$, т. е. в виде

$$J_o = \bar{C}_{NO_{xi}} \bar{K}_x.$$

Оптимальное количество рециркулируемых ОГ соответствует минимальному значению используемого обобщенного критерия оптимальности J_o .

С помощью описанного подхода определены оптимальные значения степени рециркуляции ОГ ρ_p для различных скоростных и нагрузочных режимов работы исследуемого двигателя, представленные на рис. 4–7. На рис. 4 показаны характеристика изменения степени рециркуляции ОГ ρ_p на режимах ВСХ и изолинии с одинаковой оптимальной степенью рециркуляции ОГ, равной 20, 15, 10, 5 %. На рис. 5–7 представлены оптимизированные характеристики степени рециркуляции ОГ ρ_p при различных нагрузках на скоростных режимах с $n = 2400, 1800$ и 1450 мин^{-1} . Реализация этих оптимизированных характеристик в дизельном двигателе типа Д-245 предусматривает увеличение степени рециркуляции ОГ с 15,2 до 22,5 % при снижении нагрузки (мощности двигателя) с 86,4 до 21,6 кВт на номинальном скоростном режиме с $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и ее снижение с 15,2 до 1,0 % при снижении частоты вращения коленчатого вала двигателя n с 2400 до 1450 мин^{-1} на режимах ВСХ.

Полученные характеристики степени рециркуляции ОГ ρ_p для исследуемого дизельно-

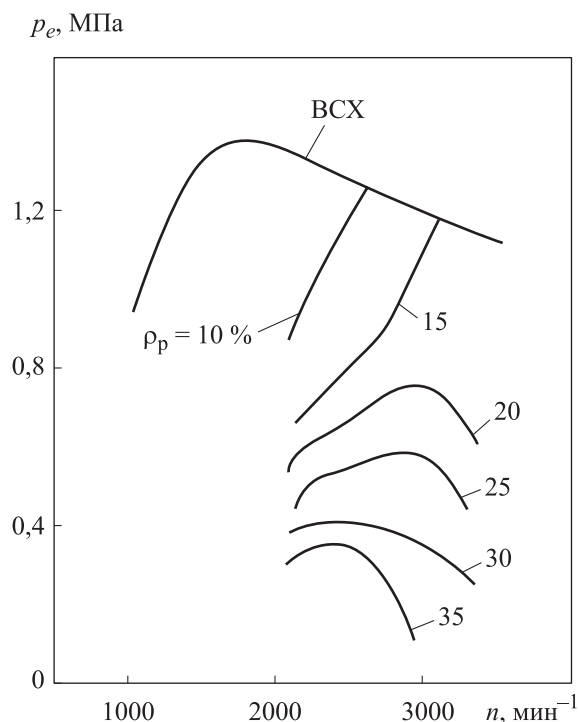


Рис. 8. Базовые характеристики управления степенью рециркуляции ОГ ρ_p дизельного двигателя легкого грузового автомобиля, рекомендуемые в работе [47]: BCX — внешняя скоростная характеристика; n — частота вращения коленчатого вала; p_e — среднее эффективное давление

го двигателя типа Д-245 хорошо коррелируют с аналогичными характеристиками дизельного двигателя легкого грузового автомобиля, рекомендуемыми в работе (рис. 8) [47].

Полученные оптимизированные характеристики степени рециркуляции ОГ в исследуемом дизельном двигателе типа Д-245 (см. рис. 4) также хорошо коррелируют с расчетными данными работы [37]. В соответствии с данными рис. 4, на режиме максимального крутящего момента с $N_e = 72,3$ кВт при частоте вращения $n = 1600$ мин⁻¹ целесообразна организация рециркуляции ОГ с $\rho_p = 3,0$ %. Это хорошо согласуется с данными работы [37], в которой для этого режима работы исследуемого двигателя получена оптимальная степень рециркуляции ОГ, равная $\rho_p = 2,5$ %.

Заключение

Результаты проведенных экспериментальных и расчетных исследований дизельного двигателя с системой рециркуляции ОГ могут быть сведены к следующим основным выводам.

1. Рециркуляция ОГ достаточно широко применяется в серийно выпускаемых автомо-

бильных дизельных двигателях Volkswagen, Mercedes-Benz, Opel, Iveco и др. Преимущественно используется их «холодная» рециркуляция, при которой часть ОГ из выпускной системы через охладитель поступает в цилиндры двигателя. Для охлаждения этих газов обычно используется вода из системы охлаждения двигателя.

2. В качестве объекта исследования выбран дизельный двигатель типа Д-245 (4ЧН 11/12,5) производства ММЗ. Двигатель был оснащен системой «холодной» рециркуляции ОГ, основными элементами которой являлись охладитель, охлаждающий рециркулируемые ОГ водой из системы охлаждения двигателя, и клапан рециркуляции ОГ, через который газы из выпускного коллектора поступают во впускной коллектор двигателя.

3. При испытаниях двигателя с системой рециркуляции ОГ снимали его нагрузочные характеристики при частотах вращения коленчатого вала от 1450 до 2400 мин⁻¹. На каждом из исследованных скоростных режимов нагрузка на двигатель изменялась в диапазоне от 20 до 100 % полной нагрузки. Угол опережения впрыскивания топлива составлял 7 градусов поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки. При этом степень рециркуляции ОГ изменялась в диапазоне от 0 до 30 %.

4. Показано, что с уменьшением нагрузки на двигатель целесообразная степень рециркуляции ОГ увеличивается. На режиме максимальной мощности, равной 86,4 кВт при частоте вращения 2400 мин⁻¹, рециркуляция 15,2 % ОГ позволила снизить концентрацию оксидов азота в ОГ с 410 до 240 ppm. При этом удельный эффективный расход топлива возрос от 250,6 до 251,2 г/(кВт · ч), а дымность ОГ увеличилась от 10 до 16 % по шкале Хартриджа. При снижении нагрузки до 21,6 кВт на этом скоростном режиме оптимизированная степень рециркуляции ОГ составила 22,5 %. Такая степень рециркуляции на этом скоростном режиме привела к снижению концентрации оксидов азота в ОГ с 170 до 120 ppm. При этом удельный эффективный расход топлива снизился от 367,6 до 356,9 г/(кВт · ч), а дымность ОГ возросла от 2 до 3 % по шкале Хартриджа.

5. С уменьшением частоты вращения коленчатого вала с 2400 до 1450 мин⁻¹ на режимах внешней скоростной характеристики целесо-

образная степень рециркуляции ОГ уменьшается с 15,2 до 1,0 %. Такая небольшая степень рециркуляции обусловлена низкими значениями коэффициента избытка воздуха на режимах внешней скоростной характеристики с пониженной частотой вращения коленчатого вала.

6. При оптимизации значений степени рециркуляции ОГ в дизельном двигателе типа Д-245 обобщенный критерий определяли в виде произведения относительных эмиссий оксидов

азота и сажи. Полученные оптимизированные характеристики предусматривают увеличение степени рециркуляции ОГ с 15,2 до 22,5 % при снижении мощности двигателя с 86,4 до 21,6 кВт на номинальном скоростном режиме с частотой вращения 2400 мин⁻¹. При уменьшении частоты вращения от 2400 до 1450 мин⁻¹ на режимах внешней скоростной характеристики степень рециркуляции необходимо снизить с 15,2 до 1,0 %.

Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Gupta H.N. *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. Delhi, PHI Learning Pvt. Ltd., 2013, 658 p.
- [3] Alagumalai A. Internal Combustion Engines: Progress and Prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, vol. 38, pp. 561–571. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.06.014>
- [4] Ерохов В.И. *Токсичность современных автомобилей: методы и средства снижения вредных выбросов в атмосферу*. Москва, Форум, 2019, 458 с.
- [5] Кухаренок Г.М., Петрученко А.Н., Березун В.И. *Снижение выбросов вредных веществ дизельных двигателей*. Минск, Новое знание, 2014, 220 с.
- [6] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [7] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [8] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2014, 691 с.
- [9] Bouchez M., Dementhon J.B. Strategies for the Control of Particulate Trap Regeneration. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0472, pp. 1–7. <https://doi.org/10.4271/2000-01-0472>
- [10] Надарейшвили Г.Г. *Научные основы создания комплексных систем обеспечения современных экологических и акустических показателей двигателей внутреннего сгорания*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2020, 461 с.
- [11] Блинов А.С. *Разработка средств моделирования системы нейтрализации отработавших газов транспортного дизельного двигателя*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2023, 155 с.
- [12] Рослякова О.В. *Снижение интенсивности образования оксидов азота в судовых дизелях*. Дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, Новосибирской государственной академии водного транспорта, 2005, 100 с.
- [13] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 3–20.
- [14] Abd-Alla G.H. Using Exhaust Gas Recirculation in Internal Combustion Engines: A Review. *Energy Conversion and Management*, 2002, vol. 43, no. 8, pp. 1027–1042. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(01\)00091-7](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(01)00091-7)
- [15] Bravo Y., Moreno F., Longo O. Improved Characterization of Fouling in Cooled EGR Systems. *SAE Technical Paper Series*, 2007, no. 2007-01-1257, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1257>
- [16] Charles F.L.R., Ewing D., Becard J., Chang J.-S., Cotton J.S. Optimization of the Exhaust Mass Flow Rate and Coolant Temperature for Exhaust Gas Recirculation (EGR) Cooling Devices Used in Diesel Engines. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-0654, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2005-01-0654>
- [17] Hadjab R., Kadja M. Computational Fluid Dynamics Simulation of Heat Transfer Performance of Exhaust Gas Recirculation Coolers for Heavy-Duty Diesel Engines. *Thermal Science*, 2018, vol. 22, no. 6B, pp. 2733–2745.
- [18] Hoard J., Abarham M., Styles D., Giuliano J.M., Sluder C.S., Storey J.M.E. Diesel EGR Cooler Fouling. *SAE International Journal Engines*, 2009, no. 2008-01-2475, pp. 1234–1250. <https://doi.org/10.4271/2008-01-2475>

- [19] Li H., Haugen G., Ditaranto M., Berstad D., Jordal K. Impacts of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on the Natural Gas Combined Cycle Integrated with Chemical Absorption CO₂ Capture Technology. *Energy Procedia*, 2011, vol. 4, pp. 1411–1418. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.02.006>
- [20] Nagendra K., Tafti D.K., Viswanathan A.K. Modeling of Soot Deposition in Wavy-Fin Exhaust Gas Recirculator Coolers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, vol. 54, no. 7–8, pp. 1671–1681. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.10.033>
- [21] Paz C., Soares E., Vence J., Cabarcos A. Fouling Evolution on Ribbed Surfaces Under EGR Dry Soot Conditions: Experimental Measurements and 3D Model Validation. *International Journal of Thermal Science*, 2020, vol. 151, no. 4, art. 106271. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106271>
- [22] Razmavar A., Reza Malayeri M. A Simplified Model for Deposition and Removal of Soot Particles in an Exhaust Gas Recirculation Cooler. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, vol. 138, no. 1, art. 011505, pp. 1–10. <https://doi.org/10.1115/1.4031180>
- [23] Sahu D., Deepak S.S.K. Review on Numerical Analysis of EGR Cooler. *International Journal of Trend in Scientific Research and Development (IJTSRD)*, 2020, vol. 4, iss. 6, pp. 1058–1061. URL: www.ijtsrd.com/papers/ijtsrd33570.pdf (accessed November 15, 2023).
- [24] Sul H., Han T., Bieniek M., Hoard J., Kuan C., Styles D. The Effects of Temperature, Shear Stress, and Deposit Thickness on EGR Cooler Fouling Removal Mechanism – Part 2. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 2016, vol. 9, no. 2016-01-0186, pp. 245–253. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0186>
- [25] Usui S., Ito K., Kato K. The Effect of Semi-Circular Micro Riblets on the Deposition of Diesel Exhaust Particulate. *SAE Technical Paper Series*, 2004, no. 2004-01-0969, pp. 1–14. <https://doi.org/10.4271/2004-01-0969>
- [26] Warey A., Bika A.S., Vassallo A., Balestrino S., Szymkowicz P. Combination of Pre-EGR Cooler Oxidation Catalyst and Water Vapor Condensation to Mitigate Fouling. *SAE International Journal of Engines*, 2014, vol. 7, no. 1, pp. 21–31. <https://doi.org/10.4271/2014-01-0636>
- [27] Yang B.-J., Altin O., Mao S., Feng Z.-G., Michaelides E.E. Condensation Analysis of Exhaust Gas Recirculation System for Heavy-Duty Trucks. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2011, vol. 3, no. 4, art. 041007, pp. 1–9.
- [28] Zheng M., Reader G., Hawley J.G. Diesel Engine Exhaust Gas Recirculation – A Review on Advanced and Novel Concepts. *Energy Conversion Management*, 2004, vol. 45, pp. 883–900. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00194-8](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00194-8)
- [29] Гуреев В.М., Хайруллин А.Х., Варламов Ф.А., Гумеров И.Ф., Хафизов Р.Х. Влияние рециркуляции отработавших газов на технико-экономические и экологические показатели высокофорсированного авиационного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*, 2016, № 4, с. 102–105.
- [30] Марков В.А., Камалтдинов В.Г., Хрипунов С.А. Рециркуляция отработавших газов в двигателях с воспламенением от сжатия. *Грузовик*, 2011, № 6, с. 14–25.
- [31] Марков В.А., Хрипунов С.А., Камалтдинов В.Г. Управление рециркуляцией отработавших газов в транспортных дизелях. *Автомобильная промышленность*, 2011, № 12, с. 11–15.
- [32] Толшин В.И., Якунчиков В.В., Чуб Т.В. Рециркуляция ОГ как средство снижения оксидов азота судового дизель-генератора. *Двигателестроение*, 2000, № 4, с. 20–21.
- [33] Толшин В.И., Кирпиченков С.В. Регулирование рециркуляции отработавших газов судового среднеоборотного дизеля. *Двигателестроение*, 2002, № 3, с. 36–38.
- [34] Новиков Л.А., Вольская Н.А., Хинчук Г.И. Моделирование рабочего процесса и эмиссии окислов азота (NO_x) малотоксичного дизеля с рециркуляцией отработавших газов, обогащенных кислородом. *Двигателестроение*, 1996, № 1, с. 13–18.
- [35] Бейлин В.И., Лурье В.А. К исследованию рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания с рециркуляцией продуктов сгорания. *Двигателестроение*, 1996, № 1, с. 19–21.
- [36] Ахромешин А.В. Применение системы рециркуляции отработавших газов в ДВС с управляемым газообменом. *Известия ТулГУ. Технические науки*, 2010, № 1, с. 235–239.
- [37] Блинов А.С., Гумеров И.Ф., Кулешов А.А., Неверов В.А. Расчетное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов. *Двигателестроение*, 2024, № 2, с. 42–55.
- [38] Поздняков Н.А., Варфоломеева Т.А. Моделирование процессов в системе рециркуляции отработавших газов. *Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК: матер. междунар. науч.-практ. конф.* В 2 ч. Минск, Белорусский государственный аграрный технический университет, 2014, ч. 2, с. 277–283.

- [39] Петров А.А. *Снижение вредных выбросов тракторного дизеля 4Ч 11/12,5 путем рециркуляции отработавших газов*. Дис. ... канд. техн. наук. Саратов, Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова, 2006, 220 с.
- [40] Шарипов Р.Р. *Повышение эффективности работы каталитического нейтрализатора в период прогрева дизеля путем рециркуляции отработавших газов*. Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, Челябинское высшее военное автомобильное командно-инженерное училище, 2009, 146 с.
- [41] Кирпиченков С.В. *Регулируемая рециркуляция отработавших газов в системе комплексного снижения токсичных выбросов среднеоборотного дизеля речного судна*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, Московская государственная академия водного транспорта, 2001, 152 с.
- [42] Чуб Т.В. *Рециркуляция отработавших газов судового дизель-генератора как средство снижения выбросов оксидов азота*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, Московская государственная академия водного транспорта, 2000, 138 с.
- [43] *Дизели Д-245.7, Д-245.9, Д-245.12С*. Руководство по эксплуатации. Москва, ОАО УКХ «Минский моторный завод», 2011, 78 с.
- [44] Лиханов В.А., Чувашев А.Н. *Конструкция дизелей Д-245 ЕЗ*. Киров, ФГБОУ ВПО Вятская ГСХА, 2015, 167 с.
- [45] Кузнецов А.С. *Автомобиль ЗИЛ «Бычок» и его модификации*. Руководство по эксплуатации, ремонту и техническому обслуживанию. Москва, АТЛАС-ПРЕСС, 2005, 304 с.
- [46] Марков В.А., Сиротин Е.А. *Чтобы тракторный дизель стал автомобильным. Автомобильная промышленность*, 1999, № 6, с. 9–11.
- [47] Блинов А.Д., Голубев П.А., Драган Ю.Е. и др. *Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков*. Москва, НИЦ «Инженер», 2000, 332 с.

References

- [1] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Gupta H.N. *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. Delhi, PHI Learning Pvt. Ltd., 2013, 658 p.
- [3] Alagumalai A. Internal Combustion Engines: Progress and Prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, vol. 38, pp. 561–571. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.06.014>
- [4] Erokhov V.I. *Toksichnost' sovremennykh avtomobiley: metody i sredstva snizheniya vrednykh vybrosov v atmosferu* [Toxicity of modern cars: methods and means of reducing harmful emissions into the atmosphere]. Moscow, Forum Publ., 2019, 458 p. (In Russ.).
- [5] Kukharenek G.M., Petruchenko A.N., Berezun V.I. *Snizhenie vybrosov vrednykh veshchestv dizel'nykh dvigateley* [Reducing emissions of harmful substances from diesel engines]. Minsk, Novoe znanie Publ., 2014, 220 p. (In Russ.).
- [6] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [7] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of diesel exhaust gases]. Moscow, BMSTU Press, 2002, 376 p. (In Russ.).
- [8] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Neftnyanye motornye topliva: ekologicheskie aspekty primeneniya* [Petroleum motor fuels: environmental aspects of application]. Moscow, "Inzhener" Publ., "Oniko-M" Publ., 2014, 691 p. (In Russ.).
- [9] Bouchez M., Dementhon J.B. Strategies for the Control of Particulate Trap Regeneration. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0472, pp. 1–7. <https://doi.org/10.4271/2000-01-0472>
- [10] Nadareyshvili G.G. *Nauchnye osnovy sozdaniya kompleksnykh sistem obespecheniya sovremennykh ekologicheskikh i akusticheskikh pokazateley dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Scientific foundations for creating integrated systems to ensure modern environmental and acoustic performance of internal combustion engines]. Diss. Dr. Sci. Moscow, GNTs RF FGUP "NAMI" Publ., 2020, 461 p. (In Russ.).
- [11] Blinov A.S. *Razrabotka sredstv modelirovaniya sistemy neytralizatsii otrabotavshikh gazov transportnogo dizel'nogo dvigatelya* [Development of means for modeling a system for neutralizing exhaust gases of a transport diesel engine]. Diss. Ph. D. Moscow, BMSTU Press, 2023, 155 p. (In Russ.).
- [12] Roslyakova O.V. *Snizhenie intensivnosti obrazovaniya oksidov azota v sudovykh dizelyakh* [Reducing the intensity of nitrogen oxide formation in marine diesel engines]. Diss. Ph. D. Novosibirsk, Novosibirskaya gosudarstvennaya akademiya vodnogo transporta Publ., 2005, 100 p. (In Russ.).
- [13] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A., Karpets F.S. Technologies for industrial production of hydrogen and its use in transport power plants. *Dvigatelistroenie*, 2022, no. 1, pp. 3–20. (In Russ.).

- [14] Abd-Alla G.H. Using Exhaust Gas Recirculation in Internal Combustion Engines: A Review. *Energy Conversion and Management*, 2002, vol. 43, no. 8, pp. 1027–1042. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(01\)00091-7](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(01)00091-7)
- [15] Bravo Y., Moreno F., Longo O. Improved Characterization of Fouling in Cooled EGR Systems. *SAE Technical Paper Series*, 2007, no. 2007-01-1257, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1257>
- [16] Charles F.L.R., Ewing D., Becard J., Chang J.-S., Cotton J.S. Optimization of the Exhaust Mass Flow Rate and Coolant Temperature for Exhaust Gas Recirculation (EGR) Cooling Devices Used in Diesel Engines. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-0654, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2005-01-0654>
- [17] Hadjab R., Kadja M. Computational Fluid Dynamics Simulation of Heat Transfer Performance of Exhaust Gas Recirculation Coolers for Heavy-Duty Diesel Engines. *Thermal Science*, 2018, vol. 22, no. 6B, pp. 2733–2745.
- [18] Hoard J., Abarham M., Styles D., Giuliano J.M., Sluder C.S., Storey J.M.E. Diesel EGR Cooler Fouling. *SAE International Journal Engines*, 2009, no. 2008-01-2475, pp. 1234–1250. <https://doi.org/10.4271/2008-01-2475>
- [19] Li H., Haugen G., Ditaranto M., Berstad D., Jordal K. Impacts of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on the Natural Gas Combined Cycle Integrated with Chemical Absorption CO₂ Capture Technology. *Energy Procedia*, 2011, vol. 4, pp. 1411–1418. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.02.006>
- [20] Nagendra K., Tafti D.K., Viswanathan A.K. Modeling of Soot Deposition in Wavy-Fin Exhaust Gas Recirculator Coolers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, vol. 54, no. 7–8, pp. 1671–1681. <https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2010.10.033>
- [21] Paz C., Soares E., Vence J., Cabarcos A. Fouling Evolution on Ribbed Surfaces Under EGR Dry Soot Conditions: Experimental Measurements and 3D Model Validation. *International Journal of Thermal Science*, 2020, vol. 151, no. 4, art. 106271. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106271>
- [22] Razmavar A., Reza Malayeri M. A Simplified Model for Deposition and Removal of Soot Particles in an Exhaust Gas Recirculation Cooler. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, vol. 138, no. 1, art. 011505, pp. 1–10. <https://doi.org/10.1115/1.4031180>
- [23] Sahu D., Deepak S.S.K. Review on Numerical Analysis of EGR Cooler. *International Journal of Trend in Scientific Research and Development (IJTSRD)*, 2020, vol. 4, iss. 6, pp. 1058–1061. URL: www.ijtsrd.com/papers/ijtsrd33570.pdf (accessed November 15, 2023).
- [24] Sul H., Han T., Bieniek M., Hoard J., Kuan C., Styles D. The Effects of Temperature, Shear Stress, and Deposit Thickness on EGR Cooler Fouling Removal Mechanism – Part 2. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 2016, vol. 9, no. 2016-01-0186, pp. 245–253. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0186>
- [25] Usui S., Ito K., Kato K. The Effect of Semi-Circular Micro Riblets on the Deposition of Diesel Exhaust Particulate. *SAE Technical Paper Series*, 2004, no. 2004-01-0969, pp. 1–14. <https://doi.org/10.4271/2004-01-0969>
- [26] Warey A., Bika A.S., Vassallo A., Balestrino S., Szymkowicz P. Combination of Pre-EGR Cooler Oxidation Catalyst and Water Vapor Condensation to Mitigate Fouling. *SAE International Journal of Engines*, 2014, vol. 7, no. 1, pp. 21–31. <https://doi.org/10.4271/2014-01-0636>
- [27] Yang B.-J., Altin O., Mao S., Feng Z.-G., Michaelides E.E. Condensation Analysis of Exhaust Gas Recirculation System for Heavy-Duty Trucks. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2011, vol. 3, no. 4, art. 041007, pp. 1–9.
- [28] Zheng M., Reader G., Hawley J.G. Diesel Engine Exhaust Gas Recirculation – A Review on Advanced and Novel Concepts. *Energy Conversion Management*, 2004, vol. 45, pp. 883–900. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00194-8](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00194-8)
- [29] Gureev V.M., Khairullin A.K., Varlamov F.A., Gumerov I.F., Khafizov R.K. Influence of exhaust gas recirculation on technical, economic, and environmental performance of high-uprated diesel aircraft engine. *Russian Aeronautics*, 2016, vol. 59, no. 4, pp. 554–558.
- [30] Markov V.A., Kamaltdinov V.G., Khripunov S.A. Exhaust Gas Recirculation in Compression Ignition Engines. *Gruzovik*, 2011, no. 6, pp. 14–25. (In Russ.).
- [31] Markov V.A., Khripunov S.A., Kamaltdinov V.G. Exhaust Gas Recirculation Control in Transport Diesel Engines. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2011, no. 12, pp. 11–15. (In Russ.).
- [32] Tolshin V.I., Yakunchikov V.V., Chub T.V. Exhaust Gas Recirculation as a Means of Reducing Nitrogen Oxides in Marine Diesel Generators. *Engines construction*, 2000, no. 4, pp. 20–21. (In Russ.).
- [33] Tolshin V.I., Kirpichenkov S.V. Regulation of Exhaust Gas Recirculation of a Medium-Speed Marine Diesel Engine. *Engines construction*, 2002, no. 3, pp. 36–38. (In Russ.).

- [34] Novikov L.A., Vol'skaya N.A., Khinchuk G.I. Modeling the Operating Process and Nitrogen Oxide Emissions (NO_x) of a Low-Emission Diesel Engine with Oxygen-Enriched Exhaust Gas Recirculation. *Engines construction*, 1996, no. 1, pp. 13–18. (In Russ.).
- [35] Beylin V.I., Lur'e V.A. On the Study of the Operating Process of an Internal Combustion Engine with Combustion Product Recirculation. *Engines construction*, 1996, no. 1, pp. 19–21. (In Russ.).
- [36] Akhromeshin A.V. Application of the exhaust gas recirculation system in the internal combustion engine with controlled gas exchange. *Izvestiya TulGTU. Tekhnicheskie nauki*, 2010, no. 1, pp. 235–239. (In Russ.).
- [37] Blinov A.S., Gumerov I.F., Kuleshov A.A., Neverov V.A. Computational study of the diesel engine parameters if equipped with the exhaust gas recirculation system. *Engines construction*, 2024, no. 2, pp. 42–55. (In Russ.).
- [38] Pozdnyakov N.A., Varfolomeeva T.A. Modeling of processes in the exhaust gas recirculation system. *Sovremennye problemy osvoeniya novoy tekhniki, tekhnologii, organizatsii tekhnicheskogo servisa v APK: mater. mezhdunar. nauch.-prakt. konf. 2 part.* Minsk, Belorusskiy gosudarstvennyy agrarnyy tekhnicheskii universitet Publ., 2014, part. 2, pp. 277–283. (In Russ.).
- [39] Petrov A.A. *Snizhenie vrednykh vybrosov traktornogo dizelya 4Ch 11/12,5 putem retsirkulyatsii otrabotavshikh gazov* [Reducing Harmful Emissions of 4Ch 11/12.5 Tractor Diesel Engine by Recirculating Exhaust Gases]. Diss. Ph. D. Saratov, Saratovskiy gosudarstvennyy agrarnyy universitet im. N.I. Vavilova Publ., 2006, 220 p. (In Russ.).
- [40] Sharipov R.R. *Povyshenie effektivnosti raboty kataliticheskogo neytralizatora v period progrevy dizelya putem retsirkulyatsii otrabotavshikh gazov* [Improving the Efficiency of a Catalytic Converter during Diesel Warm-Up by Recirculating Exhaust Gases]. Diss. Ph. D. Chelyabinsk, Chelyabinskoe vysshee voennoe avtomobil'noe komandno-inzhenernoe uchilishche Publ., 2009, 146 p. (In Russ.).
- [41] Kirpichenkov S.V. *Reguliruemaya retsirkulyatsiya otrabotavshikh gazov v sisteme kompleksnogo snizheniya toksichnykh vybrosov sredneoborotnogo dizelya rechnogo sudna* [Adjustable Recirculation of Exhaust Gases in a Comprehensive System for Reducing Toxic Emissions of a Medium-Speed Diesel Engine of a River Vessel]. Diss. Ph. D. Moscow, Moskovskaya gosudarstvennaya akademiya vodnogo transporta Publ., 2001, 152 p. (In Russ.).
- [42] Chub T.V. *Retsirkulyatsiya otrabotavshikh gazov sudovogo dizel'-generatora kak sredstvo snizheniya vybrosov oksidov azota* [Exhaust Gas Recirculation of Marine Diesel Generators as a Means of Reducing Nitrogen Oxide Emissions]. Diss. Ph. D. Moscow, Moskovskaya gosudarstvennaya akademiya vodnogo transporta Publ., 2000, 138 p. (In Russ.).
- [43] *Dizeli D-245.7, D-245.9, D-245.12S* [Diesels D-245.7, D-245.9, D-245.12S]. *Rukovodstvo po ekspluatatsii*. Moscow, Minskiy motornyy zavod Publ., 2011, 78 p. (In Russ.).
- [44] Likhanov V.A., Chuvashhev A.N. *Konstruktsiya dizeley D-245 E3* [Design of Diesel Engines D-245 E3]. Kirov, Vyatskaya GSKhA Publ., 2015, 167 p. (In Russ.).
- [45] Kuznetsov A.S. *Avtomobil' ZIL "Bychok" i ego modifikatsii. Rukovodstvo po ekspluatatsii, remontu i tekhnicheskomu obsluzhivaniyu* [ZIL "Bychok" Automobile and Its Modifications. Operation, Repair and Maintenance Manual]. Moscow, ATLAS-PRESS Publ., 2005, 304 p. (In Russ.).
- [46] Markov V.A., Sirotin E.A. So that a tractor diesel engine becomes an automobile engine. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 1999, no. 6, pp. 9–11. (In Russ.).
- [47] Blinov A.D., Golubev P.A., Dragan Yu.E. et al. *Sovremennye podkhody k sozdaniyu dizeley dlya legkovykh avtomobiley i malotonnazhnykh gruzovikov* [Modern Approaches to the Creation of Diesel Engines for Passenger Cars and Light-Duty Trucks]. Moscow, NITs "Inzhener" Publ., 2000, 332 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 09.07.2024

Сведения об авторах

Блинов Артем Сергеевич — кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия. E-mail: mr.blinoff1@yandex.ru

Гумеров Ирек Флорович — кандидат технических наук, заместитель генерального директора ПАО «КамАЗ», Набережные Челны, республика Татарстан, Россия. E-mail: gumerov@kamaz.ru

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

Шлёнов Матвей Ильич — кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия. E-mail: matvey-job@mail.ru

Information about the authors

Blinov Artem Sergeevich — Ph. D. (Eng.), Senior Lecturer, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia. E-mail: mr.blinoff1@yandex.ru

Gumerov Irek Florovich — Ph. D. (Eng.), Deputy General Director, PJSC KAMAZ, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russia. E-mail: gumerov@kamaz.ru

Neverov Vsevolod Anatolievich — Ph. D. (Eng.), Senior Lecturer, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia. E-mail: sevasxp@mail.ru

Shlenov Matvey Ilyich — Ph. D. (Eng.), Senior Lecturer, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia. E-mail: matvey-job@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Блинов А.С., Гумеров И.Ф., Неверов В.А., Шленов М.И. Экспериментальное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов. *Двигателестроение*, 2024, № 3 (297), с. 28–41.

