

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.rdieisel.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**Корректор:** Ю.Н. Морозова**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 29.03.2024. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 11,5.

Содержание

Общие проблемы двигателестроения**Химченко А.В., Мищенко Н.И., Петров А.И.**

Анализ динамики катка как источника колебаний в двигателе с кривошипно-кулисным механизмом ... 3

Системы и агрегаты двигателей**Жуков В.А., Пересецкий И.Л.**

Тепловые насосы в системах предпусковой подготовки двигателей внутреннего сгорания 13

Проблемы экологии**Ложкина О.В., Мальчиков К.Б.**Сравнительный анализ содержания поллютантов в отработавших газах силовых установок
маломерных судов и автотранспортных средств 21**Логинова М.В., Андержанов Д.Х., Андрусенко С.Е., Кобылин Д.И., Матвеев Ю.И.**Снижение содержания оксидов азота в отработавших газах судового среднеоборотного двигателя
с помощью системы двухступенчатого наддува и цикла Миллера для достижения
экологических норм Tier III 33**Альтернативные топлива****Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Петров Е.П.**

Вопросы управления газовыми двигателями 43

Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В.Расчетное исследование параметров двухтопливного дизельного двигателя,
работающего на аммиаке 53**Дудников Р.Д., Левин Ю.В., Федянов Е.А.**Влияние добавок синтез-газа на скорость распространения пламени в бензиновом
роторно-поршневом двигателе 74**Гарипов М.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А., Шаяхметов В.А., Халилов Э.М., Сакулин Р.Ю.**Экспериментальное исследование возможности бездетонационного сгорания авиационного керосина
в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением 81

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**Proofreader:** Yu.N. Morozova**Design:** Ya.M. Asinkritova

Published Since 1979, Published Quarterly

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

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

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

Contents

General Problems of Engine Building

Khimchenko A.V., Mishchenko N.I., Petrov A.I.

Analyzing roller dynamics as the oscillation source in an engine with the crank-rocker mechanism 3

Engine Systems and Aggregates

Zhukov V.A., Peresetzkiy I.L.

Heat pumps in pre-start preparation systems of the internal combustion engines 13

Environmental Problems

Lozhkina O.V., Malchikov K.B.

Comparative analysis of the pollutants content in the exhaust gases of the small-size vessels' and vehicles' power plants 21

Loginova M.V., Anderzhanov D.K., Andrusenko S.E., Konygin D.I., Matveev Y.I.

Nitrogen oxides content reduction in the exhaust gases of a medium-speed marine engine using the two-stage boost system and the Miller cycle to achieve the Tier III ecological standards 33

Alternative Fuel

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Petrov E.P.

On the issues of gas engine control 43

Sa Bowen, Liu Ying, Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V.

Computational study of the parameters of a biofuel diesel engine operating on the ammonia 53

Dudnikov R.D., Levin Yu.V., Fedyanov E.A.

Synthesis gas additive effect on flame propagation speed in a gasoline rotary piston engine 74

Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Melkov A.A., Shayakhmetov V.A., Khalilov E.M., Sakulin R.Yu.

Experimental study of the aviation kerosine detonation-free combustion possibility in a four-stroke spark-ignited engine 81

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 621.434

Анализ динамики катка как источника колебаний в двигателе с кривошипно-кулисным механизмом

А.В. Химченко¹, Н.И. Мищенко², А.И. Петров²

¹ Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I

² Автомобильно-дорожный институт (филиал) Донецкого национального технического университета

Analyzing roller dynamics as the oscillation source in an engine with the crank-rocker mechanism

A.V. Khimchenko¹, N.I. Mishchenko², A.I. Petrov²

¹ Voronezh State Agricultural University named after Emperor Peter the Great

² Automobile and Highway Institute (branch), Donetsk National Technical University

Работа посвящена созданию двигателя внутреннего сгорания перспективной конструкции с пониженным эксплуатационным расходом топлива. Бесшатунный двухвальный двигатель с кривошипно-кулисным механизмом имеет определенные перспективы применения, однако исследования экспериментального образца на имитационной модели показали возможность возникновения вибраций 2-го и более высоких порядков. Устранение источника выявленных сил инерции представляет собой актуальную задачу, решению которой посвящена данная работа. Проведенный анализ работы механизма проворота катка в бесшатунном двигателе позволил получить аналитические зависимости сил, действующих на коренные шейки коленчатого вала, источником которых служат неуравновешенные силы инерции катков механизма. С помощью численных исследований на основе полученных аналитических зависимостей и спектрального анализа показано, что эти силы могут создавать значительные воздействия на корпус двигателя с гармониками 1–6-го порядков. В связи с этим требуется конструктивная доработка механизма проворота катков с целью получения полной уравновешенности.

EDN: BMTGRY

Ключевые слова: бесшатунный двигатель внутреннего сгорания, кривошипно-кулисный механизм, механизм проворота катка, уравновешенность от сил инерции, спектр сил инерции, источник вибрации

The paper is devoted to creation of an internal combustion engine of promising design with the reduced operating fuel consumption. A connecting rod free two-shaft engine with the crank-rocker mechanism possesses certain application prospects; however, studies of the experimental sample using a simulation model demonstrated a possibility of vibrations of the 2nd and higher orders. Eliminating the source of the identified inertia forces appears to be an urgent task, solution to this task is the major objective of this work. Operation of the roller turning mechanism in the connecting rod free engine was analyzed and made it possible to obtain analytical dependences of forces acting on the crankshaft main journals and caused by the unbalanced inertia forces of the mechanism rollers. Numerical studies based on the obtained analytical dependencies and spectral analysis were used to show that those forces could create significant impact on the engine housing with harmonics of the 1st–6th order. In this regard, structural modification of the roller turning mechanism is required in order to obtain the complete balance.

EDN: BMTGRY

Keywords: connecting rod free internal combustion engine, crank-rocker mechanism, roller turning mechanism, inertial forces balance, inertial forces spectrum, oscillation source

Введение

Исследования бесшатунных двигателей внутреннего сгорания [1, 2] показали возможность применения в автомобильном бензиновом двигателе конструкции кривошипно-кулисного механизма (ККМ) преобразования движения поршня.

Перспективными мерами для повышения топливной экономичности и экологичности являются: регулирование степени сжатия как самостоятельное мероприятие [3–5], так и в комплексе с применением новых видов топлив [6, 7]; отключение части цилиндров путем остановки поршней [8–10]. Эти мероприятия хорошо реализуются в двигателе с ККМ [11].

Технология отключения цилиндров, разрабатываемая в Автомобильно-дорожном институте Донецкого национального технического университета совместно с Воронежским государственным аграрным университетом имени императора Петра I, отличается от существующих тем, что позволяет останавливать поршень в определенном положении. Это позволяет снижать механические потери и автоматически прекращать газообмен.

Однако способ отключения цилиндров не лишен недостатков. Один из них — повышенное вибрационное воздействие на кузов автомобиля. Причины возникновения вибрации могут быть различными, например, неравномерность кру-

тящего момента и возникновение крутильных колебаний [12, 13]. В двигателях с остановкой поршня источником вибрации может служить влияние сил инерции неуравновешенных масс. В бесшатунном двигателе с двумя коленчатыми валами ККМ позволяет полностью уравновесить силы инерции поступательно-движущихся масс простой установкой противовесов на коленчатых валах, однако при остановке одного или нескольких поршней уравновешивающие массы противовесов будут избыточны. Исследования, проведенные для оценки возникающего дисбаланса в экспериментальном бесшатунном двигателе [14] (рис. 1) с помощью имитационной модели [15, 16], показали, что при общей уравновешенности экспериментального образца силами инерции присутствуют источники, создающие вибрации с гармониками 1-го, 2-го и более высоких порядков. В отличие от двухтактного варианта двигателя [1], в котором подобных вибраций не наблюдалось, механизм проворота катка имеет свои особенности [17]. Это несимметричные элементы ККМ, а именно катки с механизмом проворота в виде полуштерен (рис. 2). Предположительно, они служат источниками сил инерции выше 1-го порядка.

Конструкция на этапе разработки и изготовления экспериментального образца была выбрана исходя из технологической простоты, что в условиях университетской науки часто

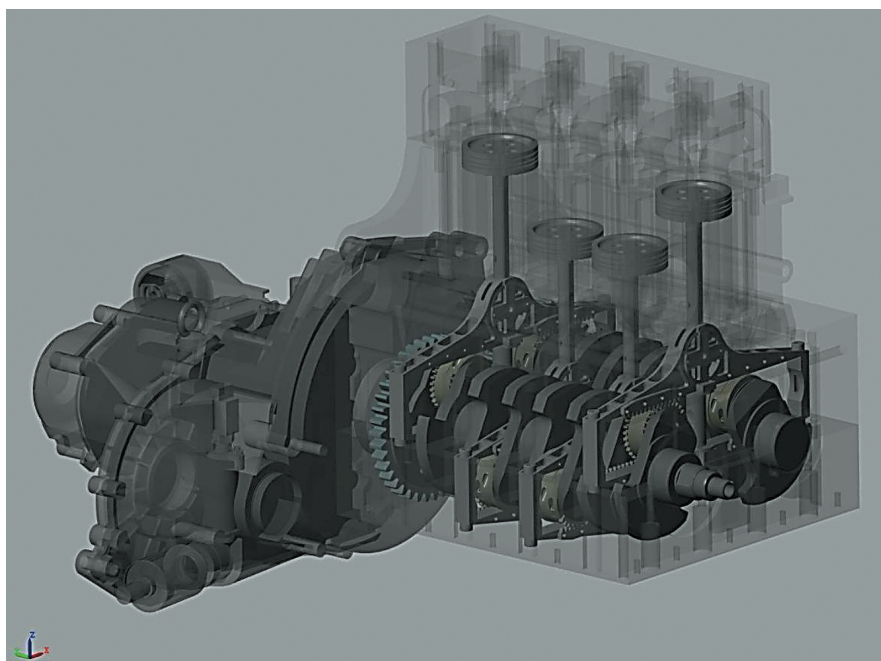


Рис. 1. Двигатель с ККМ преобразования движения поршня

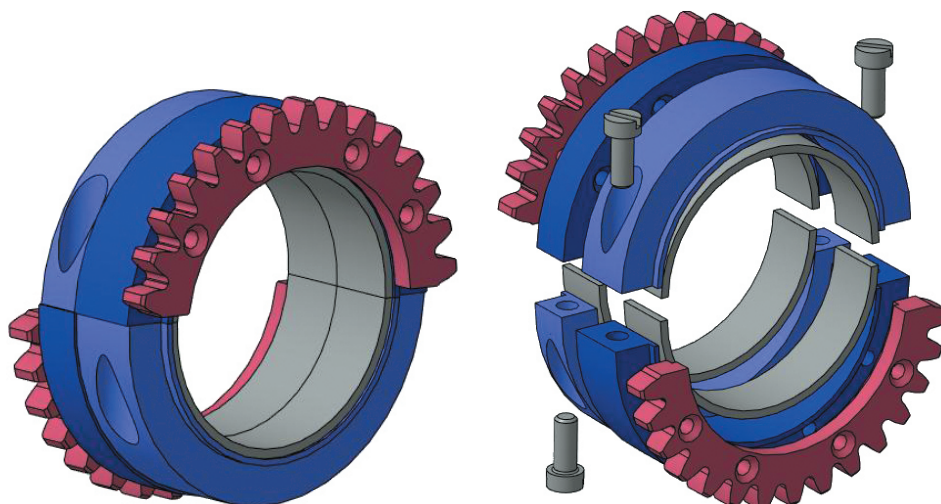


Рис. 2. Конструкция опорных катков с механизмом проворота

оказывается решающим фактором. Так, были применены коленчатые валы от серийного двигателя без дополнительного уравнивания, что привело к значительной неуравновешенности бесшатунного двигателя при отключении цилиндров [14]. Однако появление вибраций на опорах двигателя выше 1-го порядка и анализ сил, передающихся в шарнирах механизма, показывает необходимость более внимательного рассмотрения и анализа влияния на суммарные силы инерции конструкции катков с механизмами проворота.

Цель данного исследования — изучение возникновения сил инерции 2-го и высших порядков при несимметричных конструкциях катков с механизмом проворота.

Динамика неуравновешенных катков с механизмом проворота

В работе рассмотрены силы, действующие на катки с механизмом проворота. Это позволило на основе методов математического анализа получить аналитические зависимости и числовые значения сил, действующих в механизмах проворота спаренных катков. Полученные значения расчетных сигналов позволили с помощью быстрого преобразования Фурье оценить спектр силового воздействия катков на коленчатые валы.

Как видно на рис. 1 (см. [17]), кулиса опирается на каждый коленчатый вал через два катка: силовой и вспомогательный. Каждый каток имеет механизм проворота в виде полушестер-

ни, взаимодействующей с рейкой. Катки также представляют собой только полуцилиндры разных диаметров, соединенные вместе. Это позволяет одной стороне катка катиться по поверхности направляющей кулисы, в то время как вторая сторона имеет зазор и с противоположной направляющей не соприкасается. Такая конструкция имеет смещенный относительно оси вращения центр тяжести. Условно будем считать, что имеется некоторая неуравновешенная масса на каждом катке. Она приводит к возникновению центробежной силы.

Фактически задача сводится к определению сил инерции от неуравновешенных масс катков, которые передаются на коренную шейку коленчатого вала.

На рис. 3 показана расчетная схема для сил и моментов, возникающих при качении катков, при небольшом отклонении коленчатых валов от положения кривошипа, соответствующего положению поршня в верхней мертвой точке (ВМТ).

Введем некоторые упрощения:

- при рассмотрении сил и моментов (рис. 3), действующих на катки, не будем рассматривать силы, действующие вдоль оси вращения, и моменты относительно осей X и Y . То есть катки представляются плоскими и расстояние между ними отсутствует;

- исключим силы инерции от вращения масс, которые полностью уравниваются противовесами коленчатого вала: массы катков, кулисы с поршнем и кривошипа.

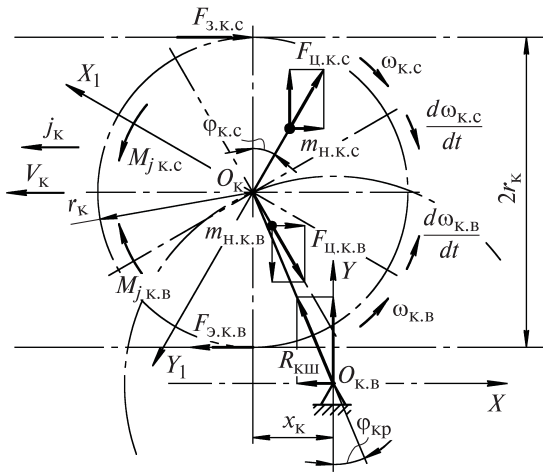


Рис. 3. Схема сил и моментов, действующих в спаренном катке

Такое рассмотрение катков позволяет упростить аналитические зависимости и не влияет на качество решения поставленной задачи.

Два катка, силовой и вспомогательный, расположены на шейке кривошипа на расстоянии $O_{к.в} O_{к.с}$ от оси вращения коленчатого вала, что соответствует радиусу кривошипа $r_{кр}$. Неуравновешенные массы катков $m_{н.к.с}$ и $m_{н.к.в}$ создают центробежные силы $F_{ц.к.с}$ и $F_{ц.к.в}$. Здесь и далее индекс «с» показывает принадлежность параметров к силовому катку, а индекс «в» — к вспомогательному.

Учитывая взаимосвязь угловых скоростей катков $\omega_{к.с}$ и кривошипа коленчатого вала $\omega_{кр}$ и их направление

$$\omega_{к.с} = \frac{\omega_{кр} r_{кр} \sin \omega_{кр} t}{r_к}; \quad \omega_{к.в} = -\omega_{к.с},$$

составим выражения для сил инерции неуравновешенных масс катков:

$$F_{ц.к.с} = \frac{m_{н.к.с} \omega_{кр}^2 r_{кр}^2 m_{к.с} \sin \omega_{кр} t}{r_к^2};$$

$$F_{ц.к.в} = \frac{m_{н.к.в} \omega_{кр}^2 r_{кр}^2 m_{к.в} \sin \omega_{кр} t}{r_к^2},$$

где $r_к$ — радиус качения катка; $r_{м.к.с}$ и $r_{м.к.в}$ — радиусы вращения неуравновешенных масс катков.

В полученные уравнения угловая скорость вращения коленчатого вала входит во 2-й степени. Очевидно, это доказывает, что неуравновешенность катков служит источником сил инерции как минимум 2-го порядка относительно частоты вращения коленчатого вала.

Проекция на ось Y центробежной силы инерции $F_{ц.к.с}$ имеет ту же гармоническую природу (рис. 4) и период в 2 раза меньше частоты вращения коленчатого вала.

Заметим, что данная графическая зависимость, как и другие графики в работе, приведена для геометрических параметров и инерционных характеристик, соответствующих деталям экспериментального образца. Частота вращения коленчатого вала, при которой проводили расчет, составляла 4000 мин^{-1} .

Моменты сопротивления силам инерции соответственно силового и вспомогательного катка относительно оси вращения:

$$M_{j.к.с} = I_{к.с} \frac{d\omega_{к.с}}{dt} = \frac{I_{к.с} \omega_{кр}^2 r_{кр} \cos \omega_{кр} t}{r_к};$$

$$M_{j.к.в} = I_{к.в} \frac{d\omega_{к.в}}{dt} = \frac{I_{к.в} \omega_{кр}^2 r_{кр} \cos \omega_{кр} t}{r_к}.$$

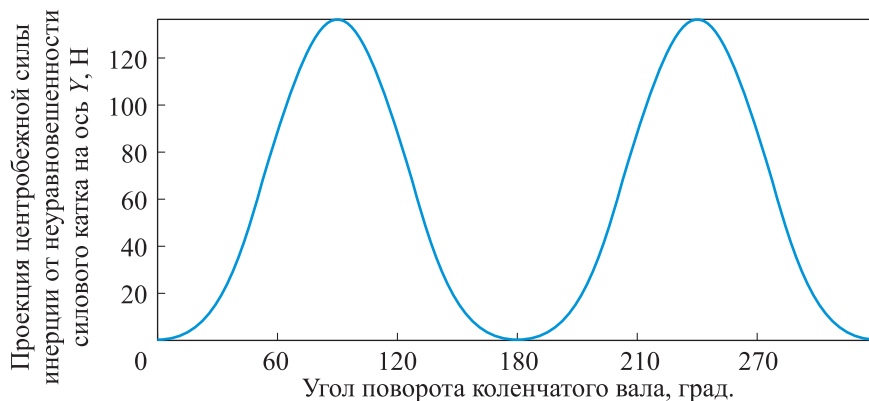


Рис. 4. Проекция центробежной силы инерции от неуравновешенных масс силового катка на ось Y

Здесь $I_{к.с}$ и $I_{к.в}$ — осевые моменты инерции катков.

Силовой каток, находясь в зацеплении с силовой направляющей кулисы, воспринимает силу $F_{з.к.с}$, приложенную на расстоянии r_k от оси вращения. Эта сила препятствует проскальзыванию катка. Строго говоря, это суммарная сила, учитывающая трение катка о направляющую кулисы и тангенциальную составляющую в зубчатом зацеплении. Аналогично в зацеплении вспомогательного катка и вспомогательной направляющей кулисы возникает сила $F_{з.к.в}$.

Из уравнений равновесия катков по моментам относительно осей вращения найдем силы в зацеплении, действующие вдоль оси X:

$$M_{jк.с} - F_{з.к.с} r_k = 0 \Rightarrow F_{з.к.с} = \frac{I_{к.с} \omega_{кр}^2 r_{кр} \cos \omega_{кр} t}{r_k^2};$$

$$M_{jк.в} - F_{з.к.в} r_k = 0 \Rightarrow F_{з.к.в} = \frac{I_{к.в} \omega_{кр}^2 r_{кр} \cos \omega_{кр} t}{r_k^2}.$$

Составим уравнения равновесия катков в виде сумм сил вдоль осей.

Вдоль оси X:

$$F_{ц.к.с} \sin \varphi_{к.с} + F_{ц.к.в} \sin \varphi_{к.в} + R_{кш X} + F_{з.к.с} + F_{з.к.в} = 0. \quad (1)$$

Вдоль оси Y:

$$F_{ц.к.с} \cos \varphi_{к.с} + F_{ц.к.в} \cos \varphi_{к.в} + R_{кш Y} = 0. \quad (2)$$

Углы смещения положения неуравновешенных масс относительно оси катков от вертикального положения $\varphi_{к.с}$ и $\varphi_{к.в}$ для любого момента времени:

$$\varphi_k = \int_0^t \omega_k dt + \varphi_{к0},$$

где ω_k — угловая скорость катка; $\varphi_{к0}$ — начальное смещение, связанное с качеством изготовления или сборки.

После интегрирования для силового и вспомогательного катка получим:

$$\varphi_{к.с} = \varphi_{к.с0} - \frac{r_{кр} \cos \omega_{кр} t}{r_k};$$

$$\varphi_{к.в} = \varphi_{к.в0} - \frac{r_{кр} \cos \omega_{кр} t}{r_k}. \quad (3)$$

После подстановки (3) в (1) и (2) и преобразования получаем значения проекций реакции

в подшипнике коренной шейки коленчатого вала, действующей вдоль кривошипа.

Вдоль оси X:

$$R_{кш X} = -\frac{\omega_{кр}^2 r_{кр}}{r_k^2} (I_{к.с} \cos \omega_{кр} t + I_{к.в} \cos \omega_{кр} t) +$$

$$+ m_{н.к.с} r_{кр} r_{м.к.с} \sin \left(\varphi_{к.с0} - \frac{r_{кр} \cos \omega_{кр} t}{r_k} \right) \sin (\omega_{кр} t)^2 +$$

$$+ m_{н.к.в} r_{кр} r_{м.к.в} \sin \left(\varphi_{к.в0} - \frac{r_{кр} \cos \omega_{кр} t}{r_k} \right) \sin (\omega_{кр} t)^2. \quad (4)$$

Вдоль оси Y:

$$R_{кш Y} = -\frac{\omega_{кр}^2 r_{кр} \sin \omega_{кр} t}{r_k^2} \times$$

$$\times \left(m_{н.к.с} r_{м.к.с} \cos \left(\varphi_{к.с0} - \frac{r_{кр} \cos \omega_{кр} t}{r_k} \right) - \right.$$

$$\left. - m_{н.к.в} r_{м.к.в} \cos \left(\varphi_{к.в0} - \frac{r_{кр} \cos \omega_{кр} t}{r_k} \right) \right). \quad (5)$$

Полученные зависимости позволяют проанализировать воздействие неуравновешенных масс катков и их расположения через коренные шейки коленчатого вала на детали и корпус двигателя.

Численный анализ вибрационного воздействия от неуравновешенных масс катков

Полученные зависимости суммарных реакций в подшипнике коренной шейки коленчатого вала (4) и (5) показывают, что при разных условиях возможно появление составляющих, определяющих вибрации высоких порядков.

Анализ сил, действующих на шейку коленчатого вала со стороны спаренного катка, удобно проводить в графическом виде. Рассматриваемые проекции сил имеют гармоническую природу и период не более одного оборота коленчатого вала, что определило границы графиков на рис. 5, 6 по оси абсцисс.

Как видно на рис. 5, горизонтальная реакция вдоль оси X носит гармонический характер с ярко выраженным 1-м порядком колебаний. Кривая силы имеет некоторые искажения, но основное ее воздействие уравновешено и в целом влияние на колебания двигателя будут незначительны. При данной компоновке силы, возникающие вдоль оси X в механизмах проворота на силовом и вспомогательном коленчатых валах,

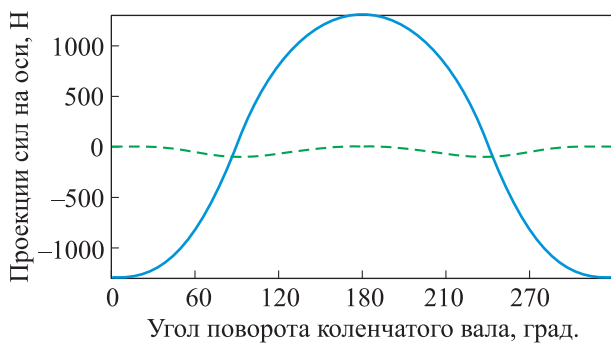


Рис. 5. Проекция на оси X и Y сил, действующих на коренную шейку коленчатого вала и вызывающих вибрации высоких порядков:

— $R_{\text{кш } X}$; — $R_{\text{кш } Y}$

направлены в противоположные стороны. При одинаковых катках и симметричной сборке суммарная сила будет равна нулю. Однако оказывать влияние могут возникающие при этом моменты пар сил. На данном этапе их влияние не рассматривали.

Иначе дело обстоит с вертикальной составляющей $R_{\text{кш } Y}$. Имея основную гармонику с частотой колебаний в 2 раза выше частоты вращения коленчатого вала, данная сила будет действовать в одном направлении как в верхней, так и в нижней мертвой точке. Таким образом, в четырехцилиндровом двигателе силы инерции от катков на восьми шатунных шейках будут передаваться на коренные шейки коленчатых валов и складываться. То есть суммарная сила, действующая на картер двигателя, будет больше $R_{\text{кш } Y}$ в 8 раз, что делает заметными гармоники 2-го порядка.

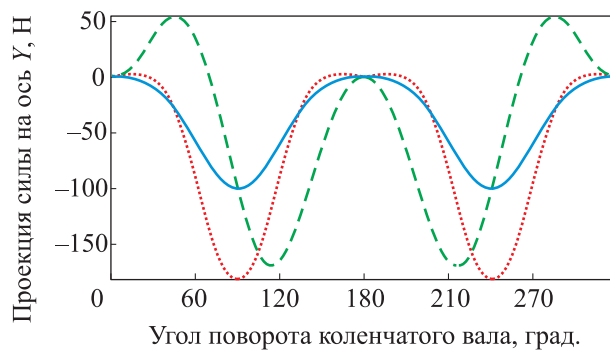


Рис. 6. Проекция на ось Y силы, действующей на коренную шейку коленчатого вала при разных условиях: — базовые размеры экспериментального образца; уменьшенные радиусы катка; — смещение положения неуравновешенной массы по углу

В процессе сборки двигателя, в том числе и при создании имитационной модели, могут возникать некоторые погрешности, связанные с положением катков, например, смещение центра тяжести. Неуравновешенная масса катка при положении поршня в верхней мертвой точке необязательно должна находиться на вертикальной оси. Она может быть смещена на некоторый начальный угол. Для выявления влияния положения смещенного центра тяжести были построены графики, в которых начальное положение неуравновешенных катков было смещено на углы $\varphi_{\text{к.с.}}$, равные 30 и 45° (рис. 6). Кроме того, для выявления влияния на характер изменения силы радиуса катка был построен график с уменьшенным на 30 % радиусом при прочих равных условиях. Представленные на рис. 6 графики являются весьма показательными.

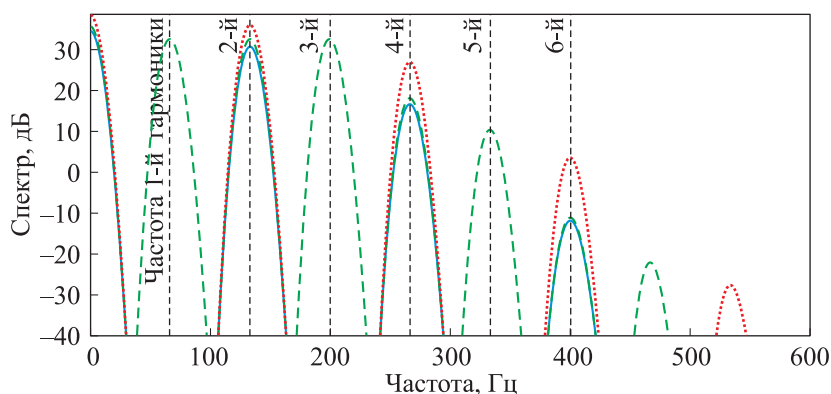


Рис. 7. Спектры проекций на ось Y силы, действующей на коренную шейку коленчатого вала при разных условиях:

— базовые размеры экспериментального образца; уменьшенные радиусы катка; --- смещение положения неуравновешенной массы по углу

Уменьшение радиуса делает заметным появление гармоник 4-го порядка. Ее амплитуда хотя и невелика, но сопоставима с основной силой. Конечно, более качественный анализ можно провести с помощью спектрального анализа изменения этих сил за несколько оборотов коленчатого вала (рис. 7).

Спектры однозначно дают понять, что неуравновешенность катка делает его источником сил инерции, вызывающих вибрации 1-го и более высоких порядков. Если уменьшение радиуса катка повлияло на амплитуду четных порядков, сделав заметными частоты, соответствующие 4-му, 6-му и т. д., несколько усилив амплитуды силы 2-го порядка, то смещение центра тяжести относительно вертикальной оси при положении поршня в верхней мертвой точке привело к возникновению 1-й, 3-й, 5-й гармоник и т. д.

Таким образом, спектр колебаний бесшатунного двигателя с ККМ, который может быть полностью уравновешен, при наличии роликов с механизмом проворота существенно расширяется. Очевидно, этот узел требует более тщательной конструктивной проработки с точки зрения уравновешенности.

Заключение

Результаты проведенного исследования показали, что катки с механизмом проворота в случае неуравновешенности и неточности сборки становятся источниками гармонических колебаний от сил инерции 1–6-го порядка с различной энергетической составляющей отдельных гармоник в зависимости от значения неуравновешенности и расположения неуравновешенной массы.