Citation:

Blinov A.S., Gumerov I.F., Neverov V.A., Shlenov M.I. Experimental parameter research of a diesel engine with the exhaust gas recirculation system. *Engines Construction*, 2024, no. 3 (297), pp. 28–41. (In Russ.).

УДК 621.436

Анализ концентрации токсичных компонентов в отработавших газах дизельного двигателя

А.А. Обозов, П.А. Гришанов

Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

Analyzing the toxic components concentration in the diesel engine exhaust gases

A.A. Obozov, P.A. Grishanov

Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

Актуальность статьи обусловлена необходимостью исследования вредных выбросов, содержащихся в отработавших газах дизельных двигателей, в целях анализа возможности снижения их токсичности. В данной работе приведены результаты лабораторных испытаний дизельного двигателя Д-240 производства ОАО «Минский моторный завод» (Республика Беларусь), целью которых было определение химического состава отработавших газов. Для охвата всех областей эксплуатации дизельного двигателя испытания проводили в широком диапазоне нагрузочных и скоростных режимов. Полученные данные обработаны с использованием методов корреляционного и регрессионного анализов. В программном комплексе MATLAB построены трехмерные графики, иллюстрирующие характер изменения химических концентраций оксидов азота, монооксида и диоксида углерода, несгоревших углеводородов и кислорода в отработавших газах в режимной области двигателя. Выполнен статистический анализ, который позволил определить основные закономерности протекания процессов и зависимости между полученными данными в пределах поставленного лабораторного эксперимента.

Ключевые слова: дизельный двигатель, экологические показатели, вредные выбросы, отработавшие газы, корреляционный анализ данных, регрессионный анализ данных

Relevance of this paper is caused by the need to study harmful emissions contained in the diesel engine exhaust gases to analyze a possibility of reducing their toxicity. This paper presents results of laboratory testing the D-240 diesel engine manufactured by the Minsk Motor Plant OJSC (Republic of Belarus). Its objective was to determine chemical composition of the exhaust gases. Testing was carried out in a wide range of the loading and speed modes to cover all areas of the diesel engine operation. The obtained data were processed using the correlation and regression analysis methods. Three-dimensional graphs illustrating the nature of alteration in chemical concentration of the nitrogen oxides, carbon monoxide and dioxide, unburned hydrocarbons and oxygen in the exhaust gases in the engine operation region were constructed in the MATLAB software package. Statistical analysis was performed making it possible to determine main patterns of the processes and dependencies between the data obtained within the laboratory experiment.

Keywords: diesel engine, ecological indicators, harmful emissions, exhaust gases, data correlation analysis, data regression analysis

В настоящее время внимание исследователей по-прежнему направлено на улучшение технико-экономических и экологических показателей двигателей. Об этом свидетельствуют многочисленные публикации [1–5]. Отметим, что отечественные дизельные двигатели по своим экологическим показателям уступают зарубежным аналогам [6–9]. В связи с этим определенный интерес представляют исследования концентраций токсичных компонентов в отработавших газах (ОГ) дизельного двигателя.

Объектом исследования являлся дизельный двигатель Д-240 (4Ч 11/12,5) производства ОАО «Минский моторный завод» (ММЗ, Республика Беларусь). Этот двигатель находит применение в различных сферах производственной деятельности (транспорт, промышленность, сельское хозяйство) в России, Беларуси, а также странах СНГ. Отличительная особенность двигателя — его «умеренный» уровень форсирования, отсутствие наддува, что обуславливает хороший моторесурс и неприхотливость в эксплуатации. Известно, что форсирование дизельных двигателей за счет применения наддува (или высокого наддува) приводит к увеличению максимальной температуры рабочего цикла и, как следствие, может ухудшать экологические параметры дизелей (в ОГ растет содержание оксидов азота NO_x). В связи с этим исследование экологических параметров двигателей «умеренного» уровня форсирования представляет определенный интерес [10, 11].

На лабораторном стенде кафедры «Тепловые двигатели» Брянского государственного технического университета были проведены испытания дизеля Д-240 производства ММЗ. Характеристики двигателя приведены ниже:

Эксплуатационная мощность N_e , кВт	42
Частота вращения вала n , мин^{-1}	1700
Эффективный крутящий момент M_e , Н · м	236
Отношение D/S , мм/мм	110/125
Число цилиндров i	4
Геометрическая степень сжатия ϵ	16
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт · ч)	226
Минимально-устойчивая частота вращения $n_{м.у.}$, мин^{-1}	600

В двигателе используется полуразделенная камера сгорания, в которой реализуется объемно-пленочное смесеобразование. Подача топлива в цилиндр осуществляется с помощью

рядного топливного насоса высокого давления (ТНВД) золотникового типа, оборудованного регулятором частоты вращения центробежного типа.

При проведении испытаний осуществлялось измерение концентрации химических компонентов, содержащихся в ОГ, в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов — при частоте вращения коленчатого вала $n = 600 \dots 1800 \text{ мин}^{-1}$ и крутящем моменте на валу двигателя $M_e = 0 \dots 236 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Исследуемые 16 режимов достаточно полно охватывают указанные диапазоны изменения режимных параметров двигателя n и M_e . Концентрации нормируемых компонентов в ОГ исследуемого двигателя определялись с использованием газоанализатора «Автотест-02.03» производства научно-производственной фирмы «Мета» (г. Жигулёвск Самарской обл.). Режимная область (план эксперимента), в которой проводили измерения, показана на рис. 1 [12]. Полученные в процессе испытаний результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 1.

На начальном этапе исследования для выявления взаимозависимости исследуемых параметров двигателя был выполнен корреляционный анализ полученных данных. Результаты такого анализа приведены в табл. 2. Эта таблица содержит парные коэффициенты корреляции режимных факторов (M_e , n , а также их нелинейных производных) и концентраций компонентов ОГ NO_x , CO , CO_2 , CH , O_2 .

При рассмотрении этой корреляционной матрицы нужно обратить внимание на нали-

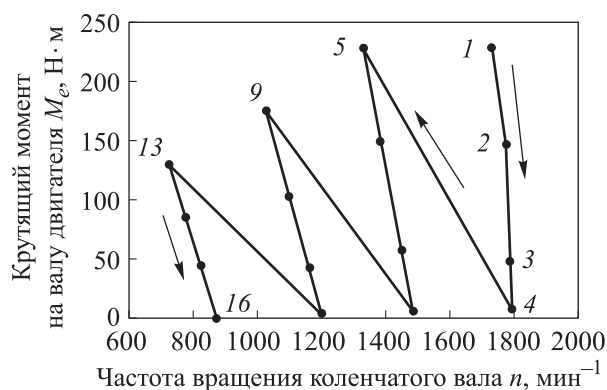


Рис. 1. Режимная область дизельного двигателя типа Д-240, в которой производилось измерение концентрации химических компонентов ОГ (точки 1–16 соответствуют номерам режимов, стрелками показана последовательность прохождения режимов)

Таблица 1. Результаты измерений концентрации токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя типа Д-240

Режим	$n, \text{мин}^{-1}$	$M_e, \text{Н} \cdot \text{м}$	Концентрация компонентов в ОГ				
			$C_{\text{CO}}, \%$	$C_{\text{CO}}, \text{ppm}$	$C_{\text{NO}_x}, \text{ppm}$	$C_{\text{CO}_2}, \%$	$C_{\text{CO}_2}, \%$
1	1728	228,95	0,0800	27,25	3000,0	9,07	8,78
2	1773	147,48	0,0250	16,50	2103,3	5,13	13,00
3	1786	48,60	0,0700	26,75	659,3	2,45	16,90
4	1789	8,43	0,1000	35,75	172,0	1,49	18,40
5	1329	228,25	0,0425	11,75	2617,0	8,09	9,15
6	1394	150,64	0,0075	6,50	1559,8	4,73	13,30
7	1445	57,94	0,0500	19,75	1001,0	2,39	16,75
8	1481	7,02	0,1050	34,25	136,0	1,29	18,50
9	1031	175,58	0,0300	24,00	2795,3	6,03	11,70
10	1106	103,94	0,0100	31,50	1665,5	3,47	14,98
11	1157	42,84	0,0675	32,50	615,8	2,03	17,10
12	1203	3,51	0,1150	35,00	139,5	1,24	18,58
13	728	127,82	0,0175	34,75	3069,3	4,67	13,43
14	785	85,68	0,0075	34,25	2114,5	3,15	15,43
15	827	44,95	0,0175	32,00	1098,3	2,14	16,90
16	875	1,76	0,0925	35,25	216,5	1,21	18,40

Таблица 2. Корреляционная матрица данных, полученных при испытаниях дизельного двигателя

Режимные факторы						Концентрация компонентов в ОГ				
Параметр	n	M_e	n^2	M_e^2	$n \cdot M_e$	$C_{\text{CO}}, \%$	$C_{\text{CH}}, \text{ppm}$	$C_{\text{NO}_x}, \text{ppm}$	$C_{\text{CO}_2}, \%$	$C_{\text{O}_2}, \%$
n	1									
M_e	0,106	1								
n^2	0,993	0,101	1							
M_e^2	0,185	0,957	0,173	1						
$n \cdot M_e$	0,370	0,940	0,363	0,942	1					
$C_{\text{CO}}, \%$	0,397	−0,510	0,380	−0,270	−0,318	1				
$C_{\text{CH}}, \text{ppm}$	−0,357	−0,638	−0,313	−0,580	−0,673	0,420	1			
$C_{\text{NO}_x}, \text{ppm}$	−0,172	0,908	−0,149	0,808	0,761	−0,642	−0,380	1		
$C_{\text{CO}_2}, \%$	0,168	0,983	0,167	0,986	0,956	−0,366	−0,564	0,776	1	
$C_{\text{O}_2}, \%$	−0,103	−0,995	−0,101	−0,974	−0,943	0,452	0,591	−0,827	−0,994	1

чие достаточно сильной линейной зависимости концентрации исследуемых компонентов от крутящего момента (нагрузки на дизельный двигатель). Особенно высокая зависимость от параметра M_e наблюдается у компонентов O_2 ($r_{CO_2-M_e} = -0,995$) и CO_2 ($r_{CO_2-M_e} = +0,983$), что вполне очевидно, поскольку их концентрация напрямую связана с цикловой подачей топлива. Также достаточно сильно зависит от нагрузки двигателя концентрация оксидов азота NO_x ($r_{NO_x-M_e} = +0,908$). Концентрация CO и CH при увеличении нагрузки уменьшается, о чем свидетельствуют отрицательные значения соответствующих коэффициентов корреляции, хотя, как будет показано далее, зависимость концентрации данных компонентов от M_e имеет более сложный нелинейный характер. Также следует отметить наличие взаимосвязи концентрации CO и CH (эффект неполного сгорания топлива), однако данная линейная взаимосвязь выражена нечетко ($r_{CO_2-CH} = +0,420$). Влияние частоты вращения двигателя n на концентрацию химических компонентов в ОГ двигателя менее выражено. Максимальные значения имеют концентрации $r_{CO-n} = +0,40$; $r_{CH-n} = -0,36$. Полученные результаты хорошо коррелируются с данными работ [13–17].

Для получения более полного представления о влиянии режимных факторов на концентрацию химических компонентов в ОГ был выполнен регрессионный анализ полученных данных. В качестве регрессионного уравнения была выбрана так называемая полная квадратика от режимных факторов n и M_e . Полученные

коэффициенты уравнения регрессии ($a \dots f$) приведены в табл. 3.

О хорошем качестве описательных свойств уравнений регрессии можно судить по значениям критериев Фишера F , R^2 и стандартному отклонению $\sigma_{ст}$. С использованием регрессионных уравнений в ПК MATLAB были построены графики (поверхности), иллюстрирующие характер изменения концентрации исследуемых компонентов ОГ в режимной области двигателя (рис. 2) [18].

Как отмечено выше, характер изменения концентрации углекислого газа CO_2 и кислорода O_2 имеет закономерный (очевидный) вид, представленный на рис. 3. На режимах холостого хода (XX) концентрация в ОГ диоксида углерода $C_{CO_2} \approx 1,2 \dots 1,5 \%$, а концентрация кислорода $C_{O_2} \approx 18,6 \%$. При этом суммарная концентрация кислородосодержащих компонентов в ОГ исследуемого двигателя $C_{O_2+CO_2} \approx 20 \%$. На режимах, близких к внешней скоростной характеристике двигателя, эти концентрации составляют соответственно 9, 8,8 и 17,8 %.

Приведенные данные свидетельствуют о том, что экологические характеристики существенно зависят от скоростного и нагрузочного режимов работы исследуемого дизельного двигателя. Эти данные могут быть использованы при разработке мероприятий, обеспечивающих улучшение показателей токсичности ОГ отечественных дизельных двигателей и их соответствие требованиям современных нормативных документов, регламентирующих эти показатели.

Таблица 3. Коэффициенты уравнений регрессии, описывающих уровни концентраций компонентов ОГ дизельного двигателя типа Д-240

Коэффициент регрессии	C_{CO} , %	C_{CH} , ppm	C_{NO_x} , ppm	C_{CO_2} , %	C_{O_2} , %
a (свободный член)	$6,31990 \cdot 10^{-2}$	$9,44393 \cdot 10^1$	$3,92754 \cdot 10^3$	3,71794	$1,61187 \cdot 10^1$
$b(n)$	$3,83012 \cdot 10^{-5}$	$-8,88493 \cdot 10^{-2}$	-5,91201	$-4,04639 \cdot 10^{-3}$	$3,70900 \cdot 10^{-3}$
$c(M_e)$	$-1,30717 \cdot 10^{-3}$	$-1,55877 \cdot 10^{-1}$	$2,09460 \cdot 10^1$	$1,19933 \cdot 10^{-2}$	$-2,80948 \cdot 10^{-2}$
$d(n^2)$	$-2,85368 \cdot 10^{-9}$	$3,18030 \cdot 10^{-5}$	$2,12548 \cdot 10^{-3}$	$1,55989 \cdot 10^{-6}$	$-1,31474 \cdot 10^{-6}$
$e(M_e^2)$	$5,15182 \cdot 10^{-6}$	$5,76560 \cdot 10^{-4}$	$-1,56190 \cdot 10^{-2}$	$7,54411 \cdot 10^{-5}$	$-5,62397 \cdot 10^{-5}$
$f(n \cdot M_e)$	$-6,11150 \cdot 10^{-8}$	$-2,85368 \cdot 10^{-5}$	$-3,18548 \cdot 10^{-3}$	$1,76224 \cdot 10^{-6}$	$-8,73340 \cdot 10^{-7}$
F (критерий Фишера)	17,32	4,26	58,67	468,59	1806,6
R^2	0,896	0,681	0,967	0,995	0,999
$\sigma_{ст}$	0,015	6,374	239,2	0,195	0,131

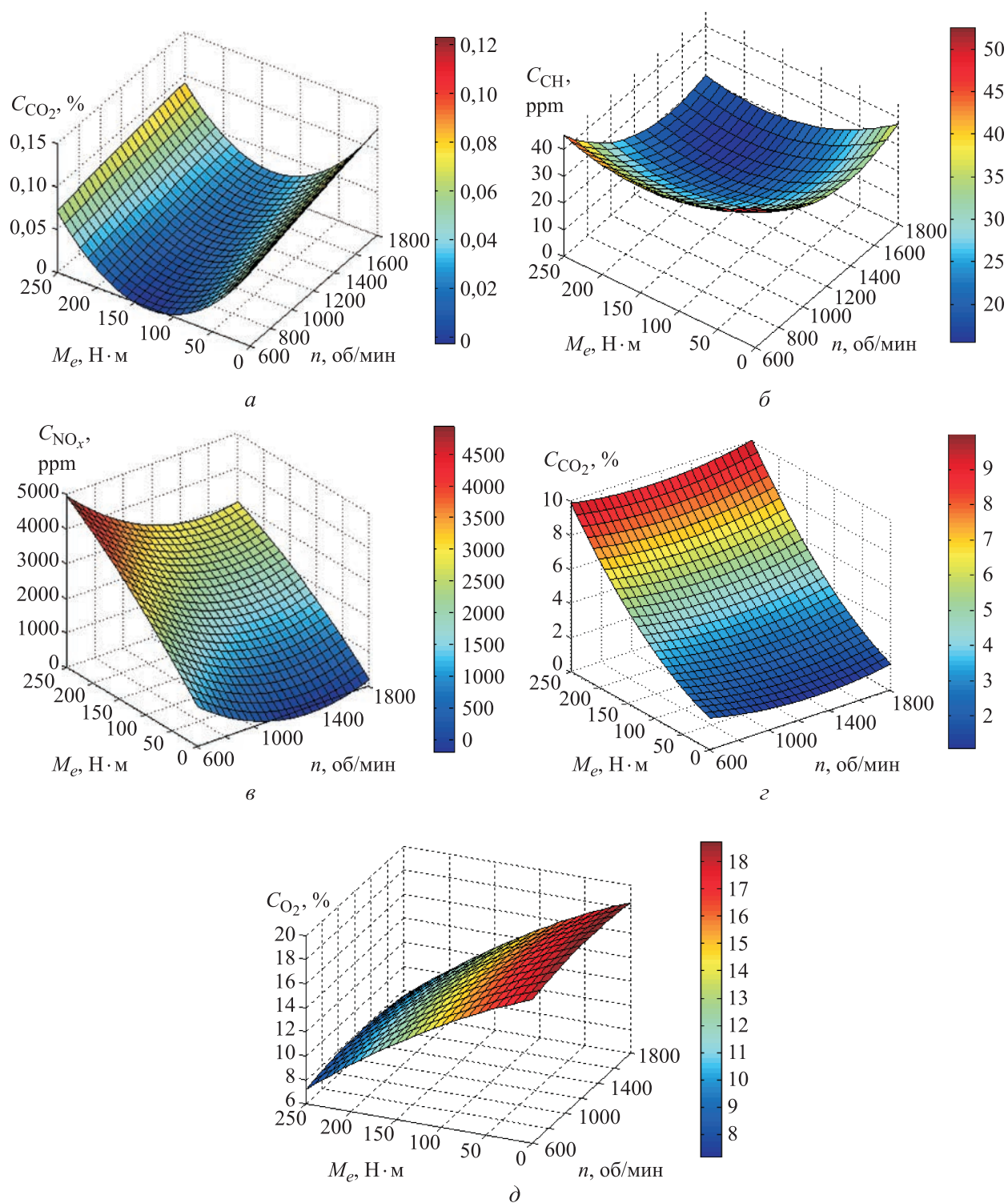


Рис. 2. Графики, иллюстрирующие изменение концентрации химических компонентов ОГ в режимной области дизельного двигателя типа Д-240:
а — монооксид углерода (угарный газ) CO; *б* — несгоревшие углеводороды CH; *в* — оксиды азота NO_x ; *г* — диоксид углерода (углекислый газ) CO_2 ; *д* — кислород O_2

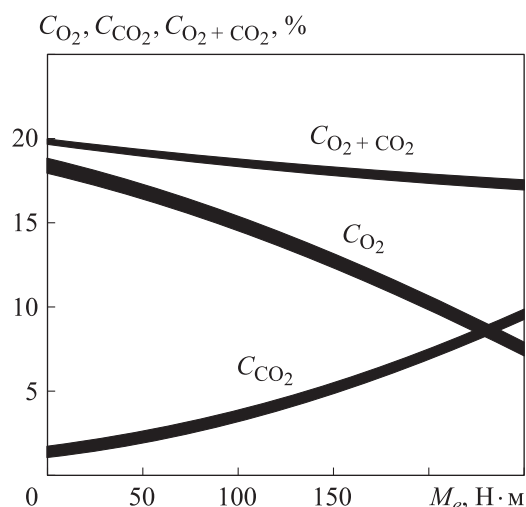


Рис. 3. Зависимость концентраций в ОГ диоксида углерода CO_2 и кислорода O_2 от нагрузки на исследуемый дизельный двигатель (крутящего момента на валу двигателя)

В результате выполненных авторами исследований, включающих натурные испытания дизельного двигателя типа Д-240, получены статистические данные об изменении концентрации вредных выбросов, содержащихся в ОГ указанного двигателя. Приведенные в статье материалы дают наглядное представление о значениях и характере изменения концентраций токсичных компонентов в ОГ в режимной области исследуемого двигателя. Характер изменения концентрации химических компонентов ОГ в режимной области работы дизеля следующий:

- максимальный уровень концентрации в ОГ монооксида углерода C_{CO} наблюдается на режимах ХХ и не превышает 0,12 %, минимальное значение концентрации C_{CO} имеет в области средних нагрузок ($\text{C}_{\text{CO}} = 0,1$ % и менее);

- максимальный уровень концентрации в ОГ несгоревших углеводородов C_{CH} наблюдается на режимах ХХ ($\text{C}_{\text{CH}} = 35$ ppm), на режимах средних нагрузок концентрация C_{CH} снижается до уровня 6...20 ppm, а на режимах близких к внешней скоростной характеристике эти концентрации равны $\text{C}_{\text{CH}} = 15...20$ ppm;

- на режимах ХХ концентрация C_{NO_x} минимальна ($\text{C}_{\text{NO}_x} = 135...215$ ppm), а при увеличении нагрузки она возрастает, приблизительно, до 3000 ppm, при этом наблюдается зависимость концентрации от скоростного режима работы дизеля (увеличение концентрации C_{NO_x} при уменьшении частоты вращения двигателя);

- концентрации в ОГ диоксида углерода CO_2 и кислорода на режимах ХХ равны $\text{C}_{\text{CO}_2} = 1,2...1,5$ % и $\text{C}_{\text{O}_2} = 18,6$ %, при этом суммарная концентрация кислородосодержащих компонентов равна $\text{C}_{\text{O}_2 + \text{CO}_2} \approx 20$ %, а на режимах близких к внешней скоростной характеристике двигателя они равны $\text{C}_{\text{CO}_2} \approx 9$ %, $\text{C}_{\text{O}_2} \approx 8,8$ %, $\text{C}_{\text{O}_2 + \text{CO}_2} \approx 17,8$ %.

Полученные при исследованиях данные могут быть использованы при разработке мероприятий, обеспечивающих улучшение показателей токсичности ОГ отечественных дизельных двигателей и их соответствие требованиям современных нормативных документов, регламентирующих эти показатели.

Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Gupta H.N. *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. Delhi, PHI Learning Pvt. Ltd., 2013, 658 p.
- [3] Alagumalai A. Internal Combustion Engines: Progress and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, vol. 38, pp. 561–571. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.06.014>
- [4] Новиков Л.А. Анализ потенциала модернизации дизелей семейства ЧН 21/21 для достижения действующих норм вредных выбросов. *Двигателестроение*, 2011, № 4, с. 31–38.
- [5] Новиков Л.А. Основные направления создания малотоксичных транспортных двигателей. *Двигателестроение*, 2002, № 2, с. 23–27.
- [6] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [7] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [8] Кульчицкий А.Р. *Токсичность автомобильных и тракторных двигателей*. Владимир, Владимирского государственного университета, 2000, 256 с.
- [9] Кухарёнок Г.М., Березун В.И. *Улучшение экологических показателей дизеля*. Минск, Белорусский национальный технический университет, 2019, 149 с.

- [10] Гришанов П.А. Физико-химические процессы образования окислов азота в дизельном двигателе (обзор состояния вопроса). *Символ науки: международный научный журнал*, 2023, № 5–2, с. 27–33.
- [11] Гумеров И.Ф., Валеев Д.Х., Куликов А.С., Карпов А.И., Фардеев Л.И., Гарипов Р.Д., Ханнанов М.Д. Развитие конструкции и технологии производства нового поколения дизельных двигателей КАМАЗ Р6. *Двигателестроение*, 2020, № 1, с. 30–39.
- [12] Кошевой Н.Д., Костенко Е.М., Сироклы В.П. Оптимальное планирование экспериментов при моделировании расхода топлива в двигателях внутреннего сгорания. *Автомобильный транспорт*, 2009, № 25, с. 123–126.
- [13] Дмитриевский Е.В., Левин М.И., Обозов А.А., Шелков С.М. Построение алгоритма диагностирования малооборотных дизелей на основе регрессионных моделей (для использования с устройством к-748). *Двигателестроение*, 1984, № 1, с. 46–49.
- [14] Обозов А.А., Новиков М.А., Гришанов П.А. Анализ состава отработавших газов дизеля KM-170FA. *Двигателестроение*, 2020, № 1, с. 43–46.
- [15] Шилова З.В. *Теория вероятностей и математическая статистика*. Киров, ВГТУ, 2015, 158 с.
- [16] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения*. Москва, НИЦ «Инженер», «Онико-М», 2014, 691 с.
- [17] Марков В.А., Девянин С.Н., Са Бовэнь, Нормуродов А.А. Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 70–90. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [18] Курбатова Н.В., Пустовалова О.Г. *Основы MatLab в примерах и задачах*. Ростов-на-Дону, Южный федеральный университет, 2017, 59 с.

References

- [1] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Gupta H.N. *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. Delhi, PHI Learning Pvt. Ltd., 2013, 658 p.
- [3] Alagumalai A. Internal Combustion Engines: progress and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, vol. 38, pp. 561–571. (In Russ.). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.06.014>
- [4] Novikov L.A. Engine family type CHN21/21: potential of modernization in terms of environmental compliance. *Engines Construction*, 2011, no. 4, pp. 31–38. (In Russ.).
- [5] Novikov L.A. Principal directions of engine emission behavior improvement. *Engines Construction*, 2002, no. 2, pp. 23–27. (In Russ.).
- [6] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [7] 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.).
- [8] Kulchitskiy A.R. *Toksichnost' avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Toxicity of automobile and tractor engines]. Vladimir, Vladimirskii gosudarstvennyi universitet Publ., 2000, 256 p. (In Russ.).
- [9] Kukharenek G.M., Berezun V.I. *Uluchshenie ekologicheskikh pokazateley dizelya* [Improving the environmental performance of diesel engines]. Minsk, Belorusskiy natsional'nyy tekhnicheskiiy universitet Publ., 2019, 149 p. (In Russ.).
- [10] Grishanov P.A. Physicochemical processes of nitrogen oxide formation in a diesel engine (review of the state of the art). *Simvol nauki: mezhdunarodnyy nauchnyy zhurnal*, 2023, no. 5–2, pp. 27–33. (In Russ.).
- [11] Gumerov I.F., Valeev D.Kh., Kulikov A.S., Karpov A.I., Fardeev L.I., Garipov R.D., Khannanov M.D. New generation of diesel engine type KAMAZ p6: development of construction and processing methods. *Engines construction*, 2020, no. 1, pp. 30–39. (In Russ.).
- [12] Koshevoy N.D., Kostenko E.M., Siroklyn V.P. Optimal planning of experiments in modeling fuel consumption in internal combustion engines. *Avtomobil'nyy transport*, 2009, no. 25, pp. 123–126. (In Russ.).
- [13] Dmitrievskiy E.V., Levin M.I., Obozov A.A., Shelkov S.M. Construction of an algorithm for diagnosing low-speed diesel engines based on regression models (for use with the K-748 device). *Engines construction*, 1984, no. 1, pp. 46–49. (In Russ.).
- [14] Obozov A.A., Novikov M.A., Grishanov P.A. Analysis of engine type KM-170FA exhaust gas. *Engines construction*, 2020, no. 1, pp. 43–46. (In Russ.).
- [15] Shilova Z.V. *Teoriya veroyatnostey i matematicheskaya statistika* [Probability theory and mathematical statistics]. Kirov, VGGU Publ., 2015, 158 p. (In Russ.).

- [16] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Neftnyanye motornye topliva: ekologicheskie aspekty primeneniya* [Petroleum motor fuels: environmental aspects of application]. Moscow, NITs "Inzhener", "Oniko-M" Publ., 2014, 691 p. (In Russ.).
- [17] Markov V.A., Devyanin S.N., Sa Boven', Normurodov A.A. Investigation of diesel engine operation on mixed biofuels and emulsified biofuels with rapeseed oil additives. *Engines construction*, 2023, no. 1, pp. 70–90. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>.
- [18] Kurbatova N.V., Pustovalova O.G. *Osnovy MatLab v primerakh i zadachakh* [Basics of MatLab in examples and problems]. Rostov-on-Don, Yuzhnyy federal'nyy universitet Publ., 2017, 59 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 09.07.2024

Сведения об авторах

Обозов Александр Алексеевич — д-р техн. наук, доцент, заведующий кафедрой «Тепловые двигатели», Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия. E-mail: obozov51@mail.ru

Гришанов Павел Анатольевич — аспирант кафедры «Тепловые двигатели», Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия.

Information about the authors

Obozov Aleksandr Alekseevich — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Thermal Engines, Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia. E-mail: obozov51@mail.ru

Grishanov Pavel Anatolievich — Postgraduate, Department of Thermal Engines, Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Обозов А.А., Гришанов П.А. Анализ концентрации токсичных компонентов в отработавших газах дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 3 (297), с. 42–49.

Citation:

Obozov A.A., Grishanov P.A. Analyzing the toxic components concentration in the diesel engine exhaust gases. *Engines Construction*, 2024, no. 3 (297), pp. 42–49. (In Russ.).

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.436

Расчетное исследование параметров поршневого двигателя, конвертированного на работу на пропан-бутановых смесях

А.С. Кулешов, А.А. Кулешов, В.А. Марков, А.Б. Карташов, Р.Е. Буданов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Computational study of parameters of a piston engine converted to operate on the propane-butane mixtures

A.S. Kuleshov, A.A. Kuleshov, V.A. Markov, A.B. Kartashov, R.E. Budanov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Обоснована необходимость использования газомоторных топлив в двигателях внутреннего сгорания. Проведен сравнительный анализ физико-химических свойств природного газа и попутных нефтяных газов — пропан-бутановых смесей. Показаны преимущества использования в качестве газомоторного топлива пропан-бутановых смесей. Рассмотрены проблемы, возникающие при переводе дизельных двигателей на указанные газомоторные топлива, и мероприятия, обеспечивающие требуемые показатели таких двигателей. Обоснован выбор способа организации рабочего процесса двигателя, конвертируемого на пропан-бутановые смеси, заключающийся в подаче этой смеси в газовой фазе вблизи впускных клапанов каждого цилиндра и воспламенении рабочей смеси от свечи зажигания. Для оценки параметров дизельного двигателя, конвертированного на работу на пропан-бутановой смеси, проведено расчетное исследование двигателя типа КамАЗ 445 (4ЧН 10,7/12,4). Расчет рабочего процесса такого газопоршневого двигателя проведен с использованием программного комплекса «Дизель-РК» для режима максимальной мощности при частоте вращения коленчатого вала 2300 мин^{-1} и для режима холостого хода при частоте вращения 700 мин^{-1} . Расчетные исследования подтвердили возможность эффективной работы этого двигателя на пропан-бутановой смеси.

Ключевые слова: поршневой двигатель, дизельный двигатель, дизельное топливо, газомоторное топливо, природный газ, пропан-бутановая смесь, динамика процесса сгорания, топливная экономичность

The paper substantiates necessity of using gas motor fuels in the internal combustion engines. It provides a comparative analysis of the physicochemical properties of natural gas and associated petroleum gases, i.e. the propane-butane mixtures. Advantages of using propane-butane mixtures as the gas motor fuel are shown. The paper considers problems arising in converting diesel engines to the specified gas motor fuels and the measures ensuring the required performance of such engines. Selection of method in organizing the working process of an engine converted to the propane-butane mixtures is substantiated. It consists of supplying this mixture in the gas phase near the inlet valves of each cylinder and igniting the working mixture from a spark plug. Computational study of the KamAZ 445 (4ChN 10.7/12.4) engine is carried out to assess parameters of a diesel engine converted to operate on the propane-butane mixture. The working process computation for such a gas piston engine is carried out using the Dizel-RK software package for the maximum power mode at the crankshaft speed of $2,300 \text{ min}^{-1}$ and for the idle mode at the speed of 700 min^{-1} . Computation studies confirm a possibility to ensure efficient operation of this engine on the propane-butane mixture.

Keywords: piston engine, diesel engine, diesel fuel, gas motor fuel, natural gas, propane-butane mixture, combustion process dynamics, fuel efficiency

Введение

Одна из актуальных проблем отечественной экономики — повышение экономических и экологических качеств автомобильного транспорта. Это связано с тем, что автомобильный транспорт потребляет более 50 % вырабатываемых в России нефтяных топлив и выбрасывает в окружающую среду более 70 % загрязняющих веществ от их общей массы, выбрасываемой всеми энергетическими установками с отработавшими газами (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [1, 2]. Успешное решение указанных проблем в значительной степени определяется возможностью использования в автомобильных двигателях различных альтернативных топлив, в том числе газомоторных. Наиболее распространенными из них являются природный газ и попутные нефтяные газы

(пропан-бутановые смеси) [3–5]. Основные преимущества использования этих газомоторных топлив в ДВС транспортных средств — их пониженная цена по сравнению с ценой нефтяных моторных топлив, меньшие выбросы с ОГ сажи (их пониженная дымность) и основного парникового газа — диоксида углерода (углекислого газа), уменьшенные расход моторного масла и износ деталей двигателя [6–9].

Основным топливом газобаллонных автомобилей остаются природные газы, добываемые из скважин газовых и газоконденсатных месторождений. После очистки от нежелательных примесей и обогащения (при необходимости) из природных газов получают газообразные топлива, заправляемые в баллоны газобаллонных автомобилей под высоким давлением. Свойства этих топлив приведены в табл. 1 [4, 5, 9].

Таблица 1. Сжатые (компримированные) газообразные топлива для газобаллонных автомобилей (ГОСТ 27577–87, ТУ 51-16.6–83)

Показатель	Марка топлива	
	А	Б
Давление газа в баллонах, МПа, не менее	19,62	19,62
Температура газа, подаваемого на заправку автомобилей, °С, не более:		
для умеренной и холодной климатических зон	+40	+40
для жаркой климатической зоны	+45	+45
Компонентный состав, % (об.), не более:		
метан	95±5	90±5
этан	4	4
пропан	1,5	1,5
бутан	1,0	1,0
пентан	0,3	0,3
диоксид углерода	1,0	1,0
кислород	1,0	1,0
азот	0–4	4–7
Концентрация, г/м ³ , не более:		
сероводорода	0,020	0,020
меркаптановой серы	0,016	0,016
механических примесей	0,001	0,001
влаги*	0,009	0,009
Содержание сероводородной и меркаптановой серы, % (масс.), не более	0,1	0,1
Относительная плотность по воздуху*, не более	0,586	0,611
Октановое число по моторному методу, не менее	103,0	102,3
Низшая теплота сгорания, кДж/м ³ , не менее	33 896	33 657
Температура воспламенения, °С, не менее	625	608
* При температуре $t = 15\text{ °С}$ и давлении $p = 0,1\text{ МПа}$.		

Альтернативой природному газу является сжиженный нефтяной газ, называемый также сжиженным углеводородным газом (СУГ). Его основными компонентами служат пропан-бутановые фракции, получаемые при нефтедобыче и освоении газоконденсатных месторождений. При этом 60 % СУГ получают при нефтедобыче и 40 % — при нефтепереработке. Используются пропан автомобильный (ПА), пропан-бутан автомобильный (ПБА), топливо СПБТЗ (смесь пропана и бутана технических зимняя), топливо СПБТЛ (смесь пропана и бутана технических летняя), бутан технический (БТ). Свойства этих топлив, нормированные ГОСТ 20448–80 и ГОСТ 27578–87, приведены в табл. 2 и 3 [4, 5, 9]. Эти топлива ожижаются при

сравнительно невысоком давлении (15...20 бар, или 1,5...2,0 МПа), что обеспечивает возможность их хранения на борту транспортного средства в жидкой фазе. В качестве топлива для автомобилей используется СУГ, удовлетворяющий требованиям ГОСТ 27578–87 «Газы углеводородные сжиженные для автомобильного транспорта», которым предусматривается две марки СУГ:

– ПБА (пропан-бутан автомобильный), содержащий 50 ± 10 % пропана (C_3H_8), остальное — бутан (C_4H_{10}) и другие углеводороды; применяется во всех климатических районах при температуре окружающего воздуха не ниже -20 °С;

– ПА (пропан автомобильный), содержащий 85 ± 10 % пропана (остальное — бутан

Таблица 2. Сжиженные газообразные топлива для автомобилей

Показатель	Марка топлива	
	ПА	ПБА
Массовая доля пропана, %	90±10	50±10
Суммарное количество непредельных углеводородов, %, не более	6	6
Давление насыщенных паров избыточное, МПа, при температуре:		
+45°С, не более	–	1,6
–20°С, не менее	–	0,07
–35°С, не менее	0,07	–
–35°С, не менее	0,07	–
Массовая доля серы и сернистых соединений, %, не более	0,01	0,01
В том числе сероводорода, %, не более	0,003	0,003

Таблица 3. Сжиженные газообразные топлива для автомобилей

Показатель	Марка топлива		
	СПБТЗ	СПБТЛ	БТ
Компонентный состав, % (масс.):			
сумма метана, этана и этилена, не более	4,0	6,0	6,0
сумма пропана и пропилена, не менее	75,0	34,0	–
сумма бутана и бутилена, не более	–	–	34,0
сумма бутана и бутилена, не менее	20,0	60,0	–
	–	–	60,0
Жидкий остаток при 20° С, % (об.) не более	1,0	2,0	2,0
Содержание сероводорода в 100 м³, г, не более	5,0	5,0	5,0
Содержание общей серы, % (масс.), не более	0,015	0,015	0,015
Давление насыщенных паров (избыточное), МПа:			
при 45 °С, не более	1,6	1,6	1,6
при –20 °С, не менее	0,27	–	–
<i>Примечание.</i> При 40 °С жидкий остаток во всех топливах должен отсутствовать.			

Таблица 4. Свойства индивидуальных углеводородов горючих газов

Физико-химические свойства	Углеводороды									
	Нормальные парафиновые					Изопара- финовые	Олефиновые			
	Метан	Этан	Пропан	Бутан	Пентан	Изобутан	Этилен (этен)	Про- пилен (про- пен)	Бутилен (бутен-1)	Изо- бутилен (изо- бутен)
Формула состава	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	C_4H_{10}	C_2H_4	C_3H_6	C_4H_8	C_4H_8
Молекулярная масса	16,04	30,07	44,09	58,12	72,15	58,12	28,05	42,08	56,11	56,11
Плотность жидкой фазы при температуре кипения и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	416	546	585	600	617	594	566	609	646	646
Плотность газовой фазы при $t = 0$ °С и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	0,717	1,356	2,019	2,703	3,220*	2,668	1,261	1,915	2,500	2,500
Относительная плотность газа по воздуху	0,554	1,048	1,562	2,091	2,488	2,064	0,975	1,481	1,937	1,937
Октановое число по моторному методу	110	102	100	90	62	92	76	85	82	88
Метановое число	100	44	35	11	–	–	–	–	–	–
Цетановое число	3	8	16	25	41	–	–	–	–	–
Температура кипения при $p = 0,1$ МПа, °С	–161,6	–88,6	–42,0	–0,5	36,1	–11,7	–103,7	–47,0	–6,3	–7,0
Температура критическая, °С	–82,1	–32,3	96,8	152,0	197,2	133,7	9,4	92,3	146,4	144,7
Теплота сгорания низшая (масс.), кДж/кг	49 948	47 160	45 938	45 406	45 359	45 406	46 842	45 615	45 125	45 125
Теплота сгорания низшая (об.), кДж/м ³	35 797	63 748	91 251	118 645	14 6119	118 645	59 063	86 018	113 508	113 508
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг/кг	14,2	14,6	15,7	15,6	15,35	15,6	14,4	14,8	14,8	14,8
Количество воздуха, необходимое для сгорания вещества, м ³ /м ³	9,53	16,66	23,80	30,94	30,08	30,94	14,28	22,42	28,56	28,56
Теплота испарения при температуре кипения, кДж/кг	511	486	427	389	357	381	481	440	410	398
Теплоемкость c_p при $t = 20$ °С и $p = 0,1$ МПа, кДж/(кг · °С)	2,156	1,647	1,550	1,592	1,925	1,591	1,460	1,426	1,591	1,591
Коэффициент объемного расширения при $t = 20$ °С	–	–	1,156	1,108	–	1,121	–	1,164	–	–

Примечание. Знак минус (прочерк) означает, что свойства не определяли; * — свойства определены при температуре 50 °С.

и другие углеводороды); применяется в зимний период в тех климатических районах, где температура воздуха опускается ниже $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рекомендуемый температурный интервал его применения $-20\ldots-35\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Сжиженные углеводородные газы достаточно удобны в обращении, однако требуют повышенных мер безопасности. Отметим, что потребление СУГ в нефтехимической промышленности стремительно растет и приносит более высокие дивиденды, чем применение для нужд автотранспорта. Тем не менее автомобильный СУГ на российском рынке моторных топлив пользуется спросом, поэтому на автогазозаправочных станциях машины часто заправляют не автомобильным, а промышленно-бытовым газом. В настоящее время гостигированным автомобильным СУГ заправляют только 15...20 % газобаллонных автомобилей.

Указанными выше нормативными документами предусмотрено отсутствие жидкого остатка в баке при температуре $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (воды и других загрязняющих примесей). В частности, наличие более тяжелых углеводородов (начиная с гексана C_6H_{14}) приводит к образованию неиспаряющихся осадков и отложений в баке и газовой топливоподающей аппаратуре, что нарушает ее работу (например, газового редуктора). Свойства смесей пропана и бутана зависят от соотношения этих компонентов, что дает возможность эффективно изменять показатели топлива, приспособлявая его к заданным климатическим условиям. Кроме нормирования содержания в этих топливах различных углеводородов ограничивается также наличие в них коррозионно-активных соединений серы и давление насыщенных паров. Важное свойство газообразных топлив — их антидетонационная стойкость, оцениваемая октановым и метановым числами (ОЧ и МЧ). Большая часть компонентов газообразных топлив имеет более высокие ОЧ, чем автомобильные бензины. Метановое число, характеризующее антидетонационные свойства газообразных топлив, у метана равно 100 единицам, у пропана — 35 единицам, у бутана — 11 единицам (табл. 4) [4, 5]. По этой причине антидетонационная стойкость пропан-бутановых смесей ниже, чем стойкость метана.

В ряде регионов РФ в качестве моторного топлива применяют СУГ, поставляемый для коммунально-бытовых целей в соответствии

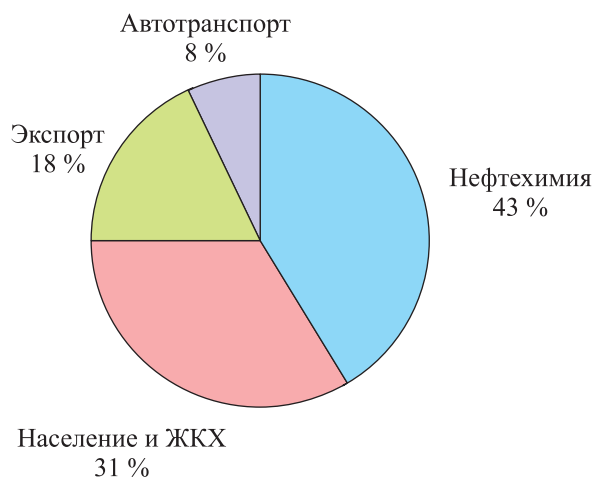


Рис. 1. Структура потребления СУГ в Российской Федерации

с ГОСТ20448–90 «Газы углеводородные сжиженные топливные для коммунально-бытового потребления». Применение коммунально-бытовых фракций СУГ для автотранспортных средств требует определенной регулировки газовой аппаратуры и в целом снижает надежность работы систем питания автомобилей, а также ухудшает их экологические свойства по сравнению с использованием СУГ автомобильных марок. Сжиженный углеводородный газ используется в качестве сырья для нефтехимической промышленности, обогрева, приготовления пищи, а также в качестве моторного топлива (рис. 1) [4].

Возможность заметного улучшения экономических и экологических показателей ДВС, работающих на СУГ, подтверждается многими отечественными [4, 10–15] и зарубежными публикациями [4, 16–24]. В частности, в работе [4] отмечается, что при переводе бензинового двигателя на пропан-бутановую смесь выбросы монооксида углерода CO с ОГ снижаются на 66,5 %, диоксида углерода (углекислого газа) CO_2 — на 13 %, суммы газообразных несгоревших углеводородов CH_x и оксидов азота NO_x — на 66 %. Отметим также значительное снижение дымности ОГ при переводе ДВС на работу на СУГ.

Анализ особенностей производства и потребления попутного нефтяного газа в России

Россия обладает и значительными запасами попутного нефтяного газа. По итогам 2023 г. годовая добыча нефти в Российской Федерации

составит около 527 млн т [25]. С учетом того, что содержание связанного с нефтью нефтяного газа достигает 10 %, потенциал годовой добычи сжиженного нефтяного газа (пропан-бутановых смесей) в России можно оценить величиной, достигающей 50 млн т. В реальности добыча СУГ существенно ниже, что связано со сложностями выделения этого газа, его очистки, а также с широким диапазоном изменения состава этого газа. В связи с этим часть получаемого при добыче и переработке нефти СУГ сжигается. В 2022 г. в России было произведено 7,158 млн т сжиженного пропан-бутана. В январе-июле 2023 г. его добыча составила 4,593 млн т, что на 15,0 % выше аналогичного показателя предыдущего года (рис. 2) [25]. В июле 2023 г. было произведено 607 тыс. т сжиженного пропан-бутана, что на 9,8 % выше аналогичного показателя июля 2022 г. В целом отметим относительно стабильный уровень производства СУГ. Наибольших значений производство достигло в январе 2023 г. и составило 698 тыс. т. Наименьшие показатели зафиксированы в апреле 2022 г.: 515 тыс. т. Такой объем выработки СУГ позволяет обеспечить бесперебойное снабжение транспорта этим видом газомоторного топлива. Согласно данным рис. 3, в 2017–2022 гг. среднегодовой темп падения производства СУГ составил 2,35 % [25]. В январе-июле 2023 г. объем выработки СУГ находился на уровне 8,230 млн т. Прогнозирует-

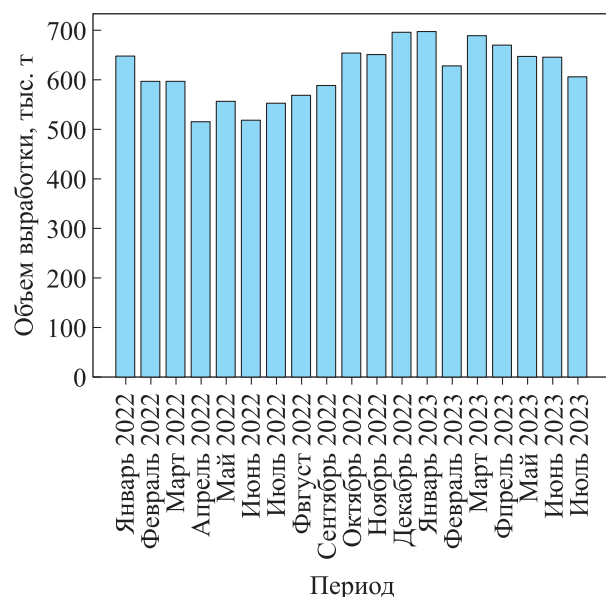


Рис. 2. Динамика внутреннего производства сжиженного пропан-бутана

ся сохранение установившихся в 2017–2023 гг. темпов динамики производства СУГ до 2027 г. на уровне около 8 млн т. К 2027 г. производство СУГ составит 8346 тыс. т (рис. 4).

Немаловажным фактором, который необходимо учитывать при выборе вида альтернативного топлива, является его цена. Как следует из данных рис. 5, уровень цен на пропан-бутановые смеси в июле 2023 г. составил 18 609 руб./т (без учета НДС) [25]. Для сравнения стоимость бензина марки АИ-95 на торгах Санкт-Петербургской международной товарно-сырьевой биржи в этот период составили около 50 000 руб./т.

Для обоснованного выбора того или иного газомоторного топлива для отечественного автотранспорта целесообразно рассмотреть

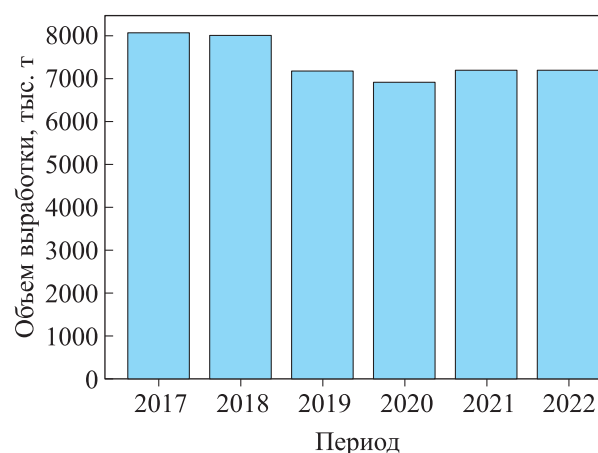


Рис. 3. Динамика внутреннего производства сжиженного пропан-бутана в натуральном выражении по годам

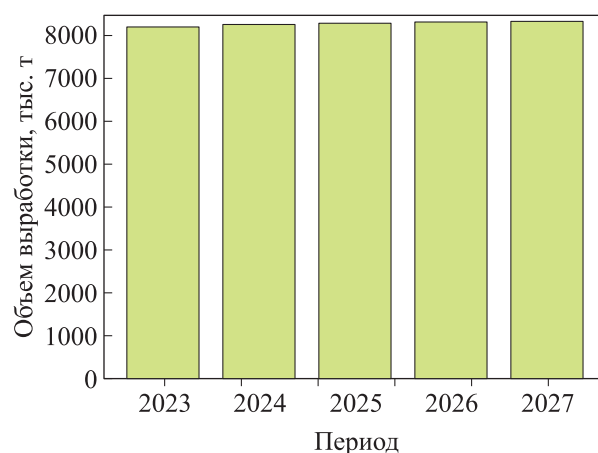


Рис. 4. Прогноз динамики российского рынка сжиженного пропан-бутана в натуральном выражении

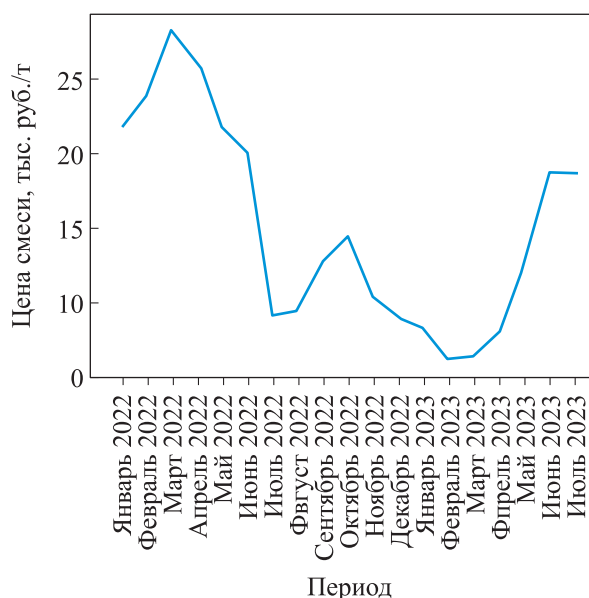


Рис. 5. Динамика изменения цен производителей сжиженного пропан-бутана, тыс. руб./т (без НДС)

структуру российского автопарка. На сегодняшний день его общая численность превышает 56 млн единиц транспортных средств [26]. При этом доля автомобильного транспорта, адаптированного к работе на газомоторных топливах, сравнительно невысока даже в сегменте тяжелого коммерческого транспорта, где топливная экономия является критически важным фактором. По состоянию на 2020 г. сжиженные нефтяные газы использовали в качестве газомоторного топлива от 2,2 до более 5 % всех автомобилей Российской Федерации [26]. При этом компримированный природный газ (КПГ) был существенно менее популярен. Доля транспортных средств, работающих на КПГ, составила лишь около 0,4 % от общего числа эксплуатируемых автомобилей, а грузовики и автобусы, работающие на сжиженном природном газе (СПГ), и вообще практически не эксплуатируются в Российской Федерации (рис. 6).

мированный природный газ (КПГ) был существенно менее популярен. Доля транспортных средств, работающих на КПГ, составила лишь около 0,4 % от общего числа эксплуатируемых автомобилей, а грузовики и автобусы, работающие на сжиженном природном газе (СПГ), и вообще практически не эксплуатируются в Российской Федерации (рис. 6).

Отмечается тенденция увеличения потребления КПГ и СПГ в российском транспортном секторе. Так, с 2018 по 2021 г. оно увеличилось почти вдвое, а положительная динамика наблюдалась, в том числе, и в 2020 г. — на фоне пандемии (рис. 7). В 2021 г. достигнут уровень потребления КПГ и СПГ в российском транспортном секторе, равный 1325 млн м³. Дальнейшие оптимистичные прогнозы увеличения потребления КПГ и СПГ, приведенные на рис. 6, оправдались не полностью. В 2022 г. объем потребления КПГ и СПГ составил 1500 млн м³, в 2023 г. достигнет уровня в 2000 млн м³. Отмечен и рост потребления в транспортном секторе России и СУГ. Так, в 2020 г. в России в качестве моторного топлива было использовано около 7 млн т СУГ, а на 2023 г. планируется достичь уровня его потребления в транспортном секторе РФ на уровне около 8 млн т (см. рис. 4). Если сравнить этот уровень потребления СУГ на транспорте с упомянутым выше уровнем потребления КПГ и СПГ в 2000 млн м³ или 1,5 млн т, то окажется, что в 2023 г. уровень потребления СУГ в 5 раз превышает уровень потребления КПГ и СПГ.