Несмотря на небольшое значение силы инерции, возникающей на спаренном катке, ее общее воздействие на двигатель пропорционально числу пар катков. Для рядного четырехцилиндрового двигателя с ККМ суммарная сила инерции от неуравновешенности катка может достигать нескольких килоньютон. В связи с этим конструкция катков с механизмом проворота требует доработки с целью уравновешивания.

Таким образом, по крайней мере один из источников колебания высоких порядков в четырехцилиндровом рядном бесшатунном двигателе с ККМ преобразования движения поршня найден. Цель, поставленная в работе, достигнута.

Литература

- [1] Мищенко Н.И. *Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 т. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания.* Донецк, Лебедь, 1998, 228 с.
- [2] Мищенко Н.И., Химченко А.В., Новокрещенов В.С. Бесшатунный двухтактный двигатель с механизмом изменения степени сжатия. *Отраслевое машиностроение: труды.* Мелитополь, Таврическая государственная агротехническая академия, 1998, т. 6, № 2, с. 36–37.
- [3] Мищенко Н.И., Химченко А.В., Крамарь С.Н., Супрун В.Л. Влияние силового механизма на работу двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой при регулировании степени сжатия. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2004, № 1, с. 56–60.
- [4] Jinhuan Guan, Jingping Liu, Xiongbo Duan, Dongdong Jia, Yangyang Li, Zhipeng Yuan, Dazhi Shen. Effect of the novel continuous variable compression ratio (CVCR) configuration coupled with spark assisted induced ignition (SAII) combustion mode on the performance behavior of the spark ignition engine. *Applied thermal engineering*, 2021, vol. 197, pp. 117410. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117410>
- [5] Hasan A.O., Al-Rawashdeh H., Abu-jrai A., Gomaa M.R., Jamil F. Impact of variable compression ratios on engine performance and unregulated HC emitted from a research single cylinder engine fueled with commercial gasoline. *International Journal of Hydrogen Energy*, Elsevier BV, 2023, vol. 48, pp. 26619–26628. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.09.025>
- [6] Kabudke P., Kharde Y., Parkhe R. Experimental investigation on performance of cotton seed biofuel blended with diesel on variable compression ratio diesel engine. *Materials Today: Proceedings.* Elsevier BV, 2023, vol. 72, pp. 846–852. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.09.078>
- [7] Dinesh M.H., Kumar G.N. Experimental investigation of variable compression ratio and ignition timing effects on performance, combustion, and NOx emission of an ammonia/hydrogen-fuelled SI engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, Elsevier BV, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.05.219>
- [8] Ying L., Kuznetsov A. The effect of cylinder deactivation on engine performance. *International multi-conference on industrial engineering and modern technologies (FarEastCon).* IEEE, 2020. <https://doi.org/10.1109/FarEastCon50210.2020.9271303>

- [9] Мищенко Н.И., Шляхов В.С., Супрун В.Л., Подлесный А.Г., Колесникова Т.Н. Автомобильные двигатели с отключением цилиндров, конструкции, анализ. *Вісник СЕВНТУ*, 2011, № 122, с. 163–166.
- [10] Марков В.А., Барченко Ф.Б., Лотфуллин Ш.Р. Метод улучшения эксплуатационных показателей автомобильного газового двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 12, с. 38–44. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2018-12-38-44>
- [11] Мищенко Н.И., Химченко А.В., Юрченко Ю.В., Супрун В.Л., Колесникова Т.Н. Новый бесшатунный двигатель для автомобиля. 8-е Луканинские чтения. *Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: сб. тр.* Москва, МАДИ, 2019, с. 410–422.
- [12] Peters G.F.A. *Cylinder deactivation on 4 cylinder engines: a torsional vibration analysis*. Student thesis: Master. Eindhoven University of Technology, 2007.
- [13] Химченко А.В., Мишин Д.Г., Бузов А.В. Снижение неравномерности крутящего момента двигателя с отключением цилиндров на режимах частичной нагрузки. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2013, № 1, с. 46–51.
- [14] Химченко А.В., Мищенко Н.И. Воздействие сил инерции на кузов автомобиля при отключении цилиндров остановкой поршня в экспериментальном двигателе. 9-е Луканинские чтения. *Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: сб. тр.* Москва, МАДИ, 2021, с. 442–456.
- [15] Химченко А.В., Мищенко Н.И., Петров А.И., Супрун В.Л., Волков С.Е., Заика С.С. Модель четырехцилиндрового бесшатунного двигателя для исследования вибрации при отключении цилиндров. *Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса. Матер. VI Междунар. науч.-практич. конф.* Горловка, АДИ ГОУВПО «ДонНТУ», 2020, с. 72–77.
- [16] Химченко А.В., Мищенко Н.И., Петров А.И. Имитационная модель для исследования кривошипно-кулисного механизма 4-х цилиндрового двигателя внутреннего сгорания с отключением цилиндров. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № RU2023661348 РФ, бюл. № 6, 2023.
- [17] Мищенко Н.И., Химченко А.В., Колесникова Т.Н., Супрун В.Л., Юрченко Ю.В. Бесшатунный двигатель с кривошипно-кулисным механизмом. Патент № 2794018 С1 РФ, 2023.

References

- [1] Mishchenko N.I. *Netraditsionnye malorazmernye dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 2 t. T. 1. Teoriya, razrabotka i ispytanie netraditsionnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Unconventional small-sized internal combustion engines. In 2 vols. Vol. 1. Theory, development and testing of non-traditional internal combustion engines]. Donetsk, Lebed' Publ., 1998, 228 p. (In Russ.).
- [2] Mishchenko N.I., Khimchenko A.V., Novokreshchenov V.S. Crankless two-stroke engine with a mechanism for varying the compression ratio. *Otraslevoe mashinostroenie: trudy* [Industrial mechanical engineering: works]. Melitopol', Tavricheskaya gosudarstvennaya agrotekhnicheskaya akademiya Publ., 1998, vol. 6, no. 2, pp. 36–37. (In Russ.).
- [3] Mishchenko N.I., Khimchenko A.V., Kramar' S.N., Suprun V.L. The influence of the power mechanism on the operation of a two-stroke engine with crank-chamber purge when adjusting the compression ratio. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2004, no. 1, pp. 56–60. (In Russ.).
- [4] Jinhuan Guan, Jingping Liu, Xiongbo Duan, Dongdong Jia, Yangyang Li, Zhipeng Yuan, Dazhi Shen. Effect of the novel continuous variable compression ratio (CVCR) configuration coupled with spark assisted induced ignition (SAII) combustion mode on the performance behavior of the spark ignition engine. *Applied thermal engineering*, 2021, vol. 197, pp. 117410. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117410>
- [5] Hasan A.O., Al-Rawashdeh H., Abu-jrai A., Gomaa M.R., Jamil F. Impact of variable compression ratios on engine performance and unregulated HC emitted from a research single cylinder engine fueled with commercial gasoline. *International Journal of Hydrogen Energy*, Elsevier BV, 2023, vol. 48, pp. 26619–26628. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.09.025>
- [6] Kabudke P., Kharde Y., Parkhe R. Experimental investigation on performance of cotton seed biofuel blended with diesel on variable compression ratio diesel engine. *Materials Today: Proceedings*. Elsevier BV, 2023, vol. 72, pp. 846–852. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.09.078>
- [7] Dinesh M.H., Kumar G.N. Experimental investigation of variable compression ratio and ignition timing effects on performance, combustion, and Nox emission of an ammonia/hydrogen-fuelled Si engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, Elsevier BV, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.05.219>
- [8] Ying L., Kuznetsov A. The effect of cylinder deactivation on engine performance. *International multi-conference on industrial engineering and modern technologies (FarEastCon)*. IEEE, 2020. <https://doi.org/10.1109/FarEastCon50210.2020.9271303>

- [9] Mishchenko N.I., Shlyakhov V.S., Suprun V.L., Podlesnyy A.G., Kolesnikova T.N. Automotive engines with cylinder deactivation, designs, analysis. *Visnik SEVNTU*, 2011, no. 122, pp. 163–166. (In Russ.).
- [10] Markov V.A., Barchenko F.B., Lotfullin Sh.R. Method of improving performance of automobile gas engine a technique for improving the performance of a gas engine. *BMSTU Journal of mechanical engineering*, 2018, no. 12, pp. 38–44. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2018-12-38-44>
- [11] Mishchenko N.I., Khimchenko A.V., Yurchenko Yu.V., Suprun V.L. New connecting rodless engine for a car. *8-e Lukaninskie chteniya. Problemy i perspektivy razvitiya avtotransportnogo kompleksa: sb. tr.* [8th Lukanin readings. Problems and prospects for the development of the motor transport complex: a collection of works]. Moscow, MADI Publ., 2019, pp. 410–422. (In Russ.).
- [12] Peters G.F.A. *Cylinder deactivation on 4 cylinder engines: a torsional vibration analysis*. Student thesis: Master. Eindhoven University of Technology, 2007.
- [13] Khimchenko A.V., Mishin D.G., Buzov A.V. Reducing irregularity of torque of modular engine with disabling cylinders system on partial load. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2013, no. 1, pp. 46–51. (In Russ.).
- [14] Khimchenko A.V., Mishchenko N.I. The influence of inertial forces on the car body when the cylinders are turned off by stopping the piston in an experimental engine. *9-e Lukaninskie chteniya. Problemy i perspektivy razvitiya avtotransportnogo kompleksa: sb. tr.* [9th Lukanin readings. Problems and prospects for the development of the motor transport complex: a collection of works]. Moscow, MADI Publ., 2021, pp. 442–456. (In Russ.).
- [15] Khimchenko A.V., Mishchenko N.I., Petrov A.I., Suprun V.L., Volkov S.E., Zaika S.S. Model of a four-cylinder engine with connecting rod absent for researching vibration at disabling of cylinders. *Nauchno-tekhnicheskie aspekty razvitiya avtotransportnogo kompleksa. Mater. VI Mezhdunar. nauch.-praktich. konf.* [Scientific and technical aspects of the development of the motor transport comple. Materials of the VI International Scientific and Practical Conference]. Gorlovka, ADI GOUVPO “DonNTU” Publ., 2020, pp. 72–77. (In Russ.).
- [16] Khimchenko A.V., Mishchenko N.I., Petrov A.I. *Imitatsionnaya model' dlya issledovaniya krivoshipnokulisnogo mekhanizma 4-kh tsilindrovogo dvigatelya vnutrennego sgoraniya s otklyucheniem tsilindrov* [Simulation model for studying the crank mechanism of a 4-cylinder internal combustion engine with cylinder shutdown]. Svidetel'stvo o gosudarstvennoy registratsii programmy dlya EVM no. RU2023661348 RF, bull. no. 6, 2023. (In Russ.).
- [17] Mishchenko N.I., Khimchenko A.V., Kolesnikova T.N., Suprun V.L., Yurchenko Yu.V. *Besshatunnyy dvigatel' s krivoshipno-kulisnym mekhanizmom* [Rodless engine with crank mechanism]. Patent no. 2794018 C1 RF, 2023. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 10.01.2024

Сведения об авторах

Химченко Аркадий Васильевич — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей, Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I, Воронеж, Российская Федерация. E-mail: himch.arkady@yandex.ru

Мищенко Николай Иванович — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автомобильного транспорта Автомобильно-дорожного института (филиала) Донецкого национального технического университета, Донецкая обл., Горловка, Российская Федерация. E-mail: mim2802@mail.ru

Петров Александр Игоревич — ассистент кафедры автомобильного транспорта Автомобильно-дорожного института (филиала) Донецкого национального технического университета, Донецкая обл., Горловка, Российская Федерация. E-mail: alex.petrov1995@hotmail.com

Information about the authors

Khimchenko Arkadiy Vasilievich — Candidate of Science (Eng.), Assistant Professor, Department of Agricultural Machines, Tractors and Vehicles, Voronezh State Agricultural University named after Emperor Peter the Great, Voronezh, Russian Federation. E-mail: himch.arkady@yandex.ru

Mishchenko Nikolay Ivanovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Automobile Transport, Automobile and Highway Institute (branch), Donetsk National Technical University, Donetsk region, Gorlovka, Russian Federation. E-mail: mim2802@mail.ru

Petrov Aleksandr Igorevich — Assistant, Department of Automobile Transport, Automobile and Highway Institute (branch), Donetsk National Technical University, Donetsk region, Gorlovka, Russian Federation. E-mail: alex.petrov1995@hotmail.com

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Химченко А.В., Мищенко Н.И., Петров А.И. Анализ динамики катка как источника колебаний в двигателе с кривошипно-кулисным механизмом. *Двигателестроение*, 2024, № 1 (295), с. 3–12.

Citation:

Khimchenko A.V., Mishchenko N.I., Petrov A.I. Analyzing roller dynamics as the oscillation source in an engine with the crank-rocker mechanism. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 3–12. (In Russ.).

СИСТЕМЫ И АГРЕГАТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.431

Тепловые насосы в системах предпусковой подготовки двигателей внутреннего сгорания

В.А. Жуков¹, И.Л. Пересецкий²¹ Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова² Российское Классификационное Общество, Северо-Западный филиал

Heat pumps in pre-start preparation systems of the internal combustion engines

V.A. Zhukov¹, I.L. Peresetzkiy²¹ Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping² North-West Branch Office, Russian Classification Society

Предметом исследования является система, генерирующая и хранящая тепловую энергию для дальнейшего ее использования на судне, в первую очередь для предпускового подогрева двигателей. Основной и наиболее важной характеристикой служит автономность системы. Установка включает в себя тепловой аккумулятор, тепловой насос, получающий низкопотенциальную теплоту из теплообменного аппарата (бокскулера). Особенность предлагаемой системы — возможность повышения эффективности работы теплоаккумулятора благодаря использованию низкопотенциального источника теплоты — забортной воды. С помощью теплового насоса осуществляется преобразование низкопотенциальной тепловой энергии в теплоту, используемую для прогрева двигателя внутреннего сгорания (ДВС) перед пуском. В статье рассмотрена возможность аккумулирования тепловой энергии, выделяемой при работе ДВС, носителем которой служит охлаждающая жидкость внутреннего контура двигателя. Основные достоинства предлагаемой системы предпусковой подготовки ДВС обусловлены использованием вторичных энергетических ресурсов, сокращением времени предпусковой подготовки и снижением расхода топлива в период прогрева двигателя.

EDN: AQQRPA

Ключевые слова: судовый дизель, система охлаждения, тепловой аккумулятор, тепловая энергия, аккумулирование энергии, предпусковой подогреватель, вторичные энергетические ресурсы, тепловой насос

The study subject is a system generating and storing thermal energy for its further use on a ship, primarily in the engine pre-start preparation. The system autonomy is its main and most important characteristic. The system includes a heat accumulator and the heat pump that receives low-grade heat from a heat exchanger (box cooler). Peculiarity of the proposed system lies in its ability to increase the heat accumulator efficiency by using a low-potential heat source, i.e. seawater. Introduction of a heat pump ensures conversion of the low-grade thermal energy into heat used to warm up the internal combustion engine (ICE) before starting. The paper considers possibility of accumulating the thermal energy released during the ICE operation, as its carrier is the coolant of the engine internal circuit. Main advantages of the proposed system for the ICE pre-start preparation are determined by using the secondary energy resources, shortening the pre-start preparation time and reducing fuel consumption during the engine warm-up.

EDN: AQQRPA

Keywords: marine diesel, cooling system, heat accumulator, thermal energy, energy storage, pre-start heater, secondary energy resources, heat pump

Введение

Важнейшая задача, стоящая перед разработчиками судовых дизелей, их производителями и экипажами судов, — обеспечение надежной эксплуатации. Известно, что с эксплуатационной точки зрения наиболее неблагоприятны пусковые режимы. Эти режимы характеризуются повышенными потерями на трение в связи с высокой вязкостью моторного масла, увеличенным расходом топлива и ухудшенными экологическими показателями вследствие неблагоприятных условий смесеобразования и воспламенения топливовоздушной смеси.

Проблемы, возникающие при пуске двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в условиях низких температур, рассмотрены в работах [1–3]. Традиционными способами облегчения пуска ДВС и сокращения времени пуска служат повышение температуры деталей цилиндропоршневой группы и моторного масла, обеспечивающее снижение пускового момента; подогрев свежего заряда, поступающего в цилиндры двигателя с целью улучшения условий смесеобразования и воспламенения топливовоздушной смеси; декомпрессия, обеспечивающая снижение работы сжатия свежего заряда в период пуска двигателя [4–6]. Совершенствованию систем предпусковой подготовки двигателей внутреннего сгорания посвящены исследования [7–9].

Особое внимание при разработке средств, облегчающих запуск ДВС, в последнее время уделяется возможностям использования аккумуляторов энергии, как кинетической [10], так и тепловой [11, 12], в качестве альтернативы энергозатратным пусковым подогревателям, в основе принципа действия которых лежит плазмохимическая технология конверсии моторного топлива [13, 14]. Перспективы имеют автоматизированные системы предпусковой подготовки, в которых используются вторичные энергетические ресурсы [8, 15].

Перспективы использования вторичных энергетических ресурсов за счет применения тепловых аккумуляторов и тепловых насосов с целью повышения энергоэффективности ДВС показаны в работах [16–19].

Проблема предпусковой подготовки двигателей актуальна не только для объектов наземного транспорта и строительной техники, но и для судовых двигателей, входящих в состав

энергетических установок морских и речных судов, яхт, катеров, буксиров [20].

Цель проведенных исследований — оценка возможности применения тепловых аккумуляторов в судовых энергетических установках с учетом энергетического потенциала вторичных энергоресурсов.

Устройство и принцип действия теплового аккумулятора

В качестве предпускового подогревателя судового дизеля предложено использовать тепловой аккумулятор. Его отличительная особенность — использование вторичных низкотемпературных энергетических источников, возникновение которых обусловлено конструкцией систем охлаждения судовых двигателей.

Принцип действия предлагаемой системы основан на использовании теплоты, отводимой от двигателя через систему охлаждения в результате возможности ее аккумулировать, хранить и использовать в дальнейшем для нужд дизельного двигателя и судна в целом. Рассмотрена также возможность использования дополнительно низкопотенциальной теплоты забортной воды, циркулирующей в системе охлаждения судового ДВС.

Устройство содержит три основных агрегата: тепловой насос, тепловой аккумулятор, теплообменный аппарат (бокскуллер). Тепловой насос представляет собой агрегат, предназначенный для выработки определенного количества теплоты в результате совершаемой работы и имеющий собственный КПД. Тепловой насос включается в замкнутую систему охлаждения двигателя и (или) в другую систему судовых энергетических установок (отопления, подогрева топлива, кондиционирования и т. д.). Тепловой аккумулятор представляет собой накопитель реального количества теплоты (вторичных энергоресурсов) с наименьшим коэффициентом теплоотдачи в окружающую среду, способный аккумулировать и хранить значительное количество теплоты в течение длительного промежутка времени. Тепловой аккумулятор также включается в систему охлаждения ДВС или одну из систем судовых энергетических установок. Теплообменный аппарат, встроенный в корпус судна (бокскуллер), обеспечивает возможность передавать низкопотенциальную теплоту забортной воды для дальнейшего ее преобразования в теплоту, пригодную к использованию.

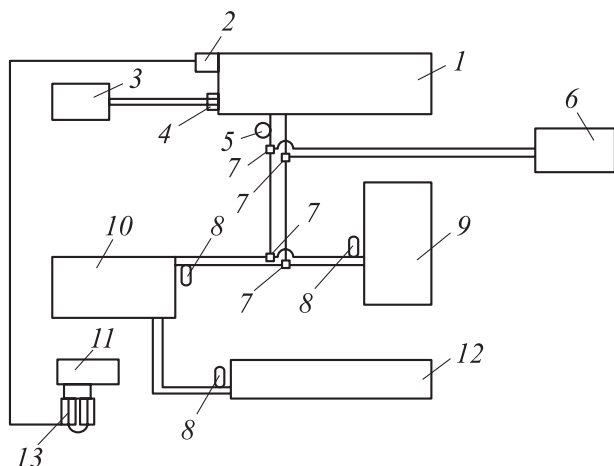


Рис. 1. Схема системы прогрева судового ДВС за счет использования вторичных энергетических ресурсов: 1 — ДВС; 2 — навесной генератор 28 В; 3 — водо-водяной охладитель системы охлаждения ДВС; 4 — термостат; 5 — дополнительный подкачивающий насос; 6 — судовые потребители тепловой энергии (отопление); 7 — трехходовой клапан; 8 — термометр; 9 — аккумулятор теплоты; 10 — тепловой насос; 11 — инвертор 220/24; 12 — теплообменный аппарат (бокскуллер); 13 — аккумуляторная группа 24 В

Принципиальная схема разработанной системы предпускового прогрева судового двигателя за счет использования вторичных энергоресурсов представлена на рис. 1 [21].

Результаты эксплуатационных испытаний

В процессе эксплуатации двигателя 1 температура охлаждающей жидкости во внутреннем контуре системы охлаждения составляет 85...90 °С в системах с нормальным температурным уровнем, или 110...120 °С в высокотемпературных системах охлаждения. В таком режиме теплота накапливается в аккумуляторе 3. В то же время от навесного генератора до требуемого уровня заряжается группа аккумуляторных батарей 12.

В случае продолжительной стоянки судна и падения температуры во внутреннем контуре ДВС ниже температуры, необходимой для запуска, осуществляется нагрев двигателя до требуемой температуры с помощью циркуляционного насоса 10 через систему трубопроводов, управляемую трехходовыми клапанами 7. В таком случае затраты электроэнергии от резервных аккумуляторов 12 практически отсутствуют. При падении температуры до значений ниже 45 °С происходит подключение теплового насоса 4. Внешний контур теплового насоса подключен к теплообменному аппарату открытого типа

(бокскуллер) 5, что дает возможность избежать подключения и использования дополнительного циркуляционного насоса заборной воды. После запуска двигателя цикл повторяется, тепловая энергия накапливается в тепловом аккумуляторе 3.

Данная установка по утилизации и дальнейшему использованию вторичной теплоты была испытана на пассажирском судне водоизмещением 45 тыс. т проекта 82880 судходной компании «Барк». Технические характеристики главного двигателя судна Volvo TAMD41M приведены ниже:

Марка двигателя

по ГОСТ 10150–2014 6ЧНП 92/90

Номинальная длительная мощность

при температуре окружающего воздуха 20 °С

и давлении 760 мм рт. ст., кВт 125

Удельный расход топлива,

кг/(кВт · ч) 0,256

Температура охлаждающей жидкости

внутреннего контура на выходе из двигателя

на номинальном режиме, °С 86 ± 4

Температура отработавших газов

на номинальной мощности, °С 520

В систему охлаждения двигателя для проведения испытаний были внесены следующие конструктивные изменения:

- на входе и на выходе внутреннего контура системы охлаждения ДВС были установлены трехходовые краны;

- к внутреннему контуру системы охлаждения подключены тепловой аккумулятор и тепловой насос;

- тепловой насос, а именно его внешний контур, подключен к заборному охладителю открытого типа.

В качестве теплового аккумулятора в экспериментальной системе использовали модернизированный бойлер емкостью 100 л, в котором для сокращения тепловых потерь была проведена замена серийной теплоизоляции на новую с увеличением ее толщины.

В систему был включен тепловой насос Dimplex LAV 14ITR (рис. 2), технические характеристики которого приведены ниже:

Максимальная температура жидкости

на выходе, °С 62

Нижний/верхний рабочий предел источника

теплоты, °С –5 / 25

Теплоноситель 1-й ступени Моноэтиленгликоль по ГОСТ 19710–83

Плотность моноэтиленгликоля, кг/м ³	1115
Теплопроводность моноэтиленгликоля, Вт/(м · К)	0,250
Теплоноситель 2-й ступени	Антифриз G13
Плотность антифриза G13, кг/м ³	1140
Теплопроводность антифриза, Вт/(м · К)	0,475
Хладагент	R410A
Объем хладагента в устройстве, л	2,8
Потребляемая мощность теплового насоса (компрессор + циркуляционный насос), кВт	0,40...1,27
Потребляемая мощность дополнительных циркуляционных насосов, кВт	0,15
Тепловая производительность при температуре заборной воды 12 °С, кВт	16
Расход теплоносителя 1-й ступени, м ³ /ч	2,2
Расход теплоносителя 2-й ступени, м ³ /ч	1,8

В процессе испытаний было установлено, что на номинальном режиме работы в ходовых условиях при температуре охлаждающей жидкости на выходе из двигателя 86...88 °С происходит накопление тепловой энергии в аккумуляторе (бойлере). В течение часа температура в бойлере достигала 85 °С. На данном этапе исследовали также влияние режима работы двигателя на продолжительность накопления тепловой энергии (время достижения заданных

значений температуры, которое устанавливалось термостатом).

На следующем этапе исследовали эффективность применения теплового насоса для предпускового прогрева двигателя. После 12...15 ч простоя судна температура жидкости во внутреннем контуре системы охлаждения двигателя составляла 22 °С. За это же время температура в бойлере снижалась примерно на 10 °С и достигала значения 76 °С.

После запуска прокачивающего насоса в течение 5 мин температура во внутреннем контуре системы охлаждения и бойлере выравнивалась и имела значение 53 °С, что, согласно инструкции завода-изготовителя, является допустимым при запуске двигателя (не ниже 50 °С). При этом в отличие от традиционных систем предпусковой подготовки для прогрева двигателя не использовалась энергия электрических аккумуляторов или береговое питание.

Обсуждение результатов испытаний

Экспериментальные исследования подтвердили возможность использования вторичных энергетических ресурсов для прогрева двигателя до требуемой температуры в течение короткого промежутка времени.

Применение данной системы наиболее целесообразно на судах с односменным режимом работы экипажа, при котором допускается эксплуатация судна продолжительностью до 12 ч или при двухсменном режиме с продолжительностью непрерывной эксплуатации до 18 ч. Наиболее перспективной видится установка предложенной системы предпусковой подготовки двигателей на судах, занятых перевозкой пассажиров на внутригородских линиях, судах, используемых для обслуживания портового хозяйства (таких как буксиры, толкачи, ледоколы, небольшие бункеровщики и суда по сбору льяльных вод), а также на плавкранах, которые характеризуются частыми пусками главных и вспомогательных двигателей.

Заключение

Полученные результаты свидетельствуют о перспективности использования разработанной системы утилизации вторичных энергетических ресурсов и актуальности исследований, направленных на их совершенствование.

Представленная система использования для прогрева судового двигателя и поддержания



Рис. 2. Тепловой насос Dimplex LAV 14ITR:
1 — панель управления; 2 — циркуляционный насос; 3 — конденсатор; 4 — компрессор; 5 — испаритель; 6 — расширительный бак

его заданного теплового состояния вторичных энергетических ресурсов имеет широкий спектр вариантов применения и возможных конструктивных модификаций узлов.

Модернизация систем предпусковой подготовки ДВС позволяет не только обеспечивать увеличение ресурса двигателей, но и улучшать экономические показатели эксплуатации судна

за счет снижения расхода топлива на ходовых и стояночных режимах, что приводит также к уменьшению карбонового следа судна.

Цель дальнейших исследований — совершенствование конструкции теплообменных аппаратов, входящих в состав системы, для повышения их теплогидравлической эффективности и снижения массогабаритных показателей.

Литература

- [1] Сырбаков А.П., Корчуганова М.А. *Эксплуатация автотракторной техники в условиях отрицательных температур*. Томск, ТПУ, 2012, 205 с.
- [2] Крохта Г.М. *Особенности эксплуатации тракторов в условиях низких температур*. Новосибирск, Золотой колос, 2017, 376 с.
- [3] Кораблин А.В., Сафиулин А.Ф. Анализ работы подшипников скольжения коленчатого вала в период пуска ДВС. *Новые материалы и технологии в машиностроении. 18-я Междунар. науч.-технич. конф.: сб. ст.* Брянск, Брянский государственный инженерно-технологический университет, 2013, № 18, с. 154–158.
- [4] Сырбаков А.П., Бережнов Н.Н., Корчуганова М.А., Матяш С.П. Тепловая подготовка дизельных двигателей. *Вестник Алтайского государственного аграрного университета*, 2019, № 8 (178), с. 167–174.
- [5] Денисов А.С., Альмеев Р.И. Применение устройства предпусковой смазки для оптимизации работы подшипников коленчатого вала на пусковых режимах. *Журнал автомобильных инженеров*, 2011, № 5, с. 40–45.
- [6] Сырбаков А.П., Корчуганова М.А. Электроподогрев масла в картере двигателя СМД-14. *Тенденции сельскохозяйственного производства в современной России. XIII Междунар. науч.-практ. конф.: сб. матер.* Кемерово, Кемеровский государственный сельскохозяйственный институт, 2014, с. 370–374.
- [7] Тышкевич Л.Н., Журавский Б.В. Повышение эффективности эксплуатации транспортных машин в условиях низких отрицательных температур. *Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии*, 2016, № 3 (49), с. 36–41.
- [8] Сметанин А.С., Войнов А.А. Автоматизированная система предпусковой подготовки дизельного двигателя в условиях отрицательных температур. *Перспективные направления развития автотранспортного комплекса. XIII Междунар. науч.-практ. конф.: сб. ст.* Пенза, Пензенский государственный аграрный университет, 2019, с. 202–206.
- [9] Агеева Е.В., Щербаков А.В. Повышение эффективности запуска ДВС автомобилей при низких температурах. *Мир транспорта и технологических машин*, 2020, № 4 (71), с. 19–28.
<https://doi.org/10.33979/2073-7432-2020-71-4-19-28>
- [10] Максимов Н.М., Головань И.Н., Корнякова О.Ю. Моделирование пуска ДВС от накопителя кинетической энергии. *Тенденции развития науки и образования*, 2021, № 80-3, с. 135–137.
<https://doi.org/10.18411/trnio-12-2021-148>
- [11] Карнаузов Н.Н., Пустовалов И.А., Яркин А.В. Тепловой аккумулятор для поддержания пусковой температуры ДВС в период межсменной стоянки строительной машины в зимний период. *Автотранспортное предприятие*, 2010, № 11, с. 45–48.
- [12] Култаев Е.Е., Рязанов А.Е. Использование тепла отработавших газов как полезной энергии для прогрева ДВС при низких температурах окружающей среды. *Россия молодая. VIII Всерос. науч.-практ. конф.: сб. матер.* Кемерово, Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 2016.
- [13] Савочкин А.А., Татаринов А.А., Чубрик А.А., Сафин И.М. Исследования возможности реализации перспективного способа облегчения холодного пуска на ходовых двигателях агрегатов ПГРК. *Динамика развития системы военного образования. II Междунар. науч.-практ. конф.: сб. тр. В 2 ч. Ч 2*. Омск, Омский государственный технический университет, 2020, с. 111–117.
- [14] Перебатов Н.И. Исследования возможности реализации перспективного способа облегчения холодного пуска на ходовых двигателях агрегатов ПГРК. *Комплексные технологии в механике и транспортном строительстве. Всерос. науч.-практ. конф., посвящ. памяти профессора Г.Н. Гаврилова: сб. ст.* Санкт-Петербург, Военный институт (железнодорожных войск и военных сообщений), 2023, с. 32–38.