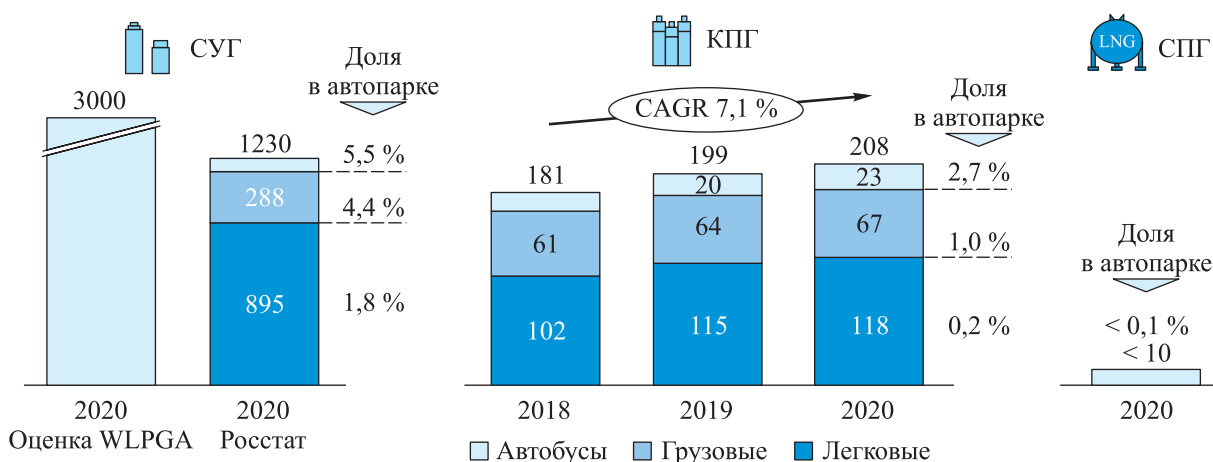


Рис. 6. Численность газомоторного автопарка в РФ, тысячи единиц автомобилей [26]:
WLPGA (World LP Gas Association) — Мировая ассоциация индустрии сжиженного газа; CAGR (Compound Annual Growth Rate) — совокупный среднегодовой темп роста

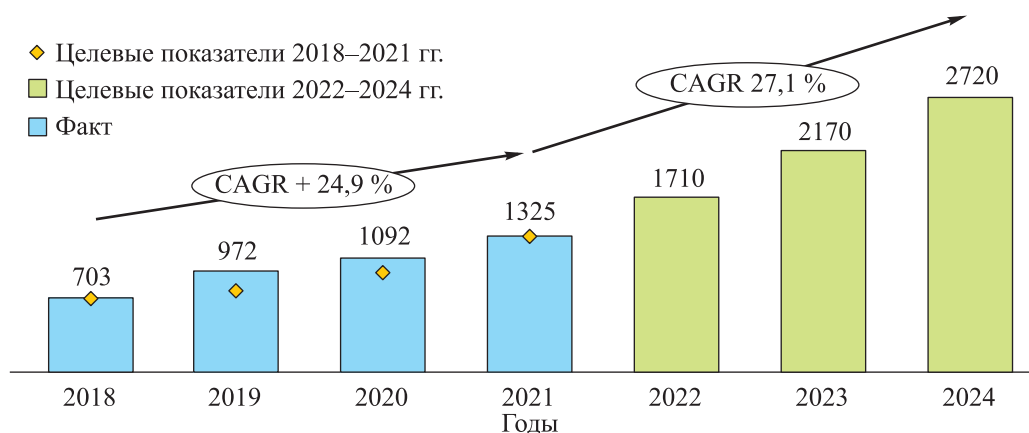


Рис. 7. Потребление природного газа как газомоторного топлива в РФ, млн м³ [26]

По представленным на рис. 8 розничным ценам на моторные топлива в Москве и Подмосковье можно отметить, что цены на газомоторные топлива в 2–2,5 раза ниже цен на нефтяные моторные топлива [26]. При этом цены на СУГ, КПП и СПГ соизмеримы, но отмечается тенденция более медленного роста цен на СУГ по сравнению с ценами на КПП и СПГ.

При выборе вида альтернативного топлива необходимо оценить экономическую целесообразность перехода на газомоторные топлива. Оценка расходов на переоборудование и топливных расходов на примере легкового автомобиля Lada Vesta показывает, что первоначальные вложения в установку газобаллонного оборудования для питания двигателя СУГ оку-

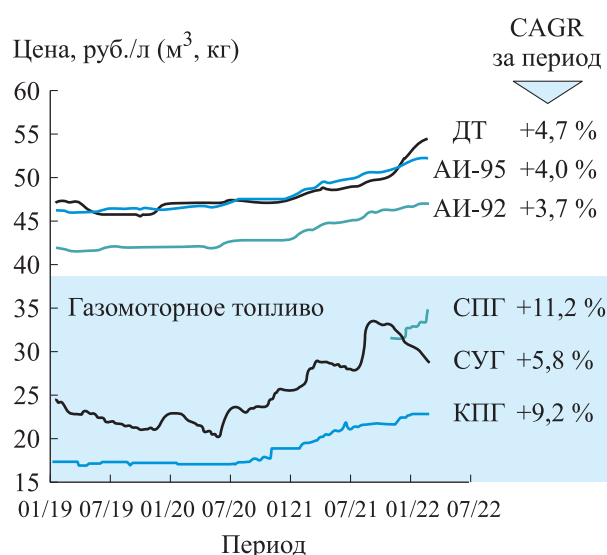


Рис. 8. Розничные цены на различные моторные топлива в Москве [26]

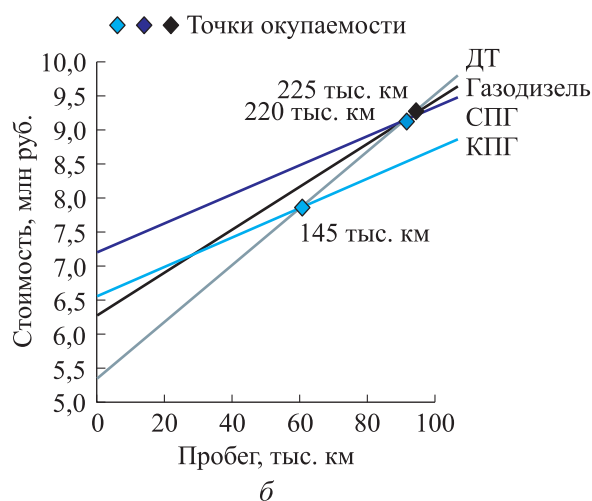
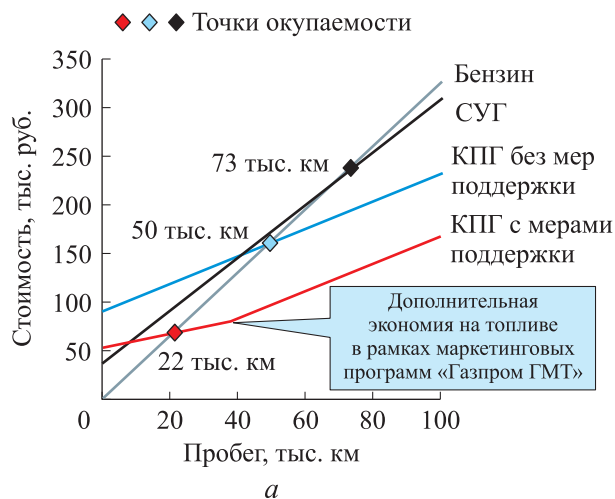


Рис. 9. Окупаемость газомоторного транспорта, данные на начало 2022 г. [26]:

а — стоимость переоборудования двигателя на газомоторное топливо и топливные расходы на примере двигателя автомобиля Lada Vesta (тыс. руб.); б — стоимость приобретения двигателя и топливные расходы на примере автомобиля КамАЗ-5490 Neo (млн руб.)

паются примерно за 75 тыс. км пробега. Для грузового автомобиля КамАЗ-5490 Neo срок самокупаемости этого переоборудования и расходов на приобретение топлива составляет около 200 тыс. км пробега (рис. 9) [26]. Такой пробег магистрального седельного тягача характерен для его эксплуатации в течение одного года.

Анализ сырьевой базы для получения газомоторных топлив, структуры российского автопарка и цен на СУГ показывает целесообразность перевода грузовых автомобилей семейства КамАЗ на СУГ. Отметим также более развитую инфраструктуру снабжения автомобилей этим видом топлива по сравнению с КПП и СПГ. При этом использование СУГ обеспечивает большую энергоемкость баллонов по сравнению с КПП и лучшие условия ожигения по сравнению с СПГ. Целями приведенного ниже исследования являлись выбор способа организации рабочего процесса дизельного двигателя, конвертируемого на СУГ, и расчетное исследование его параметров. Объектом исследования служил дизельный двигатель типа КамАЗ 445 (4ЧН 10,7/12,4).

Выбор способа организации рабочего процесса двигателя, конвертируемого на пропан-бутановые смеси

Проведенный выше анализ физико-химических свойств пропан-бутановых смесей показал, что при выборе способа организации рабочего процесса двигателя, конвертируемого на этот вид топлива, необходимо учитывать его агрегатное

состояние и необходимость надежного самовоспламенения рабочих смесей и их сгорания с допустимыми показателями динамики процесса сгорания. Представляется целесообразным такая организация рабочего процесса, при которой подача СУГ осуществляется во впускной трубопровод двигателя вблизи от впускных клапанов каждого из цилиндров. Чтобы исключить наличие жидкой и паровой фаз СУГ во впускной системе двигателя и обеспечить стабильную цикловую подачу СУГ в цилиндры, рекомендуется предварительно газифицировать СУГ. Затем воздушный заряд и цикловая подача СУГ в газовой фазе поступают в камеру сгорания (КС) двигателя. Это обеспечивает более точное дозирование топлива по цилиндрам и более эффективный рабочий процесс.

Пропан-бутановые смеси имеют пониженное цетановое число (от 16 до 25 единиц и температуру самовоспламенения от 450 до 550 °С) и пониженное метановое число (от 11 до 35 единиц) [4]. Это недостаточно для надежного самовоспламенения рабочей смеси (особенно на режимах с низкой частотой вращения коленчатого вала и неполной нагрузкой) и их сгорания с приемлемой скоростью распространения пламени. Для автомобильных двигателей предпочтительным представляется обеспечение надежного воспламенения смесей СУГ с воздухом от свечи зажигания. Такая организация рабочего процесса исключает необходимость установки на борту автомобиля емкостей для двух видов топлива (СУГ и дизельного топлива).

Таблица 5. Технические параметры некоторых промышленных и исследовательских двигателей работающих на СУГ

№ п/п	Двигатель	D , мм	S , мм	i_{cyl}	iV_h , л	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	ε	Источник
1	Experimental	86,0	68,0	1	0,39	3200	6,26	8,5	[27]
2	MAN D2156 HM6U	121,0	152,0	6	10,34	2100	140,0	9,5	[28, 29]
3	Australian Ford Falcon 2000 model	92,3	99,3	6	3,98	4000	104,7	9,5	[30]
4	Experimental	93,0	81,0	6	3,30	4800	118,0	8,9	[31]
5	GMC-2500	101,6	88,4	8	5,70	4600	190,2	9,4	[32]
6	Nissan Diesel Motor Co	108,0	115,0	4	1,05	1600	13,3	10,0	[33]
7	Kohler Command 725cc	83,0	67,0	2	0,725	3600	13,3	9,0	[34]
8	Experimental	130,0	140,0	1	1,85	1500	5,0	10,0	[35]

Примечание. D и S — диаметр цилиндра и ход поршня; i_{cyl} — число цилиндров; iV_h — рабочий объем всех цилиндров; n и N_e — частота вращения и эффективная мощность на номинальном режиме (режим полной мощности); ε — степень сжатия.

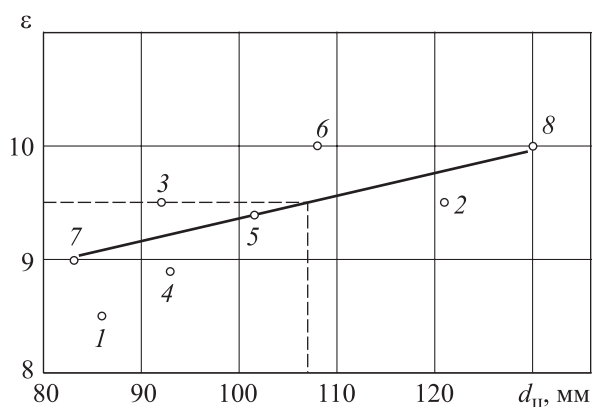


Рис. 10. Зависимость степени сжатия двигателей, работающих на пропан-бутановых смесях, от диаметра цилиндра (цифры 1–8 соответствуют номерам в первом столбце табл. 5)

Анализ данных работ [27–35], представленных в табл. 5 и на рис. 10, позволил для исследуемого двигателя типа КамАЗ 445 с диаметром цилиндра 107 мм выбрать степень сжатия $\epsilon = 9,5$, обеспечивающую приемлемые показатели динамики процесса сгорания.

Для более точной оценки характера протекания рабочего процесса двигателя типа КамАЗ 445 (4ЧН 10,7/12,4) при работе на пропан-бутановой смеси проведены его расчетные исследования с использованием программного комплекса (ПК) «Дизель-РК» (версия 5), разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана профессором А.С. Кулешовым и описанного в работах [36–40].

Исходные данные и настройки математической модели по параметрам рабочего процесса двигателя типа КамАЗ 445

Перед проведением расчетов параметров газопоршневого двигателя типа КамАЗ 445 (4ЧН 10,7/12,4), работающего на пропан-бутановой смеси, была проведена настройка математической модели и проверена корректность моделирования важнейших процессов рассматриваемого ДВС. В связи с отсутствием экспериментальных данных об этом двигателе настройка математических моделей проводилась по экспериментальным и конструктивным данным исходного дизельного двигателя типа КамАЗ 445 с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха (ОНВ) с номинальной мощностью 152 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2300 мин⁻¹. Данные для калибровки математиче-

ской модели дизельного двигателя были частично предоставлены ПАО «КамАЗ». Отсутствующие, но необходимые для калибровки данные частично были взяты из открытых источников информации [41–46], частично — приняты по аналогии с конструкцией дизельных двигателей схожих размерности и назначения.

Исследуемый двигатель имел чугунную головку цилиндра и алюминиевый поршень с тремя поршневыми кольцами (рис. 11) и с КС типа doublelip с двойной кромкой (рис. 12). Конфигурация распылителя и расположение его в КС показаны на рис. 13. Характеристика впрыскивания топлива для режима полной мощности при использовании системы топливоподачи типа Common Rail с давлением в аккумуляторе 1600 бар представлена на рис. 14. Размеры клапанных каналов приняты по умолчанию в мастере создания проектов ПК «Дизель-РК» (рис. 15).

С использованием размеров клапанов (рис. 16) рассчитаны эффективные проходные сечения клапанных каналов, используемые при нестационарном расчете течения на выпуске и впуске. Размеры впускных и выпускных клапанов исследуемого дизельного двигателя одинаковые. Остальные исходные данные для расчета рабочего процесса двигателя типа КамАЗ 445 оставлены заданными программно (по умолчанию в ПК «Дизель-РК»). По этим данным был выполнен расчет режима полной мощности при частоте вращения коленчатого вала $n = 2300$ мин⁻¹. Сравнение результатов расчетных и экспериментальных данных, представлено в табл. 6. Данные свидетельствуют о том, что точность расчета основных показателей двигателя и правильность заложенных в расчет конструктивных решений можно считать приемлемой. Результаты расчета газообмена и сгорания этого двигателя представлены на рис. 17 и 18.

Расчетные данные свидетельствуют о том, что максимальное давление сгорания составляет $p_z = 177$ бар при степени сжатия $\epsilon = 17$. Средняя температура огневого днища поршня равна 199 °С. Температура ОГ перед турбиной турбокомпрессора равна 555 °С. Таким образом, эти параметры являются вполне приемлемыми для форсированных дизельных двигателей. Но в газопоршневом двигателе, работающем на пропан-бутановой смеси, температура ОГ перед турбиной оказывается заметно большей из-за более богатой смеси.

Способ вычисления средней температуры поршня (T_{w_pist})

☒ По умолчанию

☐ Задать явно

☐ Рассчитать по формуле: $T_{w_pist} = T_{coolant} + C \cdot (T_{w_head} - T_{coolant})$

☐ Расчет МКЭ

Материал поршня (головки поршня)

☐ Сталь ☐ Чугун ☒ Алюминий

Эффективная площадь для расчета утечек через кольца, [кв. мм]

Количество колец в зоне I

Количество колец в зоне II

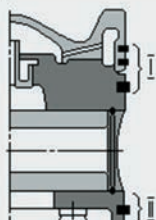


Рис. 11. Задание материала и температуры поршня в ПК «Дизель-РК»

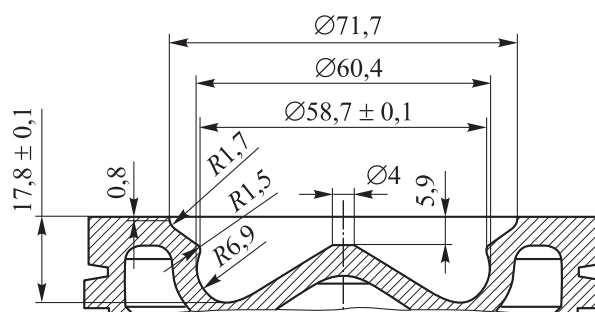


Рис. 12. Форма и размеры КС двигателя типа КамАЗ 445

Общие параметры Камера в поршне Топливные системы * Эмиссия РМ и NOx

Дизель DI Custom Fuel Injection System Топливо Diesel No. 2

Распылитель * Характеристика впрыска Настройка мат. модели

Форсунки 1 #1

Polar angle, deg по кругу 0

Polar radius, mm ☒ одинак 0

Protusion, mm ☒ одинак 2,1

Струи	Beta, [град]	Alpha, [град]	Диам., [мм]
7	☒ по кругу	☒ одинак	☒ одинак d _н = 0.189
#1	0	70	0.189
#2	51	70	0.189
#3	102	70	0.189
#4	153	70	0.189
#5	-155	70	0.189
#6	-105	70	0.189
#7	-54	70	0.189

Коэффициент расхода сопел при проливке в атмосферных условиях 0.66

Минимальная Задержка между впрыскиваемыми порциями, мкс 150

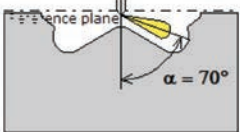
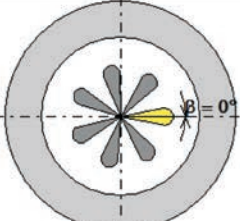



Рис. 13. Конфигурация распылителя и расположение его в КС двигателя

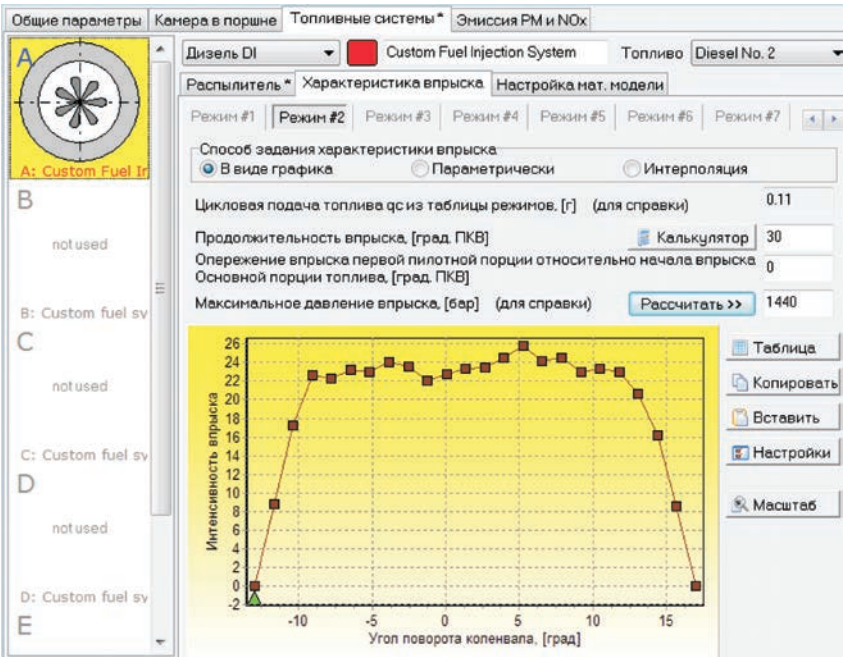


Рис. 14. Характеристика впрыскивания топлива на режиме полной мощности

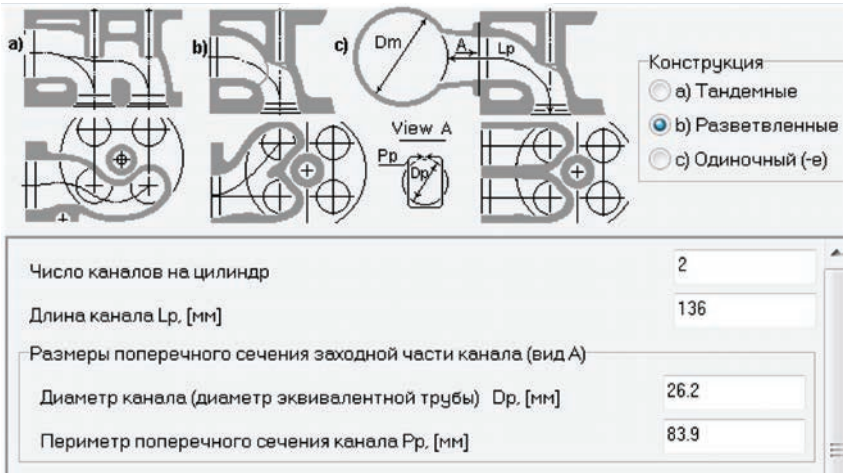


Рис. 15. Размеры клапанных каналов для расчета газообмена

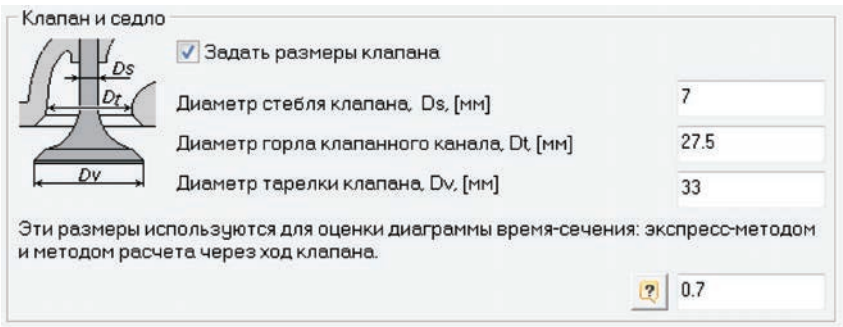


Рис. 16. Размеры впускных и выпускных клапанов исследуемого двигателя

Таблица 6. Расчетные и экспериментальные данные дизельного двигателя типа КамАЗ 445 на режиме полной мощности

Параметр	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
Давление наддува, абс. (до ОНВ), бар	2,64	2,58	–2,3
Давление наддува, абс. (за ОНВ), бар	2,63	2,53	–3,8
Давление перед турбиной, бар	2,35	2,43	3,4
Расход воздуха, кг/с	0,215	0,215	0,0
Мощность, кВт	152,4	149,5	–1,9
Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт · ч)	199	203,2	2,1

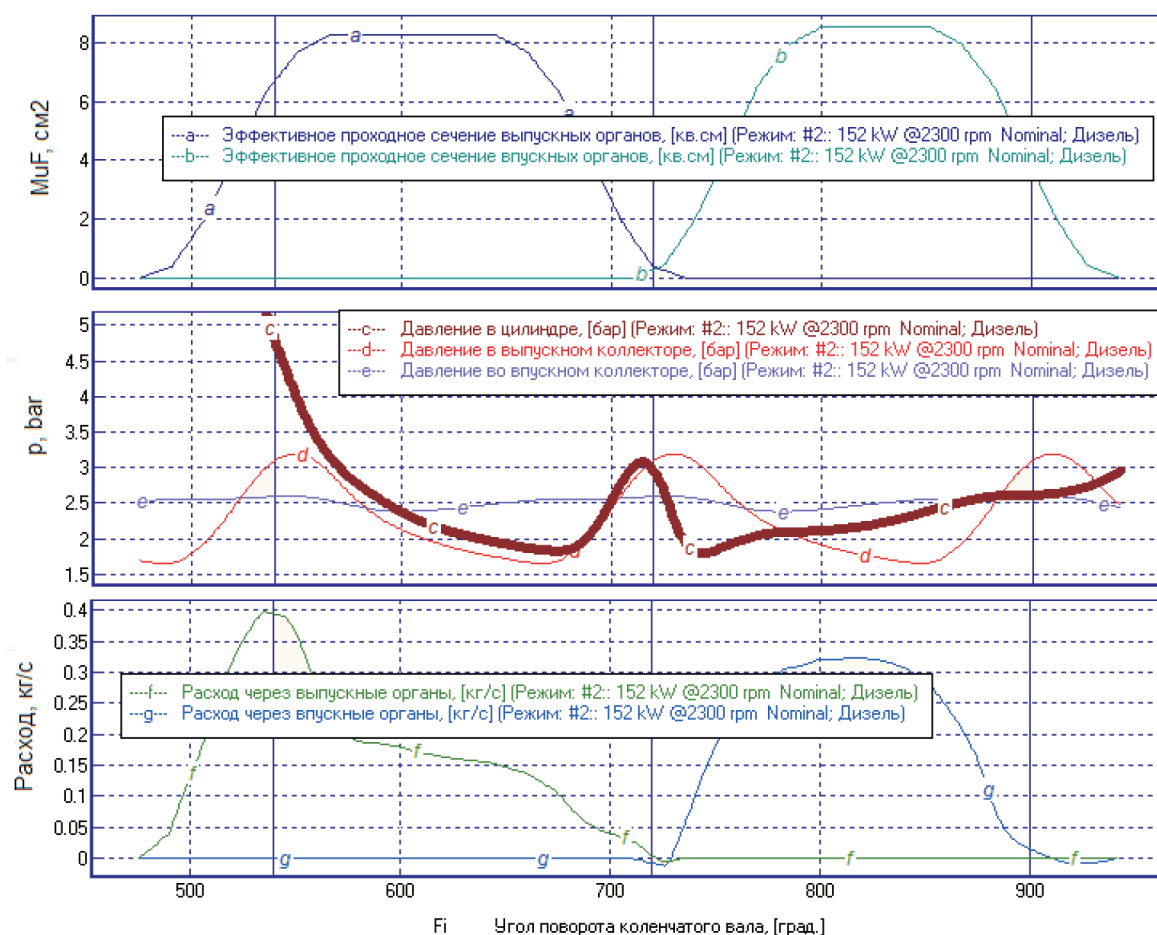


Рис. 17. Результаты расчета газообмена в дизеле КамАЗ 445 на режиме полной мощности, полученные в ПК «Дизель-РК»:

a, b — эффективное проходное сечение клапанных каналов выпуска и впуска; c, d, e — давление в цилиндре, выпускном и впускном коллекторах; f, g — расход через клапаны выпуска и впуска

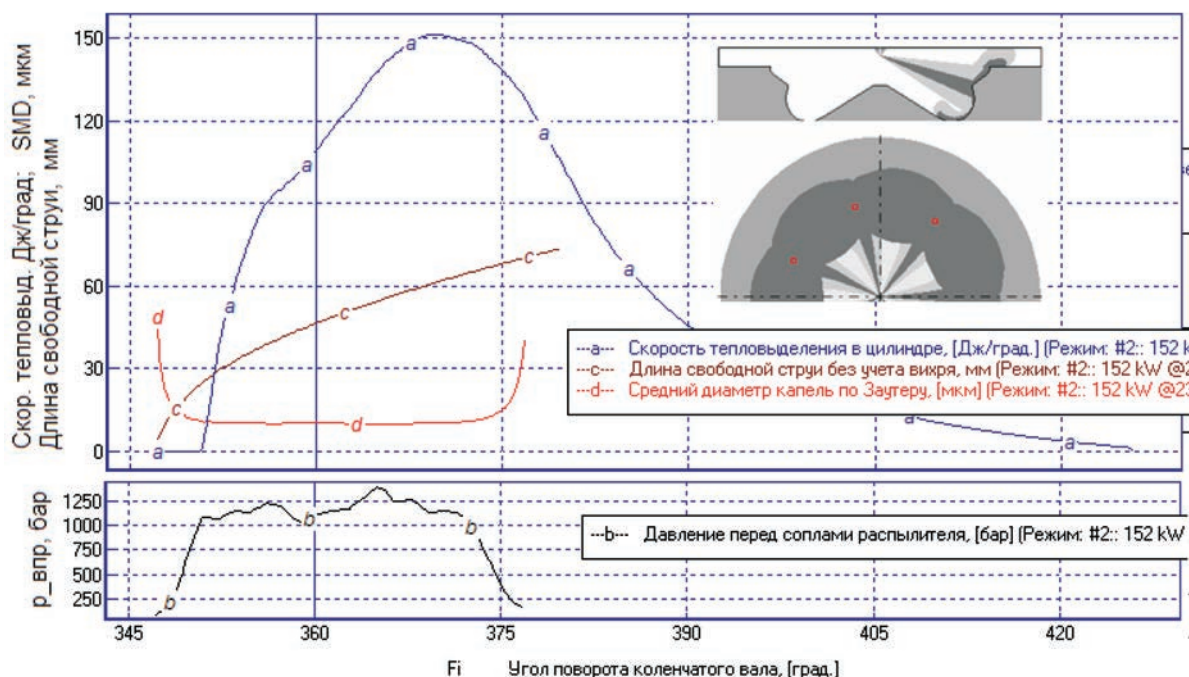


Рис. 18. Результаты расчета смесеобразования и сгорания в цилиндре дизельного двигателя типа КамАЗ 445 на режиме полной мощности, полученные в ПК «Дизель-РК» (темно-серым выделена зона ядра струи, светло-серым — зона разреженной оболочки струи в момент окончания впрыскивания)

Таким образом, проведенные предварительные расчеты показали, что точность настройки математической модели на двигатель типа КамАЗ 445 является приемлемой, а математическая модель с полученными настройками может использоваться для исследования работы газопоршневого двигателя, созданного на основе дизельного двигателя типа КамАЗ 445.