- [15] Прилепский Ю.В. Разработка схемы автоматического управления тепловыми потоками при использовании теплового аккумулятора для предпускового прогрева ДВС. *Вестник Донецкой академии автомобильного транспорта*, 2015, № 3, с. 40–46.
- [16] Jouhara H., Khordehghah N., Almahmoud S., Delpech B., Chauhan A., Tassou S.A. Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018, vol. 6, pp. 268–289. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>
- [17] Романов В.А. *Повышение эффективности поршневых двигателей внутреннего сгорания путем использования тепловых аккумуляторов энергии*. Дис. ... д-ра техн. наук. Барнаул, 2011, 264 с.
- [18] Волынцев А.В., Соболенко А.Н. Утилизация тепловых ресурсов главного судового двигателя посредством использования теплонасосной установки. *Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова*, 2016, № 5 (39), с. 144–150. <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2016-8-5-144-150>
- [19] Жуков В.А., Ерофеев В.Л., Мельник О.В. О возможностях использования вторичных энергетических ресурсов в судовых ДВС. *Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 2017, № 3 (43), с. 570–580. <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2017-9-3-570-580>
- [20] *Предпусковые подогреватели двигателя для речных и морских судов*. URL: <https://hotstart.su/marine/> (дата обращения 22.06.2023).
- [21] Жуков В.А., Пересецкий И.Л., Каляуш А.И. Система предпускового разогрева двигателя внутреннего сгорания транспортного средства. Патент № 2792380 РФ, МПК F02N 19/04 (2010.01) F24H 7/04 (2006.01), бюл. № 9, 2023.

References

- [1] Syrbakov A.P., Korchuganova M.A. *Ekspluatatsiya avtotraktornoy tekhniki v usloviyakh otritsatel'nykh temperatur* [Operation of automobile and tractor equipment in conditions of negative temperatures]. Tomsk, TPU Publ., 2012, 205 p. (In Russ.).
- [2] Krokhta G.M. *Osobennosti ekspluatatsii traktorov v usloviyakh nizkikh temperatur* [Features of operating tractors in low temperatures]. Novosibirsk, Zolotoy kolos Publ., 2017, 376 p. (In Russ.).
- [3] Korablin A.V., Safiulin A.F. Analysis of operation of sliding bearings of cranked shaft during of start-up of internal combustion engine. *Novye materialy i tekhnologii v mashinostroenii. 18-ya Mezhdunar. nauch.-tekhnich. konf.: sb. st.* [New materials and technologies in mechanical engineering. 18th International Scientific and Technical Conference: collection of articles]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy inzhenerno-tekhnologicheskiiy universitet Publ., 2013, no. 18, pp. 154–158. (In Russ.).
- [4] Syrbakov A.P., Berezhnov N.N., Korchuganova M.A., Matyash S.P. Thermal preparation of diesel engines. *Vestnik Altayskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2019, no. 8 (178), pp. 167–174. (In Russ.).
- [5] Denisov A.S., Al'meev R.I. The use of a pre-lubrication device to optimize the operation of crankshaft bearings during starting conditions. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*, 2011, no. 5, pp. 40–45. (In Russ.).
- [6] Syrbakov A.P., Korchuganova M.A. Electric heating of oil in the crankcase of the SMD-14 engine. *Tendentsii sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva v sovremennoy Rossii. XIII Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.: sb. mater.* [Trends in agricultural production in modern Russia. XIII International Scientific and Practical Conference: collection of materials]. Kemerovo, Kemerovskiy gosudarstvennyy sel'skokhozyaystvennyy institute Publ., 2014, pp. 370–374. (In Russ.).
- [7] Tyshkevich L.N., Zhuravskiy B.V. Increase of efficiency of operation of transport vehicles in the conditions of low negative temperatures. *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobil'no-dorozhnoy akademii*, 2016, no. 3 (49), pp. 36–41. (In Russ.).
- [8] Smetanin A.S., Voynov A.A. Automated system of pre-start preparation of diesel engine in conditions of negative temperatures. *Perspektivnye napravleniya razvitiya avtotransportnogo kompleksa. XIII Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.: sb. st.* [Promising directions for the development of the motor transport complex. XIII International scientific and practical conference: collection of articles]. Penza, Penzenskiy gosudarstvennyy agrarnyy universitet Publ., 2019, pp. 202–206. (In Russ.).
- [9] Ageeva E.V., Shcherbakov A.V. Improving the efficiency of starting the internal combustion engine of cars at low temperatures. *World of transport and technological machines*, 2020, no. 4 (71), pp. 19–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.33979/2073-7432-2020-71-4-19-28>
- [10] Maksimov N.M., Golovan' I.N., Kornyakova O.Yu. Simulation of starting an internal combustion engine from a kinetic energy storage device. *Tendentsii razvitiya nauki i obrazovaniya*, 2021, no. 80-3, pp. 135–137. (In Russ.). <https://doi.org/10.18411/trnio-12-2021-148>

- [11] Karnaukhov N.N., Pustovalov I.A., Yarkin A.V. Thermal accumulator for maintaining the starting temperature of the internal combustion engine during the period between shifts when a construction vehicle is parked in winter. *Avtotransportnoe predpriyatie*, 2010, no. 11, pp. 45–48. (In Russ.).
- [12] Kul'taev E.E., Ryazanov A.E. Using exhaust gas heat as useful energy to warm up the internal combustion engine at low ambient temperatures. *Rossiia molodaya. VIII Vseros. nauch.-prakt. konf.: sb. mater.* [Russia is young. VIII All-Russian Scientific and Practical Conference: collection of materials]. Kemerovo, Kuzbasskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet imeni T.F. Gorbacheva Publ., 2016. (In Russ.).
- [13] Savochkin A.A., Tatarinov A.A., Chubrik A.A., Safin I.M. Studies of the possibility of implementing a promising method for facilitating cold start on the running engines of MGRS units. *Dinamika razvitiya sistemy voennogo obrazovaniya. II Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.: sb. tr.* [Dynamics of development of the military education system. II International Scientific and Practical Conference: collection of proceedings]. Omsk, Omskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet Publ., 2020, pp. 111–117. (In Russ.).
- [14] Perebatov N.I. Research into the possibility of implementing a promising method for facilitating cold starts on the propulsion engines of MGRS units. *Kompleksnye tekhnologii v mekhanike i transportnom stroitel'stve. Vseros. nauch.-prakt. konf., posvyashch. pamyati professora G.N. Gavrilova: sb. st.* [Complex technologies in mechanics and transport construction. All-Russian scientific and practical conference dedicated to the memory of Professor G.N. Gavrilov: collection of articles]. Sankt-Petersburg, Voennyi institut (zheleznodorozhnykh voysk i voennykh soobshcheniy) Publ., 2023, pp. 32–38. (In Russ.).
- [15] Prilepskiy Yu.V. Development of automatic thermal flow control scheme by using heat storage for preheating combustion engine warm-up. *Vestnik Donetskoy akademii avtomobil'nogo transporta*, 2015, no. 3, pp. 40–46. (In Russ.).
- [16] Jouhara H., Khordehghah N., Almahmoud S., Delpech B., Chauhan A., Tassou S.A. Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018, vol. 6, pp. 268–289. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>
- [17] Romanov V.A. *Povyshenie effektivnosti porshnevnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya putem ispol'zovaniya teplovykh akkumulyatorov energii* [Increasing the efficiency of piston internal combustion engines through the use of thermal energy accumulators]. Dr. Diss. Barnaul, 2011, 264 p. (In Russ.).
- [18] Volyntsev A.V., Sobolenko A.N. Utilization of main ship engine heat resources by means of heat pump installation usage. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S.O. Makarova*, 2016, no. 5 (39), pp. 144–150. (In Russ.). <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2016-8-5-144-150>
- [19] Zhukov V.A., Erofeev V.L., Mel'nik O.V. O vozmozhnostyakh ispol'zovaniya vtorichnykh energeticheskikh resursov v sudovykh DVS On the possibilities of using secondary energy resources in marine engine. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2017, no. 3 (43), pp. 570–580. (In Russ.). <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2017-9-3-570-580>
- [20] *Predpuskovye podogrevateli dvigatelya dlya rechnykh i morskikh sudov* [Engine pre-heaters for river and sea vessels]. Available at: <https://hotstart.su/marine/> (accessed June 22, 2023).
- [21] Zhukov V.A., Peresetskiy I.L., Kalyaush A.I. *Sistema predpuskovogo razogreva dvigatelya vnutrennego sgoraniya transportnogo sredstva* [Pre-heating system for an internal combustion engine of a vehicle]. Patent no. 2792380 RF, MPK F02N 19/04 (2010.01) F24H 7/04 (2006.01), 2023, bul. no. 9. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 10.01.2024

Сведения об авторах

Жуков Владимир Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Судостроение и энергетические установки» ФГБОУ «Государственный университет морского и речного флота» (ГУМРФ) им. Адмирала С.О. Макарова, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: va_zhukov@rambler.ru

Пересецкий Илья Леонидович — старший эксперт Северо-Западного филиала Российского Классификационного Общества, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: Peresetskiy.szf@yandex.ru

Information about the authors

Zhukov Vladimir Anatolyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Shipbuilding and Power Plants, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: va_zhukov@rambler.ru

Peresetskiy Ilya Leonidovich — Senior Expert, North-West Branch, Russian Classification Society, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: Peresetskiy.szf@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Жуков В.А., Пересецкий И.Л. Тепловые насосы в системах предпусковой подготовки двигателей внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2024, № 1 (295), с. 13–20.

Citation:

Zhukov V.A., Peresetskiy I.L. Heat pumps in pre-start preparation systems of the internal combustion engines. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 13–20. (In Russ.).

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

УДК 656.6

Сравнительный анализ содержания поллютантов в отработавших газах силовых установок маломерных судов и автотранспортных средств

О.В. Ложкина, К.Б. Мальчиков

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России

Comparative analysis of the pollutants content in the exhaust gases of the small-size vessels' and vehicles' power plants

O.V. Lozhkina, K.B. Malchikov

Saint-Petersburg University of State Fire Service of EMERCOM of Russia

Двигатели внутреннего сгорания всех видов транспортных средств служат одними из ключевых источников загрязнения атмосферного воздуха. В статье проведен сравнительный анализ результатов экспериментальных исследований количественного состава отработавших газов (ОГ) автотранспортных средств разных категорий, двух- и четырехтактных подвесных лодочных моторов. Для испытанных передвижных средств определены концентрации оксида углерода (CO), диоксида углерода (CO₂), углеводородов (CH) и оксидов азота (NO_x) в ОГ на режиме холостого хода на минимальной и повышенной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Установлено, что концентрации CO и CH значительно выше в ОГ подвесных лодочных моторов, чем в ОГ современных двигателей внутреннего сгорания автотранспортных средств, оборудованных каталитическими нейтрализаторами. Полученные результаты будут в дальнейшем использованы для обоснования и уточнения значений усредненных удельных выбросов загрязняющих веществ (поллютантов), необходимых при проведении расчетного мониторинга и прогнозирования загрязнения воздуха.

EDN: ERMGPO

Ключевые слова: загрязнение атмосферы, двигатель внутреннего сгорания, автотранспортные средства, маломерные суда, подвесные лодочные моторы, выбросы загрязняющих веществ, поллютанты, отработавшие газы

Internal combustion engines in all types of vehicles are among the key sources of air pollution. The paper provides a comparative analysis of the experimental study results of the exhaust gases (EG) quantitative composition with vehicles of different categories, as well as with the two- and four-stroke outboard motors. For the tested means of transport, concentrations of carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO₂), hydrocarbons (CH) and nitrogen oxides (NO_x) in the exhaust gases were determined in the idle mode at the minimum and increased engine crankshaft rotation speed. It was established that the CO and CH concentrations were significantly higher in exhaust gas of the outboard vessel engines than in the exhaust gas of modern internal combustion engines of vehicles equipped with the catalytic converters. The results obtained would be used further to substantiate and clarify values of the pollutants average specific emissions required in computational monitoring and forecasting the air pollution.

EDN: ERMGPO

Keywords: air pollution, internal combustion engine, vehicles, small-size vessels, outboard boat engines, pollutant emissions, pollutants, exhaust gases

Введение

В современный период времени в Российской Федерации значительно вырос уровень внутреннего туризма. Наша страна обладает огромными водными ресурсами, потенциал развития которых позволяет создать широкий спектр водной сферы рекреации, а многие крупные населенные пункты находятся вблизи важных водных транспортных артерий. Примером может служить культурная столица Российской Федерации — город Санкт-Петербург. Большая концентрация культурно-исторических объектов в центральной части города в совокупности с наличием развитой системы рек и каналов делает достаточно популярным эксплуатацию в данной части города большого числа маломерных судов, что в сочетании с высокой интенсивностью движения автотранспорта повышает риски опасного воздействия транспортных выбросов на окружающую среду и население города в целом.

Комплексному исследованию негативного влияния автотранспорта на окружающую среду и население посвящено немало исследований [1–3]. В отличие от автотранспорта, опасному воздействию двигателей внутреннего сгорания (ДВС) судов уделяется значительно меньше внимания, и в основном в них исследуется воздействие больших морских и речных судов [4–8], маломерным судам посвящено меньше научных изысканий [9, 10].

Таким образом, на данный момент в нашей стране вопрос негативного воздействия двигательных установок маломерных судов, в том числе подвесных лодочных моторов (ПЛМ), изучен недостаточно. Число таких силовых судовых агрегатов в последнее время значительно растет, что объясняется простотой их обслуживания и эксплуатации, относительной доступностью для приобретения, возможностью удовлетворить широкий спектр потребностей любителей водных видов транспорта (от небольших лодок до быстроходных катеров). Более 2/3 всех маломерных судов в Санкт-Петербурге оборудовано судовыми ДВС [11, 12].

Несмотря на относительно небольшой вклад ПЛМ в общие валовые транспортные выбросы (например, доля выбросов углеводородов от маломерных судов в США, стране с одной из самых развитых систем водной рекреации, оце-

нивается только в 1,59 %, а в странах Европейского Союза эта доля составляет около 0,5 %), результаты исследований их негативного воздействия указывают на существенное локальное загрязнение атмосферного воздуха и гидросферы в местах сосредоточения маломерных судов [13]. Поэтому уровень их выбросов законодательно регулируется и в нашей стране и за рубежом, а на некоторых водных объектах их эксплуатация и вовсе запрещена или ограничена. И отечественные, и зарубежные исследователи сходятся во мнении, что при эксплуатации двухтактных ПЛМ выброс только несгоревшей топливно-масляной смеси составляет минимум 10 % первоначально заливаемой в мотор и может достигать 25...55 % [13, 14].

Цель настоящей работы — экспериментальное исследование состава отработавших газов (ОГ) двигателей автотранспортных средств (АТС) и двух- и четырехтактных ПЛМ для их сравнения и последующего обоснования значений удельных выбросов, используемых при расчетном мониторинге и прогнозировании загрязнения воздушной среды.

Методы исследования и объекты натурных испытаний

Измерение концентраций загрязняющих веществ (поллютантов) CO , CO_2 , CH и NO_x в ОГ проводили в условиях реальной эксплуатации с помощью отечественного газоанализатора «Инфраклар 5МЗТ.02Л» согласно инструкции по применению прибора и действующим требованиям нормативной технической документации, а именно:

а) двух- и четырехтактных ПЛМ — на режиме минимальных оборотов холостого хода в соответствии с ГОСТ 28556–2016;

б) ДВС АТС — на режиме минимальных и повышенных оборотов холостого хода в соответствии с приложением № 8 Технического регламента Таможенного союза ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» (для АТС категорий N и M повышенные обороты холостого хода соответствуют 2000 об/мин; для категории L — 1500 об/мин) и в соответствии с ГОСТ 33997–2016 «Колесные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки».

Газоанализатор «Инфраклар 5МЗТ.02Л» имеет класс точности 0 по ГОСТ 33997–2016, прошел

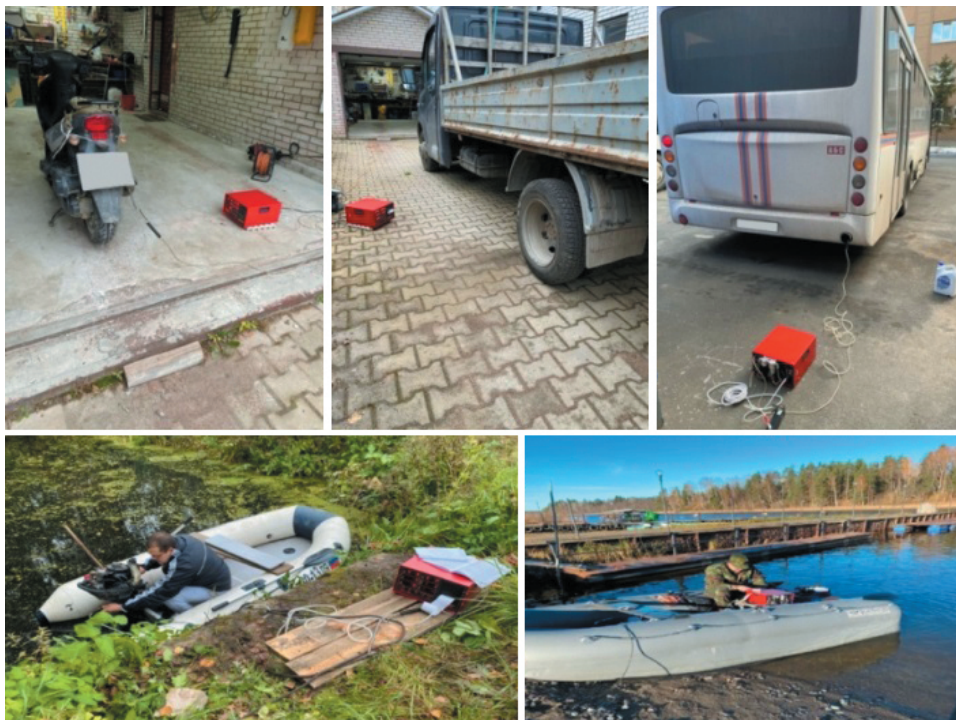


Рис. 1. Проведение замеров содержания поллютантов в выбросах АТС и ПЛМ с помощью газоанализатора «Инфракар 5МЗТ.02Л»

поверку 15.07.2022 в соответствии с методикой МП-130/11–2019, утвержденной ЛОЕИ ООО «ПромМаш Тест», предназначен для измерения содержания в ОГ двигателей автомобилей и маломерных судов СО (диапазон измерений от 0 до 5 % включительно, относительная погрешность ± 3 %), CO_2 (диапазон измерений от 0 до 16 % включительно, относительная погрешность ± 4 %), СН (диапазон измерений от 0 до 2000 ppm включительно, относительная погрешность ± 5 %), NO_x (диапазон измерений от 0 до 5000 ppm включительно, относительная погрешность ± 5 %), O_2 (диапазон измерений от 0 до 21 % включительно, относительная погрешность ± 3 %).

Процесс экспериментальных исследований отражен на рис. 1.

В качестве объектов исследования были выбраны карбюраторные двух- и четырехтактные ПЛМ зарубежных марок и моделей разного года выпуска и эксплуатационной изношенности, а также категории АТС, вносящих наибольший вклад в локальное загрязнение атмосферы в центральных районах Санкт-Петербурга [15]: легкое коммерческое транспортное средство ка-

тегории N, подгруппы 1*, мототранспортное средство категории L₁ с четырехтактным бензиновым двигателем; легковые транспортные средства категории M₁ (подгруппа 1) различных экологических классов, степени изношенности и мощности, пассажирские транспортные средства категорий M₂ и M₃. Основные характеристики объектов исследования представлены в табл. 1 и 2.

Выбор в качестве объектов исследования вышеуказанных категорий АТС объясняется локальным правовым ограничением движения некоторых их типов на территории Санкт-Петербурга: в городе запрещен въезд на территорию центральной исторической части грузовых автомобилей с разрешенной массой свыше 8 т и экологического класса ниже 3. Таким образом, в центре города автотранспортные потоки в основном включают легковые автомобили, мототранспортные средства, автобусы и легкий коммерческий транспорт. Что касается маломерных судов, их эксплуатация на реках и каналах города не ограничена, за исключением гидроциклов (рис. 2).

* Далее для удобства записи будем обозначать номер подгруппы в виде нижнего индекса.

Таблица 1. Основные характеристики испытанных двух- и четырехтактных подвесных лодочных моторов

Двигатель	Год выпуска	Номинальная мощность, л. с. (кВт)	Номинальная частота вращения, об/мин	Число цилиндров	Рабочий объем цилиндра, см ³	Степень сжатия
Yamaha 4 ACMN	2005	4 (2,94)	4500–5500	1	83	7
SHARMAX SM6HS	2021	6 (4,41)	4500–5500	1	102	6,8
MARINER 5	1999	5 (3,68)	4500–5500	1	102	6,5
Mikatsu M4FHS	2020	4 (2,94)	4200–5300	1	82,1	6,5
Yamaha 4	2005	4 (2,94)	4000–5000	1	139	8,9
SHARMAX SMF5HS	2019	5 (3,68)	4500–5500	1	139	8,5
Sea-Pro F6S	2022	6 (4,41)	4500–5500	1	139	8,3
Sea-Pro F5S	2020	5 (3,68)	4500–5500	1	139	8,3

Таблица 2. Основные характеристики испытанных АТС

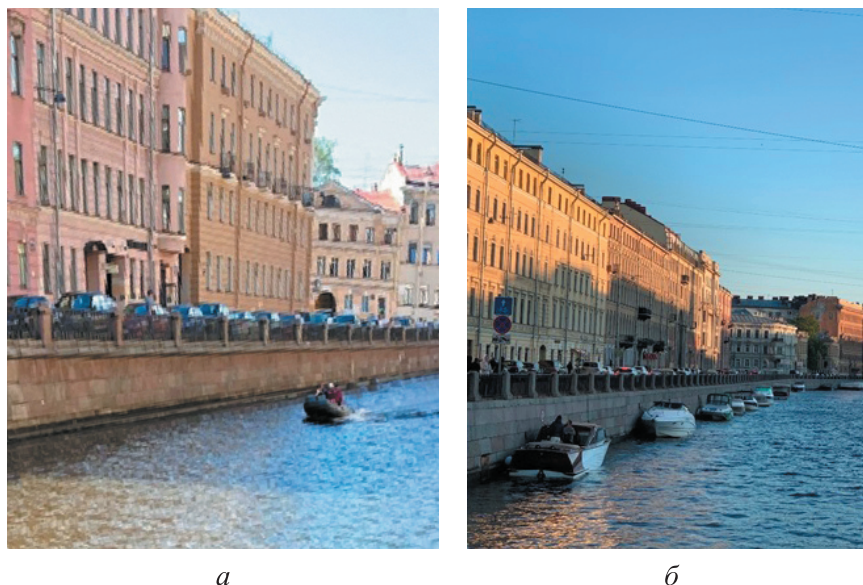
Марка АТС	Категория	Тип двигателя	Год выпуска	Экологический класс	Номинальная мощность, л. с. (кВт)	Объем двигателя, см ³	Марка двигателя	Пробег, км
ГАЗ А21R32	N1	Дизельный	2016	4	149,6 (110)	2781	ISF 2.8 4R148	135 240
SYM Orbit 50	L1	Бензиновый (карбюратор)	2010	–	3,2 (2,35)	49,5	–	2 150
MA3-231062	M3	Дизельный	2018	5	326 (240)	7201	OM926LA. EEV/3	26 124
Ford Transit	M2	Дизельный	2015	4	125,12 (92)	2198	CYR5FU37879	82 629
KIA RIO	M1	Бензиновый	2013	4	123 (90,4)	1591	G4FG	165 355
KIA RIO	M1	Бензиновый	2020	5	123 (90,4)	1591	G4FG	59 095
AUDI Q5	M1	Бензиновый	2019	5	249 (183,1)	1984	DAXB	69 554
AUDI 80*	M1	Бензиновый (карбюратор)	1987	0	69 (50,7)	1595	PP	310 672
Mitsubishi Pajero	M1	Дизельный	2012	4	200 (147)	3200	4M41T	452 144
Ford Focus*	M1	Бензиновый	2011	0	145 (107)	1999	Duratec 2.0 HE	147 773
Peugeot 407	M1	Бензиновый	2008	3	140 (103)	1997	EW10A	173 510
Geely Atlas	M1	Бензиновый	2020	5	149 (109,5)	2378	JLD 4G24	33 128
Mazda CX-5	M1	Бензиновый	2021	5	143 (104,4)	2488	PY-VPS	15 259
* Система нейтрализации ОГ отсутствует или демонтирована.								

Результаты исследования и их обсуждение

Результаты экспериментальных исследований состава ОГ моторов маломерных судов обобщены в табл. 3 и 4.

Отметим, что, согласно ГОСТ 28556–2016, предельно допустимые значения выбросов CO, CH и NO_x установлены для четырехтакт-

ных ПЛМ, выпущенных после 01.01.2017, и они нормированы в граммах на киловатт-час, а для двух- и четырехтактных ПЛМ, выпущенных до 01.01.2017, регламентировано только содержание CO в объемных процентах. В связи с этим в табл. 3 и 4 экологические показатели представлены в тех единицах измерения, в которых они нормированы. В таблицах также приведены соответствующие нормативные значения.



а

б

Рис. 2. Маломерные суда:

а — на канале Грибоедова вблизи Сенного моста (13.07.2022); б — на р. Фонтанке вблизи Аничкова моста (28.05.2023)

Таблица 3. Содержание загрязнителей в ОГ ПЛМ на режимах холостого хода

Силовой судовой агрегат	Режим испытания / $n_{\text{факт}}$ (об/мин)	Поллютант			
		CO, % (об.)	CO ₂ , % (об.)	CH, ppm	NO _x , ppm
Двухтактные подвесные лодочные моторы					
Нормативное значение ^{1, 2}		4,800	-	-	-
SHARMAX SM6HS	XX (1370)	2,374	7,380	6190	6
MARINER 5	XX (1180)	2,728	2,348	7030	3
Yamaha 4 ACMN	XX (1320)	5,166	3,189	9481	9
Mikatsu M4FHS	XX (1287)	5,306	5,416	7194	< п. о.
Четырехтактные подвесные лодочные моторы					
Нормативное значение ^{1, 2}		4,800	-	-	-
Yamaha 4 ^{1,2}	XX (1070)	8,094	5,395	1918	3
Sea-Pro F5S	XX (1340)	6,647	4,225	1408	3
SHARMAX SMF5HS	XX (1170)	7,442	2,311	4810	3
Sea-Pro F6S	XX (1105)	7,640	3,225	877	3
Примечания. 1 — ГОСТ 28556–2016; 2 — Приказ МЧС России от 15.08.2021 № 567; XX — холостой ход; $n_{\text{факт}}$ — фактическая частота вращения коленчатого вала двигателя; < п. о. — содержание поллютанта меньше предела обнаружения газоанализатора.					

Таблица 4. Приведенные удельные средневзвешенные выбросы поллютантов четырехтактных подвесных лодочных моторов на режиме холостого хода в сравнении с действующими нормативными требованиями

Марка	Номинальная мощность, кВт	Режим испытания / норма выбросов	Поллютант, г/(кВт · ч)			
			CO	CO ₂	CH	NO _x
Yamaha 4	2,94	Холостой ход	599,4	627,8	7,0	0,036
		Нормативное значение ^{1, 2}	356,5	–	–	–
Sea-Pro F5S	3,68	Холостой ход	388,1	387,6	4,0	0,028
		Нормативное значение ¹	313,0	–	24,8	15,0
SHARMAX SMF5HS	3,68	Холостой ход	434,0	211,7	13,8	0,028
		Нормативное значение ¹	313,0	–	24,8	15,0
Sea-Pro F6S	4,41	Холостой ход	373,1	247,4	2,1	0,024
		Нормативное значение ¹	286,0	–	22,4	15,0

Примечания. 1 — ГОСТ 28556–2016; 2 — Приказ МЧС России от 15.08.2021 № 567.