Расчет рабочего процесса газопоршневого двигателя типа КамАЗ 445, модифицированного для работы на пропан-бутановой смеси

Основным способом создания газопоршневого двигателя, работающего на пропан-бутановой смеси (СУГ) является модификация уже выпускающихся искровых и дизельных двигателей путем установки на них специальных систем питания, зажигания и управления. Как следует из данных табл. 5, при конвертировании исследуемого двигателя к работе на СУГ его степень сжатия должна быть уменьшена до $\epsilon = 9,5$. Данные работ [27–35] показывают, что двигатели, работающие на СУГ, имеют коэффициент избытка воздуха α от 1,0 до 1,4, поджиг газовой смеси осуществляется электрической искрой от свечи,

установленной непосредственно в КС. Более бедные смеси трудно воспламеняются, а при работе на богатых смесях затруднено форсирование двигателя по мощности из-за перегрева выпускных клапанов и детонации. Исследованные в работах [27–35] двигатели имеют средние эффективные давления p_e , не превышающие 12,5 бар. Анализ данных работ [30, 45] показывает, что увеличение среднего эффективного давления p_e выше 12,5 бар для газопоршневых двигателей, работающих на СУГ, затруднено из-за перегрева выпускных клапанов и детонации. Ограничение по детонации обусловлено тем, что СУГ содержит значительную долю бутана, что понижает метановое число (МЧ) и октановое число (ОЧ) этого топлива. Для примера: газовое топливо ПБА (пропан-бутан автомобильный) содержит 50 ± 10 % пропана (C_3H_8), остальное — бутан (C_4H_{10}) и другие углеводороды (ГОСТ 27578–87). Метановое число такой пропан-бутановой смеси, рассчитанное по содержанию углерода и водорода, составляет $МЧ = 36,5$, а октановое число $ОЧ = 95,8$. При расчете процессов сжатия и сгорания в цилиндре газопоршневого двигателя в ПК «Дизель-РК» ведется оценка готовности смеси к детонации методом Дауда — Эйза [42].

Условием отсутствия детонации при этом является соблюдение неравенства:

$$\text{ОЧ}_{\text{д-э}} < \text{ОЧ}_{\text{с/н}}, \quad (1)$$

где $\text{ОЧ}_{\text{д-э}}$ — ОЧ , рассчитанное методом Дауда — Эйза; $\text{ОЧ}_{\text{с/н}}$ — ОЧ , рассчитанное по содержанию углерода и водорода в топливе.

В настоящей работе был принят состав пропан-бутановой смеси — СУГ в соответствии с ГОСТ 27578–87 (рис. 19).

Скорость сгорания исследуемой пропан-бутановой смеси почти такая же как у бензина, поэтому в расчете сгорания СУГ можно использовать те же настройки модели И.И. Вибе, кото-

рые используются для бензиновых двигателей внутреннего сгорания: $m_v = 3,5$; $\varphi_z = 45$.

Расчет сгорания в цилиндре двигателя проведен по двухзонной модели: цилиндр двигателя условно разделяется на зону свежего заряда и зону ОГ. Температуры и концентрации рабочего тела в зонах рассчитываются отдельно из системы уравнений баланса массы, энергии, концентрации и состояния записанных для открытой термодинамической системы следующего вида:

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

Топливо

Топлива, доступные в данном проекте

Библиотека топлив

Название топлива: Propane-Butane

Тип топлива: Propane+Buta

Класс: Газ

Фракция	C3H8	C4H10	
Доля, %об.	55.4	44.6	0

Химический состав (массовые доли)

С	Н	О
0.8221	0.178	0

Содержание серы, %: 0

Низшая теплота сгорания, [МДж/кг]: 45.93

Услов. энергия активации предплам. реакций для самовосплам. в дизеле или для... [кДж/моль]: 0

Цетановое число: 0

Плотность топлива при T=323 K, [кг/м³]: 2.248

Коэффициент поверхностного натяжения при T=323 K, [Н/м]: 0

Динамический коэффициент вязкости при T=323 K, [Па·с]: 0

Удельная теплота парообразования, [кДж/кг]: 0

Теплоёмкость топлива при температуре форсунки, [Дж/(кг·K)]: 2116

Теплоёмкость паров топлива Cp при T=423K, [Дж/(кг·K)]: 0

Молекулярный масса: 50.35

Коэфф. диффузии при po=1 бар и To=273 K, Dco, [м²/с]: 0

Температура топлива, [K]: 350

Справка Применить OK Отмена

Рис. 19. Свойства пропан-бутана автомобильного

$$G_2 - G_1 = \sum \Delta G_j; \quad (2)$$

$$G_2 C_{i2} - G_1 C_{i1} = \sum \Delta G_j C_{ij};$$

$$pV = GRT,$$

где $\int_{V_1}^{V_2} p dV$ — механическая работа, совершаемая рабочим телом; I_j^* — энтальпия рабочего тела, подведенная к системе в результате добавления массы ΔG_j от j -го источника массы; Q_x — количество теплоты, подведенной к рабочему телу на расчетном шаге от постороннего источника (вследствие сгорания топливного газа в объеме зоны) рассчитывается с помощью аппроксимации И.И. Вибе; Q_w — количество теплоты, отведенной в стенки, если зона ее касается; параметры p, T, G, V, U, R с соответствующими индексами означают давление, температуру, массу, объем, внутреннюю энергию и газовую постоянную рабочего тела; C_i — массовая доля i -го компонента в соответствующей массе рабочего тела.

Принимают, что рабочее тело состоит из трех компонентов ($i_{\max} = 3$): чистый воздух, топливный газ, стехиометрические продукты сгорания газа. Индексы 1 и 2 относятся соответственно к началу и концу расчетного шага. Предполагают также, что топливный газ гомогенно распределен в заряде цилиндра. Разрешающая система алгебраических уравнений, позволяющая решить систему уравнений (2), приведена в работе [47]. Настройки математической модели газообмена, теплообмена и наддува ДВС, полученные при расчете дизельного процесса двигателя КамАЗ 445, были сохранены для расчета рабочего процесса этого двигателя, конвертированного на пропан-бутановую смесь.

На основе анализа литературных данных [41–46] с целью получения наибольшей мощности двигателя было принято решение организовывать сгорание в цилиндре исследуемого двигателя при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \approx 1,4$. Более богатая смесь приведет к увеличению температуры выпускного клапана, а более бедная — к неустойчивой работе двигателя и пропуску вспышек. Результаты расчета рабочего процесса газопоршневого двигателя типа КамАЗ 445 при варьировании степени повышения давления в компрессоре в пределах: $\pi_k = 1,22 \dots 2,31$ и постоянном значении коэффи-

циента избытка воздуха $\alpha \approx 1,4$ представлены на рис. 20. Угол опережения зажигания выбран оптимальным и равным 20 градусов поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки — град. ПКВ до ВМТ.

Анализ данных работ [41–47] и рис. 20 приводит к однозначному выводу о невозможности форсирования рабочего процесса газопоршневого двигателя типа КамАЗ 445 до уровня среднего эффективного давления $p_e = 1,72$ МПа (эффективной мощности $N_e = 150$ кВт), характерного для дизельного двигателя. Ограничениями являются детонация (см. рис. 21, а) и высокая температура ОГ перед турбиной, приводящая к перегреву выпускных клапанов (рис. 21, б). Для сравнения на графиках рис. 20

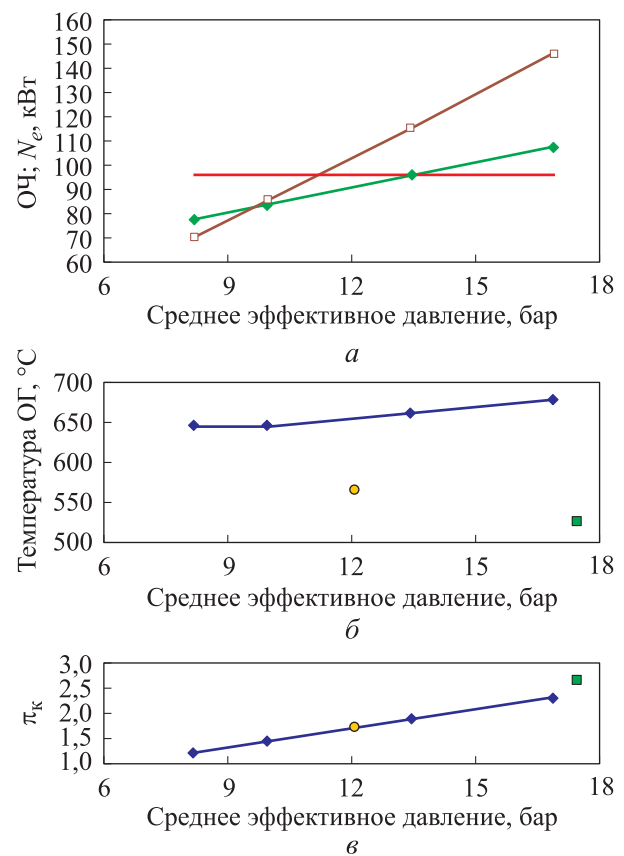


Рис. 20. Сравнение параметров газопоршневого двигателя типа КамАЗ 445, дизельного двигателя типа КамАЗ 445 и двигателя типа Guascor G-18SM при разных уровнях среднего эффективного давления p_e : а — ограничение мощности по детонации ($\bullet$ — $OЧ_{д-э}$; $\blacksquare$ — N_e , кВт; — $OЧ_{с/н}$); б — температура ОГ перед турбиной, влияющая на тепловое состояние выпускных клапанов; в — степень повышения давления в компрессоре π_k ($\blacklozenge$ — газопоршневой двигатель КамАЗ 445; $\blacksquare$ — дизель КамАЗ 445; $\bullet$ — Cuascor G-18SM)

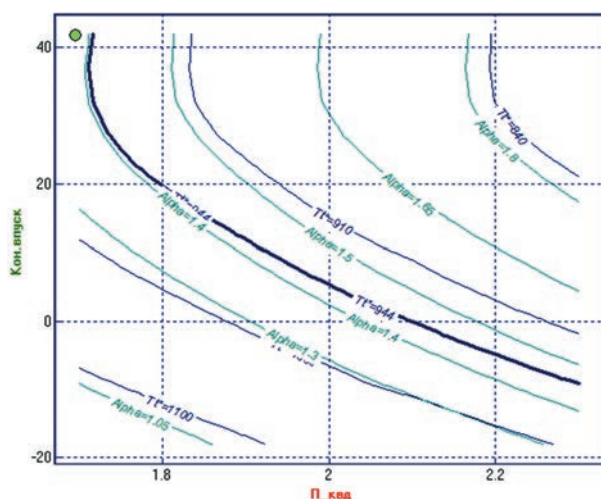


Рис. 21. Влияние окончания впуска и степени повышения давления в компрессоре (цикла Миллера) на температуру газов перед турбиной и коэффициент избытка воздуха α . Маркером (зеленой точкой) обозначена исходная конфигурация рабочего процесса

приведены параметры газопоршневых двигателей КамАЗ 445 и Guascor G-18SM. Их сравнение показывает, что предел по детонации, а именно неравенство (1), начинает нарушаться при $p_e > 1,3$ МПа, когда ОЧ, рассчитанное по методике Дауда — Эйза, начинает превышать ОЧ, рассчитанное по химическим свойствам топлива. Этот же вывод следует из анализа данных по двигателю Guascor G-18SM [45]. С другой стороны температура ОГ в выпускном коллекторе существенно (на 100 °С) превышает значения, которые считаются допустимыми при изготовлении выпускных клапанов из традиционных материалов (примерно от 550 до 570 °С). Для борьбы с этим явлением для газопоршневого двигателя типа КамАЗ 445 можно применять специальную конструкцию седла выпускного клапана с интенсивным жидкостным охлаждением и/или применение специальных жаростойких материалов для выпускного клапана. Но даже в этом случае форсирование этого двигателя свыше значения $p_e = 12$ бар ($N_e = 103$ кВт при $n = 2300$ мин⁻¹) представляется невозможным.

Проведенный расчет параметров газопоршневого двигателя типа КамАЗ 445 показал, что предельно возможный уровень форсирования этого двигателя соответствует среднему эффективному давлению $p_e = 12$ бар ($N_e = 103$ кВт при 2300 мин⁻¹). В соответствии с данными табл. 5 и рис. 10 принята степень сжатия $\epsilon = 9,5$. При

увеличении степени сжатия усиливается склонность процесса к детонации; при уменьшении ϵ увеличивается температура в выпускном коллекторе, что также препятствует увеличению мощности исследуемого газопоршневого двигателя, работающего на пропан-бутановой смеси. Применение цикла Миллера для снижения температур рабочего тела не дает ощутимого результата в связи с тем, что снижение наполнения, а следовательно, и коэффициента избытка воздуха α , приводит к росту температуры ОГ перед турбиной, несмотря на рост давления наддува (степени повышения давления в компрессоре π_k , или $\Pi_{квд}$) — рис. 21, полученный с применением ПК «Дизель-РК». Здесь по вертикальной оси указаны параметры окончания процесса впуска (Кон. впуск): -20 — 20 град. ПКВ до нижней мертвой точки (НМТ); 0 соответствует положению НМТ, 20 и 40 — 20 и 40 град. ПКВ после НМТ.

Расположение изолинии температуры торможения газа в выпускном коллекторе T_t^* (на рис. 22 эта линия обозначена $T_t^* = 944$ К) выше изолинии коэффициента избытка воздуха α (на рис. 22 $\alpha = 1,4$) не оставляет возможности снизить температуру ОГ перед турбиной без увеличения коэффициента α , а обеднение смеси свыше $\alpha = 1,4$ недопустимо, поскольку приведет к пропуску вспышек.

При принятых для режима максимальной мощности при частоте вращения коленчатого вала $n = 2300$ мин⁻¹ настройках математических моделей исследуемого газопоршневого двигателя проведен расчет его рабочего процесса на режиме холостого хода при $n = 700$ мин⁻¹. Для того чтобы обеспечить достаточно богатую смесь малого количества СУГ с воздухом для устойчивого ее воспламенения на этом режиме исследуемый газопоршневой двигатель должен иметь

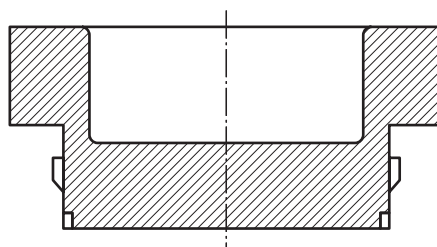


Рис. 22. Рекомендуемая цилиндрическая форма камеры сгорания для двигателя типа КамАЗ 445, работающего на СУГ

воздушную заслонку, установленную перед компрессором. Потери давления в воздушной заслонке на исследуемом режиме холостого хода составляют 0,61 бар. Цикловая подача пропан-бутановой смеси должна быть равна 0,014 г, а ее массовый часовой расход — 1,176 кг/ч. Никаких проблем с детонацией и перегревом на исследуемом режиме холостого хода не наблюдается.

В качестве мероприятий, позволяющих увеличить мощность газопоршневого двигателя, желательно применять переход на номинальную частоту вращения $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$, а также переход от пропан-бутановой смеси ПБА (пропан-бутан автомобильный), содержащей $50 \pm 10 \%$ пропана (C_3H_8), остальное — бутан (C_4H_{10}) и другие углеводороды (ГОСТ 27578–87), к пропану автомобильному, содержащему $90 \pm 10 \%$ пропана. Еще одним мероприятием, позволяющим увеличить мощность двигателя, работающего на СУГ, является переход от КС типа doublelip к цилиндрической форме КС (рис. 22). Такая форма КС для газопоршневых двигателей рекомендуется в работах [4, 5, 33]. Эффективное средство снижения детонации и увеличение мощности двигателя, работающего на СУГ на режимах с полной нагрузкой, — подача воды на впуске для увеличения влагосодержания рабочей смеси до 10 %. Комплексное применение этих мероприятий позволит увеличить максимальную мощность двигателя до 136...140 кВт.

В целом проведенные расчетные исследования подтвердили возможность эффективной работы этого двигателя на пропан-бутановой смеси.

Выводы

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Точность настройки математической модели ПК «Дизель-РК» на двигатель типа КамАЗ 445 является вполне приемлемой, а математическую модель с полученными настройками можно использовать на начальном этапе для исследования работы газопоршневого двигателя.

2. Проведенные расчетные исследования газопоршневого двигателя типа КамАЗ 445 при его работе на автомобильном пропан-бутане, а также опубликованные данные свидетельствуют о том, что этот двигатель не может развивать мощность 150 кВт, характерную для исходного дизельного двигателя. При частоте враще-

ния коленчатого вала 2300 мин^{-1} исследуемый газопоршневой двигатель может развивать предельную мощность 103 кВт. Дальнейшему форсированию этого двигателя по мощности препятствует перегрев выпускных клапанов и детонация в цилиндре.

3. Для организации работы газопоршневого двигателя типа КамАЗ 445 на автомобильном пропан-бутане степень сжатия должна быть уменьшена до $\varepsilon = 9,5$, а коэффициент избытка воздуха должен составлять $\alpha \approx 1,4$. Степень повышения давления в компрессоре на номинальном режиме $\pi_k = 1,7$, что значительно меньше, чем степень повышения давления исходного дизельного двигателя ($\pi_k = 2,63$). Для регулировки наддува двигатель должен быть оборудован дроссельной заслонкой перед впускным коллектором.

4. Для исследования возможности использования штатного турбокомпрессора для наддува газопоршневого двигателя типа КамАЗ 445 (или иного турбокомпрессора) необходимы результаты испытаний соответствующих турбокомпрессоров (напорные ветки турбины и компрессора).

5. Воспламенение пропан-бутановой смеси в цилиндре газопоршневого двигателя типа КамАЗ 445 осуществляется свечой зажигания, установленной непосредственно в цилиндре. Оптимальный угол опережения зажигания равен 20 град. ПКВ до ВМТ.

6. Уменьшения степени сжатия до $\varepsilon = 9,5$ в газопоршневом двигателе можно добиться за счет расточки камеры сгорания в поршне. Алюминиевый поршень при переводе двигателя на пропан-бутановую смесь сохранит работоспособность и приемлемый уровень температур сгорания.

7. Технология изготовления выпускных клапанов и седел газопоршневого двигателя должна позволять сохранять их работоспособность при температуре ОГ, равной 655 °С, что на 130 °С больше, чем температура ОГ перед турбиной дизельного варианта этого двигателя при его мощности 150 кВт при 2300 мин^{-1} .

8. Исследование возможности снижения температуры газов перед турбиной за счет применения цикла Миллера показало, что снижения температуры не происходит из-за невысокого значения коэффициента избытка воздуха $\alpha \approx 1,4$. Повышать α нельзя из-за неустойчи-

ности поджига и пропуска вспышек, а понижать нельзя из-за склонности процесса к детонации.

9. Регулировка качества газозавозной смеси на всех режимах работы газопоршневого двигателя обеспечивается дроссельной заслонкой. На режиме холостого хода при $n = 700 \text{ мин}^{-1}$ необходимо дросселировать наддувочный воздух до давления 0,31 бар (абс.).

10. Для увеличения мощности двигателя, работающего на СУГ, желателен переход на номинальную частоту вращения $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$, а также переход от пропан-бутановой смеси ПБА

(пропан-бутан автомобильный), содержащей $50 \pm 10 \%$ пропана, к пропану автомобильному, содержащему $90 \pm 10 \%$ пропана. Также желателен переход от КС типа doublelip исходного двигателя типа КамАЗ 445 к цилиндрической КС. Снижение детонации и увеличение мощности двигателя, работающего на СУГ на режимах с полной нагрузкой, достигается при подаче воды на впуске для увеличения влагосодержания рабочей смеси до 10 %. Совместная реализация этих мероприятий позволит увеличить максимальную мощность двигателя до 136...140 кВт.

Литература

- [1] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [2] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения*. Москва, НИЦ Инженер, Оникс-М, 2014, 691 с.
- [3] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 1. Газомоторное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 4, с. 68–77.
- [4] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, НИЦ Инженер, Оникс-М, 2012, 791 с.
- [5] Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В. *Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях*. Москва, ИРЦ Газпром, 2007, 480 с.
- [6] Виноградов Л.В., Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. и др. *Применение газовых топлив в двигателях внутреннего сгорания*. Москва, ИРЦ Газпром, 1996, 198 с.
- [7] Савельев Г.С. *Применение газомоторного и биодизельного топлив в автотракторной технике*. Москва, ГПУ ВИМ, 2009, 213 с.
- [8] Мамедова М.Д., Васильев Ю.Н. *Транспортные двигатели на газе*. Москва, Машиностроение, 1994, 224 с.
- [9] Гайворонский А.И., Гордин В.М., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [10] Марков В.А., Чирков А.Ю., Зайченко В.М., Цыплаков А.И. Физико-химические и моторные свойства попутного нефтяного газа и возможности его использования в качестве моторного топлива для дизелей. *Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо*, 2017, т. 16, № 8, с. 339–353.
- [11] Марков В.А., Чирков А.Ю., Зайченко В.М., Цыплаков А.И. Разработка дизель-генераторной установки, работающей на попутном нефтяном газе. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2019, т. 18, № 10, с. 459–466.
- [12] Марков В.А., Чирков А.Ю., Зайченко В.М., Цыплаков А.И. Экспериментальные исследования дизель-генераторной установки, работающей на попутном нефтяном газе. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2019, т. 18, № 12, с. 560–573.
- [13] Патрахальцев Н.Н., Горбунов В.В., Гильермо Лира Качо. Сжиженный нефтяной газ для улучшения экологических качеств дизеля. *Грузовик*, 1999, № 12, с. 23–26.
- [14] Патрахальцев Н., Медведев Е., Казначевский В. Возможности использования сжиженного нефтяного газа в качестве добавки к дизельному топливу. *Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо*, 2004, № 1, с. 5–7.
- [15] Береснев М.А., Крива В.В. Возможности использования пропана с добавками водорода в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. *Технические науки — от теории к практике*, 2016, № 9, с. 125–129.
- [16] Aceves S.M., Flowers D., Martinez-Frias J., Smith J.R. et al. A Sequential Fluid-Mechanics Chemical-Kinetic Model of Propane HCCI Combustion. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-1027, pp. 1–11.

- [17] Flowers D., Aceves S.M., Martinez-Frias J., Smith J.R. et al. Operation of a Four-Cylinder 1.9L Propane Fueled Homogeneous Charge Compression Ignition Engine: Basic Operating Characteristics and Cylinder-to-Cylinder Effects. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-1895, pp. 1–10. <https://doi.org/10.4271/2001-01-1895>
- [18] Hashimoto K., Ohta H., Hirasawa T. et al. Evaluation of Ignition Quality of LPG with Cetane Number Improver. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-0870, pp. 1–5. <https://doi.org/10.4271/2002-01-0870>
- [19] Li L., Wang Z., Deng B. et al. Characteristics of Particulate Emissions Fueled with LPG and Gasoline in a Small SI Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2004, no. 2004-01-2901, pp. 1–9. <https://doi.org/10.4271/2004-01-2901>
- [20] Morganti K.J., Foodg T.M., Brear M.J. et al. The Research and Motor Octane Numbers of Liquefied Petroleum Gas (LPG). *Fuel*, 2013, vol. 108, pp. 797–811. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.01.072>
- [21] Luft S. The Influence of Regulating Parameters of Dual Fuel Compression Ignition Engine Fuelled with LPG on its Maximum Torque, Overall Efficiency and Emission. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-3264, pp. 1–5.
- [22] Ogawa H., Miyamoto N., Li C., Nakazawa S., Akao K. Low Emission and Knock-Free Combustion with Rich and Lean Biform Mixture in a Dual-Fuel CI Engine with Induced LPG as the Main Fuel. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-3502, pp. 1–9. <https://doi.org/10.4271/2001-01-3502>
- [23] Savelieva V.A., Savel'iev A.M., Titova N.S. Kinetic Mechanism of Ignition of Propane-Butane Mixtures at Low and High Temperatures: Development and Application. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 2023, vol. 59, pp. 1–21. <https://doi.org/10.1134/S001050822301001X>
- [24] Ulishney C.J. *Combustion Characteristics of Methane, Ethane, Propane, and Butane Blends Under Conditions Relevant of a Dual-Fuel Diesel and Natural Gas Engine*. Graduate Theses, Dissertations, and Problem Reports. West Virginia University, 2023, 143 p.
- [25] Обзор российского рынка сжиженного пропана. Прогноз развития до 2027 года (Аналитическое агентство Агроан). URL: <https://dzen.ru/a/ZPbqSxE-empXZrRI> (дата обращения 22.11.2023).
- [26] Тимонин И. Российский рынок газомоторного топлива: достижимы ли амбициозные цели? *Neftegaz.RU*, 2022, № 4–5. URL: <https://magazine.neftegaz.ru/articles/rynok/740267-rossiyskiy-rynok-gazomotornogo-topliva-dostizhimi-li-ambitsioznye-tseli/> (дата обращения 22.11.2023).
- [27] Saraf R.R., Thipse S.S., Saxena P.K. Case Study on Endurance Test of LPG Automobile Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2008, no. 2008-01-2756, pp. 1–8. <https://doi.org/10.4271/2008-01-2756>
- [28] Fuioreescu D., Radu B. A Proposed Relation for Knock Auto-Ignition Induction Period Evaluation in a LPG Fueled SI Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2010, no. 2010-01-1455, pp. 1–9. <https://doi.org/10.4271/2010-01-1455>
- [29] Radu B., Martin G., Chiriac R., Apostolescu N. On the Knock Characteristics of LPG in a Spark Ignition Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-3773, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2005-01-3773>
- [30] Baker P., Watson H. MPI Air/Fuel Mixing for Gaseous and Liquid LPG. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-0246, pp. 1–15. <https://doi.org/10.4271/2005-01-0246>
- [31] Caton J.A., McDermott M., Chona R. Development of a Dedicated LPG-Fueled Spark-Ignition Engine and Vehicle for the 1996 Propane Vehicle Challenge. *SAE Technical Paper Series*, 1997, no. 972692, pp. 1–14. <https://doi.org/10.4271/972692>
- [32] Sun X., Wiedmann T., Hussain S. Fuel Management and Exhaust Emissions of Light- and Heavy-Duty Trucks Operating on CNG and LPG. *SAE Technical Paper Series*, 1997, no. 971661, pp. 69–82.
- [33] Goto S., Lee D., Shakal J. et al. Performance and Emissions of an LPG Lean-Burn Engine for Heavy Duty Vehicles. *SAE Technical Paper Series*, 1999, no. 1999-01-1513, pp. 1–11. <https://doi.org/10.4271/1999-01-1513>
- [34] Nelson D. Development of a Dual Fueled (Gasoline or Propane) Air Cooled, Spark Ignited Utility Engine. *SAE Technical Paper Series*, 1999, no. 1999-01-3335, pp. 1–4. <https://doi.org/10.4271/1999-01-3335>
- [35] Kang K., Lee D., Oh S., Kim C. Performance of a Liquid Phase LPG Injection Engine for Heavy Duty Vehicles. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-1958, pp. 1–9. <https://doi.org/10.4271/2001-01-1958>
- [36] Шеховцов А.Ф., Разлейцев Н.Ф. и др. *Процессы в перспективных дизелях*. Харьков, Основа при Харьк. ун-те, 1992, 352 с.
- [37] Kuleshov A., Mahkamov Kh., Kozlov A., Fadeev Yu. Simulation of Dual-Fuel Diesel Combustion with Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model. *ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference ICEF2014-5700*, Columbus, IN, USA, 2014, 14 p. <https://doi.org/10.1115/ICEF2014-5700>