Результаты экспериментального исследования показали, что объемная доля CO в ОГ двух из четырех испытанных двухтактных двигателей была выше соответствующего нормативного значения на 8 % (двигатель Yamaha 4 ACMN 2005 года выпуска) [16] и 11 % (двигатель Mikatsu M4FHS 2020 года выпуска). Выбросы четырехтактных ПЛМ еще более существенно превышали допустимые значения по монооксиду углерода: в 1,2–1,7 раз (см. табл. 4). Значения выбросов углеводородов и оксидов азота были ниже нормативных значений.

Результаты экспериментальных исследований состава ОГ двигателей АТС представлены в табл. 5, 6.

Необходимо принять во внимание, что действующие нормативные документы, регламентирующие показатели безопасности колесных транспортных средств (КТС), находящихся в эксплуатации, а именно технический регламент Таможенного союза ТР ТС 018/2011 и ГОСТ 33997–2016, устанавливают предельное содержание в ОГ в основном оксида углерода. Проведение анализа по содержанию CH требуется

Таблица 5. Содержание поллютантов в отработавших газах АТС категории N₁ и L₁

Колесное АТС	Режим испытания ($n_{\text{факт}}$, об/мин)	Поллютант			
		CO, % (об.)	CO ₂ , % (об.)	CH, ppm	NO _x , ppm
Легкий коммерческий транспорт (максимальная масса не более 3,5 т)					
ГАЗ А21R32	XX (700)	0,386	1,669	8	134
	Нормативное значение ^{1, 2, 3}	0,300	–	–	–
	XXПО (2100)	0,429	1,894	14	480
	Нормативное значение ^{1, 2, 3}	0,200	–	–	–
Мототранспортное средство (рабочий объем двигателя не более 50 см ³)					
SYM Orbit 50	XX (1235)	3,450	8,249	940	3
	Нормативное значение ^{1, 2, 4}	4,500	–	–	–
Примечания. 1 — ТР ТС 018/2011; 2 — ГОСТ 33997–2016; 3 — АТС категории N 4-го экологического класса, оснащенное системой нейтрализации ОГ; 4 — АТС категории L без системы нейтрализации ОГ XXПО — холостой ход на повышенных оборотах.					

Таблица 6. Содержание поллютантов в ОГ АТС категории М₁, М₂, М₃

Колесное АТС	Режим испытания ($n_{\text{факт}}$, об/мин)	Поллютант			
		CO, % (об.)	CO ₂ , % (об.)	CH, ppm	NO _x , ppm
Легковые транспортные средства, выпущенные с 2013 г.					
Нормативное значение ^{1, 2, 3} :					
XX		0,300	-	-	-
XXПО		0,200	-	-	-
KIA RIO (2013)	XX (непрогретый 1200)	4,971	9,690	976	54
	XX (800)	0,121	13,400	17	< п. о.
	XXПО (2150)	0,061	13,430	< п. о.	< п. о.
KIA RIO (2020)	XX (800)	0,001	12,080	19	< п. о.
	XXПО (2000)	0,001	12,430	47	< п. о.
AUDI Q 5	XX (900)	< п. о.	11,510	30	< п.о.
	XXПО (2000)	< п. о.	11,910	19	3
Geely Atlas	XX (750)	0,005	12,26	31	3
	XXПО (2200)	0,003	13,57	45	72
	XX (750) режим «ECO»	< п. о.	12,05	64	< п. о.
	XXПО (2200) режим «ECO»	< п. о.	12,52	72	< п.о.
Mazda CX-5	XX (непрогретый 1380)	0,254	2,717	94	48
	XX (600)	0,022	13,89	10	< п. о.
	XXПО (2000)	0,026	13,98	22	< п. о.
Легковые транспортные средства, выпущенные до 2013 г.					
Нормативное значение ^{1, 2, 4} :					
XX		0,500	-	200	-
XXПО		0,300	-	200	-
Ford Focus	XX (900)	0,413	11,570	167	365
	XXПО (2000)	0,596	12,310	112	323
Peugeot 407	XX (непрогретый 1150)	2,560	9,296	316	8
	XX (700)	< п. о.	11,990	< п. о.	< п. о.
	XXПО (2150)	< п. о.	10,580	11	< п. о.
Mitsubishi Pajero	XX (850)	0,014	1,581	15	105
	XXПО (2000)	0,038	1,803	19	67
	XXПО (3000) (после включения системы турбонаддува)	0,013	2,270	< п. о.	188
Легковые транспортные средства, выпущенные с 1987 по 2006 г.					
Нормативное значение ^{1, 2, 5} :					
XX		3,500	-	1200	-
XXПО		2,000	-	600	-
AUDI 80	XX (непрогретый 1 000)	8,515	8,409	160	< п. о.
	XX (900)	6,777	10,840	148	< п. о.

Окончание табл. 6

Колесное АТС	Режим испытания ($n_{\text{факт}}$, об/мин)	Поллютант			
		CO, % (об.)	CO ₂ , % (об.)	CH, ppm	NO _x , ppm
Автобусы					
Нормативное значение ^{1, 2, 3} :					
XX		0,300	–	–	–
XXПО		0,200	–	–	–
МАЗ-231062	XX (непрогретый 800)	0,016	1,113	< п. о.	706
	XX (700)	0,019	1,102	10	643
	XXПО (2000)	0,134	1,528	13	404
Ford Transit	XX (не прогретый 1000)	0,026	1,674	32	393
	XX (950)	< п. о.	1,425	16	416
	XXПО (2000)	< п. о.	1,292	2	81
Примечания. 1 — ТР ТС 018/2011; 2 — ГОСТ 33997–2016; 3 — АТС категории М экологического класса 4 и выше, оснащенные системой нейтрализации ОГ; 4 — АТС категории М экологических классов 2, 3, 4, оснащенные системой нейтрализации ОГ; 5 — АТС категории М без экологического класса и без системы нейтрализации ОГ.					

только для КТС категорий М и N экологического класса 2 и ниже, оснащенных системами нейтрализации ОГ, либо КТС категории М и N с неустановленным экологическим классом и не оснащенных системами нейтрализации ОГ. Нормативные значения также приведены в табл. 5, 6.

Результаты экспериментальных исследований показали, что содержание оксида углерода в ОГ двигателя автомобиля ГАЗ А21R32 в 1,3 раза превышало нормативное значение на минимальной частоте вращения коленчатого вала и в 2,1 раза на повышенной.

Также были подтверждены результаты предыдущих проведенных нами исследований [17]: содержание CO, CH и NO_x в ОГ двигателей автомобилей, оборудованных каталитическими нейтрализаторами, существенно выше (в 10 и более раз) на режиме пуска и прогрева двигателя, чем на стационарном режиме. Двигатели всех испытанных легковых автомобилей, оснащенные нейтрализаторами, соответствовали нормативам экологической безопасности по составу ОГ на рабочем режиме.

Легковой автомобиль Ford Focus с демонтированным нейтрализатором ожидаемо демонстрировал существенное превышение CO (в 2–3 раза выше норматива), а также высокие концентрации NO_x в ОГ, сопоставимые с содер-

жанием оксидов азота в ОГ дизельного двигателя автобуса Ford Transit (365 и 393 ppm соответственно).

Обращают на себя внимание высокие концентрации CO и CH в ОГ двигателя мототранспортного средства: они существенно выше, чем в ОГ легковых автомобилей и легкого коммерческого транспортного средства.

Сравнительный анализ результатов экспериментальных исследований указывает на то, что концентрации CO в выбросах двух- и четырехтактных ПЛМ с карбюраторной системой питания в значительной степени превышают его содержание в ОГ большинства современных автомобилей легкого коммерческого транспорта и легковых автомобилей с электронной системой подачи топливовоздушной смеси и наличием системы нейтрализации ОГ (в 19 и более раз). Концентрации углеводородов в выбросах двух- и четырехтактных ПЛМ в сравнении со всеми исследованными АТС также значительно выше (в 13 и более раз). Концентрации CO₂, наоборот, в ОГ АТС несколько выше, чем в выбросах двух- и четырехтактных ПЛМ.

Несмотря на то что измерение содержания NO_x не является обязательным для двигателей АТС и ПЛМ, находящихся в эксплуатации, следует учитывать, что это один из ключевых поллютантов, загрязняющих атмосферу городов [2, 8].

Концентрации NO_x в ОГ двух- и четырехтактных ПЛМ сопоставимы с концентрациями в ОГ двигателя мототранспортного средства, чуть выше, чем в ОГ бензиновых двигателей автомобилей экологических классов 3–5, и существенно меньше (в 10–235), чем в ОГ бензиновых двигателей без нейтрализатора и дизельных двигателей.

Более высокие выбросы NO_x дизельных двигателей объясняются высоким содержанием окислителя в топливной смеси [18]. Например, остаточное содержание O_2 в ОГ дизельного двигателя ГАЗ А21R32 составило в среднем 17,2 %; МАЗ-231062 — 18,8 %; Ford Transit — 17,5 %; Mitsubishi Pajero — 18,1 %. При этом остаточное содержание O_2 в ОГ бензиновых двигателей легковых автомобилей составило 0,002...1,644 %, а карбюраторного двигателя скутера и ПЛМ — 1,709...10,810 %. Дизельные двигатели работают в условиях обедненной топливом смеси. Воспламенение от сжатия предполагает создание в камере сгорания высокого давления посредством сжатия топливовоздушной смеси, которое достигается за счет поступления в камеру сгорания большого количества воздуха (на режимах полной нагрузки дизельного двигателя коэффициент избытка воздуха достигает значения 1,8 и более) [19, 20]. Вдобавок степень сжатия дизельных двигателей несколько выше, чем бензиновых, что обуславливает меньшие выбросы CO и CH благодаря более качественному процессу смесеобразования и сгорания, однако при этом происходит значительный рост содержания NO_x из-за некоторого повышения температуры в цилиндре двигателя [21]. О данной зависимости напрямую сказано в предисловии Технического кодекса по контролю за выбросами оксидов азота из судовых дизельных двигателей Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ 73/78).

Причиной относительно высоких концентраций оксидов азота на холостом ходу минимальных и повышенных оборотов дизельного двигателя автобуса МАЗ-231062, возможно, служит недостаточная для эффективной SCR-нейтрализации температура катализатора (оптимальная температура составляет 400...550 °C) [22].

Уточним, что результаты были получены для единичных колесных транспортных средств и подвесных лодочных моторов и не могут считаться репрезентативными для транспортных средств и лодочных моторов конкретных марок.

Заключение

Современные экологические требования к силовым установкам АТС и маломерных судов, находящихся в эксплуатации, регламентируют в основном предельные значения содержания оксида углерода в составе ОГ (за исключением четырехтактных подвесных лодочных моторов и КТС категорий М и N экологического класса 2 и ниже). Однако результаты проведенных нами экспериментальных исследований показали, что для двух- и четырехтактных ПЛМ характерны не только высокие выбросы CO, но и CH, а для ДВС АТС, не оборудованных каталитическими нейтрализаторами, и для дизельных двигателей характерны высокие выбросы оксидов азота NO_x .

Отметим, что опасное загрязнение атмосферы летучими органическими соединениями и оксидами азота представляет собой проблему для многих городов нашей страны [23, 24].

Сравнительный анализ показал, что концентрации CO и CH значительно выше в ОГ ПЛМ, чем в ОГ современных двигателей внутреннего сгорания АТС, оборудованных каталитическими нейтрализаторами.

Существенно меньшие концентрации в ОГ токсичных CO, CH и NO_x указывают на очевидные преимущества инжекторной системы подачи топливовоздушной смеси в совокупности с эффективной системой нейтрализации отработавших газов АТС над карбюраторной топливной системой ПЛМ и КТС без какой-либо очистки отработавших газов.

Результаты проведенного исследования подтвердили необходимость ужесточения требований экологической безопасности средств передвижения, находящихся в эксплуатации, а также необходимость разработки расчетного метода мониторинга и прогнозирования локальных и валовых выбросов загрязняющих веществ двигательными установками маломерных судов. В нашей стране таких методик пока нет.

Литература

- [1] Ложкина О.В., Новиков В.Р., Осипов Д.В., Ложкин В.Н. Прогнозирование воздействия двигателей автомобилей на атмосферу городов (на примере Санкт-Петербурга). *Двигателестроение*, 2010, № 4 (242), с. 19–21.
- [2] Ложкина О.В., Марченко В.С., Новиков В.Р., Ложкин В.Н. Оценка удельных выбросов окислов азота легковым автотранспортом. *Двигателестроение*, 2012, № 4 (250), с. 35–41.
- [3] Ложкина О.В., Малышев С.А., Хахленов А.В. Исследование опасного загрязнения придорожного воздуха мелкодисперсными взвешенными частицами PM_{10} и $PM_{2.5}$ на примере Санкт-Петербурга. *Проблемы управления рисками в техносфере*, 2021, № 2 (59), с. 96–103.
- [4] Туркин А.В., Туркин В.А., Иванченко А.А. Применение лазерных технологий для оценки токсичности отработавших газов судовых энергетических установок. *Морские интеллектуальные технологии*, 2018, № 1–1 (39), с. 111–116.
- [5] Иванченко А.А., Петров А.П., Живлюк Г.Е. Энергетическая эффективность судов и регламентация выбросов парниковых газов. *Вестник государственного университета морского и речного флота имени О.С. Макарова*, 2015, № 3, с. 103–112.
- [6] Ложкин В.Н., Ложкина О.В. Прогнозирование загрязнения воздуха отработавшими газами двигателей судов и автотранспорта. *Транспорт Российской Федерации*, 2017, № 1 (68), с. 59–62.
- [7] Иванченко А.А. Снижение чрезвычайного воздействия водного транспорта на атмосферу городской среды. *Проблемы управления рисками в техносфере*, 2018, № 2 (46), с. 90–93.
- [8] Ложкин В.Н., Ложкина О.В., Селиверстов С.А., Крипак М.Н. Прогнозирование опасного загрязнения воздуха крупными судами и автотранспортными средствами в зонах их совместного влияния в Севастополе, Владивостоке и Санкт-Петербурге. *Вода и экология: проблемы и решения*, 2020, № 1 (81), с. 38–50. <https://doi.org/10.23968/2305-3488.2020.25.1.38-50>
- [9] Хмельницкая А.А., Ильина Е.Г., Покусаев М.Н. Отчет о результатах эксперимента по оценке вредных выбросов главного двигателя маломерного судна на соответствие российским и международным экологическим требованиям. *Новая наука: от идеи к результату*, 2016, № 5–2 (84), с. 215–219.
- [10] Покусаев М.Н., Хмельницкая А.А. Испытания подвесных моторов маломерных судов по измерению вредных выбросов с отработавшими газами. *Вестник Волжской государственной академии водного транспорта*, 2017, № 51, с. 181–187.
- [11] Алексанков А.М., Ковалев С.Н., Мозокина С.Л. Современное состояние и перспективы развития яхтенного туризма в Санкт-Петербурге. *Известия Санкт-Петербургского экономического университета*, 2019, № 2 (116), с. 90–95.
- [12] Ложкина О.В., Мальчиков К.Б. Анализ структуры флота однопалубных прогулочных теплоходов Санкт-Петербурга в контексте контроля опасного воздействия на окружающую среду. *Проблемы управления рисками в техносфере*, 2022, № 2 (62), с. 123–134.
- [13] Depree C. *Potential impacts of emissions from outboard motors on the aquatic environment: a literature review*. National Institute of Water & Atmospheric Research, West Coast Regional Council, New Zealand. URL: <https://envirolink.govt.nz/assets/Envirolink/24-wcrc4.pdf> (accessed May 15, 2023).
- [14] Хмельницкая А.А. *Загрязнение окружающей среды выхлопными газами маломерных судов*. Дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, АГТУ, 2019, 176 с.
- [15] Горшкова И.А., Макарова О.Ю. Анализ загрязнения атмосферного воздуха выбросами автотранспортных средств в условиях сложившейся градостроительной ситуации в центральной части Санкт-Петербурга. *Интернет-журнал «Науковедение»*, 2014, № 4 (23), с. 1–10. URL: <https://naukovedenie.ru/PDF/08TVN414.pdf> (дата обращения 15.05.2023).
- [16] Ложкина О.В., Мальчиков К.Б. Метод прогнозирования техногенных опасностей на основе определения содержания поллютантов в отработавших газах лодочных моторов. *Проблемы управления рисками в техносфере*, 2023, № 1 (65), с. 127–137.
- [17] Ложкина О.В., Онищенко И.А. Методика оценки выбросов опасных компонентов отработавших газов при пуске и прогреве двигателей автотранспортных средств в климатических условиях Арктики. *Вестник Санкт-Петербургского университета государственной противопожарной службы МЧС России*, 2020, № 3, с. 30–37.
- [18] Кавтарадзе З.Р., Кавтарадзе Р.З. Анализ механизмов образования и методов расчета концентраций оксидов азота в поршневых двигателях (часть 1). *Транспорт на альтернативном топливе*, 2011, № 5 (23), с. 65–71.
- [19] Камалтдинов В.Г., Марков В.А. Исследование образования оксидов азота в дизелях и HCCI-двигателях. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2015, № 5 (47), с. 34–46.

- [20] Бегунков Т.Н. Анализ систем удаления оксидов азота (NO_x) из отработавших газов дизельных двигателей. *Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета имени П.А. Костычева*, 2012, № 2 (13), с. 73–78. <https://doi.org/10.36508/RSATU.2021.50.2.010>
- [21] Еникеев Р.Д., Домбровский О.П., Гарипов М.Д. Экспериментальные характеристики двухтактного бензинового двигателя с высокой степенью сжатия. *Двигателестроение*, 2012, № 3 (249), с. 7–11.
- [22] Шабанов А.В., Кондратьев Д.В., Ванин В.К., Дунин А.Ю. К вопросу повышения эффективности систем нейтрализации оксидов азота в дизельных ДВС. *Известия МГТУ МАМИ*, 2021, № 2 (48), с. 101–112. <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2021-48-2-101-112>
- [23] Суфиянов Р.Ш. Исследование химического состава выхлопных газов бензиновых двигателей внутреннего сгорания. *Вестник технологического университета*, 2018, № 12 (21), с. 98–101.
- [24] Безуглая Э.Ю., Загайнова М.С., Ивлева Т.П. Некоторые результаты оценки изменения атмосферной химической активности. *Труды Главной геофизической обсерватории им. А.И. Воейкова*, 2017, № 584, с. 201–220.

References

- [1] Lozhkina O.V., Novikov V.R., Osipov D.V., Lozhkin V.N. Prediction of automobile engines' impact on urban atmosphere (by example of Saint-Petersburg). *Engines Construction*, 2010, no. 4 (242), pp. 19–21. (In Russ.).
- [2] Lozhkina O.V., Marchenko V.S., Novikov V.R., Lozhkin V.N. Evaluation of nitrogen oxides emissions from passenger cars. *Engines Construction*, 2012, no. 4 (250), pp. 35–41. (In Russ.).
- [3] Lozhkina O.V., Malyshev S.A., Khakhlenov A.V. Study of hazardous pollution of roadside air with fine suspended particles RM_{10} and $\text{RM}_{2.5}$ on the example of Saint-Petersburg. *Problems of technosphere risk management*, 2021, no. 2 (59), pp. 96–103. (In Russ.).
- [4] Turkin A.V., Turkin V.A., Ivanchenko A.A. Application of laser technologies for estimation of toxicity of worked gases of ship energy installations. *Morskie intellektual'nye tekhnologii*, 2018, no. 1–1 (39), pp. 111–116. (In Russ.).
- [5] Ivanchenko A.A., Petrov A.P., Zhivlyuk G.E. Energy efficiency of ships and regulation of greenhouse gas emissions. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni O.S. Makarova*, 2015, no. 3, pp. 103–112. (In Russ.).
- [6] Lozhkin V.N., Lozhkina O.V. Forecasting of air pollution by vessel and motor transport engines emissions. *Transport Rossiyskoy Federatsii*, 2017, no. 1 (68), pp. 59–62. (In Russ.).
- [7] Ivanchenko A.A. Reduction of emergency effects of water transport on the atmosphere of urban environment. *Problems of technosphere risk management*, 2018, no. 2 (46), pp. 90–93. (In Russ.).
- [8] Lozhkin V.N., Lozhkina O.V., Seliverstov S.A., Kripak M.N. Forecasting of dangerous air pollution by cruise ships and motor vehicles in the areas of their joint influence in Sevastopol, Vladivostok and St. Petersburg. *Voda i ekologiya: problemy i resheniya*, 2020, no. 1 (81), pp. 38–50. (In Russ.). <https://doi.org/10.23968/2305-3488.2020.25.1.38-50>
- [9] Khmel'nitskaya A.A., Il'ina E.G., Pokusaev M.N. Report on the results of an experiment to assess harmful emissions from the main engine of a small vessel for compliance with Russian and international environmental requirements. *Novaya nauka: ot idei k rezul'tatu*, 2016, no. 5–2 (84), pp. 215–219. (In Russ.).
- [10] Pokusaev M.N., Khmel'nitskaya A.A. Testing of minor vessels suspended motors in measuring harmful discharge gases. *Vestnik Volzhskoy gosudarstvennoy akademii vodnogo transporta*, 2017, no. 51, pp. 181–187. (In Russ.).
- [11] Aleksankov A.M., Kovalev S.N., Mozokina S.L. Current state and prospects of development of yacht tourism in St. Petersburg. *Izvestiya Sankt-Peterburgskogo ekonomicheskogo universiteta*, 2019, no. 2 (116), pp. 90–95. (In Russ.).
- [12] Lozhkina O.V., Mal'chikov K.B. Analysis of the structure of the fleet of single-deck recreational motor ships of Saint-Petersburg in the context of control of hazardous environmental impact. *Problems of technosphere risk management*, 2022, no. 2 (62), pp. 123–134. (In Russ.).
- [13] Depree S. *Potential impacts of emissions from outboard motors on the aquatic environment: a literature review*. National Institute of Water & Atmospheric Research, West Coast Regional Council, New Zealand. Available at: <https://envirolink.govt.nz/assets/Envirolink/24-wcrc4.pdf> (accessed May 15, 2023).
- [14] Khmel'nitskaya A.A. *Zagryaznenie okruzhayushchey sredy vykhlopnymi gazami malomernykh sudov* [Pollution of the environment by exhaust gases of small vessels]. Ph. D. Diss. Astrakhan, ASTU Publ., 2019, 176 p. (In Russ.).

- [15] Gorshkova I.A., Makarova O.Yu. Analysis of atmospheric air pollution by emissions from motor vehicles under the conditions of a town-planning situation in the Central part of Saint-Petersburg. *Internet-zhurnal "Naukovedenie"*, 2014, no. 4 (23), pp. 1–10. (In Russ.). Available at: <https://naukovedenie.ru/PDF/08TVN414.pdf> (accessed May 15, 2023).
- [16] Lozhkina O.V., Mal'chikov K.B. Method for predicting anthropogenic hazards based on determination of pollutants content in exhausts of boat motors. *Problems of technosphere risk management*, 2023, no. 1 (65), pp. 127–137. (In Russ.).
- [17] Lozhkina O.V., Onishchenko I.A. A method for estimating vehicles-related hazardous emissions during start-up and warm-up in the climatic conditions of the Arctic. *Vestnik Saint-Petersburg university of state fire service of Emerson of Russia*, 2020, no. 3, pp. 30–37. (In Russ.).
- [18] Kavtaradze Z.R., Kavtaradze R.Z. The analysis of NO-formation and methods of calculation of NO-concentration in the piston engines working on traditional and alternative fuel (Part 1). *Transport na al'ternativnom toplive*, 2011, no. 5 (23), pp. 65–71. (In Russ.).
- [19] Kamaltdinov V.G., Markov V.A. Research of nitrogen oxydes synthesis in diesel engines and HCCI-engines. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2015, no. 5 (47), pp. 34–46. (In Russ.).
- [20] Begunkov T.N. Analysis of nitrogen oxides (NO_x) removal systems from exhaust gases of diesel engines. *Vestnik Ryazanskogo gosudarstvennogo agrotekhnologicheskogo universiteta imeni P.A. Kostycheva*, 2012, no. 2 (13), pp. 73–78. (In Russ.). <https://doi.org/10.36508/RSATU.2021.50.2.010>
- [21] Enikeev R.D., Dombrovskiy O.P., Garipov M.D. Optimization of two-stroke high compression rate petrol engine. *Engines Construction*, 2012, no. 3 (249), pp. 7–11. (In Russ.).
- [22] Shabanov A.V., Kondrat'ev D.V., Vanin V.K., Dunin A.Yu. The issue of improving the efficiency of nitrogen oxide neutralization systems in diesel internal combustion engines. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2021, no. 2 (48), pp. 101–112. (In Russ.). <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2021-48-2-101-112>
- [23] Sufiyanov R.Sh. Studying the chemical composition of exhaust gases of petrol internal combustion engines. *Vestnik tekhnologicheskogo universiteta*, 2018, no. 12 (21), pp. 98–101. (In Russ.).
- [24] Bezuglaya E.Yu., Zagaynova M.S., Ivleva T.P. Same results of the atmospheric chemical activity. *Trudy Glavnoy geofizicheskoy observatorii im. A.I. Voeykova*, 2017, no. 584, pp. 201–220. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 10.01.2024

Информация об авторах

Ложкина Ольга Владимировна — профессор кафедры физико-химических основ процессов горения и тушения, Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: olojkina@yandex.ru

Мальчиков Константин Борисович — преподаватель кафедры физико-химических основ процессов горения и тушения, Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: malchikov87@mail.ru

Information about the authors

Lozhkina Olga Vladimirovna — Professor, Department of Physical and Chemical Fundamentals of Combustion and Extinguishing Processes, St. Petersburg University of State Fire Service of EMERCOM of Russia, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: olojkina@yandex.ru

Malchikov Konstantin Borisovich — Lecturer, Department of Physical and Chemical Fundamentals of Combustion and Extinguishing Processes, St. Petersburg University of State Fire Service of EMERCOM of Russia, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: malchikov87@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Ложкина О.В., Мальчиков К.Б. Сравнительный анализ содержания поллютантов в отработавших газах силовых установок маломерных судов и автотранспортных средств. *Двигателестроение*, 2024, № 1 (295), с. 21–32.

Citation:

Lozhkina O.V., Malchikov K.B. Comparative analysis of the pollutants content in the exhaust gases of the small-size vessels' and vehicles' power plants. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 21–32. (In Russ.).

УДК 621.436

Снижение содержания оксидов азота в отработавших газах судового среднеоборотного двигателя с помощью системы двухступенчатого наддува и цикла Миллера для достижения экологических норм Tier III

М.В. Логинова^{1,3}, Д.Х. Андержанов¹, С.Е. Андрусенко^{1,2},
Д.И. Коныгин¹, Ю.И. Матвеев²

¹ АО «РУМО»

² Волжский государственный университет водного транспорта

³ Нижегородский государственный технический университет имени Р.Е. Алексеева

Nitrogen oxides content reduction in the exhaust gases of a medium-speed marine engine using the two-stage boost system and the Miller cycle to achieve the Tier III ecological standards

M.V. Loginova^{1,3}, D.K. Anderzhanov¹, S.E. Andrusenko^{1,2}, D.I. Konygin¹, Y.I. Matveev²

¹ JSC RUMO

² Volga State University of Water Transport

³ Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev

Рассмотрена актуальная проблема снижения токсичности судовых двигателей в части снижения оксидов азота в отработавших газах. Проанализированы основные требования экологических норм Tier III к судовым дизелям. Для соответствия нормам Tier III была поставлена задача по улучшению экологических параметров двигателя РУМО-535 (6ЧН 22/28) за счет изменения рабочего процесса дизеля. Для выполнения этой задачи проведен анализ подходов к снижению уровня вредных веществ судовых двигателей российского производства, а также рассмотрен опыт зарубежных производителей дизелей в решении проблемы высокого уровня содержания вредных веществ в отработавших газах. В качестве основных мер для снижения содержания оксидов азота в отработавших газах выбрано применение системы двухступенчатого наддува и цикла Миллера, позволяющего снизить максимальную температуру рабочего процесса. Смоделировано применение этих мероприятий на судовом дизеле РУМО-535 с помощью программного комплекса «Дизель-РК». Представлены результаты моделирования по достижению заданных экологических параметров и выполнена оценка эффективности предпринятых мер по достижению уровня выбросов вредных веществ, соответствующего нормам Tier III. Сделаны выводы о возможности применения цикла Миллера и двухступенчатого наддува в условиях отечественного производства и перспективах внедрения данных мер в серийное производство.

EDN: DVHGSV

Ключевые слова: судовый двигатель, дизель, цикл Миллера, система двухступенчатого наддува, оксиды азота, Tier III, выбросы вредных веществ

The paper considers a current problem of reducing the marine engines toxicity in terms of lowering the nitrogen oxides level in the exhaust gases. Basic requirements of the Tier III ecological standards for the marine diesel engines are analyzed. To comply with the Tier III standards, the task was set to improve ecological parameters of the RUMO-535 (6ChN 22/28) engine by changing the diesel operation process. To accomplish this task, approaches to reducing the harmful substances level in the Russian-made marine engines were analyzed, and experience of the foreign diesel manufacturers in solving the problem of high level of the harmful substances content in the exhaust gases was also considered. Introduction of the two-stage boost system and the Miller cycle making it possible to lower the operation process maximum temperature were selected as the main measures to reduce the nitrogen oxides content in the exhaust gases. These measures application in the RUMO-535 marine diesel engine was simulated using the Diesel-RK software package. Simulation results in achieving the specified ecological parameters are presented, and effectiveness of the measures taken to achieve the harmful substances emission level

corresponding to the Tier III standards is assessed. Conclusions are drawn on the possibility of using the Miller cycle and the two-stage engine boost in the domestic production conditions and on the prospects of introducing these measures in mass production.

EDN: DVHGSV

Keywords: marine engine, diesel, Miller cycle, two-stage boost system, nitrogen oxides, Tier III, harmful substances emission

Введение

Растущая озабоченность по поводу загрязнения воздуха привела к введению более жестких мер контроля выбросов отработавших газов (ОГ) для судовых двигателей. Строгие нормы Международной морской организации привели к необходимости сокращения выбросов NO_x при одновременном сохранении топливной экономичности, что стало насущной проблемой как для производителей судовых энергетических установок, так и для научно-исследовательских институтов.

В настоящее время существует два подхода к снижению уровня оксидов азота в выбросах двигателя — обработка отработавших газов, при которой используется нейтрализатор или система селективного каталитического восстановления с помощью мочевины (SCR), и внутренние меры, направленные на изменение протекания рабочего процесса.

Внутренние меры предусматривают применение цикла Миллера [1, 2], рециркуляции выхлопных газов (EGR) [3], цикла подачи влажного воздуха [4] и внутрицилиндрового впрыска воды [5]. Циклу Миллера было уделено наибольшее внимание из-за его очевидного влияния на сокращение выбросов NO_x при относительно малых изменениях в конструкции для его реализации в уже существующем двигателе. Однако его применение приводит к снижению коэффициента наполнения цилиндра и падению мощности. Поэтому необходимы мероприятия для восстановления первоначальной мощности. Одним из таких мероприятий служит увеличение давления наддува. Исследования показывают, что степень повышения давления при этом обычно превышает рабочий диапазон одноступенчатой системы турбонаддува. Следовательно, для дизелей с высоким средним эффективным давлением при использовании цикла Миллера становится обязательным применение двухступенчатой системы турбонаддува.

Практическое применение цикла Миллера в дизелях — достаточно сложная и мало иссле-

дованная в отечественных источниках задача. Это в основном связано с целью применения цикла Миллера: в двигателях с искровым зажиганием цикл Миллера использовали для снижения уровня детонации и уменьшения насосных потерь, тогда как в двигателях с воспламенением от сжатия его применяют для снижения оксидов азота, что стало актуальным относительно недавно [6].

В этой статье авторы рассматривают концепцию применения цикла Миллера с ранним закрытием впускного клапана на отечественном двигателе РУМО-535 (6ЧН 22/28) с целью снижения содержания оксидов азота в ОГ для выполнения современных экологических норм Tier III. Моделирование рабочего процесса выполнено с помощью программного комплекса «Дизель-РК».

Экологические требования к судовым энергетическим установкам

По причине постоянно ужесточающихся требований к токсичности ОГ задача по улучшению экологических показателей двигателя является одной из самых актуальных проблем, стоящих перед современным двигателестроением.

Экологическая безопасность двигателей внутреннего сгорания (ДВС) оценивается нормируемыми и ненормируемыми компонентами выбросов, опасность которых общепризнана. Нормируемые показатели определяются техническим уровнем двигателей и их предельные значения установлены международными и национальными стандартами.

Для главных судовых двигателей международным стандартом является Приложение VI к международной Конвенции MARPOL 73/78 «О предотвращении выбросов с судов», в котором устанавливается предельная норма выброса оксидов азота (NO_x) [7]. Динамика изменения норм выброса e_{NO_x} для рассматриваемого класса дизелей на ближайшую перспективу в области применения международного права IMO (Международная морская организация) для судовых дизелей представлена в табл. 1 [8].

Таблица 1. Динамика нормирования выбросов NO_x для судовых дизелей (Приложение VI MARPOL 73/78)

Период действия (нормативный документ)	e_{NO_x} , г/(кВт · ч) при частоте вращения n , об/мин*		
	≤ 130	От 130 до 2000	≥ 2000
01.01.2000 – 01.01.2011 (Tier I)	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,8
01.01.2011 – 01.01.2014 (Tier II)	14,4	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,7
После 01.01.2014 (Tier III)	3,4	$9 \cdot n^{-0,2}$	2,0

* Испытательная процедура — четырехступенчатые циклы E2, E3 (ISO 8178/4), цикл D2.

В настоящее время основными задачами при выполнении экологических нормативов являются снижение NO_x и уменьшение расхода топлива.

Механизмы снижения NO_x и удельного расхода топлива g_e воздействуют на внутрицилиндровые процессы противоположно друг другу, поскольку для уменьшения содержания NO_x необходимо снижать максимальную температуру цикла, а для уменьшения удельного расхода топлива g_e — повышать. В то же время тепловой режим во многом определяет теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы и, соответственно, ресурс и надежность работы двигателей [9, 10].

Зависимость выбросов NO_x от удельного расхода топлива представлена на рис. 1. Из рис. 1 следует, что применение различных мероприятий приводит или к общему снижению выбросов NO_x , или к улучшению экономичности [10]. При этом характер положения кривых зависимости расхода топлива и вредных выбросов оксидов азота не меняется.

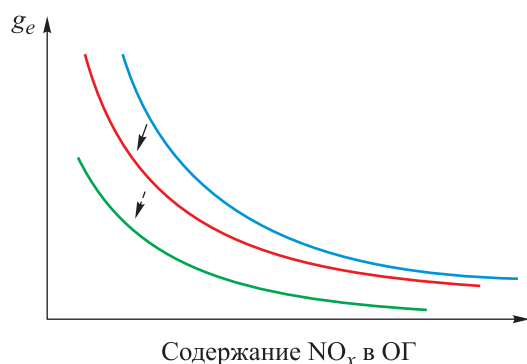


Рис. 1. Зависимость выбросов NO_x от удельного расхода топлива:
 — без каких-либо изменений рабочего процесса; — применение цикла Миллера; — применение высокоэффективного турбокомпрессора

Таким образом, главная задача эффективного использования дизелей — поиск компромиссного сочетания наиболее значимых факторов, обеспечивающих приемлемый уровень экономических и экологических показателей двигателя.

Цикл Миллера для дизеля

Характерная особенность цикла Миллера — эффективная степень сжатия на такте впуска меньше степени расширения на такте выпуска по сравнению со стандартным циклом.

Цикл Миллера можно реализовать тремя способами (рис. 2):

- 1) раннее закрытие впускного клапана (EIVC) [11, 12];
- 2) позднее закрытие впускного клапана (LIVC) [13–15];
- 3) использование поворотного клапана управления впуском (ICRV) [16];

Наибольшее распространение получили два последних варианта, в то время как вопрос использования поворотного клапана находится на уровне теоретических исследований [16]. Милло и другие [12] обнаружили, что EIVC снижает уровень турбулентности в цилиндре, что приводит к более медленному распространению пламени, в то время как LIVC оказывает менее негативное влияние на турбулентность и смесеобразование, особенно при средних оборотах двигателя. Однако стратегия EIVC имеет некоторые преимущества в двигателе без EGR по сравнению с LIVC благодаря более низкой температуре в цилиндре и меньшей работе сжатия. Чен [17], Чжоу [18] и другие сравнили влияние цикла Миллера с EIVC и с LIVC на характеристики двигателя. Результаты их исследований показали, что стратегия EIVC была более выгодной для предотвращения насосных потерь, в то время как стратегия LIVC приводила к по-

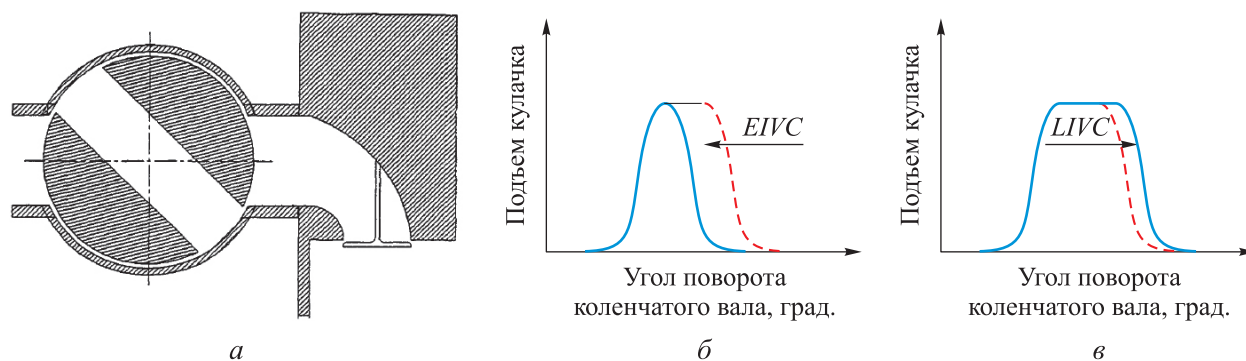


Рис. 2. Способы реализации цикла Миллера:

a — поворотный клапан управления впуском [12]; *б* — раннее закрытие впускного клапана; *в* — позднее закрытие впускного клапана; — — стандартный цикл; — цикл Миллера

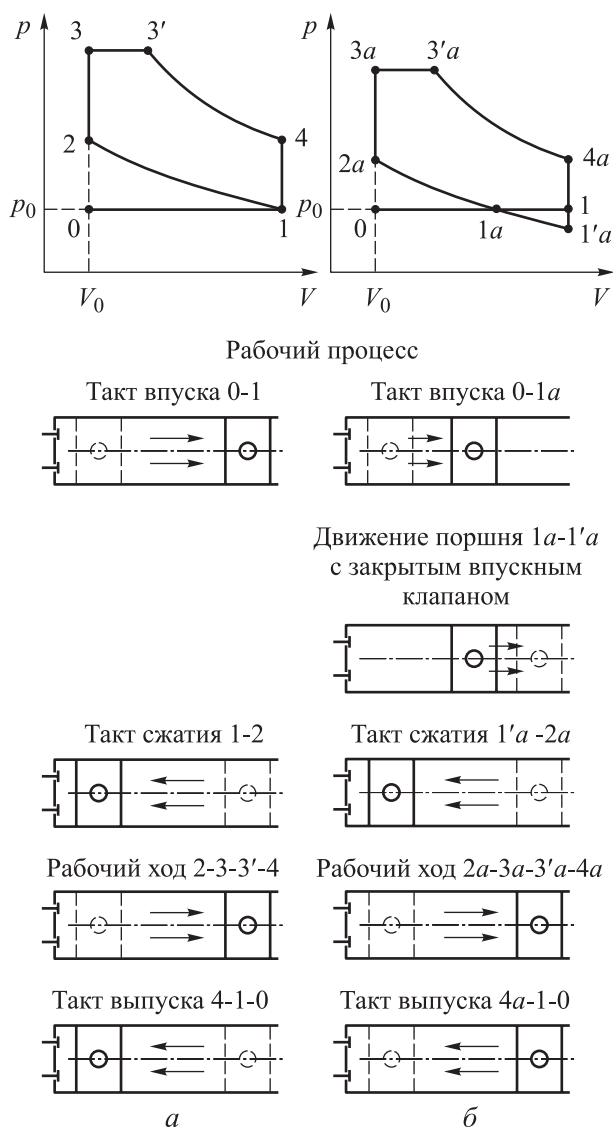


Рис. 3. Рабочий процесс и pV -диаграммы цикла Тринклера (*a*) и цикла Миллера (*б*)

вышенному давлению в такте сжатия. Кроме того, цикл Миллера с ранним закрытием впускного клапана реализовать конструктивно проще, из-за чего именно этот вариант и был принят к рассмотрению в данной работе.

Сравнение цикла Миллера с ранним закрытием впускного клапана и стандартного цикла Тринклера с описанием их рабочих процессов показано на рис. 3.

Рабочий процесс цикла Миллера отличается от классического цикла Тринклера тактом впуска. Когда поршень движется к точке $1a$ (см. рис. 3), впускной клапан закрывается, а поршень продолжает двигаться вниз от $1a$ к $1'a$. Поскольку впускной клапан закрыт, происходит дальнейшее расширение воздуха за счет движения поршня вниз, вследствие чего в конце такта впуска достигается более низкая температура, чем в стандартном цикле. Это способствует снижению максимальной температуры сгорания в цилиндре и в конечном итоге приводит к снижению уровня NO_x в выбросах ОГ.

Тенденция к ужесточению экологических норм стимулирует производителей судовых двигателей по всему миру находить решения, способствующие снижению выбросов NO_x в ОГ. Существующие два направления в реализации редуцирования оксидов азота в ОГ сформировали два основных подхода к решению данной задачи: отечественный и зарубежный.

Отечественные производители чаще всего прибегают к каталитическому методу очистки, восстанавливая азот в ОГ.

Зарубежный опыт представляет собой комплексное решение проблемы, совмещая внутренние и внешние меры по снижению уровня

оксидов азота, такие как EGR, система очистки газов с помощью мочевины (SCR), цикл Миллера и др. [2, 19, 20].

Оптимизация рабочего процесса с применением цикла Миллера и системы двойного наддува

Задача моделирования рабочего процесса по циклу Миллера для достижения допустимого содержания оксидов азота в ОГ при сохранении технико-экономических характеристик двигателя сводится к отысканию экстремумов функций многих переменных в различных сочетаниях:

- 1) степень сжатия;
- 2) угол закрытия впускного клапана;
- 3) степень повышения давления в компрессоре;
- 4) угол начала подачи топлива;
- 5) коэффициент избытка воздуха.

При этом в роли цели выступает мощность двигателя, а в качестве ограничительных показателей — следующие:

- 1) выбросы оксидов азота;
- 2) степень нарастания давления;
- 3) максимальное давление в цилиндре.

Цели данной работы и проведения теоретических расчетов в программе «Дизель-РК»:

1) определить параметры компрессорной ступени, позволяющие обеспечить заданную мощность, оптимальные значения коэффициента избытка воздуха и эмиссию оксидов азота при различных углах закрытия впускного клапана;

2) оптимизировать степень сжатия и угла опережения впрыска, позволяющие получить наименьший расход топлива на режиме полной мощности без нарушения ограничения максимального давления цикла.

За расчетный режим работы дизеля для моделирования принят номинальный режим работы. Алгоритм порядка оптимизации рабочего процесса представлен на рис. 4.

На первом этапе выполняют расчет рабочего процесса и настройку математической модели базового двигателя, проверяется сходимость полученных результатов с техническими параметрами двигателя. На втором этапе осуществляют моделирование рабочего процесса при различных углах закрытия впускного клапана — реализуют цикл Миллера. Однако в процессе изменения угла резко ухудшаются технико-эконо-



Рис. 4. Алгоритм порядка оптимизации рабочего процесса дизеля по циклу Миллера

мические характеристики двигателя: мощность, удельный расход топлива. Для поддержания их на прежнем уровне на третьем этапе оптимизируют процесс по степени повышения давления в компрессоре и изменения степени сжатия. При этом контролируют экологические параметры и параметры топливной аппаратуры. На следующих этапах оптимизируют цикл по коэффициенту избытка воздуха и углу начала подачи топлива для получения технико-экономических параметров базового двигателя с получением экологических параметров на уровне Tier III.

На последнем этапе проводят оптимизацию по параметрам топливной аппаратуры — это количество сопл распылителя, их диаметр и угол распыла. Здесь рабочий процесс рассматривают с точки зрения распространения топливных факелов.

Математическое моделирование рабочего процесса с циклом Миллера и системой двухступенчатого наддува

В качестве базового двигателя был принят дизель 6ЧН 22/28 (РУМО-535) — четырехтактный, вертикальный, тронковый, среднеоборотный с газотурбинным наддувом и охлаждением над-

дувочного воздуха, производства АО «РУМО», г. Нижний Новгород. Двигатель применяется для работы в качестве главного судового двигателя в составе энергетической установки речных судов и судов смешанного («река – море») плавания.

Для базового двигателя выполнено моделирование рабочего процесса с целью определения расчетных параметров двигателя и возможности сравнения с параметрами разрабатываемого двигателя. Результаты моделирования представлены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты моделирования

Характеристика двигателя	РУМО-535 (6ЧН 22/28) АО «РУМО»	РУМО-535 (6ЧН 22/28) АО «РУМО» с циклом Миллера
Диаметр цилиндра, мм	220	
Ход поршня, мм	280	
Рабочий объем цилиндра, дм ³	106,44	
Степень сжатия (геометрическая)	13,5	19
Номинальная мощность, кВт	1200	
Цилиндровая мощность, кВт	200	
Номинальная частота вращения, об/мин	1000	
Удельный расход топлива, г/(кВт · ч)	212	206
Среднее эффективное давление, МПа	2,31	2,33
Максимальное давление сжатия, МПа	12,39	16,81
Максимальное давление сгорания, МПа	14,63	17,69
Степень повышения давления в компрессоре	3,5	7,0
Коэффициент избытка воздуха	2,0	2,0
Температура воздуха после ОНВ, °С (при температуре наружного воздуха 25 °С)	46	
Температура выпускных газов, °С:		
– в цилиндре	497	435
– перед турбокомпрессором	499	435
– после турбокомпрессора	338	166
Максимальная температура сгорания, °С	1362	1290
Выбросы оксидов азота (NO _x), г/(кВт · ч)	6,08	1,95
Фазы газораспределения, градусы поворота коленчатого вала		
Впускной клапан:		
– открытие до ВМТ	55	
– закрытие после НМТ	29	-50
Выпускной клапан		
– открытие до НМТ	55	
– закрытие после ВМТ	59	
Перекрытие клапанов	114	
Начало подачи топлива до ВМТ	5,0	1,4
<i>Примечание.</i> ВМТ — верхняя мертвая точка; НМП — нижняя мертвая точка.		

Возможность реализации цикла Миллера и двухступенчатого наддува

По результатам моделирования можно выделить три основных задачи, решение которых позволит реализовать цикл Миллера в конструкции двигателя РУМО-535:

- 1) увеличить степень сжатия с 13 до 19;
- 2) разработать систему наддува со степенью повышения давления 7;
- 3) разработать механизм, обеспечивающий предварительное закрытие впускного клапана.

Решение первой задачи достаточно простое для реализации. Поскольку поршень дизеля состоит из двух частей, тронка и головки поршня, увеличить степень сжатия можно изменением геометрических размеров деталей и уменьшением объема части камеры сгорания, находящейся в головке поршня.

Вторая задача наиболее сложна для реализации, так как отечественных судовых систем наддува, позволяющих получить такую степень повышения давления, нет. Однако в зарубежной практике такие системы были реализованы в виде двухступенчатого наддува, например, на двигателе MAN 18V48-60TS [21]. Следовательно, разработав и применив систему двухступенчатого наддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, можно достичь необходимого значения степени повышения давления $\pi_k = 7$ и сохранить необходимое значение мощности дизеля.

Компоновка дизеля РУМО-535 в месте расположения распределительного вала и механизма газораспределения с высокой вероятностью позволит разместить дополнительный механизм предварительного закрытия впускного клапана без существенных изменений в основной конструкции и решить третью задачу.

Таким образом, решение указанных трех задач вполне возможно с привлечением отечественных производителей систем наддува и позволит реализовать цикл Миллера на дизеле РУМО-535.

Заключение

Анализ мер по снижению выбросов оксидов азота показал, что применение цикла Миллера позволяет существенно улучшить экологические параметры двигателя по части выбросов NO_x . Из всех известных способов реализации цикла Миллера был выбран вариант с ранним закрытием впускного клапана (EIVC) из-за более эффективного предотвращения насосных потерь, в то время как вариант применения LIVC приводил к повышенному давлению в такте сжатия. Также EIVC конструктивно проще реализовать.

По созданному алгоритму была осуществлена оптимизация рабочего процесса двигателя РУМО-535 (6ЧН 22/28) по циклу Миллера. Выполнено математическое моделирование рабочего процесса базового варианта и варианта с циклом Миллера.

Определены параметры компрессорной ступени. Для достижения заданных мощностных и экологических параметров необходим двухступенчатый наддув со степенью повышения давления $\pi_k = 7$.

Результаты математического моделирования показали целесообразность применения цикла Миллера в дизельном двигателе: снижение выбросов оксидов азота составило 32 %, увеличение эффективного КПД — 3 %. Оптимизация степени сжатия и угла опережения впрыска привела к снижению расхода топлива на 6 г/(кВт · ч) на режиме полной мощности без нарушения ограничения максимального давления цикла в 18 МПа и максимальной скорости нарастания давления в 1,2...1,5 МПа/град. ПКВ [22].

Литература

- [1] Tinschmann G., Holand P., Benetschik H. Potential of two-stage turbocharging on man diesel's 32/44 CR. *MTZ worldwide*, 2008, vol. 69 (10), pp. 14–21. <https://doi.org/10.1007/BF03226915>
- [2] Wik C., Hallback B. Utilization of 2-stage turbo charging as an emission reduction mean on a wartsila 4-stroke medium-speed diesel engine. *Proceedings of the CIMAC Congress*, 2007, Vienna, Austria, paper no. 101.
- [3] Hedrick J., Ted S., Fritz S. Application of an experimental EGR system to a 1715KW EMD 12-645E3 locomotive engine. *Proceedings of the CIMAC Congress*, 2010, Bergen, Norway, paper no. 57.
- [4] Riom E., Larsson L., Hagstrom U. Reducing NO_x emissions using the humid air motor concept. *MTZ worldwide*, 2002, vol. 63 (5), pp. 10–13. <https://doi.org/10.1007/BF03227539>
- [5] Numata A., Nakano R., Oda Y., Katsumi M. Lineup of co-generation in mitsubishi heavy industries. *Technical review*, 2004, vol. 41 (5), pp. 1–7.

- [6] Rinaldini C.A., Mattarelli E., Golovitchev V.I. Potential of the Miller cycle on a HSDI diesel automotive engine. *Applied energy*, 2013, vol. 112(x), pp. 102–119. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.05.056>
- [7] Багиров Д.Д., Златопольский А.В., Гиришович В.Е. Прогнозирование предельных норм вредных норм вредных выбросов дизелей. *Двигателестроение*, 1980, № 11, с. 49–50.
- [8] Новиков Л.А. Новые технологии для достижения перспективных норм вредных выбросов дизелей. *Двигателестроение*, 2009, № 2, с. 58–59.
- [9] Данилов А.М. *Применение присадок в топливах*. Москва, Мир, 2005, 158 с.
- [10] *Дизель 8ЧН 32/40 зав. № 1 производства ОАО «РУМО»*. Материалы по квалификационным испытаниям на стенде ОАО «РУМО». Технический отчет ТО 42–07. Н. Новгород, РУМО, 2007, 87 с.
- [11] Li T., Gao Y., Wang J. et al. The miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 79, pp. 59–65. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.12.022>
- [12] Millo F., Luisi S., Borean F. et al. Numerical and experimental investigation on combustion characteristics of a spark ignition engine with an early intake valve closing load control. *Fuel*, 2014, vol. 121, pp. 298–310. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.12.047>
- [13] Wang Y., Zeng S., Huang J., He Y., Huang X., Lin L., Li S. Experimental investigation 686 of applying Miller cycle to reduce NOx emission from diesel engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2005, vol. 219(8), pp. 631–638, <https://doi.org/10.1243/095765005X31289>
- [14] Yan B. et al. The effects of LIVC miller cycle on the combustion characteristics and thermal efficiency in a stoichiometric operation natural gas engine with EGR. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 122, 1, pp. 439–450. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.121>
- [15] Pedrozo V.B., Zhao H. Improvement in high load ethanol-diesel dual-fuel combustion by Miller cycle and charge air cooling. *Applied Energy*, 2018, vol. 210, 1, pp. 138–151. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.10.092>
- [16] Clarke D., Smith W.J. The Simulation, implementation and analysis of the miller cycle using an in-let control rotary valve. *SAE Technical Paper*, 1997. <https://doi.org/10.4271/970336>
- [17] Chen B., Zhang L., Han J. et al. A combination of electric supercharger and Miller cycle in a gasoline engine to improve thermal efficiency without performance degradation. *Case Stud Therm. Eng.*, 2019, vol. 14, 100429. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100429>
- [18] Zhou L., Song Y., Hua J. et al. Effects of miller cycle strategies on combustion characteristics and knock resistance in a spark assisted compression ignition (SACI) engine. *Energy*, 2020, vol. 206, 118119. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118119>
- [19] *Hyundai engine & machinery programme*. URL: <http://www.hyundai-engine.com/Download/Catalog?id=14> (дата обращения 13.06.2023).
- [20] Millo F., Bernardi M.G., Delneri D. Computational Analysis of Internal and External EGR Strategies Combined with Miller Cycle Concept for a Two Stage Turbocharged Medium Speed Marine Diesel Engine. *SAE International*, 2011, vol. 4 (1), pp. 1319–1330. <https://doi.org/10.4271/2011-01-1142>.
- [21] *MAN 18V48/60TS Two-stage turbocharged diesel engine*. URL: <https://www.yumpu.com/en/document/read/38718993/18v48-60ts-man-diesel-turbo-canada> (дата обращения 13.06.2023).
- [22] Воинов А.Н. *Сгорание в быстроходных поршневых двигателях*. Москва, Машиностроение, 1977, 277 с.

References

- [1] Tinschmann G., Holand P., Benetschik H. Potential of two-stage turbocharging on man diesel's 32/44 CR. *MTZ worldwide*, 2008, vol. 69 (10), pp. 14–21. <https://doi.org/10.1007/BF03226915>
- [2] Wik C., Hallback B. Utilization of 2-stage turbo charging as an emission reduction mean on a wartsila 4-stroke medium-speed diesel engine. *Proceedings of the CIMAC Congress*, 2007, Vienna, Austria, paper no. 101.
- [3] Hedrick J., Ted S., Fritz S. Application of an experimental EGR system to a 1715KW EMD 12-645E3 locomotive engine. *Proceedings of the CIMAC Congress*, 2010, Bergen, Norway, paper no. 57.
- [4] Riom E., Larsson L., Hagstrom U. Reducing NOx emissions using the humid air motor concept. *MTZ worldwide*, 2002, vol. 63 (5), pp. 10–13. <https://doi.org/10.1007/BF03227539>
- [5] Numata A., Nakano R., Oda Y., Katsumi M. Lineup of co-generation in mitsubishi heavy industries. *Technical review*, 2004, vol. 41 (5), pp. 1–7.
- [6] Rinaldini C.A., Mattarelli E., Golovitchev V.I. Potential of the Miller cycle on a HSDI diesel automotive engine. *Applied energy*, 2013, vol. 112(x), pp. 102–119. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.05.056>

- [7] Bagirov D.D., Zlatopol'skiy A.V., Girshovich V.E. Diagnostics of noxious engine exhaust limits. *Engines Construction*, 1980, no. 11, pp. 49–50. (In Russ.).
- [8] Novikov L.A. New technologies to secure diesel engine compliance with ongoing environmental regulations. *Engines Construction*, 2009, no. 2, pp. 58–59. (In Russ.).
- [9] Danilov A.M. *Primenenie prisadok v toplivakh* [The use of additives in fuels]. Moscow, Mir Publ., 2005, 158 p. (In Russ.).
- [10] *Dizel' 8ChN 32/40 zav. no. 1 proizvodstva OAO «RUMO»*. Materialy po kvalifikatsionnym ispytaniyam na stende OAO «RUMO» [Diesel 8CHN 32/40 head no. 1 produced by JSC “RUMO”. Materials on qualification tests at the stand of JSC “RUMO”]. Tekhnicheskii otchet TO 42–07. N. Novgorod, RUMO Publ., 2007, 87 p. (In Russ.).
- [11] Li T., Gao Y., Wang J. et al. The miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 79, pp. 59–65. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.12.022>
- [12] Millo F., Luisi S., Borean F. et al. Numerical and experimental investigation on combustion characteristics of a spark ignition engine with an early intake valve closing load control. *Fuel*, 2014, vol. 121, pp. 298–310. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.12.047>
- [13] Wang Y., Zeng S., Huang J., He Y., Huang X., Lin L., Li S. Experimental investigation 686 of applying Miller cycle to reduce NOx emission from diesel engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2005, vol. 219(8), pp. 631–638, <https://doi.org/10.1243/095765005X31289>
- [14] Yan B. et al. The effects of LIVC miller cycle on the combustion characteristics and thermal efficiency in a stoichiometric operation natural gas engine with EGR. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 122, 1, pp. 439–450. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.121>
- [15] Pedrozo V.B., Zhao H. Improvement in high load ethanol-diesel dual-fuel combustion by Miller cycle and charge air cooling. *Applied Energy*, 2018, vol. 210, 1, pp. 138–151. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.10.092>
- [16] Clarke D., Smith W.J. The Simulation, implementation and analysis of the miller cycle using an in-let control rotary valve. *SAE Technical Paper*, 1997. <https://doi.org/10.4271/970336>
- [17] Chen B., Zhang L., Han J. et al. A combination of electric supercharger and Miller cycle in a gasoline engine to improve thermal efficiency without performance degradation. *Case Stud Therm. Eng.*, 2019, vol. 14, 100429. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100429>
- [18] Zhou L., Song Y., Hua J. et al. Effects of miller cycle strategies on combustion characteristics and knock resistance in a spark assisted compression ignition (SACI) engine. *Energy*, 2020, vol. 206, 118119. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118119>
- [19] *Hyundai engine & machinery programme*. URL: <http://www.hyundai-engine.com/Download/Catalog?id=14> (дата обращения 13.06.2023).
- [20] Millo F., Bernardi M.G., Delneri D. Computational Analysis of Internal and External EGR Strategies Combined with Miller Cycle Concept for a Two Stage Turbocharged Medium Speed Marine Diesel Engine. *SAE International*, 2011, vol. 4 (1), pp. 1319–1330. <https://doi.org/10.4271/2011-01-1142>.
- [21] *MAN 18V48/60TS Two-stage turbocharged diesel engine*. URL: <https://www.yumpu.com/en/document/read/38718993/18v48-60ts-man-diesel-turbo-canada> (дата обращения 13.06.2023).
- [22] Voinov A.N. *Sgoranie v bystrokhodnykh porshnevnykh dvigatelyakh* [Combustion in high-speed piston engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 277 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 10.01.2024

Сведения об авторах

Логинова Маргарита Вячеславовна — студентка магистратуры НГТУ им. Р.Е. Алексеева; инженер-конструктор 3-й категории, АО «РУМО», Нижний Новгород, Российская Федерация.