- [38] Kuleshov A., Grekhov L. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Technical Paper Series*, 2013, no. 2013-01-0882, pp. 1–16. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [39] Кулешов А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 235 с.
- [40] Kuleshov A.S. Multi Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1956, pp. 1–21. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1956>
- [41] Saraf R.R., Thipse S.S., Saxena P.K. Case Study on Endurance Test of LPG Automobile Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2008, no. 2008-01-2756, pp. 1–8. <https://doi.org/10.4271/2008-01-2756>
- [42] Fuiiorescu D., Radu B. A Proposed Relation for Knock Auto-Ignition Induction Period Evaluation in a LPG Fueled SI Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2010, no. 2010-01-1455, pp. 1–9. <https://doi.org/10.4271/2010-01-1455>
- [43] Radu B., Martin G., Chiriac R., Apostolescu N. On the Knock Characteristics of LPG in a Spark Ignition Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-3773, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2005-01-3773>
- [44] Mantey C.A., Mezzarano A., Kolkemo A. Exhaust Valve and Valve Seat Insert — Development for an Industrial LPG Application. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1602, pp. 1–9. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1602>
- [45] Газопоршневая электростанция Guascor G-18SM (P80). URL: <https://guascor.ru/oborudovanie/propane/guascor-sge-18sm-p80/> (дата обращения 15.11.2023).
- [46] Dauaud A.M., Eyzat P. Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines. *SAE Transactions*, 1978, vol. 87, sec. 1, art. 780080, pp. 294–308. <https://doi.org/10.4271/780080>
- [47] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Расчетные исследования параметров рабочего процесса дизельного двигателя с добавками аммиака во впускную систему. *Двигателестроение*, 2023, № 3, с. 71–93. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.71-93>

References

- [1] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical Engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal Combustion Engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [2] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Neftyanye motornye topliva: ekologicheskie aspekty primeneniya* [Petroleum Motor Fuels: Environmental Aspects of Application]. Moscow, NITs “Inzhener”, “Oniko-M” Publ., 2014, 691 p. (In Russ.).
- [3] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative Fuels for Sustainable Development of the Transport Sector. Part 1. Gas Motor Fuel. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 4, pp. 68–77. (In Russ.).
- [4] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Al'ternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative fuels for internal combustion engines]. Moscow, NITs “Inzhener”, “Oniko-M” Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [5] Gayvoronskiy A.I., Markov V.A., Ilatovskiy Yu.V. *Ispol'zovanie prirodnogo gaza i drugikh al'ternativnykh topliv v dizel'nykh dvigatelyakh* [Use of natural gas and other alternative fuels in diesel engines]. Moscow, OOO “IRTs Gazprom” Publ., 2007, 480 p. (In Russ.).
- [6] Vinogradov L.V., Gorbunov V.V., Patrakhal'tsev N.N. et al. *Primenenie gazovykh topliv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [Use of gas fuels in internal combustion engines]. Moscow, IRTs Gazprom Publ., 1996, 198 p. (In Russ.).
- [7] Savel'ev G.S. *Primenenie gazomogornogo i biodizel'nogo topliv v avtotraktorной tekhnike* [Use of gas-burning and biodiesel fuels in automotive engineering]. Moscow, GPU VIM Publ., 2009, 213 p. (In Russ.).
- [8] Mamedova M.D., Vasil'ev Yu.N. *Transportnye dvigateli na gaze* [Gas-powered transport engines]. Moscow, Mashinostroeni Publ., 1994, 224 p. (In Russ.).
- [9] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A. Problems and Prospects of Using Carbon-Free and LowCarbon Motor Fuels in Various Scenarios of Transition to Carbon-Neutral Energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [10] Markov V.A., Chirkov A.Yu., Zaychenko V.M., Tsyplakov A.I. Physicochemical and motor properties of associated petroleum gas and its possible utilization as a motor fuel for diesel engines. *Avto-gazozapravochnyy kompleks + Al'ternativnoe toplivo*, 2017, vol. 16, no. 8, pp. 339–353. (In Russ.).

- [11] Markov V.A., Chirkov A.Yu., Zaychenko V.M., Tsyplakov A.I. Development of a diesel generator set running on associated petroleum gas. *Avtogazozapravochnyy kompleks + al'ternativnoe toplivo*, 2019, vol. 18, no. 10, pp. 459–466. (In Russ.).
- [12] Markov V.A., Chirkov A.Yu., Zaychenko V.M., Tsyplakov A.I. Experimental research of the diesel engine generator set running on associated petroleum gas. *Avtogazozapravochnyy kompleks + al'ternativnoe toplivo*, 2019, vol. 18, no. 12, pp. 560–573. (In Russ.).
- [13] Patrakhal'tsev N.N., Gorbunov V.V., Gil'ermo Lira Kacho. Liquefied petroleum gas for improving the environmental performance of diesel. *Gruzovik*, 1999, no. 12, pp. 23–26. (In Russ.).
- [14] Patrakhal'tsev N., Medvedev E., Kaznachevskiy V. Possibilities of using liquefied petroleum gas as an additive to diesel fuel. *Avtogazozapravochnyy KOMPLEKS + Al'ternativnoe toplivo*, 2004, no. 1, pp. 5–7. (In Russ.).
- [15] Beresnev M.A., Kriva V.V. Possibilities of using propane with hydrogen additives as a fuel for internal combustion engines. *Tekhnicheskie nauki — ot teorii k praktike*, 2016, no. 9, pp. 125–129. (In Russ.).
- [16] Aceves S.M., Flowers D., Martinez-Frias J., Smith J.R. et al. A Sequential Fluid-Mechanic Chemical-Kinetic Model of Propane HCCI Combustion. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-1027, pp. 1–11.
- [17] Flowers D., Aceves S.M., Martinez-Frias J., Smith J.R. et al. Operation of a Four-Cylinder 1.9L Propane Fueled Homogeneous Charge Compression Ignition Engine: Basic Operating Characteristics and Cylinder-to-Cylinder Effects. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-1895, pp. 1–10.
<https://doi.org/10.4271/2001-01-1895>
- [18] Hashimoto K., Ohta H., Hirasawa T. et al. Evaluation of Ignition Quality of LPG with Cetane Number Improver. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-0870, pp. 1–5.
<https://doi.org/10.4271/2002-01-0870>
- [19] Li L., Wang Z., Deng B. et al. Characteristics of Particulate Emissions Fueled with LPG and Gasoline in a Small SI Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2004, no. 2004-01-2901, pp. 1–9.
<https://doi.org/10.4271/2004-01-2901>
- [20] Morganti K.J., Foodg T.M., Brear M.J. et al. The Research and Motor Octane Numbers of Liquefied Petroleum Gas (LPG). *Fuel*, 2013, vol. 108, pp. 797–811. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.01.072>
- [21] Luft S. The Influence of Regulating Parameters of Dual Fuel Compression Ignition Engine Fuelled with LPG on its Maximum Torque, Overall Efficiency and Emission. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-3264, pp. 1–5.
- [22] Ogawa H., Miyamoto N., Li C., Nakazawa S., Akao K. Low Emission and Knock-Free Combustion with Rich and Lean Biform Mixture in a Dual-Fuel CI Engine with Induced LPG as the Main Fuel. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-3502, pp. 1–9. <https://doi.org/10.4271/2001-01-3502>
- [23] Savelieva V.A., Savel'iev A.M., Titova N.S. Kinetic Mechanism of Ignition of Propane-Butane Mixtures at Low and High Temperatures: Development and Application. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 2023, vol. 59, pp. 1–21. <https://doi.org/10.1134/S001050822301001X>
- [24] Ulishney C.J. *Combustion Characteristics of Methane, Ethane, Propane, and Butane Blends Under Conditions Relevant of a Dual-Fuel Diesel and Natural Gas Engine*. Graduate Theses, Dissertations, and Problem Reports. West Virginia University, 2023, 143 p.
- [25] *Obzor rossiyskogo rynka szhizhennogo propana. Prognoz razvitiya do 2027 goda (Analiticheskoe agentstvo Agroan)* [Review of the Russian liquefied propane market. Development forecast until 2027 (Analytical agency Agroan)]. Available at: <https://dzen.ru/a/ZPbqSxE-empXZrRI> (accessed November 22, 2023).
- [26] Timonin I. Russian gas motor fuel market: are ambitious goals achievable? *Neftegaz.RU*, 2022, no. 4–5. Available at: <https://magazine.neftegaz.ru/articles/rynok/740267-rossiyskiy-rynok-gazomotornogo-topliva-dostizhimy-li-ambitsioznye-tseli/> (accessed November 22, 2023).
- [27] Saraf R.R., Thipse S.S., Saxena P.K. Case Study on Endurance Test of LPG Automobile Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2008, no. 2008-01-2756, pp. 1–8. <https://doi.org/10.4271/2008-01-2756>
- [28] Fuioreescu D., Radu B. A Proposed Relation for Knock Auto-Ignition Induction Period Evaluation in a LPG Fueled SI Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2010, no. 2010-01-1455, pp. 1–9.
<https://doi.org/10.4271/2010-01-1455>
- [29] Radu B., Martin G., Chiriac R., Apostolescu N. On the Knock Characteristics of LPG in a Spark Ignition Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-3773, pp. 1–12.
<https://doi.org/10.4271/2005-01-3773>
- [30] Baker P., Watson H. MPI Air/Fuel Mixing for Gaseous and Liquid LPG. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-0246, pp. 1–15. <https://doi.org/10.4271/2005-01-0246>

- [31] Caton J.A., McDermott M., Chona R. Development of a Dedicated LPG-Fueled Spark-Ignition Engine and Vehicle for the 1996 Propane Vehicle Challenge. *SAE Technical Paper Series*, 1997, no. 972692, pp. 1–14. <https://doi.org/10.4271/972692>
- [32] Sun X., Wiedmann T., Hussain S. Fuel Management and Exhaust Emissions of Light- and Heavy-Duty Trucks Operating on CNG and LPG. *SAE Technical Paper Series*, 1997, no. 971661, pp. 69–82.
- [33] Goto S., Lee D., Shakal J. et al. Performance and Emissions of an LPG Lean-Burn Engine for Heavy Duty Vehicles. *SAE Technical Paper Series*, 1999, no. 1999-01-1513, pp. 1–11. <https://doi.org/10.4271/1999-01-1513>
- [34] Nelson D. Development of a Dual Fueled (Gasoline or Propane) Air Cooled, Spark Ignited Utility Engine. *SAE Technical Paper Series*, 1999, no. 1999-01-3335, pp. 1–4. <https://doi.org/10.4271/1999-01-3335>
- [35] Kang K., Lee D., Oh S., Kim C. Performance of a Liquid Phase LPG Injection Engine for Heavy Duty Vehicles. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-1958, pp. 1–9. <https://doi.org/10.4271/2001-01-1958>
- [36] Shekhovtsov A.F., Razleytsev N.F. et al. *Protsessy v perspektivnykh dizelyakh* [Processes in advanced diesel engines]. Kharkiv, Osnova pri Khar'k. un-te Publ., 1992, 352 p. (In Russ.).
- [37] Kuleshov A., Mahkamov Kh., Kozlov A., Fadeev Yu. Simulation of Dual-Fuel Diesel Combustion with Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model. *ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference ICEF2014-5700*, Columbus, IN, USA, 2014, 14 p. <https://doi.org/10.1115/ICEF2014-5700>
- [38] Kuleshov A., Grekhov L. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Technical Paper Series*, 2013, no. 2013-01-0882, pp. 1–16. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [39] Kuleshov A.S. *Razvitie metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS* [Development of calculation methods and optimization of internal combustion engine operating processes]. Diss. Dr. Sci. Moscow, BMSTU Press, 2011, 235 p. (In Russ.).
- [40] Kuleshov A.S. Multi Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1956, pp. 1–21. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1956>
- [41] Saraf R.R., Thipse S.S., Saxena P.K. Case Study on Endurance Test of LPG Automobile Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2008, no. 2008-01-2756, pp. 1–8. <https://doi.org/10.4271/2008-01-2756>
- [42] Fuiiorescu D., Radu B. A Proposed Relation for Knock Auto-Ignition Induction Period Evaluation in a LPG Fueled SI Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2010, no. 2010-01-1455, pp. 1–9. <https://doi.org/10.4271/2010-01-1455>
- [43] Radu B., Martin G., Chiriac R., Apostolescu N. On the Knock Characteristics of LPG in a Spark Ignition Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-3773, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2005-01-3773>
- [44] Mantey C.A., Mezzarano A., Kolkemo A. Exhaust Valve and Valve Seat Insert — Development for an Industrial LPG Application. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1602, pp. 1–9. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1602>
- [45] *Gazoporshnevaya elektrostantsiya Guascor G-18SM (P80)* [Guascor G-18SM (P80) gas piston power plant]. Available at: <https://guascor.ru/oborudovanie/propane/guascor-sge-18sm-p80/> (accessed November 15, 2023).
- [46] Dauaud A.M., Eyzat P. Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines. *SAE Transactions*, 1978, vol. 87, sec. 1, art. 780080, pp. 294–308. <https://doi.org/10.4271/780080>
- [47] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Computational studies of parameters of working process of diesel engine with ammonia additives in the intake system. *Engines Construction*, 2023, no. 3, pp. 71–93. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.71-93>

Материалы получены редакцией 09.07.2024

Сведения об авторах

Кулешов Андрей Сергеевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия.
E-mail: askuleshov@mail.ru

Кулешов Алексей Андреевич — инженер кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия. E-mail: alexxkuleshov@mail.ru

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

Карташев Александр Борисович — кандидат технических наук, доцент, директор НОЦ «КамАЗ-Бауман» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия. E-mail: kartashov@bmstu.ru

Буданов Руслан Евгеньевич — ведущий специалист НОЦ «КамАЗ-Бауман» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия. E-mail: budanov@bmstu.ru

Information about the authors

Kuleshov Andrey Sergeevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia. E-mail: askuleshov@mail.ru

Kuleshov Aleksey Andreevich — Engineer, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia. E-mail: alexxkuleshov@mail.ru

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

Kartashev Aleksandr Borisovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Director, KAMAZ-Bauman Scientific and Educational Center, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia.
E-mail: kartashov@bmstu.ru

Budanov Ruslan Evgenievich — Leading Specialist, KamAZ-Bauman Scientific and Educational Center, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia. E-mail: budanov@bmstu.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Карташов А.Б., Буданов Р.Е. Расчетное исследование параметров поршневого двигателя, конвертированного на работу на пропан-бутановых смесях. *Двигателестроение*, 2024, № 3 (297), с. 50–73.

Citation:

Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Kartashov A.B., Budanov R.E. Computational study of parameters of a piston engine converted to operate on the propane-butane mixtures. *Engines Construction*, 2024, no. 3 (297), pp. 50–73. (In Russ.).

УДК 621.436

Экспериментальные исследования токсичности отработавших газов дизельного двигателя при работе на этаноле и рапсовом масле

В.А. Лиханов, О.П. Лопатин

ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Россия

Experimental study of the diesel engine exhaust gases toxicity in operation on the ethanol and rapeseed oil

V.A. Likhanov, O.P. Lopatin

Federal state budgetary educational institution of higher education "Vyatka State Agrotechnological University" (FSBEI HE Vyatka SATU), Kirov, Russia

Представлены результаты экспериментальных исследований влияния нагрузочных и скоростных режимов работы дизельного двигателя на этаноле и рапсовом масле на содержание токсичных компонентов в отработавших газах. Показано, что такие рабочие параметры, как частота вращения, нагрузка, давление впрыскивания, время впрыскивания оказывают сильное влияние на токсичность и дымность отработавших газов дизельного двигателя. Получены важные сведения о содержании в отработавших газах токсичных компонентов (оксидов азота (NO_x), суммарных углеводородов (CH_x), монооксида (CO) и диоксида (CO_2) углерода, сажи (C) в зависимости от изменения нагрузки и частоты вращения коленчатого вала. При этом установлены зависимости влияния режимов работы двигателя на характеристики токсических показателей и определены их числовые значения. Представленные экспериментальные исследования наглядно демонстрируют возможность применения этанола и рапсового масла в качестве перспективного альтернативного топлива для снижения токсичности и дымности отработавших газов.

Ключевые слова: дизельный двигатель, этанол, рапсовое масло, токсичность, отработавшие газы, оксиды азота, суммарные углеводороды, монооксид углерода, диоксид углерода, сажа, дымность

The paper presents results of an experimental study of the influence of the load and speed modes of a diesel engine operating on ethanol and rapeseed oil on the toxic components content in the exhaust gases. It shows that such operating parameters as rotation speed, load, injection pressure and time are strongly effecting toxicity and smoke in the diesel engine exhaust gases. The paper provides important information on the toxic components content in the exhaust gases (nitrogen oxides (NO_x), total hydrocarbons (CH_x), carbon monoxide (CO) and dioxide (CO_2) and soot (C)) depending on alteration in the crankshaft load and speed. At the same time, the engine operating mode dependence on the toxic indicator characteristics are established, and their numerical values are determined. The presented experimental study clearly demonstrates a possibility of introducing ethanol and rapeseed oil as the promising alternative fuel in reducing the exhaust gases toxicity and smoke.

Keywords: diesel engine, ethanol, rapeseed oil, toxicity, exhaust gases, nitrogen oxides, total hydrocarbons, carbon monoxide, carbon dioxide, soot, smoke

Введение

Озабоченность экологическими и энергетическими проблемами в двигателестроении, возникающими в результате использования нефтяного моторного топлива, побуждает исследователей во всем мире искать пути их решения. Поскольку дизельные двигатели вследствие имеющихся особенностей организации рабочего процесса в цилиндре способны работать на топливах широкого фракционного состава, из всего многообразия существующих методов, позволяющих решать вопросы экологической безопасности двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с одновременной экономией потребляемого нефтяного моторного топлива, наиболее перспективно выглядит применение альтернативного топлива [1–4].

На сегодняшний день ведущие автопроизводители инвестируют значительные ресурсы в развитие технологий, способствующих применению различных альтернативных топлив в дизельных двигателях. Поиск новейших способов и перспективных технологий, направленных на улучшение экологических и энергетических показателей дизельных двигателей и изучение конкуренции различных видов топлива (дизельное топливо, биотопливо, природный газ, спирты, эмульсии и др.) по показателям экологической эффективности, может стать существенным шагом в активизации развития и применения альтернативных моторных топлив [5–8]. Поэтому переход к альтернативным топливам, которые в основном не являются продуктами переработки нефти, — перспективное направление в борьбе за уменьшение содержания токсичных компонентов в отработавших газах (ОГ) дизельных двигателей. Так, в последнее время в мире все больше средств и времени отводят на исследование, производство и применение альтернативных топлив. Основной целью такой деятельности является расширение сырьевой базы, поиск энергоэффективных топлив и методов их рационального применения. Использование альтернативных топлив ставит перед нами задачу предсказания физико-химических свойств новых топлив [9–12].

Наиболее привлекательными в отношении улучшения экологической безопасности дизельных двигателей являются альтернативные топлива, менее склонные вследствие особенностей химического состава и определенных

физических свойств к образованию токсичных компонентов при горении в условиях камеры сгорания. К таким топливам можно, например, отнести спирты и растительные масла [13–16].

Цель исследования — улучшение показателей токсичности и дымности отработавших газов (ОГ) дизельного двигателя путем применения в качестве моторного топлива этанола и рапсового масла (РМ).

Направление и методика исследований

В настоящее время достаточно много актуальных исследований, направленных на улучшение экологических показателей как бензиновых, так и дизельных двигателей за счет применения в качестве моторного топлива спиртов и растительных масел [17–20]. Углубленный анализ результатов научных исследований показывает, что исследователями разработаны предпосылки, проведены глубокие экспериментальные работы по вопросам использования спиртов и растительных масел в ДВС [21–24]. Вместе с тем отметим, что практически не существует экспериментальных исследований, направленных на сравнительные испытания дизельного двигателя рабочим объемом до 5 л, работающего этаноле и РМ, проведенных с должным учетом взаимосвязи экологических и эксплуатационных показателей и определением содержания в ОГ оксидов азота (NO_x), суммарных углеводородов (CH_x), оксида (CO) и диоксида углерода (CO_2) и сажесодержания (C). И хотя данные вопросы широко освещены в литературе в теоретическом плане с применением различных современных форм моделирования, рассмотрение этой проблемы только с теоретической стороны не позволяет раскрыть некоторые вопросы, крайне важные с точки зрения организации рабочего процесса дизельного двигателя при применении в нем этанола и РМ [25].

В Вятском государственном агротехнологическом университете на базе кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проведены экспериментальные стендовые испытания дизельного двигателя 2Ч 10,5/12,0 для работы на этаноле и РМ [25–27].

При проведении экспериментальных исследований, направленных на улучшение показателей токсичности и дымности ОГ дизельного двигателя и экономии нефтяного моторного топлива, применяли сравнительный метод

и стандартные методики проведения стендовых испытаний ДВС в сочетании с современными методами экспериментальных и теоретических исследований. Эти методы заключались в проведении стендовых испытаний дизельного двигателя при работе на этаноле и РМ на современном научном оборудовании с дальнейшей обработкой экспериментальных данных по передовым методикам ведущих НИИ и вузов, основанным на применении современных теорий рабочих процессов ДВС и программном обеспечении. При определении основных показателей работы дизельного двигателя по экспериментальным измерениям использовали общеизвестные аналитические зависимости.

Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

Рабочие параметры, включая частоту вращения и нагрузку, давление впрыскивания, время впрыскивания, оказывают сильное влияние на токсичность и дымность ОГ дизельного двигателя. Как правило, при работе с разными частотами вращения и нагрузками условия сгорания

в цилиндрах сильно различаются, что может привести к возникновению различий в характеристиках токсичности ОГ. Параметры впрыскивания, включающие давление впрыскивания и время впрыскивания, влияют на формирование капель топлива в камере сгорания. Как известно, топливная струя играет чрезвычайно важную роль в процессах сгорания ДВС и, следовательно, оказывает влияние на токсичность ОГ.

Влияние нагрузки на концентрацию токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя представлено на рис. 1.

Анализируя номинальный скоростной режим по экспериментальным данным ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, рис. 1, а), можно отметить, что изменение нагрузочного режима существенно влияет на концентрацию токсичных компонентов в ОГ как при работе на дизельном топливе (ДТ), так и при работе на этаноле и РМ. Так, при работе на этаноле и РМ происходит значительное снижение C_{NO_x} в ОГ во всем диапазоне изменения нагрузки по сравнению с работой на ДТ. При увеличении нагрузки C_{NO_x} в ОГ дизельного двигателя изменяется от 500

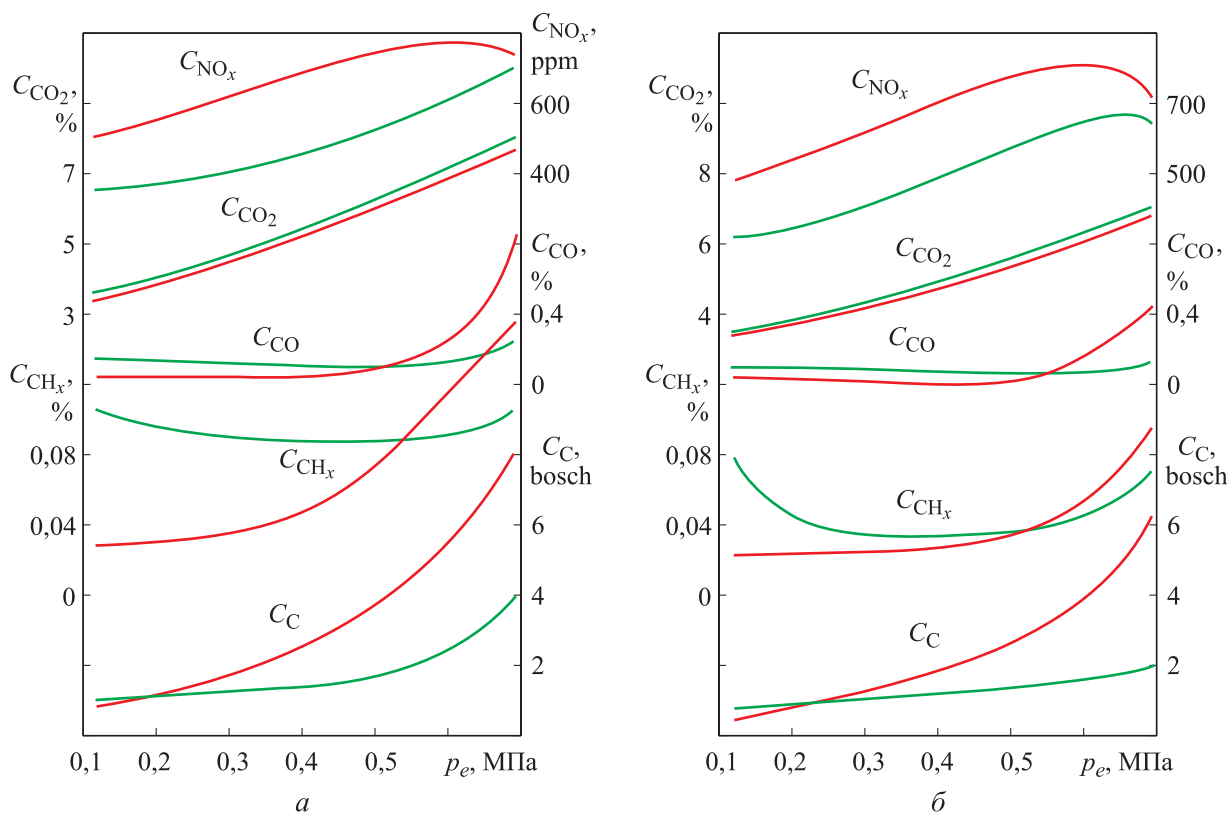


Рис. 1. Влияние применения этанола и РМ в дизельном двигателе 2Ч 10,5/12,0 на экологические показатели в зависимости от нагрузки:
а — $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$; б — $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; — дизельное топливо; — этанол и РМ

до 728 ppm с максимальным значением 770 ppm при $p_e = 0,634$ МПа, а при работе на этаноле и РМ содержание изменяется от 350 до 692 ppm. На номинальном нагрузочном режиме снижение C_{NO_x} в ОГ дизельного двигателя, работающего на этаноле и РМ, составляет 168 ppm, или 22 %.

Увеличение нагрузки вызывает монотонный рост концентрации в ОГ сажи. Применение РМ и этанола служит причиной снижения C_c , причем минимальное снижение было зафиксировано при нагрузке $p_e = 0,25$ МПа, а с увеличением нагрузки отмечается все большее снижение C_c сажи в ОГ. Так при $p_e = 0,585$ МПа C_c в ОГ дизельного двигателя при работе на ДТ составляет 5,27 ед. bosch, а при работе на этаноле и РМ — 2,28 ед. bosch, снижение 56,7 %.

Применение этанола и РМ приводит к росту концентрации СО на малых и средних нагрузках (до $p_e = 0,525$ МПа) и снижению при увеличении нагрузки до значений свыше 0,525 МПа. При $p_e = 0,692$ МПа концентрация СО на ДТ составляет 0,85 % против 0,25 % при работе на этаноле и РМ. Снижение составляет 70,6 %. Содержание CO_2 в ОГ исследуемого дизельного двигателя практически не зависит от вида применяемого топлива, следовательно, можно говорить о равенстве концентраций CO_2 как при работе на ДТ, так и при работе на этаноле и РМ во всем нагрузочном диапазоне. Применение этанола и РМ в исследуемом дизельном двигателе практически не изменяет C_{CO_2} в ОГ, следовательно, можно сделать «осторожное» предположение о независимости концентрации CO_2 от вида применяемого топлива во всем нагрузочном диапазоне.