E-mail: m.loginova@aorumo.ru

Андержанов Динар Халитович — инженер-конструктор 2-й категории, АО «РУМО», Нижний Новгород, Российская Федерация. E-mail: d.anderzhanov@aorumo.ru

Андрусенко Сергей Евгеньевич — доцент кафедры ЭСЭУ, Волжский государственный университет водного транспорта; начальник отдела по системам двигателя, АО «РУМО», Нижний Новгород, Российская Федерация. E-mail: sea3105@bk.ru

Коньгин Дмитрий Иванович — начальник отдела перспективных разработок, АО «РУМО», Нижний Новгород, Российская Федерация. E-mail: d.konygin@aorumo.ru

Матвеев Юрий Иванович — заведующий кафедрой ЭСЭУ, Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород, Российская Федерация. E-mail: matveeveseu@mail.ru

Information about the authors

Loginova Margarita Vyacheslavovna — Master's Program Student, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev; Design Engineer of the 3rd Category, JSC RUMO, Nizhny Novgorod, Russian Federation. E-mail: m.loginova@aorumo.ru

Anderzhanov Dinar Kkalitovich — Design Engineer of the 2nd Category, JSC RUMO, Nizhny Novgorod, Russian Federation. E-mail: d.anderzhanov@aorumo.ru

Andrusenko Sergey Evgenievich — Associate Professor, Department of OMPP, Volga State University of Water Transport; Head of the Department of Engine Systems, JSC RUMO, Nizhny Novgorod, Russian Federation. E-mail: sea3105@bk.ru

Konygin Dmitry Ivanovich — Head, Department of Advanced Development, JSC RUMO, Nizhny Novgorod, Russian Federation. E-mail: d.konygin@aorumo.ru

Matveev Yury Ivanovich — Head, Department of OMPP, Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russian Federation. E-mail: matveeveseu@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Логинова М.В., Андержанов Д.Х., Андрусенко С.Е., Коньгин Д.И., Матвеев Ю.И. Снижение содержания оксидов азота в отработавших газах судового среднеоборотного двигателя с помощью системы двухступенчатого наддува и цикла Миллера для достижения экологических норм Tier III. *Двигателестроение*, 2024, № 1 (295), с. 33–42.

Citation:

Loginova M.V., Anderzhanov D.K., Andrusenko S.E., Konygin D.I., Matveev Y.I. Nitrogen oxides content reduction in the exhaust gases of a medium-speed marine engine using the two-stage boost system and the Miller cycle to achieve the Tier III ecological standards. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 33–42. (In Russ.).

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.436

Вопросы управления газовыми двигателями

А.Г. Кузнецов¹, С.В. Харитонов¹, Е.П. Петров²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² ООО «МЕТТЭМ Инновации»

On the issues of gas engine control

A.G. Kuznetsov¹, S.V. Kharitonov¹, E.P. Petrov²¹ Bauman Moscow State Technical University² METTEM Innovations LLC

Для перевода дизелей с традиционного на газовое топливо наряду с необходимыми конструктивными изменениями необходимо организовать работу системы автоматического управления. Рабочий процесс газовых двигателей в значительной степени зависит от коэффициента избытка воздуха, что обуславливает необходимость согласования системой управления процессов топливоподачи и воздухообеспечения. Проведен анализ особенностей работы систем управления газовыми двигателями в сопоставлении с системами управления двигателями других типов. Описаны возможные варианты структур системы автоматического регулирования воздухообеспечения. Состав компонентов системы управления и распределение между ними функций автоматизации газового двигателя могут различаться и зависеть от типа энергетической установки. Результаты проведенного анализа особенностей управления газовыми двигателями предназначены для использования при разработке аппаратных и программных средств отечественных систем управления такими двигателями.

EDN: GKLEFC

Ключевые слова: газовый двигатель, система автоматического управления и регулирования, коэффициент избытка воздуха, воздухообеспечение, топливоподача, структура и конфигурация системы

Diesel engines conversion from traditional to the gas fuel requires not only the necessary design changes, but also poses a task to organize operation of the automatic control systems. Gas engine operation process significantly depends on the excess air ratio, which determines the need to coordinate the processes of fuel supply and air supply by the control system. Specifics in the gas engine control systems operation were analyzed in comparison with the engine control systems of the other types. Possible options for structuring the automatic air supply control system are described. Control system components composition and distribution of the gas engine automation functions between them could vary and depend on the power plant type. Results of analyzing specifics in the gas engines control are intended for using in the hardware and software design and development for the domestic control systems of such engines.

EDN: GKLEFC

Keywords: gas engine, automatic control and regulation system, excess air ratio, air supply, fuel supply, system structure and configuration

Постановка задачи анализа

Широкое распространение в мировой практике получило использование в качестве топлива в двигателях внутреннего сгорания сжатого или сжиженного газа, что объясняется главным образом улучшением экологических показателей двигателей [1]. Эта тенденция прослеживается и в нашей стране, причем часто на газ переводятся уже существующие двигатели путем внесения конструктивных доработок для изменения степени сжатия, установки газовой топливной аппаратуры и системы зажигания [2]. Наряду с конструктивными изменениями необходимо организовать соответствующую работу системы автоматического управления (САУ), поскольку управление газовыми двигателями имеет свои особенности и отличается от управления двигателями других типов [3–5].

Система автоматического управления газовым двигателем включает несколько основных систем автоматического регулирования (САР), обеспечивающих снабжение потребителя энергией и нормальное протекание рабочего процесса: САР воздействия на топливоподачу и воздухообеспечение; САР момента зажигания, температуры охлаждающей жидкости и др. Такие системы регулирования газовых двигателей, как САР момента зажигания и температуры охлаждающей жидкости, в целом не отличаются от аналогичных систем бензиновых двигателей, поэтому в данной работе они не рассмотрены.

В настоящее время в составе САУ отечественными газовыми двигателями нередко применяют электронные блоки зарубежных производителей. Однако расширение в нашей стране областей использования и числа газовых двигателей ставит задачу разработки отечественных САУ с соответствующим программным обеспечением электронных блоков. В связи с этим необходимо провести анализ особенностей работы САУ газовыми двигателями, результаты которого целесообразно использовать при проектировании образцов таких систем управления.

Анализ особенностей работы САУ газовыми двигателями выполняли для среднеоборотных двигателей, предназначенных для привода синхронных генераторов в стационарных установках электроснабжения. Автоматизация работы двигателей-генераторов осуществляется единой системой управления, включающей САУ двигателем и САУ генератором. Обе САУ взаимо-

связаны, обмениваются информацией и влияют друг на друга. Поскольку САУ генератором организует снабжение потребителя энергией, она играет в единой системе управления установкой ведущую роль. Характерная черта САУ двигателем — наличие САР постоянной частоты вращения для получения стабильной частоты переменного тока.

Отличия управления газовым двигателем от управления двигателями других типов связаны с особенностями его рабочего процесса. Прежде всего возникает вопрос согласования двух составляющих горючей смеси — топлива и воздуха — с определением, какая из этих составляющих основная.

Бензиновые двигатели с впрыском во впускной трубопровод работают в узком диапазоне коэффициента избытка воздуха λ (данное обозначение принято здесь вместо α , поскольку для определения коэффициента избытка воздуха используются показания λ -зонда): $\lambda \approx 0,75 \dots 1,30$. В качестве режимного параметра горючей смеси задают расход воздуха, а расход топлива подстраивают под расход воздуха исходя из условия обеспечения необходимого на данном режиме значения λ . На большинстве режимов работы таких бензиновых двигателей поддерживается значение $\lambda \approx 1$.

Рабочий процесс дизелей допускает возможность воспламенения топлива при достаточно широком диапазоне значений λ ($1 \dots 10$ и более на режимах холостого хода). Поэтому на некоторых дизелях параметры воздухообеспечения не регулируются. Обычно это двигатели малой мощности, на которых применение более сложных САУ экономически нецелесообразно. Тем не менее на большинстве современных дизелей САР параметров воздухообеспечения используют для улучшения экономических и экологических показателей.

В бензиновых двигателях с впрыском топлива в цилиндры применяют оба варианта организации рабочего процесса. На части режимов впрыск бензина осуществляется на такте впуска, поэтому образуется однородная горючая смесь, для которой поддерживается значение $\lambda \approx 1$. На других режимах впрыск в камеру сгорания происходит непосредственно перед подачей искры, горючая смесь имеет послойную структуру с различными значениями λ по слоям.

По возможным значениям коэффициента избытка воздуха газовые двигатели ближе к бен-

зиновым: их рабочий процесс в значительной степени зависит от соотношения компонентов горючей смеси. Данные о рекомендуемых для газовых двигателей значениях λ в информационных источниках различаются. Так, согласно [6], в двигателях семейства ЯМЗ-534 коэффициент избытка воздуха должен находиться в пределах 0,95...1,00 для устойчивой и эффективной работы газового двигателя. Близкие данные часто приводят в обзорных статьях о λ -регулировании [7]. При этом в [8, 9] даны значения 1,2...1,8 с обоснованием преимуществ работы на обедненной смеси. В этом же направлении работают и многие зарубежные компании [10, 11]. В основном это связано с необходимостью снижения токсичности отработавших газов и повышением эффективности работы системы нейтрализации.

Своеобразие газовых двигателей состоит в том, что в зависимости от назначения двигателя в качестве основного режимного параметра используют как расход воздуха, так и подачу топлива. На автомобильных двигателях часто устанавливают две топливные системы — бензиновую и газовую с возможностью переключения систем и работы на любом виде топлива. В любом случае педаль управления определяет положение дроссельной заслонки, поэтому режимным параметром при переходе на газ остается расход воздуха аналогично бензиновому двигателю. В отличие от автомобильных двигателей основным режимным параметром более мощных среднеоборотных газовых двигателей служит подача газа, а расход воздуха подстраивается под расход газа из условия обеспечения требуемого на данном режиме значения λ .

Особенности работы и структура САУ газовыми двигателями

В рассматриваемых среднеоборотных газовых двигателях, работающих в составе генераторных установок, для поддержания определенных значений λ путем согласования подач топлива и воздуха в состав САУ двигателями наряду с САР частоты вращения включают САР параметров воздухообеспечения. На рис. 1 изображена укрупненная функциональная схема САУ двигателем, в состав которой входят устройство управления (УУ) и две системы регулирования: САР частоты вращения (САР_n) и САР воздухообеспечения (САР_{G_B}). Из УУ в САР поступа-

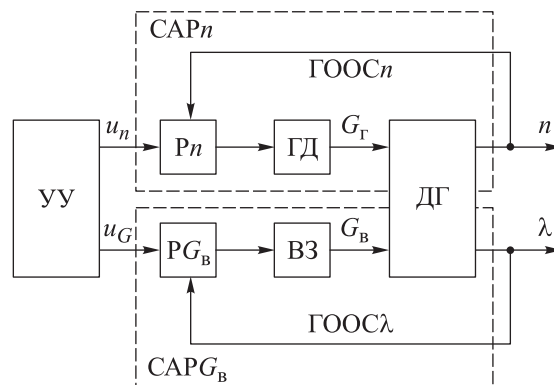


Рис. 1. Функциональная схема САУ газовым двигателем

ют сигналы управления u_n и u_G , задающие требуемые значения (уставки) частоты вращения и коэффициента избытка воздуха. Объектом регулирования служит газовый двигатель-генератор (ДГ). Регулятор частоты вращения (P_n) в САР_n через газовые дозаторы (ГД) как регулирующие органы воздействует на топливоподачу ДГ, определяя расход газа G_r . Регулятор расхода воздуха (PG_B) в САР воздухообеспечения с помощью воздушной заслонки (ВЗ) как регулирующего органа устанавливает расход воздуха G_B в соответствии с требуемым на данном режиме значением коэффициента избытка воздуха λ . Обе САР замкнутые и содержат главные отрицательные обратные связи — по частоте вращения (ГООС_n) и коэффициенту избытка воздуха (ГООС_λ).

Система автоматического регулирования частоты вращения имеет стандартную для замкнутых систем структуру (рис. 2). На сравнивающем элементе (СЭ) регулятора частоты вращения (P_n) определяется отклонение сигнала U_n датчика частоты вращения (D_n) от требуемой уставки u_n , которая задается УУ: $e_n = u_n - U_n$. Сигнал со СЭ поступает в преобразователь отклонения частоты вращения ($Пр_n$), где из него в результате обработки в соответствии с заложенным законом регулирования формируется сигнал U_τ на электромагнитный клапан (ЭМК) газового дозатора (ГД). Сигнал U_τ обычно имеет вид импульсов напряжения (ШИМ) и задает время срабатывания τ ГД, в течение которого якорь электромагнита совершает ход h и открывает проходное сечение клапана для пропуска газа во впускной трубопровод. Время τ открытого состояния клапана ГД определяет расход газа G_r ,

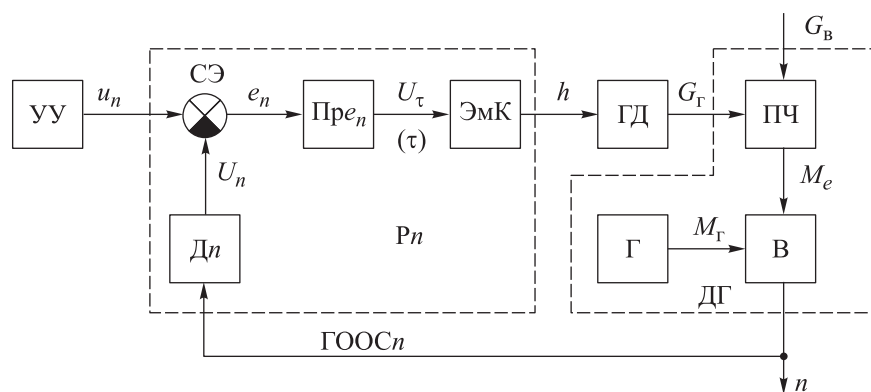


Рис. 2. Функциональная схема САР частоты вращения

поступающего в поршневую часть (ПЧ) двигателя. В ПЧ двигателя в результате смешения расходов газа G_r и воздуха G_b образуется горючая смесь, при сгорании которой вырабатывается крутящий момент M_e . Соотношение крутящего момента M_e двигателя и тормозного момента M_r генератора (Г) на валу (В) установки (ДГ) определяет частоту вращения n .

Системы автоматического регулирования частоты вращения и воздухообеспечения являются самостоятельными, но связаны через рабочий процесс газового двигателя. Для нормального протекания рабочего процесса двигателя работа этих систем должна быть согласована. Система автоматического регулирования воздухообеспечения является ведомой — она подстраивается под работу главной системы — САР частоты вращения, которая задает расход газа и определяет тем самым режим двигателя. Если САР частоты вращения представляет собой систему стабилизации, то САР воздухообеспечения служит системой программного управления: в памяти контроллера должна содержаться матрица значений параметра, характеризующего воздухообеспечение, которая получена в результате предварительных расчетов рабочего процесса и испытаний двигателя для различных режимов работы.

Работу САР воздухообеспечения можно организовать по-разному. Варианты САР могут различаться по тому, какая система строится — разомкнутая или замкнутая (с ГООС), как определяется наполнение цилиндров воздухом, какой параметр воздухообеспечения используется в качестве регулируемого параметра, какую структуру имеет регулятор.

Разомкнутую САР построить легче. При этом ее можно сделать достаточно быстродействующей, но она менее точная, чем замкнутая САР. Совмещение быстродействия с точностью достигается применением САР, в которой сочетаются принципы разомкнутого и замкнутого регулирования.

При выборе параметра, характеризующего наполнение цилиндров воздухом, целесообразно использовать опыт, накопленный для бензиновых двигателей. Основным параметр воздухообеспечения двигателя — массовый расход воздуха G_b . Можно построить замкнутую САР, по ГООС которой в контроллер передается сигнал датчика массового расхода воздуха, и заложить в память контроллера матрицу режимных значений G_b .

Расход воздуха можно также рассчитать по показаниям датчиков давления и температуры воздуха на впуске. Однако опыт эксплуатации бензиновых двигателей показал, что сигнал λ -зонда, по которому определяется значение коэффициента избытка воздуха, более точно характеризует воздухообеспечение двигателя, чем сигнал датчика массового расхода воздуха. Тогда в памяти контроллера должна содержаться матрица режимных значений λ , а по ГООС в регулятор необходимо подавать сигнал λ -зонда.

Следует учитывать, что согласование работы двух САР должно осуществляться как на установившихся режимах, так и в переходных процессах, где требуется высокое быстродействие. Показания λ -зонда поступают в контроллер с некоторой задержкой, зависящей от места установки датчика в выпускном трубопроводе и его инерционных свойств. Для снижения

времени задержки передачи сигнала λ -зонд располагают вблизи цилиндров двигателя, но полностью устранить временную задержку не удастся. Удовлетворение требований точности и быстродействия достигается применением специальной структуры регулятора, которую в ряде изданий по САУ двигателями [11] называют каскадным регулированием.

Суть предлагаемого подхода заключается в сочетании разомкнутой и замкнутой систем программного регулирования. Для обеспечения быстрой реакции регулятора на изменение режима работы в начале переходного процесса используется разомкнутый контур регулирования. Далее включается в работу замкнутый контур, который с помощью ГООС обеспечивает высокую точность регулирования. Такую структуру регулятора с успехом применяют в САУ двигателями, например, для регулирования степени рециркуляции по коэффициенту избытка воздуха или среднему значению цикловой подачи топлива [11], для регулирования давления наддува [12].

Применительно к САР воздухообеспечения газового двигателя комбинация разомкнутого и замкнутого контуров регулирования выглядит следующим образом (рис. 3). В памяти контроллера управляющего устройства (УУ) содер-

жатыся две матрицы управляющих воздействий для различных режимов работы двигателя: положений воздушной заслонки (ВЗ) u_{φ} для разомкнутого контура регулирования и значений коэффициента избытка воздуха u_{λ} для замкнутого контура. Быстродействие регулятора расхода воздуха ($PG_{\text{в}}$) обеспечивает разомкнутый контур установки положения φ заслонки. При изменении режима работы в контроллер регулятора сразу поступает новое значение кода положения ВЗ, выбранное из матрицы значений u_{φ} .

В замкнутом контуре на сравнивающий элемент (СЭ) регулятора поступают управляющее воздействие u_λ , выбранное из памяти контроллера, и сигнал I_λ датчика коэффициента избытка воздуха (Дλ), в качестве которого используется λ-зонд. На СЭ определяется отклонение реального значения коэффициента избытка воздуха от требуемого на данном режиме значения как разность $e_\lambda = u_\lambda - I_\lambda$. В результате программной обработки кода отклонения в соответствии с заданным в преобразователе отклонения (ПрЕ_λ) законом регулирования формируется код изменения положения ВЗ со стороны замкнутого контура x_λ . Этим достигается более точное регулирование воздухообеспечения по коэффициенту избытка воздуха. Итоговый код положения ВЗ получается как сумма воздействий со стороны

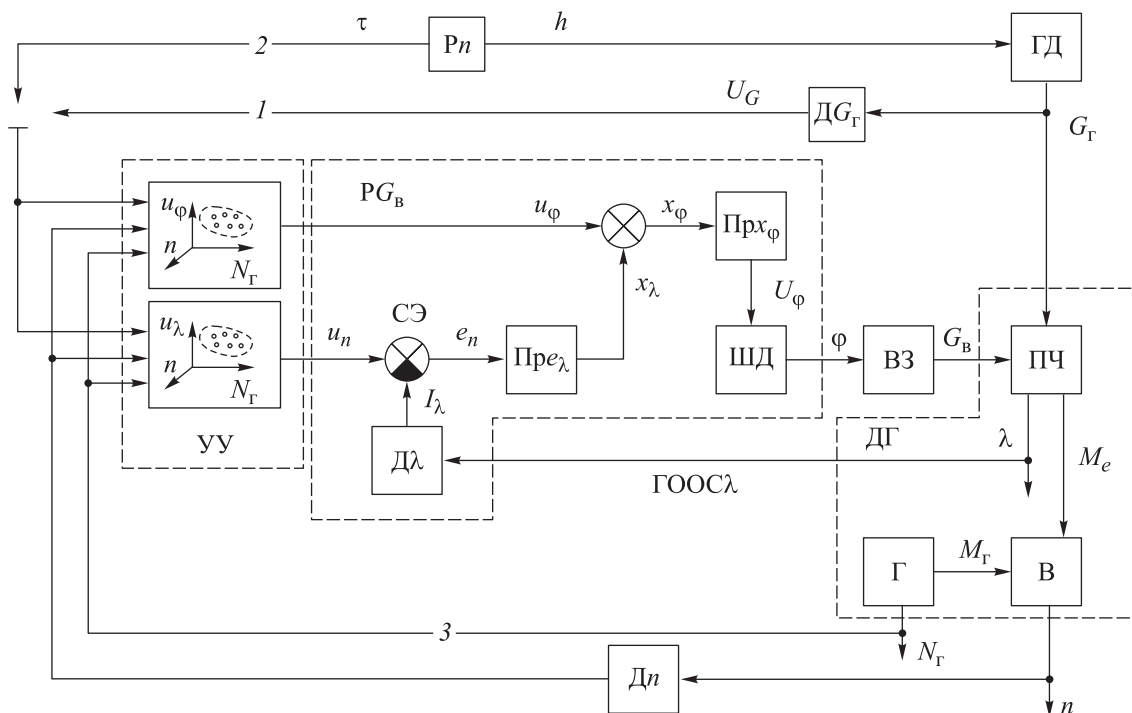


Рис. 3. Функциональная схема САР воздухообеспечения

разомкнутого и замкнутого контуров регулирования: $x_\phi = u_\phi + x_\lambda$.

На выходном преобразователе регулятора (Прх_φ) код x_ϕ переводится в сигнал физической формы U_ϕ , соответствующий типу исполнительного устройства регулятора. Наиболее часто для привода ВЗ газовых двигателей в качестве исполнительного устройства применяют шаговые двигатели (ШД). Расход воздуха G_v , соответствующий положению ВЗ, и расход газа G_r , полученный в результате работы САР частоты вращения, образуют горючую смесь, поступающую в поршневую часть (ПЧ) двигателя. Частота вращения n определяется из статического (на установившихся режимах) или динамического (в переходных процессах) баланса моментов двигателя M_e и генератора M_r на валу (В) установки (ДГ).

Другой вариант получения быстрой реакции регулятора воздухообеспечения на изменение режима работы двигателя — использование в алгоритме регулятора преобразования Смита [13, 14]. Однако для реализации предлагаемого преобразования требуется модель, описывающая изменение параметра воздухообеспечения (сигнала λ -зонда) в переходном процессе. В [13] преобразование Смита описано применительно к модели в виде апериодического звена первого порядка с запаздыванием.

Определение режима работы установки, необходимое для выбора управляющих воздействий u_ϕ и u_λ на регулятор воздухообеспечения, осуществляется контроллером по сигналам с датчиков режимных параметров. Один из сигналов U_n снимается с датчика частоты вращения (Дн). Вторым режимным параметром служит крутящий момент двигателя M_e . Датчики, непосредственно измеряющие крутящий момент, на большинстве двигателей не применяются, поэтому в качестве второго режимного параметра используется какой-либо параметр, косвенно характеризующий крутящий момент двигателя. Если в системе топливоподачи установлен датчик массового расхода газа (ДГ_г), можно использовать его сигнал U_G (линия 1 на рис. 3) или рассчитывать расход по показаниям датчиков давления и температуры газа. Более простой вариант — использование времени открытия газового дозатора (ГД) τ , которое формируется регулятором частоты вращения (Рн) и от которого зависит расход газа G_r (линия 2 на рис. 3).

Однако, как показывают исследования, при одинаковом времени открытия дозатора расходы газа, определяющие крутящий момент двигателя, на различных режимах могут несколько различаться.

Поскольку на установившихся режимах существует баланс моментов и мощностей двигателя и генератора, для определения режима работы установки может быть использована электрическая мощность генератора N_r , измеряемая контроллером верхнего уровня САУ (сплошная линия 3 на рис. 3). Данный подход оправдан для двигателей-генераторов стационарных установок, режимы работы которых по частоте вращения строго определены. Такие установки работают во всем диапазоне частот вращения только на холостом ходу (в другом варианте терминологии — при нулевой нагрузке), а все возможные изменения крутящего момента и мощности происходят при постоянной частоте вращения, соответствующей частоте переменного тока.

Определение режима работы двигателя по мощности генератора удобно, но в переходных процессах баланс мощностей двигателя и генератора нарушается. При набросах и сбросах полной электрической нагрузки на генератор это нарушение весьма существенно, поскольку вся мощность двигателя или генератора в начале переходного процесса полностью переходит в динамическую составляющую. В связи с этим более точным параметром, характеризующим режим двигателя, служит время срабатывания газового дозатора.

Особый режим работы САР воздухообеспечения — пуск двигателя. Для режима пуска характерно значительное перекрытие впускного трубопровода воздушной заслонкой.

Для программной обработки отклонений частоты вращения e_n и коэффициента избытка воздуха e_λ в контроллерах регуляторов САР целесообразно использовать пропорционально-интегрально-дифференциальное (ПИД) преобразование.

Конфигурация САУ газовыми двигателями

Системы автоматического управления газовыми двигателями-генераторами могут иметь различные конфигурации, различающиеся набором электронных блоков (контроллеров) и распределением между ними функций по управле-

нию установкой. Система имеет иерархическую структуру. На верхнем уровне САУ располагается главный контроллер, реализующий функции автоматизации генератора, он обеспечивает связь с электрической сетью — регулирование напряжения и частоты переменного тока в фазах, необходимые для синхронизации работы установки с сетью. Контроллер верхнего уровня может также выполнять ряд функций по автоматизации двигателя — задавать уставку частоты вращения n_n , содержать матрицы режимных уставок положения воздушной заслонки u_ϕ и коэффициента избытка воздуха u_λ , получать сигналы некоторых датчиков, установленных на двигателе (например, датчиков температуры отработавших газов). В функции контроллера верхнего уровня может входить также осуществление функций САР воздухообеспечения.

Другие функции по управлению двигателем реализуются контроллерами нижнего уровня САУ. Часто производители используют модульный принцип построения САУ и выпускают набор отдельных контроллеров, каждый из которых выполняет некоторый набор функций по автоматизации работы двигателя: отдельные контроллеры организуют работу системы зажигания, осуществляют контроль за детонацией и др. Все контроллеры нижнего уровня САУ связаны с контроллером верхнего уровня, а некоторые из них могут быть связаны между собой.

Некоторые зарубежные производители средств автоматики предлагают использовать описанную выше структуру САУ для энергетических установок. Однако при создании отечественных САУ энергетических установок рассматриваемого типа может быть более эффективен другой подход — при оставлении модульного принципа построения САУ число контроллеров может быть сокращено в результате совмещения в одном контроллере более широкого набора функций по автоматизации двигателя, перераспределения функций между контроллерами верхнего и нижнего уровня и др.

Выбор конкретной конфигурации САУ газовым двигателем зависит от типа энергетической установки, в которой планируется его использование. С одной стороны, уменьшение числа контроллеров, используемых в САУ, снижает стоимость системы и повышает ее надежность благодаря уменьшению количества соединительных кабелей между компонентами системы.

С другой стороны, универсальные контроллеры могут использоваться на различных типах энергетических установок с газовыми двигателями.

Как уже было отмечено, одна из основных проблем наладки САУ газовым двигателем — согласование работы САР частоты вращения и САР воздухообеспечения. Согласование работы двух САР особенно важно в переходных процессах. Поскольку рабочий процесс газового двигателя критичен к значению коэффициента избытка воздуха, при несогласованной работе двух САР на неустановившихся режимах возможно резкое ухудшение параметров рабочего процесса, приводящее к аварийным ситуациям вплоть до остановки двигателя. Желательно организовать в динамике такие изменения расходов газа и воздуха, которые в каждый момент времени обеспечат требуемое для данного режима значение коэффициента избытка воздуха.

Быстродействие САР зависит в первую очередь от значений коэффициентов ПИД-преобразования отклонения в контроллере и динамических свойств исполнительного устройства регулятора. В обеих рассматриваемых САР для воздействия на регулирующие органы применяются достаточно быстродействующие исполнительные устройства: время открытия электромагнитных клапанов газовых дозаторов составляет величину порядка миллисекунд, шаговый двигатель поворачивает воздушную заслонку на полный рабочий угол (порядка 90°) в течение 40 мс [15].

Для подбора коэффициентов ПИД-преобразования отклонения приходится варьировать значения коэффициентов и оценивать полученный эффект по качеству переходных процессов. При согласовании работы рассматриваемых САР потребуется определение значений коэффициентов ПИД-преобразования отклонения в двух регуляторах, что усложняет процесс настройки САУ.