Анализ режима при максимальном крутящем моменте ($n = 1400$ мин⁻¹, рис. 1, б) показывает, что закономерности изменения концентрации токсичных компонентов в ОГ при работе на ДТ и при работе на этаноле и РМ аналогичны рассмотренным ранее, различаются только абсолютные значения.

Концентрация оксидов азота NO_x в ОГ при работе дизельного двигателя на этаноле и РМ существенно ниже, чем при работе на ДТ во всем диапазоне изменения нагрузки. При $p_e = 0,594$ МПа снижение составляет 166 ppm, или 19 %. При работе на этаноле и РМ происходит значительное снижение в ОГ содержания сажи. Особенно заметное снижение концентрации сажи происходит при работе дизеля со значе-

нием p_e больше 0,25 МПа. Так, при $p_e = 0,594$ МПа снижение составляет 2,12 ед. bosch (56,5 %). Вместе с тем отметим, что при работе на этаноле и РМ возрастает концентрация СО в ОГ на малых и средних нагрузках (до $p_e = 0,550$ МПа). При работе на этаноле и РМ при $p_e = 0,115$ МПа C_{CO} в ОГ составляет 0,12 %, а при работе на ДТ — 0,06 %. Однако с увеличением нагрузки C_{CO} в ОГ дизеля при работе его на этаноле и РМ снижается и при значении $p_e = 0,525$ МПа сравнивается со значениями C_{CO} в ОГ при работе дизеля на ДТ и составляет 0,11 %. При дальнейшем увеличении нагрузки C_{CO} в ОГ при работе дизеля на ДТ выше значений C_{CO} при работе дизеля на этаноле и РМ и при $p_e = 0,692$ МПа составляет 0,44 % против 0,16 % соответственно.

Концентрация в ОГ продуктов неполного сгорания топлива (оксида углерода СО и суммарных углеводородов CH_x) при работе дизеля на ДТ при увеличении нагрузки растет, что объясняется увеличением количества топлива, участвующего в процессе сгорания и, следовательно, роста числа переобогащенных топливом зон, а также снижением локальных коэффициентов избытка воздуха. Рост концентрации суммарных углеводородов CH_x при уменьшении нагрузки на двигатель, работающий на РМ и этаноле, обусловлен множеством факторов: на малых нагрузках процесс распространения фронта пламени и весь процесс сгорания в целом протекают более вяло, способствуя неполному сгоранию топлива, часть которого может попадать на стенки КС, имеющие низкую температуру и в холодные пристеночные области. Также происходит гашение диффузионного пламени, связанное с резким снижением температуры и давления в процессе расширения. Вероятно, имеет место и ухудшение процесса топливоподачи, связанное с малыми цикловыми порциями топлива, что приводит образованию крупных капель, прогрев и испарение которых несколько «затягиваются».

Влияние частоты вращения коленчатого вала на концентрацию токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя представлено на рис. 2.

Частота вращения коленчатого вала влияет на содержание всех токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя. При уменьшении частоты вращения увеличивается продолжительность сгорания, а также длительность пе-

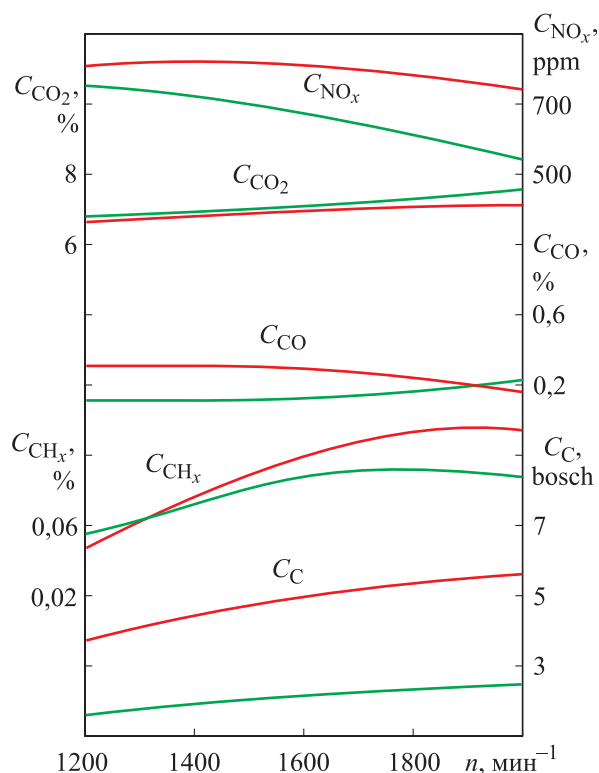


Рис. 2. Влияние применения этанола и РМ в дизельном двигателе 2Ч 10,5/12,0 на экологические показатели в зависимости от изменения частоты вращения: — дизельное топливо; — этанол и РМ

риода с высокой температурой в цилиндрах. Таким образом, концентрация NO_x уменьшается с ростом частоты вращения. Отметим, что при работе на этаноле и РМ значительно снижается концентрация NO_x в ОГ на всех исследуемых скоростных режимах по сравнению с работой на ДТ. Так, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ снижение составляет 168 ppm, или 22 %.

Результаты множества исследований однозначно свидетельствуют, что в процессе сгорания в ДВС большая часть суммарных оксидов азота термически (90...95 %), образована по механизму Зельдовича, и лишь малую часть 5...10 % составляют топливные оксиды азота и быстрые оксиды, образованные по механизму С.Р. Fenimore [28]. Поскольку согласно расширенному механизму Зельдовича, образование NO в значительной степени зависит от температуры горения и концентрации кислорода, сни-

жение содержания суммарных оксидов азота в ОГ дизельного двигателя при работе на этаноле и РМ можно объяснить сниженными локальными температурами в КС, а также меньшей продолжительностью активного тепловыделения.

Концентрация сажи в ОГ двигателя, работающего на РМ и этаноле, по сравнению со штатным дизельным двигателем снижается на 44...52 % в зависимости от изменения частоты вращения. Снижение концентрации сажи в ОГ дизельного двигателя, работающего на этаноле и РМ, можно объяснить меньшей склонностью этанола и РМ к сажеобразованию, обусловленной наличием кислорода в составе данных топлив.

Концентрация CO_2 с увеличением частоты вращения растет. Поведение кривых C_{CO_2} в ОГ двигателя, работающего на этаноле и РМ, схоже с поведением кривых штатного дизельного двигателя, однако абсолютные значения C_{CO_2} при работе на этаноле и РМ на 1...5 % больше в зависимости от изменения скоростного режима.

Концентрация суммарных углеводородов CH_x при работе по штатному дизельному процессу выше практически для всех скоростных режимов (кроме $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$). При увеличении частоты вращения концентрация CH_x растет как при работе дизеля на ДТ, так и на РМ и этаноле.

Заключение

В результате проведенных экспериментальных исследований влияния применения этанола и РМ на экологические показатели работы быстрогоходного тракторного дизеля 2Ч 10,5/12,0 достигнуто полное замещение нефтяного дизельного топлива альтернативными без внесения существенных изменений в конструкцию двигателя, улучшение его экологических показателей при сохранении мощностных на уровне серийного дизеля. Экспериментально определено влияние применения этанола и РМ на характеристики токсичности и дымности ОГ: на номинальном скоростном режиме работы двигателя концентрация сажи в ОГ снижается на 56,7 %, выбросы NO_x — на 22 % по сравнению с показателями штатного дизельного процесса.

Литература

- [1] Naeem A., Zaman Sh., Farooq M., Khan I.W., Ghazi Z.A., Saeed T., Hamayun M. Biodiesel production from waste cooking oil employing natural bentonite supported heterogeneous catalyst: waste to biodiesel. *Korean Journal of Chemical Engineering*, 2022, vol. 39, no. 6, pp. 1450–1459. <https://doi.org/10.1007/s11814-022-1068-5>
- [2] Abusweireh R.S., Rajamohan N., Vasseghian Y. Enhanced production of biodiesel using nanomaterials: a detailed review on the mechanism and influencing factors. *Fuel*, 2022, vol. 319, art. 123862. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123862>
- [3] Landwehr K.R., Mead-Hunter R., Kicic A., Mullins B.J., Larcombe A.N., Hillas J., King A., O’Leary R.A. Toxicity of different biodiesel exhausts in primary human airway epithelial cells grown at air-liquid interface. *Science of the Total Environment*, 2022, vol. 832, art. 155016. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2022.155016>
- [4] Alrashidi A.M.R.N., Adam N.M., Bin Mohd Ariffin M.K.A., Alajmi A., Naser A., Abdul Aziz H., Fnyees A. Impact of plasma combustion technology on micro gas turbines using biodiesel fuels. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2022, vol. 12, no. 9, art. 4321. <https://doi.org/10.3390/app12094321>
- [5] Farokhnia A., Jokar S.M., Parvasi P., Kim A.S. A novel design for biodiesel production from methanol+mutton bone fat mixture. *Biotechnology for Biofuels and Bioproducts*, 2022, vol. 15, no. 1, pp. 1–14. <https://doi.org/10.1186/s13068-022-02229-4>
- [6] Dias L.C., Passeira C., Malça J., Freire F. Integrating life-cycle assessment and multi-criteria decision analysis to compare alternative biodiesel chains. *Annals of Operations Research*, 2022, vol. 312, no. 2, pp. 1359–1374. <https://doi.org/10.1007/s10479-016-2329-7>
- [7] Pacheco J.R., Cavalcante R.M., Villardi H.G.D., Young A.F. Biodiesel production through non-conventional supercritical routes: process simulation and technical evaluation. *Energy Conversion and Management*, 2022, vol. 251, art. 114998. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114998>
- [8] Goh B.H.H., Chong C.T., Ong H.C., Milano J., Shamsuddin A.H., Lee X.J., Ng J.-H. Strategies for fuel property enhancement for second-generation multi-feedstock biodiesel. *Fuel*, 2022, vol. 315, art. 123178. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123178>
- [9] Soni A.K., Kumar S., Pandey M. Performance comparison of microalgae biodiesel blends with petrodiesel on variable compression ratio engine. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series E*, 2022, vol. 103, no. 1, pp. 53–63. <https://doi.org/10.1007/s40034-020-00183-0>
- [10] Paparao J., Murugan S. Dual-fuel diesel engine run with injected pilot biodiesel-diesel fuel blend with inducted oxy-hydrogen (HHO) gas. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2022, vol. 47, no. 40, pp. 17788–17807. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.03.235>
- [11] Mohan Chandra Kumar O., Simhadri K. Effect of Al₂O₃ nanoparticle blended mahua oil biodiesel combustion on performance and emission characteristics of CI engine. *Nanotechnology for Environmental Engineering*, 2022, vol. 7, no. 3, pp. 765–774. <https://doi.org/10.1007/s41204-022-00219-3>
- [12] Лиханов В.А., Лопатин О.П., Чупраков А.И., Юнусов Г.С. Моделирование процессов испарения и смесеобразования в цилиндре тракторного дизеля при работе на этанолю-топливной эмульсии. *Известия МГТУ «МАМИ»*, 2017, № 1 (31), с. 23–27.
- [13] Ardebili S.M.S., Kocakulak T., Aytav E., Calam A. Investigation of the effect of JP-8 fuel and biodiesel fuel mixture on engine performance and emissions by experimental and statistical methods. *Energy*, 2022, vol. 254, art. 124155. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124155>
- [14] Perumalla Vijaya Kumar, Kumar A.N., Ashok B., kumar M.S., Vignesh R., Bhasker J.P. Evaluation of performance, emissions and combustion attributes of CI engine using Palmyra biodiesel blend with distinct compression ratios, EGR rates and nano-particles. *Fuel*, 2022, vol. 321, art. 124092. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124092>
- [15] Yadav Kh., Kumar N., Chaudhary R. Effect of synthetic and aromatic amine antioxidants on oxidation stability, performance, and emission analysis of waste cooking oil biodiesel. *Environmental Science and Pollution Research*, 2022, vol. 29, no. 19, pp. 27939–27953. <https://doi.org/10.1007/s11356-021-18086-x>
- [16] Kumar N., Raheman H. Thermal and environmental performance of ci engine using CEO2 nanoparticles as additive in water – diesel – biodiesel fuel blend. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 2022, vol. 19, no. 4, pp. 3287–3304. <https://doi.org/10.1007/s13762-021-03262-w>
- [17] Gowrishankar S., Krishnasamy A. A relative assessment of emulsification and water injection methods to mitigate higher oxides of nitrogen emissions from biodiesel fueled light-duty diesel engine. *Fuel*, 2022, vol. 308, art. 121926. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121926>

- [18] Zandie M., Ng H.K., Gan S., Muhamad Said M.F., Cheng X. Review of the advances in integrated chemical kinetics-computational fluid dynamics combustion modelling studies of gasoline-biodiesel mixtures. *Transportation Engineering*, 2022, vol. 7, art. 100102. <https://doi.org/10.1016/j.treng.2021.100102>
- [19] Lv J., Wang S., Meng B. The effects of nano-additives added to diesel-biodiesel fuel blends on combustion and emission characteristics of diesel engine: a review. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 3, art. 1032. <https://doi.org/10.3390/en15031032>
- [20] Sharma P., Chhillar A., Le M.P., Said Z., Deepanraj B., Cao D.N., Bandh S.A., Hoang A.T. Using response surface methodology approach for optimizing performance and emission parameters of diesel engine powered with ternary blend of solketal-biodiesel-diesel. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2022, vol. 52, art. 102343. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102343>
- [21] Demirpolat A.B., Uyar M.M., Arslanoğlu H. Biodiesel fuels produced from poppy and canola oils, experimental investigation of the performance and emission values of the samples obtained by adding new types of nanoparticles. *Petroleum Chemistry*, 2022, vol. 62, no. 4, pp. 433–443. <https://doi.org/10.1134/s0965544122020190>
- [22] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Снижение содержания оксидов азота в отработавших газах дизеля с турбонаддувом путем применения природного газа. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*, 2010, № 1, с. 11–13.
- [23] Moreira C.A., Faria E.C.M., Queiroz J.E., Duarte V.S., de Paula R.L.G., de Aquino G.L.B., Napolitano H.B., da Silva A.M., Franco C.H.J., Gomes M.D.N., Cavalcanti E.H.D.S. Structural insights and antioxidant analysis of a tri-methoxy chalcone with potential as a diesel-biodiesel blend additive. *Fuel Processing Technology*, 2022, vol. 227, art. 107122. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2021.107122>
- [24] Naurusov A., Bogdanov I. The possibility of using biodiesel from wasted oils as diesel fuel. *Recent Achievements and Prospects of Innovations and Technologies*, 2023, no. 2 (2), pp. 120–125.
- [25] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Исследование показателей рабочего процесса быстроходного мало-размерного дизеля при работе на этаноле и рапсовом масле. *Двигателестроение*, 2022, № 2 (288), с. 61–71. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.61-71>
- [26] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Исследование токсичности дизельного двигателя при работе на различных альтернативных топливах. *Двигателестроение*, 2023, № 2 (292), с. 54–61. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.54-61>
- [27] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Применение рапсового масла и этанола в дизельном двигателе *Инженерные технологии и системы*, 2022, т. 32, № 3, с. 373–389. <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202203.373-389>
- [28] Fenimore C.P. Formation of nitric oxide from fuel nitrogen in ethylene flames. *Combustion and flame*, 1972, vol. 19, no. 2, pp. 289–296. [https://doi.org/10.1016/S0010-2180\(72\)80219-0](https://doi.org/10.1016/S0010-2180(72)80219-0)

References

- [1] Naeem A., Zaman Sh., Farooq M., Khan I.W., Ghazi Z.A., Saeed T., Hamayun M. Biodiesel production from waste cooking oil employing natural bentonite supported heterogeneous catalyst: waste to biodiesel. *Korean Journal of Chemical Engineering*, 2022, vol. 39, no. 6, pp. 1450–1459. <https://doi.org/10.1007/s11814-022-1068-5>
- [2] Abusweireh R.S., Rajamohan N., Vasseghian Y. Enhanced production of biodiesel using nanomaterials: a detailed review on the mechanism and influencing factors. *Fuel*, 2022, vol. 319, art. 123862. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123862>
- [3] Landwehr K.R., Mead-Hunter R., Kicic A., Mullins B.J., Larcombe A.N., Hillas J., King A., O’Leary R.A. Toxicity of different biodiesel exhausts in primary human airway epithelial cells grown at air-liquid interface. *Science of the Total Environment*, 2022, vol. 832, art. 155016. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2022.155016>
- [4] Alrashidi A.M.R.N., Adam N.M., Bin Mohd Ariffin M.K.A., Alajmi A., Naser A., Abdul Aziz H., Fnyees A. Impact of plasma combustion technology on micro gas turbines using biodiesel fuels. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2022, vol. 12, no. 9, art. 4321. <https://doi.org/10.3390/app12094321>
- [5] Farokhnia A., Jokar S.M., Parvasi P., Kim A.S. A novel design for biodiesel production from methanol+mutton bone fat mixture. *Biotechnology for Biofuels and Bioproducts*, 2022, vol. 15, no. 1, pp. 1–14. <https://doi.org/10.1186/s13068-022-02229-4>
- [6] Dias L.C., Passeira C., Malça J., Freire F. Integrating life-cycle assessment and multi-criteria decision analysis to compare alternative biodiesel chains. *Annals of Operations Research*, 2022, vol. 312, no. 2, pp. 1359–1374. <https://doi.org/10.1007/s10479-016-2329-7>

- [7] Pacheco J.R., Cavalcante R.M., Villardi H.G.D., Young A.F. Biodiesel production through non-conventional supercritical routes: process simulation and technical evaluation. *Energy Conversion and Management*, 2022, vol. 251, art. 114998. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114998>
- [8] Goh B.H.H., Chong C.T., Ong H.C., Milano J., Shamsuddin A.H., Lee X.J., Ng J.-H. Strategies for fuel property enhancement for second-generation multi-feedstock biodiesel. *Fuel*, 2022, vol. 315, art. 123178. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123178>
- [9] Soni A.K., Kumar S., Pandey M. Performance comparison of microalgae biodiesel blends with petro–diesel on variable compression ratio engine. *Journal of the Institution of Engineers (India): Series E*, 2022, vol. 103, no. 1, pp. 53–63. <https://doi.org/10.1007/s40034-020-00183-0>
- [10] Paparao J., Murugan S. Dual-fuel diesel engine run with injected pilot biodiesel-diesel fuel blend with inducted oxy-hydrogen (HHO) gas. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2022, vol. 47, no. 40, pp. 17788–17807. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.03.235>
- [11] Mohan Chandra Kumar O., Simhadri K. Effect of Al_2O_3 nanoparticle blended mahua oil biodiesel combustion on performance and emission characteristics of CI engine. *Nanotechnology for Environmental Engineering*, 2022, vol. 7, no. 3, pp. 765–774. <https://doi.org/10.1007/s41204-022-00219-3>
- [12] Likhanov V.A., Lopatin O.P., Chuprakov A.I., Yunusov G.S. Modeling of the processes of evaporation and mixture formation in the cylinder of a tractor diesel engine when working on an ethanol-fuel emulsion. *Izvestiya MGTU “MAMI”*, 2017, no. 1 (31), pp. 23–27. (In Russ.).
- [13] Ardebili S.M.S., Kocakulak T., Aytav E., Calam A. Investigation of the effect of JP-8 fuel and biodiesel fuel mixture on engine performance and emissions by experimental and statistical methods. *Energy*, 2022, vol. 254, r. 124155. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124155>
- [14] Perumalla Vijaya Kumar, Kumar A.N., Ashok B., Kumar M.S., Vignesh R., Bhasker J.P. Evaluation of performance, emissions and combustion attributes of ci engine using Palmyra biodiesel blend with distinct compression ratios, EGR rates and nano-particles. *Fuel*, 2022, vol. 321, art. 124092. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124092>
- [15] Yadav Kh., Kumar N., Chaudhary R. Effect of synthetic and aromatic amine antioxidants on oxidation stability, performance, and emission analysis of waste cooking oil biodiesel. *Environmental Science and Pollution Research*, 2022, vol. 29, no. 19, pp. 27939–27953. <https://doi.org/10.1007/s11356-021-18086-x>
- [16] Kumar N., Raheman H. Thermal and environmental performance of ci engine using ceo2 nanoparticles as additive in water – diesel – biodiesel fuel blend. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 2022, vol. 19, no. 4, pp. 3287–3304. <https://doi.org/10.1007/s13762-021-03262-w>
- [17] Gowrishankar S., Krishnasamy A. A relative assessment of emulsification and water injection methods to mitigate higher oxides of nitrogen emissions from biodiesel fueled light-duty diesel engine. *Fuel*, 2022, vol. 308, art. 121926. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121926>
- [18] Zandie M., Ng H.K., Gan S., Muhamad Said M.F., Cheng X. Review of the advances in integrated chemical kinetics-computational fluid dynamics combustion modelling studies of gasoline-biodiesel mixtures. *Transportation Engineering*, 2022, vol. 7, art. 100102. <https://doi.org/10.1016/j.treng.2021.100102>
- [19] Lv J., Wang S., Meng B. The effects of nano-additives added to diesel-biodiesel fuel blends on combustion and emission characteristics of diesel engine: a review. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 3, art. 1032. <https://doi.org/10.3390/en15031032>
- [20] Sharma P., Chhillar A., Le M.P., Said Z., Deepanraj B., Cao D.N., Bandh S.A., Hoang A.T. Using response surface methodology approach for optimizing performance and emission parameters of diesel engine powered with ternary blend of solketal-biodiesel-diesel. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2022, vol. 52, art. 102343. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102343>
- [21] Demirpolat A.B., Uyar M.M., Arslanoğlu H. Biodiesel fuels produced from poppy and canola oils, experimental investigation of the performance and emission values of the samples obtained by adding new types of nanoparticles. *Petroleum Chemistry*, 2022, vol. 62, no. 4, pp. 433–443. <https://doi.org/10.1134/s0965544122020190>
- [22] Likhanov V.A., Lopatin O.P. Reducing nitrogen oxides in turbocharged diesel exhaust gases by using natural gas. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2010, no. 1, pp. 11–13. (In Russ.).
- [23] Moreira C.A., Faria E.C.M., Queiroz J.E., Duarte V.S., de Paula R.L.G., de Aquino G.L.B., Napolitano H.B., da Silva A.M., Franco C.H.J., Gomes M.D.N., Cavalcanti E.H.D.S. Structural insights and antioxidant analysis of a tri-methoxy chalcone with potential as a diesel-biodiesel blend additive. *Fuel Processing Technology*, 2022, vol. 227, art. 107122. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2021.107122>
- [24] Naurusov A., Bogdanov I. The possibility of using biodiesel from wasted oils as diesel fuel. *Recent Achievements and Prospects of Innovations and Technologies*, 2023, no. 2 (2), pp. 120–125.

- [25] Likhanov V.A., Lopatin O.P. Investigation of the working process indicators of a high-speed small-sized diesel engine when running on ethanol and rapeseed oil. *Engines construction*, 2022, no. 2 (288), pp. 61–71. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.61-71>
- [26] Likhanov V.A., Lopatin O.P. Study of the internal combustion engine toxicity when working on various alternative fuels. *Engines construction*, 2023, no. 2 (292), pp. 54–61. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.54-61>
- [27] Likhanov V.A., Lopatin O.P. Usage of Rapeseed Oil and Ethanol in a Diesel Engine. *Engineering Technologies and Systems*, 2022, vol. 32 (3), pp. 373–389. (In Russ.). <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202203.373-389>
- [28] Fenimore C.P. Formation of nitric oxide from fuel nitrogen in ethylene flames. *Combustion and flame*, 1972, vol. 19, no. 2, pp. 289–296. [https://doi.org/10.1016/S0010-2180\(72\)80219-0](https://doi.org/10.1016/S0010-2180(72)80219-0)

Материалы получены редакцией 09.07.2024

Сведения об авторах

Лиханов Виталий Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Россия.

E-mail: lihanov.va@mail.ru

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

Information about the authors

Likhanov Vitaliy Anatolievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors, FSBEI HE Vyatka SATU, Kirov, Russia. E-mail: lihanov.va@mail.ru

Lopatin Oleg Petrovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors, FSBEI HE Vyatka SATU, Kirov, Russia. E-mail: nirs_vsaa@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Лиханов В.А., Лопатин О.П. Экспериментальные исследования токсичности отработавших газов дизельного двигателя при работе на этаноле и рапсовом масле. *Двигателестроение*, 2024, № 3 (297), с. 74–82.

Citation:

Likhanov V.A., Lopatin O.P. Experimental study of the diesel engine exhaust gases toxicity in operation on the ethanol and rapeseed oil. *Engines Construction*, 2024, no. 3 (297), pp. 74–82. (In Russ.).

УДК 621. 43. 057

Исследование эффективных показателей дизельного двигателя на режимах скоростной характеристики при работе на биоминеральных топливных смесях

С.А. Плотников¹, А.Н. Карташевич², Г.Э. Заболотских¹, Ю.А. Плотникова³

¹ ВятГУ, Киров, Россия

² Белорусская ГСХА, Горки, Республика Беларусь

³ РХТУ им. Д.И. Менделеева, Москва, Россия

Diesel engine efficiency performance indicators at the speed characteristic modes when operating on the biomineral fuel mixtures

S.A. Plotnikov¹, A.N. Kartashevich², G.E. Zabolotskih¹, Yu.A. Plotnikova³

¹ Vyatka State University, Kirov, Russia

² Belarusian State Agricultural Academy, Gorki, Republic of Belarus

³ D.I. Mendeleev Russian University of Chemical Technology, Moscow, Russia

Представлены результаты исследования эффективных показателей дизельного двигателя по скоростной характеристике при работе на биоминеральных топливных смесях (БМТС). Цель исследования определяется как изучение характера и значений эффективных показателей дизельного двигателя при изменении скоростных режимов дизеля на номинальной нагрузке при использовании БМТС по сравнению с работой на ДТ. Объектами исследования являются дизель Д-245.5S2 типа 4ЧН 11,0/12,5, ДТ, БМТС-10, БМТС-25. Установлено, что при работе двигателя на БМТС практически не изменяются эффективные показатели по сравнению с работой на ДТ, кроме того при работе на БМТС отмечено снижение часового расхода ДТ во всем диапазоне частот вращения.

Ключевые слова: биоминеральная топливная смесь, этанол, сурепное масло, дизельное топливо, скоростная характеристика, эффективные показатели

The paper presents results of studying the diesel engine efficiency performance indicators in terms of speed characteristics when operating on the biomineral fuel mixtures (BMFM). The study objective is defined as studying nature and values of the diesel engine efficiency indicators when changing the diesel engine speed modes at the nominal load with using the BMFM compared to operating on the DF. Study objects include D-245.5S2 type 4ChN 11.0/12.5 diesel, DF, BMFM-10 and BMFM-25. The paper shows that with the engine operating on BMFM, the efficiency indicators practically are not changing compared to the DF. In addition, when operating on BMSM, a decrease in the hourly DF consumption in the entire range of rotation speeds is noted.

Keywords: biomineral fuel mixture, ethanol, rapeseed oil, diesel fuel, speed characteristic, efficiency indicators

Введение

Сложившееся внешняя политическая ситуация, связанная с дистанцированием стран Запада, вынуждает Россию развивать собственную экономику, промышленность, транспорт и многое другое, обеспечивая себе так называемый суверенитет. Область описанного ниже исследования относится к обеспечению технологического суверенитета, курс на который находит свое отражение в Транспортной стратегии РФ до 2030 года с прогнозом до 2035 года*. Данный документ содержит рекомендации в области развития транспорта. Особый акцент здесь уделяется развитию альтернативных топлив, которые представляют собой одно из перспективных для российской энергетики направлений. Немаловажно также улучшение экологической составляющей воздуха путем:

- уменьшения «углеродного следа» от эксплуатации общественного транспорта;

- доведения доли электротранспорта и транспортных средств на альтернативных видах топлива в общем объеме грузоперевозок до 30 %;

- сокращения выбросов соединений азота и мелких частиц в отработавших газах транспорта.

О неослабевающей актуальности исследования альтернативных топлив также говорит и то, что их изучением уже долгое время занимается ряд как отечественных, так и зарубежных ученых [1–14].

Перевод автотракторного дизеля Д-245.5S2 на использование альтернативных смесевых топлив на основе товарного дизельного топлива (ДТ) с равным содержанием биологических компонентов (этанола (Э) и сурепного масла (СурМ) с возможностью сохранения эффективных показателей работы двигателя, а также возможное снижение эмиссии токсичных веществ являются главными направлениями исследования.

Данные смесевые топлива получили название «биоминеральные топливные смеси» (БМТС). В результате лабораторных исследований удалось установить два принципиальных для стендовых испытаний типа смесей:

- БМТС-10, состоящая из Э, СурМ и ДТ в соотношении 1 : 1 : 8 соответственно;

- БМТС-25 с повышенным содержанием биологических компонентов в смеси; содержание Э, СурМ и ДТ имеет соотношение 2,5 : 2,5 : 5,0.

Биоминеральные топливные смеси именно этих типов имеют близкие к ДТ физико-химические свойства (плотность, кинематическую вязкость, максимальное время стабильности) [15].

Впоследствии БМТС были подвергнуты стендовым испытаниям на экспериментальной установке, состоящей из силового агрегата, представляющего собой дизель Д-245.5S2, оснащенный электротормозным устройством RAPIDO SAK N670 с балансировочной маятниковой машиной (производства Германии).

При определении рациональных регулировок топливopодающей аппаратуры (ТПА) были определены установочные углы опережения впрыскивания $\Theta_{впр}$ для предустановленного топливного насоса высокого давления (ТНВД) марки ЯЗДА-773-40.28. Установлено, что при увеличении биологического компонента значение $\Theta_{впр}$ растет, при этом эффективные показатели работы дизеля на БМТС остаются близкими к эффективным показателям работы на ДТ.

Исследование влияния нагрузки при работе на БМТС позволило установить, что наиболее эффективным режимом работы исследуемого дизеля является номинальный ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$). Работа на БМТС в этом режиме позволяет достичь близких эффективных показателей по сравнению с работой на ДТ, а также добиться экономии последнего [16].

Исследование экологических показателей работы дизеля на БМТС проводилось согласно методике правил ЕЭК ООН № 96. Зафиксировано, что при увеличении содержания биологических компонентов в БМТС в значительной мере снижается общая токсичность отработавших газов, при этом также незначительно уменьшается среднее эффективное давление и, как следствие, эффективная мощность. Однако данное снижение незначительно и соответствует паспортному значению эффективной мощности для данного двигателя при номинальной частоте вращения $KB (N_e = 70 \pm 2 \text{ кВт})$.

Более полному пониманию оценки эффективности использования БМТС при работе дизеля может способствовать исследование скоростных характеристик на предмет изменения эффективных показателей работы.

* Транспортная стратегия РФ на период до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года. URL: <https://rosavtodor.gov.ru/docs/transportnaya-strategiya-rf-na-period-do-2030-goda-s-prognozom-na-period-do-2035-goda>

Таким образом, цель проведенного исследования — изучение характера и значений эффективных показателей дизельного двигателя при изменении скоростных режимов дизеля на номинальной нагрузке при использовании БМТС по сравнению с работой на ДТ.

Объекты исследования — дизель Д-245.5S2 типа 4ЧН 11,0/12,5, ДТ, БМТС-10, БМТС-25

Исходя из поставленной цели были сформулированы следующие задачи:

- 1) проанализировать влияние БМТС на часовую расход топлива в сравнении с ДТ;
- 2) определить динамику изменения эффективной мощности и эффективного КПД.

Оборудование и методы исследования

Для проведения лабораторных экспериментов использовалось следующее оборудование: весы лабораторные VIBRAAJH-620CE, пикнометр ПЖ2-10-КШ 7/16, вискозиметр ВПЖ-2, электронный секундомер (рис. 1).

Как было указано выше, в ходе лабораторных опытов удалось определить два принципиальных типа БМТС: БМТС-10 и БМТС-25. Выбор данных топлив осуществлялся по таким физико-химическим параметрам, как плотность, кинематическая вязкость и время стабильности. БМТС сравнивались с летним ДТ марки ДТЛ-УЛЬТРА (ДТ-Л-К5), значения плотности которого по норме по СТО 84758038-002-2010 согласно ГОСТ Р 51069** при температуре окружающей среды 15 °С должны находиться в пределах 0,820...0,845 г/см³. Фактическое значение плотности в ходе эксперимента (при $T = 20$ °С) составило 0,821 г/см³, что соответствует предъявляемым нормам к ДТ этой марки (рис. 2).

Кроме плотности на графике (см. рис. 2) представлены значения кинематической вязкости как БМТС, так и ДТ. Значение кинематической вязкости для ДТ составляет 2,3 сСт, что входит в допустимый диапазон значений по ГОСТ 33-2000, который составляет 2...4 сСт***.

Как видно на рис. 2, рост содержания биологических компонентов (Э и СурМ) в БМТС



Рис. 1. Оборудование для лабораторных опытов: а — весы лабораторные VIBRAAJH-620CE; б — пикнометр ПЖ2-10-КШ 7/16; в — вискозиметр ВПЖ-2; з — электронный секундомер

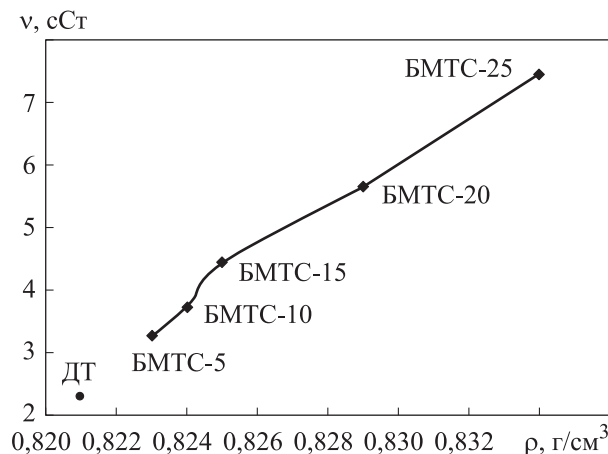


Рис. 2. Влияние биологического компонента в БМТС на плотность и кинематическую вязкость: ● ДТ; ◆ БМТС

ведет увеличению плотности ρ и кинематической вязкости ν для всех смесей. Это связано с тем, что СурМ, входящее в состав БМТС, имеет большие значения по данным параметрам [15]. Это обстоятельство частично нивелируется вторым компонентом в составе смесей (техническим этиловым гидролизным ректифицированным спиртом сорта «Экстра»), который согласно лабораторным исследованиям (при $T = 20$ °С) имеет следующие рассматриваемые параметры: $\nu = 1,08$ сСт, $\rho = 0,81$ г/см³.

** ГОСТ Р 51069-97. Нефть и нефтепродукты. Метод определения плотности, относительной плотности и плотности в градусах АРІ ареометром. Москва, ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ», 2008, 8 с.

*** ГОСТ 33-2000. ИСО 3104-94. Прозрачные и непрозрачные жидкости. Определение кинематической вязкости и расчет динамической вязкости. Москва, Изд-во стандартов, 2001, 23 с.



Рис. 3. Общий вид экспериментальной установки

Как видно на рис. 2, $\rho_{\text{БМТС-10}} = 0,824 \text{ г/см}^3$, $\rho_{\text{БМТС-25}} = 0,834 \text{ г/см}^3$, таким образом, рассматриваемые смеси соответствуют в отношении условий, установленных значениям плотности ДТ ГОСТ Р 51069.

Если говорить о кинематической вязкости ν , то только БМТС-10 соответствует ГОСТ 33–2000 ($\nu_{\text{БМТС-10}} = 3,723 \text{ сСт}$), тогда как $\nu_{\text{БМТС-25}} = 7,469 \text{ сСт}$, что выше допустимых значений (см. рис. 2). Но этот параметр может быть снижен путем, например, температурного воздействия на БМТС либо внесения соответствующих присадок [17].

Также отметим, что для улучшения времени стабильности БМТС к ним добавляли 1 % (общей массы) диспергирующей сукцинимидной присадки С-5А [15].

Проведение моторных испытаний осуществлялось на базе Белорусской государственной сельскохозяйственной академии (БГСХА, Республика Беларусь, г. Горки) в рамках договора о взаимном сотрудничестве между БГСХА и Вятским государственным университетом (г. Киров).

Стендовые испытания проводили на экспериментальной установке, состоящей из дизельного двигателя Д-245.5S2 и связанного с ним через маховик КВ с ротором электродвигательного устройства RAPIDO SAK N670 с балансировочной маятниковой машиной (произ-

водства Германии). Регулировка подачи топлива осуществлялась с помощью рычага управления регулятором через рейку ТНВД ЯЗДА-773-40.28 (рис. 3).

Для фиксации показателей использовали измерительное оборудование: тахометр AVL DISpeed492, расходомер АИР-50, весовой механизм SAK-N670.

В ходе проведенных исследований был определен характер изменения и значения эффективных показателей дизеля при изменении частоты вращения КВ при работе на БМТС по сравнению с работой на чистом ДТ. Руководствуясь ГОСТ 18509–88 «Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний», снимали скоростные характеристики исследуемого двигателя****. Из анализа предыдущих нагрузочных характеристик работы дизеля на ДТ, БМТС-10 и БМТС-25 удалось установить, что максимальная нагрузка F_{max} при частоте вращения КВ $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ для ДТ $F_{\text{max (ДТ)}} = 42,5 \text{ кг}$, для БМТС-10 $F_{\text{max (БМТС-10)}} = 40,5 \text{ кг}$, для БМТС-25 $F_{\text{max (БМТС-25)}} = 40 \text{ кг}$.

Отметим, что при снятии внешней скоростной характеристики дизеля регулятор ТНВД оставался включен. Принимая значения на-

**** ГОСТ 18509–88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Москва, Изд-во стандартов, 1988, 128 с.

грузки за номинальные, при приведении рычага управления регулятора в положение полной подачи топлива устанавливали $F_{\text{ном}} \approx 40$ кг. После этого нагрузку снижали с помощью электротормозного стенда практически до нулевой; при этом достигалась максимально возможная частота вращения КВ. Затем также устанавливали номинальную нагрузку, обеспечивающую номинальную частоту вращения. После этого нагрузку поступательно повышали до максимальных значений, которые могли быть обеспечены электротормозным стендом. Значения частоты вращения КВ n находились в пределах 1400...1950 мин⁻¹. Эксперимент был проведен 3 раза, полученные результаты были усреднены.

Анализ результатов исследования

Результаты исследования эффективных показателей по скоростной характеристике (рис. 4) показывают, что при увеличении частоты вращения до номинального значения имеет место увеличение часового расхода дизеля по причине того, что растет количество циклов за временной промежуток. Значения крутящего момента, эффективной мощности и эффективного КПД при этом стремятся к нулю, тогда как удельный эффективный расход топлива возрастает обратно пропорционально до бесконечности.

Рост эффективной мощности также можно связать с увеличением частоты вращения. Снижение частоты вращения от номинальной величины, при условии того, что положение рычага управления регулятором осталось первоначальным, ведет к включению корректора и увеличению цикловой подачи топлива. При этом дизель стремится повысить способность к преодолению временных перегрузок. По этой причине достижение значения максимального крутящего момента возможно при частоте вращения ниже номинальной.

На рис. 4 видно, что максимальное значение крутящего момента достигается при частоте вращения $n = 1400$ мин⁻¹ и составляет $M_{\text{к(ДТ)}} = 401$ Н·м, $M_{\text{к(БМТС-10)}} = 388$ Н·м, $M_{\text{к(БМТС-25)}} = 375$ Н·м. Это указывает на то, что данная частота вращения КВ является частотой при максимальном крутящем моменте для Д-245.5S2.

Постепенный рост увеличения часового расхода исследуемых топлив наблюдается в диапазоне частот от $n = 1400$...1800 мин⁻¹. Так, при $n = 1400$ мин⁻¹ $G_{\text{т(ДТ)}} = 15$ кг/ч, $G_{\text{т(БМТС-10)}} = 15,9$ кг/ч,

$G_{\text{т(БМТС-25)}} = 17,1$ кг/ч; при $n = 1800$ мин⁻¹ $G_{\text{т(ДТ)}} = 16,4$ кг/ч, $G_{\text{т(БМТС-10)}} = 17,6$ кг/ч, $G_{\text{т(БМТС-25)}} = 18,9$ кг/ч. При увеличении частоты вращения выше номинальной $n > 1800$ мин⁻¹ происходит постепенное снижение подачи топлива (до полного выключения регулятора) до значений, обеспечивающих работу двигателя без нагрузки.

Значения удельного эффективного расхода при увеличении содержания биологических добавок растут во всем диапазоне частот. В качестве примера можно рассмотреть номинальную частоту вращения КВ $n = 1800$ мин⁻¹, при которой $g_{\text{е(ДТ)}} = 238$ г/(кВт·ч), $g_{\text{е(БМТС-10)}} = 258$ г/(кВт·ч), $g_{\text{е(БМТС-25)}} = 278$ г/(кВт·ч). Данную закономерность можно объяснить тем, что комплексный состав БМТС имеет сниженные значения низшей теплоты сгорания, необходимой для совершения эффективной работы.

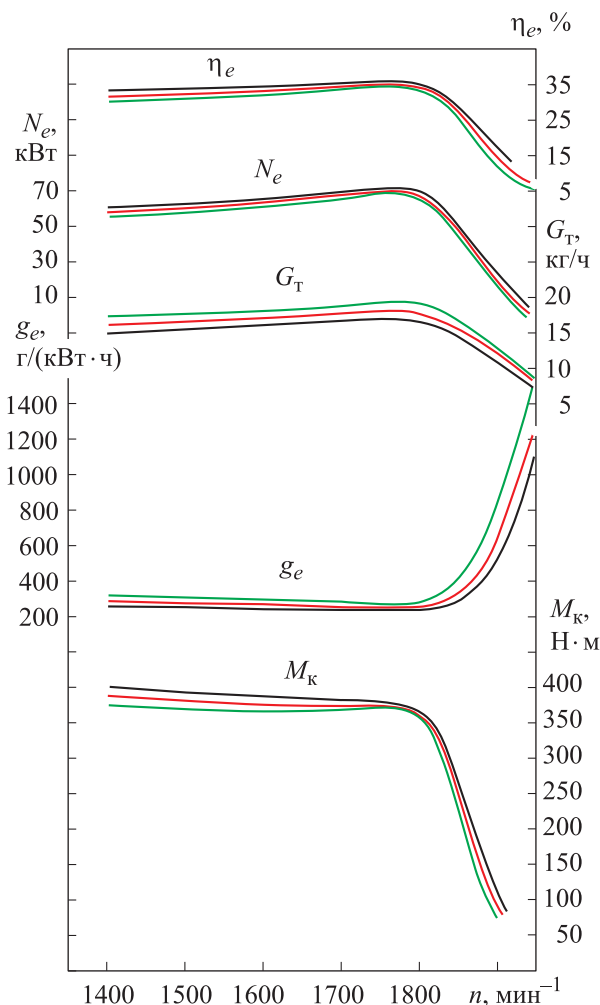


Рис. 4. Скоростные характеристики дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (эффективные показатели): — ДТ; — БМТС-10; — БМТС-25

Повышение эффективного КПД обусловлено увеличением частоты вращения КВ. Частота при максимальном крутящем моменте $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ обеспечивает $\eta_{e(\text{ДТ})} = 33,2 \%$, $\eta_{e(\text{БМТС-10})} = 31,7 \%$, $\eta_{e(\text{БМТС-25})} = 30,5 \%$. При номинальной частоте вращения КВ $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ эффективный КПД повышается и составляет соответственно $\eta_{e(\text{ДТ})} = 35,5 \%$, $\eta_{e(\text{БМТС-10})} = 34,3 \%$, $\eta_{e(\text{БМТС-25})} = 34,2 \%$.

Эффективная мощность при номинальной частоте вращения по причине увеличения циклового расхода топлива также незначительно снижается и составляет $N_{e(\text{ДТ})} = 68,8 \text{ кВт}$, $N_{e(\text{БМТС-10})} = 68,3 \text{ кВт}$, $N_{e(\text{БМТС-25})} = 68,1 \text{ кВт}$. Но данное снижение незначительно и соответствует паспортному значению эффективной мощности

для данного двигателя при номинальной частоте вращения КВ $N_e = 70 \pm 2 \text{ кВт}$.

Выводы

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Работа дизеля на БМТС практически не изменяет эффективных показателей в сравнении с работой на ДТ, поскольку кривые значений этих показателей имеют близкие показатели аналогичные кривым при работе на ДТ.

2. Происходит уменьшение часового расхода ДТ при работе на БМТС во всем диапазоне изменения частот вращения.

3. Уменьшение удельного эффективного расхода топлива происходит со снижением частоты вращения КВ.

Литература

- [1] Марков В.А., Девянин С.Н., Са Б., Нормуродов А.А. Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 70–90. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>.
- [2] Марков В.А., Девянин С.Н., Нагоров С.А. и др. Особенности использования смесевых биотоплив с добавками метилового эфира подсолнечного масла в автотракторном дизеле. *Автомобильная промышленность*, 2022, № 4, с. 28–33. EDN MUMMOE.
- [3] Марков В.А., Иванкин А.Н., Са Б., Доронин Д.Ю. Талловое масло как сырье для производства биодизельного топлива. *Двигателестроение*, 2022, № 2 (288), с. 72–83. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.72-83>
- [4] Бирюков А.Л., Новокшанов Ф.А., Булавина Т.Г. Модернизация системы подачи топлива дизельного двигателя для работы на растительном масле с подачей воды. *Автоматизация и энергосбережение машиностроительного и металлургического производства: технология и надежность машин, приборов и оборудования. XIV Междунар. науч.-техн. конф.: матер.* Вологда, Вологодский гос. ун-т, 2020, с. 342–346. EDN KVXOIG.
- [5] Картошкин А.П., Корабельников С.К., Чистяков А.Н. Сравнительный анализ процесса смесеобразования в двигателе со стандартным процессом и интенсифицированным процессом воздухоподдачи. *Известия Международной академии аграрного образования*, 2020, № S49, с. 26–32. EDN KMXOHN.
- [6] Марковкина А.И., Макаров В.С., Ключин А.А., Беляев Д.М. Оценка эффективности использования колесных транспортных средств. *Journal of Advanced Research in Technical Science*, 2023, № 34, с. 98–103. <https://doi.org/10.26160/2474-5901-2023-34-98-103>
- [7] Кульчицкий А.Р. К вопросу о расчетном определении эмиссии частиц с отработавшими газами дизелей. *Двигателестроение*, 2000, № 1, с. 31–38.
- [8] Кульчицкий А.Р. *Токсичность автомобильных и тракторных двигателей*. Владимир, Владимир. гос. ун-т, 2000, 256 с.
- [9] Картошкин А.П., Филимонов В.А., Фомичев А.И. Конструкторские разработки АО «Петербургский тракторный завод». *Известия Международной академии аграрного образования*, 2023, № 67, с. 12–20.
- [10] Che Mat S., Idroas M.Y., Hamid M.F., Zainal Z.A. Performance and Emissions of Straight Vegetable Oils and its Blends as a Fuel in Diesel Engine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 82, pp. 808–823. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.080>
- [11] Hazar H., Sevinc H. Investigation of the Effects of Pre-Heated Linseed Oil on Performance and Exhaust Emission at a Coated Diesel Engine. *Renewable Energy*, 2019, vol. 130, pp. 961–967. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.003>

- [12] Малышкин П.Ю., Карташевич А.Н., Плотников С.А., Заболотских Г.Э. Исследование тепловыделения в дизеле при работе на газовом топливе. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 8 (761), с. 117–125. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-8-117-125>
- [13] Малышкин П.Ю., Карташевич А.Н., Плотников С.А., Заболотских Г.Э. Влияние применения сжиженного углеводородного газа на регулировки, рабочий процесс и тепловыделение тракторного дизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 6 (759), с. 89–98. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-6-89-98>
- [14] Кульчицкий А.Р. О новых требованиях к экологическим показателям сельскохозяйственных тракторов в таможенном союзе. *Тракторы и сельхозмашины*, 2022, т. 89, № 3, с. 167–174. <http://doi.org/10.17816/0321-4443-106047>
- [15] Плотников С.А., Заболотских Г.Э., Кантор П.Я., Втюрина М.Н. Исследование свойств новых топлив для автотракторной техники. *Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П.А. Костычева*, 2022, т. 14, № 1, с. 117–125. <https://doi.org/10.36508/RSATU.2022.92.31.01>
- [16] Плотников С.А., Карташевич А.Н., Заболотских Г.Э. Влияние нагрузки при работе дизеля на биоминеральных топливных смесях. *Вестник транспорта Поволжья*, 2023, № 2 (98), с. 104–109. EDN EBFYS.
- [17] Мотовилова М.В. Улучшение эксплуатационных показателей автотракторного дизеля путем предварительного подогрева топлива. Дис. ... канд. техн. наук. СПбПУ, 2022, 154 с. EDN JSJLEB.

References

- [1] Markov V.A., Devyanin S.N., Sa B., Normurodov A.A. Investigation of diesel engine operation on mixed biofuels and emulsified biofuels with rapeseed oil additives. *Engines construction*, 2023, no. 1 (291), pp. 70–90. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [2] Markov V.A., Devyanin S.N., Nagorov S.A. et al. Feature of the use of mixed biofuels with additives of methyl ether of sunflower oil in an automotive diesel engine. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2022, no. 4, pp. 28–33. (In Russ.). EDN MUMMOE.
- [3] Markov V.A., Ivankin A.N., Sa B., Doronin D.Yu. Tallow oil as a raw material for the production of biodiesel fuel. *Engines construction*, 2022, no. 2 (288), pp. 72–83. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.72-83>
- [4] Biryukov A.L., Novokshanov F.A., Bulavina T.G. Modernization of the fuel supply system of a diesel engine for operation on vegetable oil with water supply. *Avtomatizatsiya i energosberezhenie mashinostroitel'nogo i metallurgicheskogo proizvodstva: tekhnologiya i nadezhnost' mashin, priborov i oborudovaniya. XIV Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.: mater. Vologda, Vologodskiy gos. un-t Publ.*, 2020, pp. 342–346. (In Russ.). EDN KVXOIG.
- [5] Kartoshkin A.P., Korabel'nikov S.K., Chistyakov A.N. Comparative analysis of the mixture formation process in an engine with a standard process and an intensified air supply process. *Izvestiya Mezhdunarodnoy akademii agrarnogo obrazovaniya*, 2020, no. S49, pp. 26–32. (In Russ.). EDN KMXOHN.
- [6] Markovkina A.I., Makarov V.S., Klyushkin A.A., Belyaev D.M. Assessment of the efficiency of the use of wheeled vehicles. *Journal of Advanced Research in Technical Science*, 2023, no. 34, pp. 98–103. (In Russ.). <https://doi.org/10.26160/2474-5901-2023-34-98-103>
- [7] Kul'chitskiy A.R. On the analysis of solid particle contents in engine exhaust gas. *Engines construction*, 2000, no. 1, pp. 31–38. (In Russ.).
- [8] Kul'chitskiy A.R. *Toksichnost' avtomobil'nykh i traktornykh dvi-gateley* [Toxicity of automobile and tractor engines]. Vladimir, Vladimir. gos. un-t Publ., 2000, 256 p. (In Russ.).
- [9] Kartoshkin A.P., Filimonov V.A., Fomichev A.I. Design developments of JSC Petersburg tractor plant. *Izvestiya Mezhdunarodnoy akademii agrarnogo obrazovaniya*, 2023, no. 67, pp. 12–20. (In Russ.). EDN QXGIJW.
- [10] Che Mat S., Idroas M.Y., Hamid M.F., Zainal Z.A. Performance and Emissions of Straight Vegetable Oils and its Blends as a Fuel in Diesel Engine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 82, pp. 808–823. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.080>
- [11] Hazar H., Sevinc H. Investigation of the Effects of Pre-Heated Linseed Oil on Performance and Exhaust Emission at a Coated Diesel Engine. *Renewable Energy*, 2019, vol. 130, pp. 961–967. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.003>
- [12] Malyshkin P.Yu., Kartashevich A.N., Plotnikov S.A., Zabolotskikh G.E. Heat release in a diesel engine operating on the gas fuel. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 8 (761), pp. 117–125. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-8-117-125>

- [13] Malyshkin P.Yu., Kartashevich A.N., Plotnikov S.A., Zabolotskikh G.E. Influence of using the liquefied hydrocarbon gas in adjustment, operation and heat generation of the tractor diesel engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 6 (759), pp. 89–98. (In Russ.).
<https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-6-89-98>
- [14] Kul'chitskiy A.R. On new requirements for the environmental indicators of agricultural tractors in the Customs Union. *Tractors and agricultural machinery*, 2022, vol. 89, no. 3, pp. 167–174. (In Russ.).
<http://doi.org/10.17816/0321-4443-106047>
- [15] Plotnikov S.A., Zabolotskikh G.E., Kantor P.Ya., Vtyurina M.N. Investigation of properties of new fuels for automotive equipment. *Vestnik Ryazanskogo gosudarstvennogo agrotekhnologicheskogo universiteta im. P.A. Kostycheva*, 2022, vol. 14, no. 1, pp. 117–125. (In Russ.).
<https://doi.org/10.36508/RSATU.2022.92.31.01>
- [16] Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Zabolotskikh G.E. Effect of load during diesel operation on biomineral fuel mixtures. *Vestnik transporta Povolzh'ya*, 2023, no. 2 (98), pp. 104–109. (In Russ.). EDN EBFSYS.
- [17] Motovilova M.V. *Uluchshenie ekspluatatsionnykh pokazateley avtotraktornogo dizelya putem predvaritel'nogo podogreva topliva* [Improving the performance of automotive and tractor diesel engines by preheating the fuel]. Diss. Ph. D. SPbPU Publ., 2022, 154 p. (In Russ.). EDN JSJLEB.

Материалы получены редакцией 09.07.2024

Сведения об авторах

Плотников Сергей Александрович — доктор технических наук, профессор, заслуженный изобретатель Российской Федерации, профессор кафедры «Технология машиностроения», ВятГУ, Киров, Россия. E-mail: plotnikovsa@bk.ru

Карташевич Анатолий Николаевич — доктор технических наук, профессор, заслуженный работник образования Республики Беларусь, заведующий кафедрой «Тракторы, автомобили и машины для природообустройства», Белорусская ГСХА, Горки, Республика Беларусь. E-mail: kartashevich@yandex.ru

Заболотских Георгий Эдуардович — аспирант кафедры «Технология машиностроения», ВятГУ, Киров, Россия. E-mail: zabolotskikh88@yandex.ru

Плотникова Юлия Александровна — кандидат физико-математических наук, доцент кафедры высшей математики, Российский химико-технологический университет имени Д.И. Менделеева, Москва, Россия. E-mail: japlotnikova@yandex.ru

Information about the authors

Plotnikov Sergey Aleksandrovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Honored Inventor of the Russian Federation, Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology, Vyatka State University, Kirov, Russia. E-mail: plotnikovsa@bk.ru

Kartashevich Anatoliy Nikolaevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Honored Worker of Education of the Republic of Belarus, Head of the Department Tractors, Vehicles and Machines for Environmental Management, Belarusian State Agricultural Academy, Gorki, Republic of Belarus. E-mail: kartashevich@yandex.ru

Zabolotskikh Georgiy Eduardovich — Postgraduate, Department of Mechanical Engineering Technology, Vyatka State University, Kirov, Russia. E-mail: zabolotskikh88@yandex.ru

Plotnikova Yulia Aleksandrovna — Ph. D. (Phys.-Math.), Associate Professor, Department of Higher Mathematics, D.I. Mendeleev Russian University of Chemical Technology, Moscow, Russia. E-mail: japlotnikova@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Плотников С.А., Карташевич А.Н., Заболотских Г.Э., Плотникова Ю.А. Исследование эффективных показателей дизельного двигателя на режимах скоростной характеристики при работе на биоминеральных топливных смесях. *Двигателестроение*, 2024, № 3 (297), с. 83–91.

Citation:

Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Zabolotskikh G.E., Plotnikova Yu.A. Diesel engine efficiency performance indicators at the speed characteristic modes when operating on the biomineral fuel mixtures. *Engines Construction*, 2024, no. 3 (297), pp. 83–91. (In Russ.).

Требования к оформлению статей

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

13. Плата за публикацию статей не взимается.