Как показывает практика создания САУ техническими устройствами в различных областях, в том числе для энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания, эффективность разработки значительно повышается при использовании на предварительном этапе отладки (калибровки) системы компьютерного и полунатурного моделирования в результате сокращения временных и материальных затрат на проведение натурных испытаний [16]. Если

моделирование работы САУ на установившихся режимах проводится с использованием программ расчета рабочего процесса двигателей, то для моделирования переходных процессов при полунатурных испытаниях нужна быстродействующая динамическая модель САУ, работающая в реальном времени [17].

Заключение

По результатам исследований можно сделать следующие выводы.

1. Для получения требуемых для нормального протекания рабочего процесса значений коэффициента избытка воздуха САУ газовыми двигателями содержит САР частоты вращения (воздействия на топливоподачу) и САР воздухообеспечения. Одна из важных задач настройки САУ газовыми двигателями заключается в согласовании работы САР частоты вращения и САР воздухообеспечения.

2. Для обеспечения быстродействия и точности САР воздухообеспечения в регуляторе системы целесообразно использовать сочетание принципов разомкнутого (по положению воздушной заслонки) и замкнутого (по коэффициенту избытка воздуха) регулирования или применять другие современные подходы, например, закон регулирования Смита.

3. Системы автоматического управления газовыми двигателями могут иметь различные конфигурации по составу контроллеров и распределению между ними функций автоматизации двигателя. Конкретная конфигурация САУ зависит от типа энергетической установки.

4. Для отладки САУ газовыми двигателями методами компьютерного и полунатурного моделирования на предварительном этапе разработки системы необходима быстродействующая динамическая модель САУ.

Литература

- [1] Arefin M.A., Nabi M.N., Akram M.W. et al. A review on liquefied natural gas as fuels for dual fuel engines: opportunities, challenges and responses. *Energies*, 2020, vol. 13 (22), no. 6127. <https://doi.org/10.3390/en13226127>
- [2] Калиниченко В.В., Буров С.В., Кондаков К.В. Создание газового двигатель-генератора 9ГМГ для маневрового газотепловоза. *Двигателестроение*, 2021, № 4, с. 3–7.
- [3] Moe E.E., Aung Z.M., Khin K.K. Design and simulation of air-fuel ratio control system for distributorless CNG engine. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 2010, vol. 46, pp. 775–778.
- [4] Muske K., Jones J., Franceschi E.M. Adaptive analytical model-based control for si engine air-fuel ratio. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2008, vol. 16, pp. 763–768. <https://doi.org/10.1109/TCST.2007.912243>
- [5] Ramamoorthy R., Dutta Prabir, Akbar S.A. Oxygen sensors: materials, methods, designs and applications. *Journal of Materials Science*, 2003, vol. 38, pp. 4271–4282. <https://doi.org/10.1023/A:1026370729205>
- [6] Газовые двигатели ЯМЗ-53414, ЯМЗ-53424, ЯМЗ-53444 и их комплектации. Руководство по эксплуатации 53404.3902150 РЭ, Ярославль, 2021, 244 с.
- [7] Малахов А.Ю., Курганов К.А. Основы компьютерной диагностики автомобиля по параметрам λ -регулирования. *Проблемы экспертизы в автомобильно-дорожной отрасли*, 2022, № 3 (4), с. 7–22.
- [8] Калиниченко В.В., Буров С.В., Здоренко В.А. Способ управления газовым двигателем внутреннего сгорания. Патент № 2695583 С1 РФ, МПК F02D 19/02, F02D 41/34, 2019, бюл. № 21.
- [9] Буров С.В., Калиниченко В.В., Миляев С.Б. Газовые двигатели на базе дизельного двигателя Д49. *Двигатель-2018. Междунар. науч.-техн. конф., посв. 150-летию основания факультета «Энергомашиностроение»: сб. тез. докл.* Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, с. 36–38.
- [10] Begg S., Heikal M.R., Lourenco Cardosa T.P. The mixture response of a stratified charge gasoline engine with independent, twin, port-fuel injector control. *SAE Technical Papers*, 2010. <https://doi.org/10.4271/2010-01-1458>
- [11] Bosch. Системы управления дизельными двигателями. Москва, За рулем, 2004, 480 с.
- [12] Боковиков А.Н. Использование турбокомпрессора с турбиной изменяемой геометрии для повышения экологических и экономических показателей дизеля. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2011, 171 с.
- [13] Nakagawa S., Katogi K., Oosuga M. A new air-fuel ratio feed back control for ULEV/SULEV standard. *SAE Technical Paper*, 2002. <https://doi.org/10.4271/2002-01-0194>
- [14] Veronesi M. Performance improvement of Smith predictor through automatic computation of dead time. *Yokogawa Technical Report*, 2003, pp. 25–30.

- [15] *Throttle body with integrated stepper motor*. URL: https://www.motortech.de/fileadmin/user_upload/technicaldata/MOTORTECH-Technical-Data-Sheet-ITB-150-Series-01.33.009-150-EN-2020-04.pdf (accessed September 17, 2023).
- [16] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Разработка и исследование системы управления дизельным двигателем. *Двигателестроение*, 2021, № 2 (284), с. 20–25.
- [17] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Исследование динамических свойств тепловозного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 76–83.

References

- [1] Arefin M.A., Nabi M.N., Akram M.W. et al. A review on liquefied natural gas as fuels for dual fuel engines: opportunities, challenges and responses. *Energies*, 2020, vol. 13 (22), no. 6127. <https://doi.org/10.3390/en13226127>
- [2] Kalinichenko V.V., Burov S.V., Kondakov K.V. Engine-generator type 9GMG for shunting locomotives. *Engines Construction*, 2021, no. 4, pp. 3–7. (In Russ.).
- [3] Moe E.E., Aung Z.M., Khin K.K. Design and simulation of air-fuel ratio control system for distributorless CNG engine. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 2010, vol. 46, pp. 775–778.
- [4] Muske K., Jones J., Franceschi E.M. Adaptive analytical model-based control for SI engine air-fuel ratio. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2008, vol. 16, pp. 763–768. <https://doi.org/10.1109/TCST.2007.912243>
- [5] Ramamoorthy R., Dutta Prabir, Akbar S.A. Oxygen sensors: materials, methods, designs and applications. *Journal of Materials Science*, 2003, vol. 38, pp. 4271–4282. <https://doi.org/10.1023/A:1026370729205>
- [6] *Gazovye dvigateli YaMZ-53414, YaMZ-53424, YaMZ-53444 i ikh kom-plektatsii* [YAMZ-53414, YAMZ-53424, YAMZ-53444 gas engines and their combinations]. *Rukovodstvo po ekspluatatsii 53404.3902150 RE*, Yaroslavl, 2021, 244 p. (In Russ.).
- [7] Malakhov A.Yu., Kurganov K.A. Fundamentals of computer diagnostics of the car according to the parameters of the λ -regulation. *Automotive and road expert evaluation*, 2022, no. 3 (4), pp. 7–22. (In Russ.).
- [8] Kalinichenko V.V., Burov S.V., Zdorenko V.A. *Sposob upravleniya gazovym dvigatelem vnutrennego sgoraniya* [The method of controlling a gas internal combustion engine]. Patent no. 2695583 C1 RF, MPK F02D 19/02, F02D 41/34, 2019, bul. no. 21. (In Russ.).
- [9] Burov S.V., Kalinichenko V.V., Milyaev S.B. Gas engines based on diesel engines D49. *Dvigatel'–2018. Mezhdunarodnaya nauchno-tehnicheskaya konferentsiya, posvyashchennaya 150-letiyu osnovaniya fakul'teta "Energomashinostroenie": sbornik tezisev dokladov* [Engine–2018. International Scientific and Technical Conference dedicated to the 150th anniversary of the founding of the Faculty of Power Engineering: collection of abstracts]. Moscow, BMTU Press, 2018, pp. 36–38. (In Russ.).
- [10] Begg S., Heikal M.R., Lourenco Cardosa T.P. The mixture response of a stratified charge gasoline engine with independent, twin, port-fuel injector control. *SAE Technical Papers*, 2010. <https://doi.org/10.4271/2010-01-1458>
- [11] *Bosch. Sistemy upravleniya dizel'nyimi dvigatelyami* [Bosch. Diesel engine control systems]. Moscow, KZHI "Za rulem" Publ., 2004, 480 p. (In Russ.).
- [12] Bokovikov A.N. *Ispol'zovanie turbokompressora s turbinoy izmenyaemoy geometrii dlya povysheniya ekologicheskikh i ekonomicheskikh pokazateley dizelya* [The use of a turbocharger with a variable geometry turbine to improve the environmental and economic performance of diesel]. Ph. D. Diss. Moscow, 2011, 171 p. (In Russ.).
- [13] Nakagawa S., Katogi K., Oosuga M. A new air-fuel ratio feed back control for ULEV/SULEV standard. *SAE Technical Paper*, 2002, <https://doi.org/10.4271/2002-01-0194>
- [14] Veronesi M. Performance improvement of Smith predictor through automatic computation of dead time. *Yokogawa Technical Report*, 2003, pp. 25–30.
- [15] *Throttle body with integrated stepper motor*. Available at: https://www.motortech.de/fileadmin/user_upload/technicaldata/MOTORTECH-Technical-Data-Sheet-ITB-150-Series-01.33.009-150-EN-2020-04.pdf (accessed September 17, 2023).
- [16] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Ryzhov V.A. Development and examination of diesel engine control system. *Engines Construction*, 2021, no. 2 (284), pp. 20–25. (In Russ.).
- [17] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Ryzhov V.A. Research of the dynamic properties of a diesel locomotive when using variable geometry turbine. *Engines Construction*, 2022, no. 1 (287), pp. 76–83. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 10.01.2024

Сведения об авторах

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

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

Петров Евгений Петрович — коммерческий директор, ООО «МЕТТЭМ Инновации», Москва, Российская Федерация. E-mail: ep.petrov@mettem-m.ru

Information about the authors

Kuznetsov Aleksandr Gavriilovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Thermophysics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: kuzag@bmstu.ru

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

Petrov Evgeniy Petrovich — Commercial Director, METTEM Innovations LLC, Moscow, Russian Federation. E-mail: ep.petrov@mettem-m.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Петров Е.П. Вопросы управления газовыми двигателями. *Двигателестроение*, 2024, № 1 (295), с. 43–52.

Citation:

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Petrov E.P. On the issues of gas engine control. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 43–52. (In Russ.).

УДК 621.436

Расчетное исследование параметров двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке

Бовэнь Са¹, Ин Лю², В.А. Марков³, В.В. Фурман⁴, С.В. Плахов⁴¹ Институт инженерной теплофизики Академии наук Китая² Aerospace times Feihong Technology Co., Ltd³ МГТУ им. Н.Э. Баумана⁴ ООО «ППП «Дизельавтоматика»

Computational study of the parameters of a biofuel diesel engine operating on the ammonia

Bowen Sa¹, Ying Liu², V.A. Markov³, V.V. Furman⁴, S.V. Plakhov⁴¹ Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences² Aerospace Times Feihong Technology Co., Ltd³ Bauman Moscow State Technical University⁴ PPP Dieselvatomatika LLC

Показана перспективность использования аммиака в качестве альтернативного топлива для дизельных двигателей. Проанализированы свойства аммиака и проведены расчетные исследования показателей дизельного двигателя, работающего на аммиаке, с использованием программного комплекса Converge CFD. В качестве объекта исследования выбран тепловозный дизельный двигатель типа Д-49, в котором аммиак в газовой фазе подается в его впускную систему, а его воспламенение в цилиндрах осуществляется от запальной дозы метилового эфира соевого масла. При этом энергетическая доля аммиака в общей подаче топлива выбрана равной 0, 20, 40, 60 и 80 %. Исследованы режимы работы этого двигателя с частотой вращения коленчатого вала 450 мин⁻¹ и крутящим моментом 1000 и 4000 Н · м. Выбор режимов с частичными частотой вращения и нагрузкой обусловлен сложностью организации эффективного сгорания аммиака на этих режимах. Результаты расчетов свидетельствуют о том, что на исследованных режимах при увеличении энергетической доли аммиака в общей подаче топлива от 0 до 80 % удельный эффективный расход топлива увеличивается в 2,4–3,5 раза. При этом эмиссия оксидов азота снизилась на 20...40 %, выброс сажи — примерно в 4 раза, выброс углекислого газа — в 7–8 раз.

EDN: GXKJFG

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, газодизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, аммиак, метиловый эфир соевого масла, запальная доза

The paper demonstrates prospects for introducing ammonia as an alternative fuel in the diesel engines. Properties of ammonia were analyzed, and computational study of performance of a diesel engine running on ammonia was performed using the Converge CFD software package. Research object was selected to be the D-49 type locomotive diesel engine, where ammonia in the gas phase was supplied to its intake system; and it was ignited in the cylinders by a pilot dose of the soybean oil methyl ester. In this case, the ammonia energy share in the total fuel supply was chosen to be 0, 20, 40, 60 and 80 %. Operating modes of this engine were analyzed with the crankshaft rotation speed of 450 rpm and torque of 1000 and 4000 N · m. Selection of modes with partial rotation speed and load was determined by the difficulty in ensuring efficient combustion of ammonia in these modes. Computation results indicated that an increase in the ammonia energy share in the total fuel supply from 0 to 80 % in the studied modes caused an increase in the specific effective fuel consumption by 2.4–3.5 times. At the same time, the nitrogen oxides emission decreased by 20...40 %, soot emissions — by about 4 times, and carbon dioxide emissions — by 7–8 times.

EDN: GXKJFG

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, gas-diesel engine, diesel fuel, ammonia, soybean oil methyl ester, pilot dose

Введение

Развитие мировой экономики и непрерывный рост потребления энергоресурсов приводят к неблагоприятным воздействиям на воздушные и водные бассейны планеты. Стратегия борьбы с техногенным воздействием промышленности и транспорта на атмосферу, парниковым эффектом и изменением климата предусматривает значительное снижение объемов выбросов основного парникового газа — диоксида углерода (углекислого газа CO_2) и достижения к 2050 г. углеродной нейтральности этих отраслей мировой экономики. Поскольку транспортный сектор экономики вносит значительный вклад в общие выбросы углекислого газа в атмосферу (в странах Евросоюза его доля составляет 27 % от общих выбросов CO_2), необходима трансформация этого сектора экономики в направлении уменьшения потребления углеводородных топлив [1].

Крупными потребителями традиционных нефтяных топлив являются автомобильный, железнодорожный, морской и речной транспорт, а также сельскохозяйственная и лесопромышленная техника [2]. Каждая из перечисленных отраслей экономики разрабатывает свою стратегию сокращения выбросов парниковых газов. В качестве примера на рис. 1 приведен график сокращения общих выбросов парниковых газов, предложенный Международной морской организацией (ИМО) [3]. Он предполагает реализацию ряда конструктивно-технологических (показатель EED1 на рис. 1) и эксплуатационных (показатель SEEMP на рис. 1) мер, позволяющих обеспечить декарбонизацию морских перевозок. К этим мерам относятся расширение использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив (одно из основных мероприятий области, выделенной зеленым цветом на рис. 1) [4–6].

К безуглеродным моторным топливам относятся водород H_2 и аммиак NH_3 . Молекула последнего не содержит атомов углерода, а массовая доля атомов водорода в молекуле аммиака составляет около 18 %. Как моторное топливо аммиак обладает рядом преимуществ по сравнению с водородом. При нормальной температуре и давлении 1 МПа аммиак находится в жидкой фазе и имеет плотность $\rho = 690 \text{ кг/м}^3$, что сопоставимо с плотностью бензина ($\rho = 720 \dots 750 \text{ кг/м}^3$). С учетом указанного выше процентного содержания атомов водорода в молекуле аммиака объем-

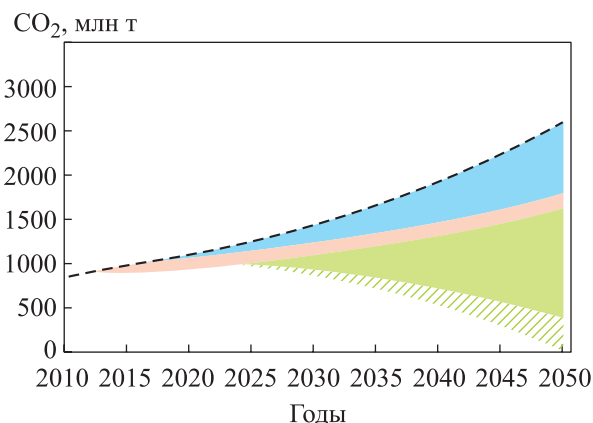


Рис. 1. График сокращения общих выбросов парниковых газов, предложенный Международной морской организацией (черной пунктирной линией обозначен инерционный сценарий выбросов); EED1 — показатель проектируемой энергоэффективности (на рисунке соответствует синему цвету); SEEMP — план управления энергоэффективностью судов (оранжевый цвет); текущие цели по сокращению выбросов CO_2 показаны зеленым цветом, а область с зеленой штриховкой соответствует целям по достижению углеродной нейтральности к 2050 г.)

ная плотность водородного топлива в жидком аммиаке вдвое превосходит плотность жидкого водорода ($\rho = 71 \text{ кг/м}^3$) (табл. 1) [1, 7, 8].

Температура кипения аммиака близка к температуре кипения пропан-бутановых смесей (см. табл. 1), что позволяет обеспечить его хранение в сжиженном виде и реализовать топливоподачу системами, используемыми для подачи пропан-бутановых смесей в цилиндры двигателей внутреннего сгорания. Таким образом, использование аммиака вместо водорода в целом решает проблему хранения и транспортировки топлива на борту транспортного средства. Еще одно преимущество использования аммиака в качестве моторного топлива перед водородом — невысокая жесткость его сгорания в цилиндрах двигателей (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ максимальная скорость распространения пламени у водорода и аммиака составляет 2,50 и 0,08 м/с соответственно).

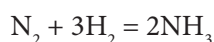
Известны различные технологии промышленного получения аммиака, применяемые при производстве азотных удобрений [3, 4, 9, 10]. Около 95 % мирового производства аммиака основано на использовании ископаемых энергоносителей. При этом 72 % мирового производства аммиака базируется на получении водорода из природного газа путем его парового

Таблица 1. Свойства газообразных моторных топлив

Физико-химические свойства	Топлива		
	Водород	Аммиак	Пропан
Формула состава	H ₂	NH ₃	C ₃ H ₈
Плотность жидкой фазы при температуре кипения и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	71	686	585
Плотность газовой фазы при $t = 0$ °C и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	0,090	0,771	2,019
Цетановое число	Около 1	Около 0	16
Температура самовоспламенения, °C	585	651	466
Температура кипения при $p = 0,1$ МПа, °C	–252,8	–33,4	–42,0
Теплота сгорания низшая (масс.), кДж/кг	120 000	18 800	45 938
Теплота сгорания низшая (об.), кДж/м ³	9372	13 200*	91 251
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг/кг	34,5	6,14	15,7
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м ³ вещества, м ³ /м ³	2,4	3,66	23,80
Скорость распространения пламени в смесях с воздухом при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м/с	2,50	0,08	0,40
* С учетом диссоциации.			

риформинга. Еще 22 % этого производства основано на получении водорода путем газификации угля (основным производителем метана по данной технологии является Китай).

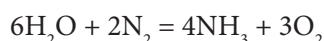
Синтез аммиака происходит путем соединения газообразного азота (N₂) с газообразным водородом (H₂) в присутствии катализатора в условиях высоких температур и давлений. Эта реакция обратимая, экзотермическая (с выделением теплоты $\Delta Q = 92,4$ кДж/моль) и выражается следующей формулой [3, 4]:



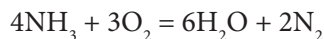
Основной процесс производства аммиака — технология Haber-Bosch, в которой реакция протекает в присутствии катализаторов при давлении 20 МПа и температуре 400...450 °C:



Возможен синтез аммиака с использованием воды и азота по формуле



Реакция сжигания аммиака в двигателях внутреннего сгорания описывается следующей формулой:



Начало использования аммиака в качестве моторного топлива относится к 30–40 гг. XX в.

Так, в военном 1943 г. из-за острого дефицита дизельного топлива (ДТ) правительство Бельгии было вынуждено выпустить на маршруты рейсовые автобусы, работающие на аммиаке и угольном газе. До окончания войны они успели пробежать десятки тысяч километров [11, 12]. После завершения Второй мировой войны, когда дефицит нефтяных топлив закончился, использование аммиака в качестве моторного топлива прекратилось. Однако в 1960-е годы в США начались исследования возможностей использования аммиака в качестве моторного топлива для боевых машин, а затем и для гражданской техники [13–16]. Более поздние разработки по применению аммиака в качестве моторного топлива представлены на рис. 2 и 3 [11, 12, 17].

Аммиак в качестве топлива для ДВС может использоваться на различных транспортных объектах — на автомобильном транспорте [18–21], судах морского и речного флота [22–25], железнодорожном транспорте [9, 26]. Конвертирование на работу на аммиаке возможно и в бензиновых, и в дизельных двигателях. Однако предпочтительным представляется использование аммиака в качестве моторного топлива в дизельных двигателях, работающих с повышенными степенями сжатия в широком диапазоне коэффициентов избытка воздуха. В этих условиях процесс сгорания аммиака бо-



Рис. 2. Спорткар Marangoni Toyota GT86-R, работающий на аммиаке и сжиженном нефтяном газе



Рис. 3. Трактор, использующий водород и аммиак

лее эффективен. Необходимо также учитывать сравнительно медленное горение аммиака (см. скорость распространения пламени в табл. 1). Это затрудняет использование аммиака в высокооборотных двигателях внутреннего сгорания. В связи с этим обстоятельством перевод с нефтяных топлив на аммиак проще осуществить в малооборотных и среднеоборотных двигателях.

Следует отметить плохую воспламеняемость аммиака в цилиндрах дизельных двигателей (см. цетановое число в табл. 1). В этих условиях воспламенение аммиачно-воздушных смесей может быть осуществлено либо от свечи зажигания, либо от запальной дозы высокоцетанового топлива [27–29]. В качестве запального топлива могут быть использованы как традиционное нефтяное ДТ, так и альтернативные моторные топлива, в частности биотоплива [30–32]. При этом применение биотоплива предпочтительнее, поскольку оно позволяет снизить техногенное воздействие транспортного сектора на окружающую среду [33–35]. Привлекательность широкого использования биотоплив обусловлена практической неисчерпаемостью сырьевой базы для производства этих энергоресурсов, а также тем обстоятельством, что при выращивании растений поглощается примерно такое же количество углекислого газа, которое выделяется при сгорании биотоплив.

Потребление биотоплив в странах Евросоюза в 2020 г. составило около 6 % объема всех моторных топлив. Можно отметить сравнительно невысокую стоимость биодизельного топли-

ва, получаемого из растительных масел [35]. На законодательном уровне в рамках Директивы развития энергетики до 2030 года (Renewable Energy — RED II) заложено увеличение доли топлив из возобновляемого сырья к 2030 г. до 26 %. В соответствии с прогнозом подразделения Европейской ассоциации нефтепереработчиков (FuelsEurope), потребление биотоплив к 2050 г. может вырасти до 54 % [35].

Среди биотоплив, получаемых из растительных масел, следует выделить их метиловые эфиры, цетановое число которых равно цетановому числу нефтяных ДТ или превышает его. Так, в соответствии с данными работы [34], цетановое число нефтяного ДТ марки Л (летнее) по ГОСТ 305–2013 составляет 45 единиц, а цетановое число метилового эфира соевого масла (МЭСМ) — 55 единиц (см. табл. 2) [34].

Диапазон температур выкипания фракций метилового эфира соевого масла (323...356 °C) оказался существенно меньшим, чем диапазон температур выкипания фракций нефтяного дизельного топлива (160...360 °C). Заметно различаются и физические свойства нефтяного ДТ и МЭСМ. В частности, плотность нефтяного ДТ и МЭСМ составляет 830 и 884 кг/м³, их вязкость при 20 °C — 3,8 и 8,0 мм²/с. При нормальных атмосферных условиях мгновенный (истинный) коэффициент сжимаемости α нефтяного ДТ составляет около $70 \cdot 10^{-11}$ Па⁻¹, а для МЭСМ он равен $52 \cdot 10^{-11}$ Па⁻¹.

Известны работы, посвященные кинетике сгорания аммиачно-воздушных смесей в камерах сгорания (КС) дизельных двигателей [8, 36–38] и моделированию рабочего процесса этих двига-

Таблица 2. Физико-химические свойства нефтяного ДТ и метилового эфира соевого масла

Физико-химические свойства	Топлива	
	Нефтяное ДТ*	МЭСМ
Плотность при температуре 20 °С, кг/м ³	830	884
Вязкость кинематическая, мм ² /с, при температуре, °С:		
20	3,8	8,0
40	2,8	4,1
Коэффициент поверхностного натяжения при температуре 20 °С, мН/м	27,1	30,7
Мгновенный коэффициент сжимаемости при нормальных атмосферных условиях, Па ⁻¹	70·10 ⁻¹¹	52·10 ⁻¹¹
Цетановое число	45	55
Температуры, °С:		
начало процесса	180	323
выкипание 10 % топлива	220	340
выкипание 50 % топлива	280	346
выкипание 90 % топлива	340	354
окончание процесса	360	356
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,3	12,6
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	37,8
Содержание серы, % (масс.)	0,200	0,002
Содержание, % (масс.):		
С	87,0	77,6
Н	12,6	12,2
О	0,4	10,2
Коксуемость 10%-ного остатка, %, не более	0,2	0,3
* ДТ марки Л по ГОСТ 305–2013.		

телей [8, 25, 39, 40]. При этом в основном исследована работа двигателей на режимах с полной нагрузкой. На режимах с неполной нагрузкой возникает проблема организации надежного воспламенения рабочей смеси и эффективного сгорания аммиака. Работа двигателей на этих режимах до настоящего времени недостаточно полно изучена. Цель настоящего исследования — расчетное исследование рабочего процесса тепловозного двухтопливного двигателя, функционирующего на аммиаке с запальной дозой метилового эфира соевого масла на нефорсированных режимах работы.

Объект исследования

Объект исследования — тепловозный дизельный двигатель типа Д-49 (16ЧН 26/26), устанавливаемый на магистральные и маневровые тепловозы. Двигатели этой серии имеют 16 цилиндров размерности 26/26, выполнены

V-образными и обладают мощностью от 3000 до 6000 л. с. (2200...4400 кВт) при частоте вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$. Каждый цилиндр этого двигателя имеет четыре клапана — два впускных и два выпускных. Впускной коллектор проложен в развале цилиндров, выпускные коллекторы — снаружи. Каждая секция топливного насоса высокого давления выполнена отдельной и установлена у своего цилиндра, управляются они парой общих кулачковых валов от одного регулятора. Большинство дизельных двигателей этой серии оснащены одним нерегулируемым турбокомпрессором, состоящим из одноступенчатой осевой турбины и одноступенчатого центробежного компрессора.

При конвертировании этого двигателя на работу в газодизельном цикле выбрана схема подачи аммиака во впускную систему, а воспламенение аммиачно-воздушной смеси в цилиндрах двигателя происходит от теплоты сго-

рания запальной дозы МЭСМ, подаваемого в КС штатной дизельной форсункой. При этом подача аммиака в воздушный поток впускного канала каждого цилиндра осуществляется газовой форсункой на такте впуска. В результате происходит равномерное смешивание аммиака с воздухом и образуется аммиачно-воздушная смесь, поступающая в КС. Количество впрыскиваемого аммиака регулируется изменением давления впрыска при фиксированном периоде его подачи. Энергетическая доля аммиака $\varepsilon_{\text{NH}_3}$ в его общей подаче с метиловым эфиром соевого масла определялась в виде

$$\varepsilon_{\text{NH}_3} = \frac{m_{\text{NH}_3} \text{Hu}_{\text{NH}_3}}{m_{\text{NH}_3} \text{Hu}_{\text{NH}_3} + m_{\text{МЭСМ}} \text{Hu}_{\text{МЭСМ}}}, \quad (*)$$

где m_{NH_3} и $m_{\text{МЭСМ}}$ — массовые цикловые подачи аммиака и МЭСМ соответственно; Hu_{NH_3} и $\text{Hu}_{\text{МЭСМ}}$ — их низшие теплотворные способности ($\text{Hu}_{\text{NH}_3} = 18,8$ МДж/кг и $\text{Hu}_{\text{МЭСМ}} = 37,8$ МДж/кг).

В данной работе эти энергетические доли $\varepsilon_{\text{NH}_3}$ выбраны равными 0, 20, 40, 60 и 80 %.

Математические модели, использованные при расчетных исследованиях рабочего процесса газодизельного двигателя

Для оценки эффекта подачи аммиака во впускную систему исследованного дизельного двигателя на его технико-эксплуатационные показатели разработаны численные модели этого двухтопливного двигателя при статистическом объединении трехмерной (3D) модели КС двигателя и одномерной (1D) модели термодинамических и механических процессов двигателя. При этом моделирование рабочего процесса газодизельного двигателя проведено на двух режимах с одинаковой частотой вращения ($n = 450$ мин⁻¹) и крутящими моментами M_d , равными 1000 и 4000 Н·м. При $n = 450$ мин⁻¹ режим с полной мощностью соответствует крутящему моменту $M_d = 12500$ Н·м. Такой выбор исследуемого скоростного режима обусловлен тем, что в условиях эксплуатации средняя частота вращения коленчатого вала тепловозного дизельного двигателя маневрового тепловоза составляет 40...50 % от частоты вращения на режиме максимальной мощности [41–43]. При этом рассмотрены режимы с частичной нагрузкой при крутящем мо-

менте M_d , равном 1000 и 4000 Н·м, на которых сложно организовать сжигание аммиака. На каждом из исследованных режимов работы двигателя изменялось количество подаваемых в КС аммиака и МЭСМ.

3D-модель камеры сгорания двухтопливного двигателя

3D-модель камеры сгорания двигателя базируется на методе конечных объемов и является основой программного комплекса (ПК) Converge CFD. Эта модель использована для получения информации о развитии процесса сгорания в КС, распределении параметров газов по объему камеры и образованию вредных веществ в КС. При этом процессы распыливания ДТ и смесеобразование моделируются с использованием подходов Эйлера — Лагранжа. Струя распыливаемого жидкого топлива описывается системой Лагранжа с дискретной (негомогенной) фазой, содержащей газовую фазу и совокупность капель жидкого топлива. Газовая смесь описывается системой Эйлера с гомогенной фазой. Испаренная часть капель из дискретной фазы переходит в гомогенную фазу. Распад струи (капель) описывается моделью KH-RT [44].

Для моделирования столкновения и коалесценции (слияния) капель жидкого топлива использована численная схема No Time Counter [45]. Скорость испарения капли топлива описывается скоростью изменения радиуса капли, которая определяется по методике Frossling [46]. Уравнения переносов массы и теплоты в газовой смеси решаются для гомогенной фазы. Используются уравнения движения вязкой жидкости Навье — Стокса, осредненные по Рейнольдсу — уравнения RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes). Они замыкаются моделью турбулентности k – ε . Для описания с приемлемой точностью протекания во времени химических реакций окисления биотоплива (МЭСМ) и аммиака, а также реакций образования оксидов азота использованы уравнения химической кинетики. Они объединяют сокращенный механизм реакций окисления n -гептана C_7H_{16} [47] и сокращенный механизм химических превращений для молекул и атомов азота N, водорода H и кислорода O [48].

Полученная система уравнений химической кинетики содержит 659 химических реак-

ций для 140 веществ. Для решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений, характеризующих протекание указанных химических реакций, использован решатель детальной химической кинетики — Sage (от англ. «мудрец» — система компьютерной алгебры) [49]. Преобразование сажи моделируется эмпирической моделью образования и развития сажевых частиц Hiroyasu [50].

Для определения констант уравнений в моделях распыливания ДТ и МЭСМ, смесеобразования, сгорания ДТ и МЭСМ, преобразования сажи, а также для проверки этих моделей были использованы экспериментальные результаты базы данных Engine Combustion Network (ECN) для развития струи и сгорания ДТ и МЭСМ в камере постоянного объема (КПО) [51, 52]. Исследование параметров развития струй нефтяного ДТ и МЭСМ проводили в КПО с инертным газом при температуре газа 900, 1000 К и давлении 6 МПа (инертное распыливание). Эксперимент со сгоранием топливных струй ДТ и МЭСМ реализован в камере, заполненной газовой смесью с объемной концентрацией кислорода O_2 , равной 15 %, при сохранении других условий без изменения (реагирующее распыливание) [52]. После нескольких циклов итерации констант моделей достигнуто хорошее совпадение расчетных результатов с экспериментальными данными. Сравнение расчетных параметров инертного распыливания длин (глубин) проникновения жидкой струи и паров топлива с экспериментом показано на рис. 4.

Расчетные и экспериментальные зависимости скорости тепловыделения при сгорании и повышении давления в КПО от времени от начала впрыска для дизельного топлива представлены на рис. 5, а сравнение расчетного и экспериментального распределений массовой концентрации сажи в продольном сечении КПО в момент времени 5,8 мс после начала впрыска показано на рис. 6. Сравнение расчетных и экспериментальных данных на этих рисунках, а также данные табл. 3 свидетельствуют, что применяемые модели позволяют получить расчетные данные приемлемой точности. Их можно использовать для дальнейшего моделирования процессов распыливания, смесеобразования, сгорания и образования вредных веществ в КС исследуемого двигателя.

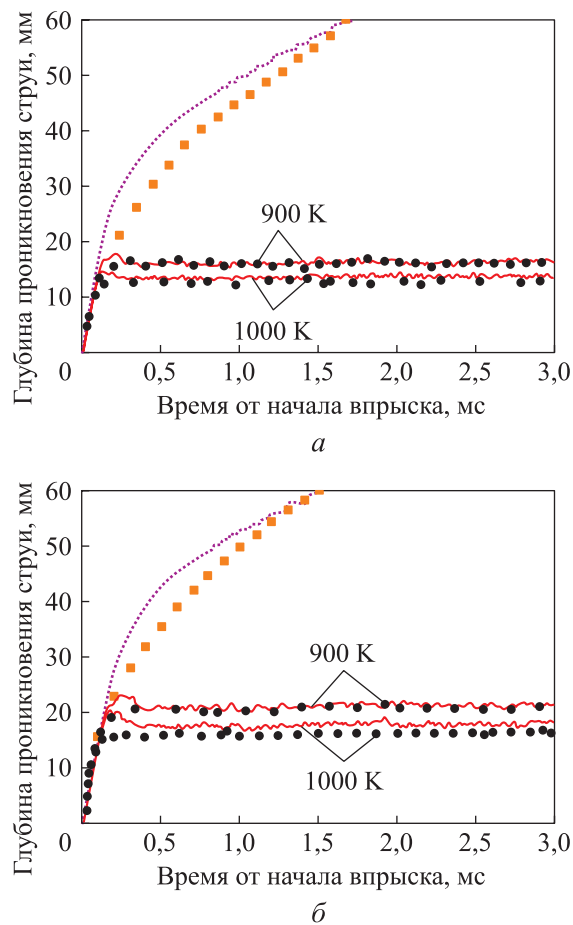


Рис. 4. Зависимость глубины проникновения струи распыливаемого топлива — нефтяного ДТ (а) и МЭСМ (б) от времени от начала впрыска при температуре инертного газа в КПО, равной 900 и 1000 К: — жидкие капли (расчет); • жидкие капли (эксперимент); газовая фаза (расчет); ■ газовая фаза (эксперимент)

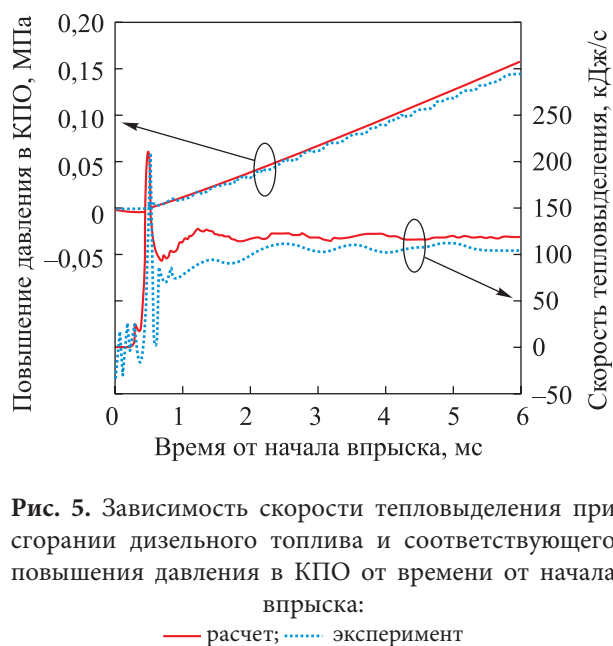


Рис. 5. Зависимость скорости тепловыделения при сгорании дизельного топлива и соответствующего повышения давления в КПО от времени от начала впрыска:

— расчет; эксперимент

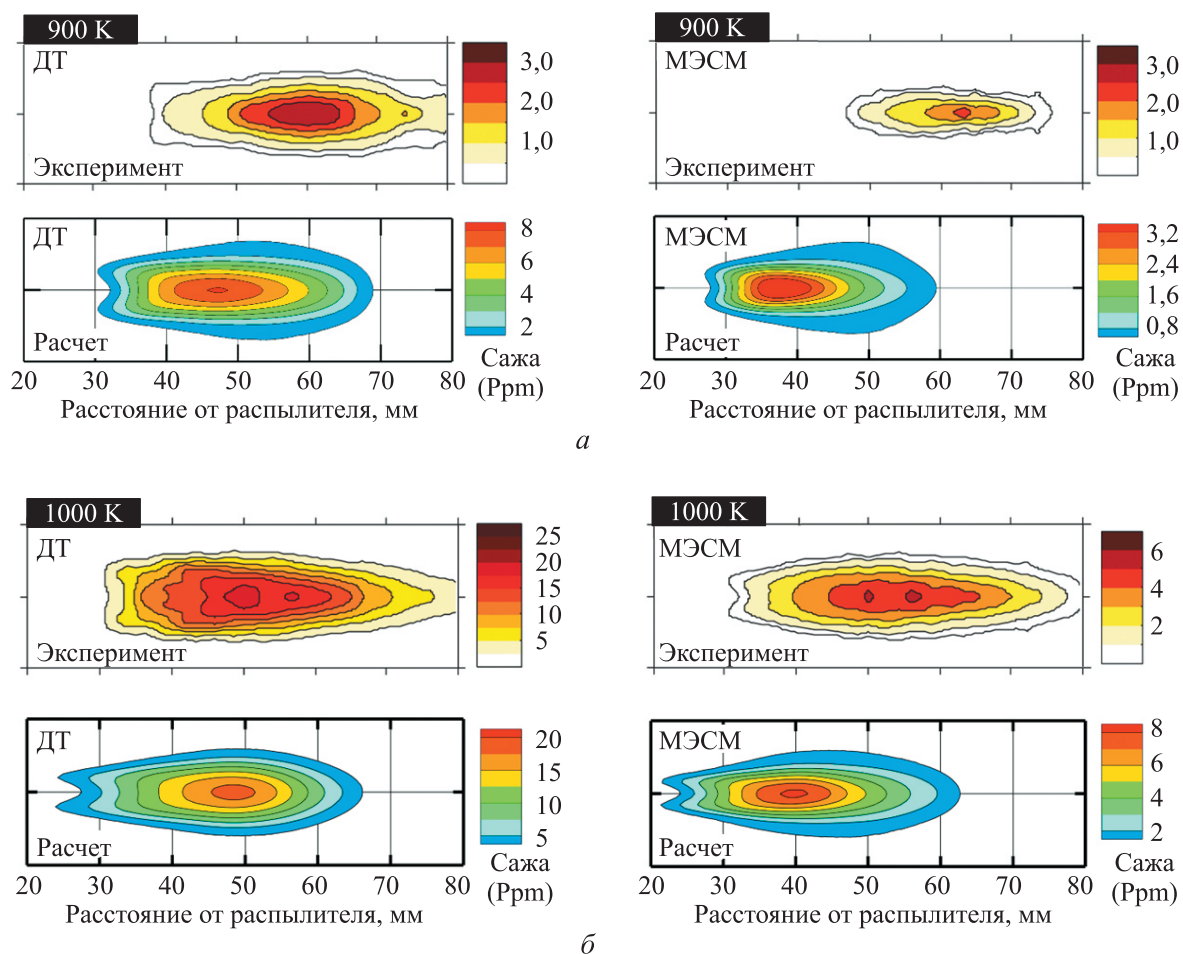


Рис. 6. Сравнение расчетных и экспериментальных данных по распределению массовой концентрации сажи в продольном сечении КПО в момент времени 5,8 мс после начала впрыска (форсунка с одним распыляющим отверстием расположена по оси КПО) при различной температуре:
а — 900 К; б — 1000 К

Таблица 3. Проверка точности математических моделей процессов в камере постоянного объема со сгоранием

Топливо, начальная температура воздуха	Период задержки воспламенения, мс			Подъем пламени, определяемый расстоянием ядра пламени от выхода отверстия форсунки, мм		
	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
ДТ, 1000 К	0,510	0,449	–12,0	18,31	18,96	3,5
МЭСМ, 1000 К	0,389	0,378	–2,8	17,27	18,40	6,5
ДТ, 900 К	0,761	0,728	–4,3	27,00	27,40	1,5
МЭСМ, 900 К	0,660	0,552	–16,4	26,18	26,60	1,6

Примечание. Lift-off length — подъем пламени, определяемый расстоянием корня пламени от выхода отверстия форсунки, при расчетах был определен с помощью распределения концентрации радикалов ОН в продольном сечении пламени.

Модель КС двухтопливного двигателя типа Д-49

Для моделирования рабочего процесса в камере сгорания двигателя типа Д-49 использованы параметры геометрии КС данного двигателя. Расчетные сетки построены для десятой части объема КС (сектора с углом 36°) с учетом геометрической симметричности КС и симметричного расположения десяти распыливающих отверстий (одно отверстие на каждый сектор). Для обеспечения требуемой точности расчета базовые сетки разбивались с учетом локальных градиентов скорости и температуры. На рис. 7 показаны сетки КС в момент времени, соответ-

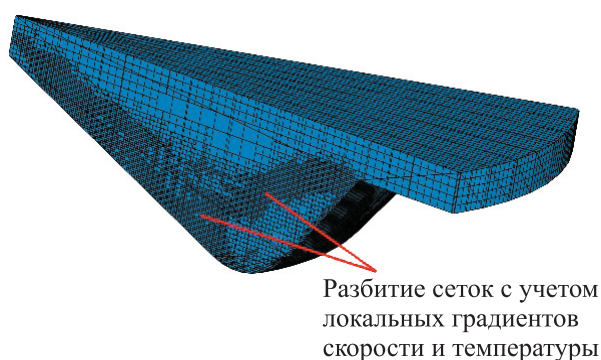


Рис. 7. Расчетные сетки КС в момент времени, соответствующий нахождению поршня в ВМТ

ствующий нахождению поршня в верхней мертвой точке (ВМТ). Моделирование проводилось во временном интервале угла φ поворота коленчатого вала (УПКВ) от $\varphi = -142^\circ$ до $\varphi = +121^\circ$ (с момента закрытия впускных клапанов до открытия выпускных клапанов; знак «-» — до ВМТ, знак «+» — после ВМТ) при частоте вращения $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и крутящем моменте M_d , равном 1000 и 4000 Н · м. Граничные условия (температура и давление газа в цилиндре при закрытии впускных клапанов, температура стенок КС, подача топлив) задавали по результатам 1D-моделирования работы двигателя, выполненного в ПК GT-Power.

1D-модель двухтопливного двигателя

1D-модель двухтопливного двигателя разработана в ПК GT-Power на основе 1D-модели для прототипа дизельного двигателя Д-49, представленной авторами статьи в предыдущих работах [53, 54]. Она состоит из термодинамической части (сгорание и газообмен) и механической

части (кривошипно-шатунный механизм). Запальное топливо (МЭСМ) впрыскивается непосредственно в цилиндры двигателя штатными форсунками, а аммиак подается во впускную систему двигателя после турбокомпрессора в каналы перед впускными клапанами.

Для расчета процесса сгорания при подаче двух указанных топлив применена многозонная модель сгорания — модель DI-pulse [55], которая часто используется для дизельных двигателей с непосредственным впрыскиванием топлива. Эта модель учитывает влияние характеристик впрыскивания и распыливания топлива на процесс сгорания путем моделирования соответствующих физических процессов, происходящих во время впрыска и сгорания, включая распыливание, испарение и смешивание с воздухом. Четыре параметра — коэффициенты воспламенения (ignition multiplier), предварительного смешивания (premixed combustion multiplier), уноса (entrainment multiplier) и скорости диффузионного горения (diffusion combustion rate multiplier) — были определены по результатам 3D-моделирования процесса сгорания в КС.

Сгорание аммиака моделировалось с помощью модели SI-Turb [55]. Скорость горения определялась постоянной характерного времени горения и уносом массы во фронт пламени. Постоянная характерного времени горения представляет собой отношение микромасштабной длины Тейлора λ (шкала длины турбулентности — используется для характеристики турбулентного потока) к скорости распространения ламинарного пламени S_L . Унос массы пропорционален эффективной скорости пламени, которая равна сумме скорости ламинарного пламени и скорости турбулентного пламени. Три параметра — коэффициенты микромасштабной длины Тейлора, роста ядра пламени и скорости турбулентного пламени — определены по результатам 3D-моделирования процесса сгорания в КС.

При моделировании рабочего процесса двухтопливного двигателя были статистически объединены 1D-модель работы двигателя и 3D-модель процесса сгорания в КС. Для каждого значения $\varepsilon_{\text{NH}_3}$ (см. формулу (*)) сначала выполнялось моделирование рабочего процесса двигателя с помощью 1D-модели двигателя. Затем полученные результаты, в том числе цикловые подачи МЭСМ и аммиака, термическое

состояние газа в цилиндре после закрытия впускных клапанов и температурные состояния стенок КС, используются как граничные условия для моделирования процесса сгорания в КС в ПК Converge CFD. Характеристика давления в цилиндре, полученная с помощью 3D-моделирования, использована в качестве эталонной для настройки параметров в 1D-модели двигателя. Указанный итеративный процесс повторяли до тех пор, пока характеристика давления в цилиндре при 1D-моделировании не становится близкой к характеристике давления в цилиндре при 3D-моделировании.

Результаты моделирования рабочего процесса дизельного двигателя

При моделировании работы двигателя типа Д-49 исследованы чисто дизельный цикл (работа только на жидком топливе — ДТ или биодизельном топливе — МЭСМ) и газодизельный цикл (работа на двух топливах — МЭСМ и аммиаке). Моделирование проведено на режимах с частотой вращения коленчатого вала $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и крутящими моментами M_d , равными 1000 и 4000 Н·м. Режимы с полной нагрузкой для дизелей, работающих на аммиаке, уже были рассчитаны в работах [8, 39]. Выбор двух указанных нагрузочных режимов объясняется тем, что на этих режимах с низкой нагрузкой сложно организовать эффективное сгорание аммиака. На этих частичных нагрузочных режимах топливоздушная смесь имеет большой коэффициент избытка воздуха и сгорает сравнительно медленно, при этом температура в цилиндрах низкая. Энергетическая доля водорода в общей подаче

топлива $\varepsilon_{\text{NH}_3}$ на этих режимах была равна 20, 40, 60 и 80 %.

Приведенные на рис. 8 расчетные зависимости удельного эффективного расхода топлива двигателя от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива на указанных частичных нагрузочных режимах свидетельствуют о том, что при увеличении подачи аммиака топливная экономичность двигателя ухудшается (удельный эффективный расход топлива возрастает). На первом из исследованных режимов (при $M_d = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$) увеличение энергетической доли аммиака в общей подаче топлива с 0 до 80 % приводит к увеличению роста эффективного расхода топлива примерно в 3,5 раза, а на втором режиме (при $M_d = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$) — примерно в 2,4 раза. Соответственно уменьшается эффективный КПД η_e исследуемого двигателя (рис. 9). Это связано с низкой скоростью сгорания аммиака в цилиндрах двигателя, его недогоранием, большими выбросами с отработавшими газами несгоревшего аммиака.

Из представленных на рис. 10 зависимостей удельных массовых выбросов оксидов азота от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива следует, что почти во всем диапазоне изменения подач аммиака эмиссия оксидов азота увеличивается по сравнению с работой на МЭСМ. На первом из исследованных режимов эти выбросы оказались выше, чем на втором, что, по-видимому, связано с худшим качеством процесса смесеобразования вследствие плохого качества распыливания МЭСМ.

Отметим, что на обоих исследованных режимах максимальные выбросы оксидов азота

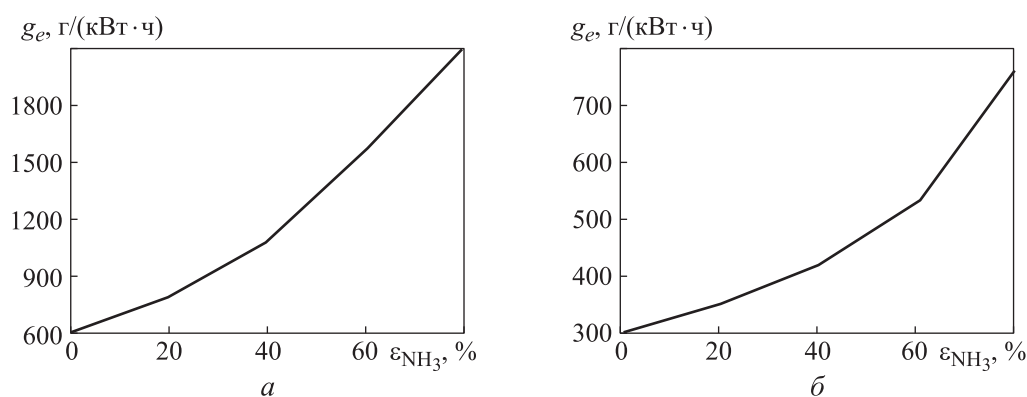


Рис. 8. Зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива $\varepsilon_{\text{NH}_3}$:

a — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; *б* — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$

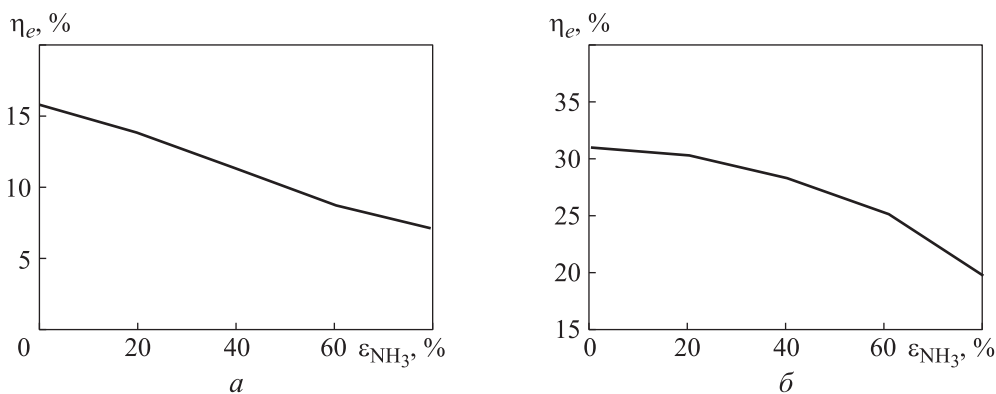


Рис. 9. Зависимость эффективного КПД двигателя η_e от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива $\varepsilon_{\text{NH}_3}$:

a — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; *б* — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$

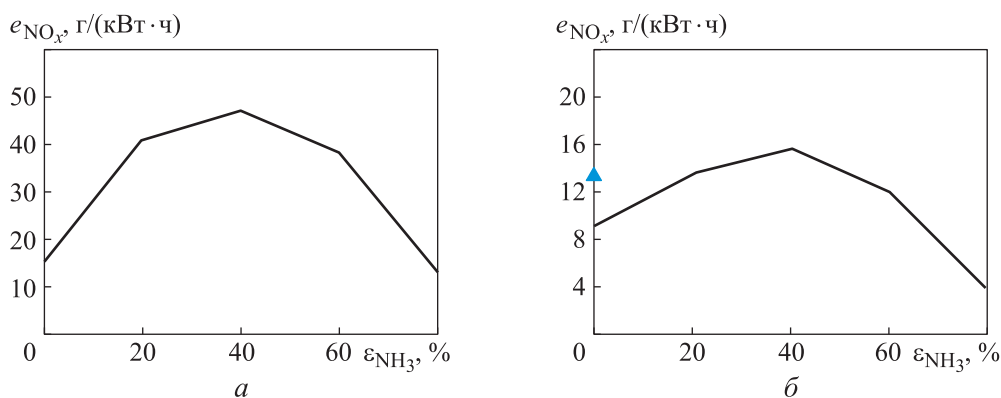


Рис. 10. Зависимость удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NO_x} от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива $\varepsilon_{\text{NH}_3}$:

a — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; *б* — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$
(синий треугольник — экспериментальные данные в чисто дизельном цикле)

соответствуют энергетической доле аммиака в общей подаче топлива $\varepsilon_{\text{NH}_3} = 40 \%$. В целом же переход от дизельного к газодизельному циклу при $\varepsilon_{\text{NH}_3} = 80 \%$ сопровождался снижением выброса оксидов азота на 20...40 %, более заметным на втором из исследованных режимов. При этом обратим внимание на то, что при работе двигателя на аммиаке некоторая доля оксидов азота образуется в результате распада молекул аммиака NH_3 при его сгорании и последующего окисления выделяющихся атомов азота. Однако на режимах с большой подачей аммиака в КС образовавшиеся оксиды азота NO_x восстанавливаются несгоревшим аммиаком NH_3 , что приводит к снижению выбросов NO_x .

Показанные на рис. 11 зависимости удельных массовых выбросов сажи от энергетической

доли аммиака в общей подаче топлива свидетельствуют о том, что на большинстве исследованных режимов подача аммиака в цилиндры двигателя способствует снижению дымности ОГ. Исключение составляют два точки этих характеристик при содержании аммиака в смеси $\varepsilon_{\text{NH}_3}$, равном 40 и 60 % на первом из рассматриваемых режимов. По-видимому, это вызвано упомянутым выше худшим качеством процесса смесеобразования из-за плохого качества распыливания МЭСМ. В целом переход от дизельного к газодизельному циклу с $\varepsilon_{\text{NH}_3} = 80 \%$ сопровождается снижением выброса сажи примерно в 4 раза.

Зависимости удельных массовых выбросов монооксида углерода от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива показаны на

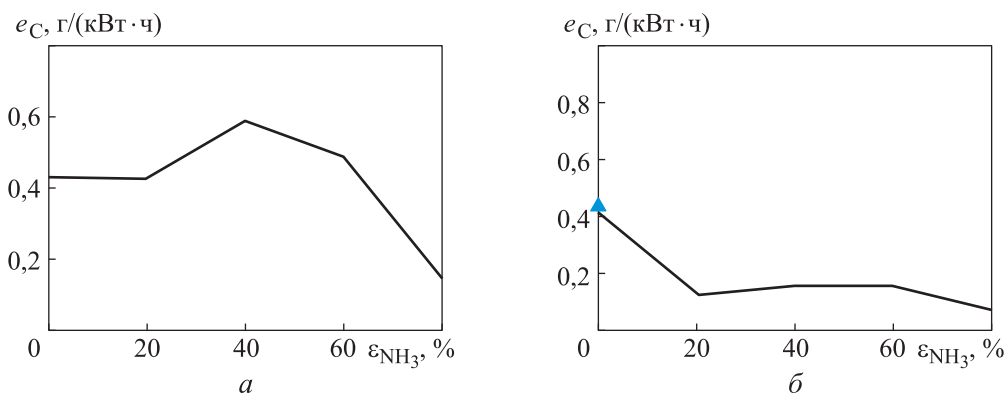


Рис. 11. Зависимость удельных массовых выбросов сажи e_C от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива ϵ_{NH_3} :

a — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; b — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$
(синий треугольник — экспериментальные данные в чисто дизельном цикле)

рис. 12. Они подтверждают худшее качество рабочего процесса исследуемого двигателя при подаче в его цилиндры аммиака — рост эмиссии монооксида углерода связан с невысокими температурами сгорания рабочей смеси. При этом на обоих исследованных режимах максимальные выбросы монооксида углерода соответствуют энергетической доле аммиака в общей подаче топлива $\epsilon_{NH_3} = 60\%$, а увеличение этой доли до 80 % приводит к резкому снижению выбросов этого токсичного компонента отработавших газов до уровня, характерного для дизельного цикла. По рис. 11 и 12 следует отметить хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных по чисто дизельному циклу при работе на нефтяном ДТ и на МЭСМ.

Представленные на рис. 13 зависимости удельных массовых выбросов углекислого газа

(диоксида углерода) от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива подтверждают возможность кардинального снижения эмиссии этого основного парникового газа при использовании аммиака в качестве моторного топлива. Так, при переходе от дизельного к газодизельному циклу с $\epsilon_{NH_3} = 80\%$ выброс углекислого газа на исследуемых режимах снизился примерно в 7–8 раз.

Упомянутое выше медленное и неполное сгорание аммиака в цилиндрах исследуемого двигателя подтверждается данными рис. 14, на котором представлены зависимости доли негоревшего аммиака от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива. Эти данные свидетельствуют о том, что при увеличении параметра ϵ_{NH_3} растет доля негоревшего

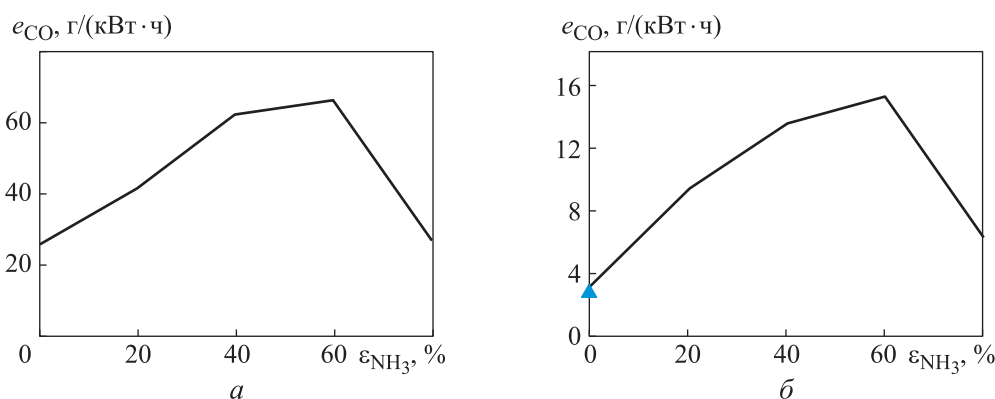


Рис. 12. Зависимость удельных массовых выбросов монооксида углерода e_{CO} от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива ϵ_{NH_3} :

a — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; b — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$
(синий треугольник — экспериментальные данные в чисто дизельном цикле)

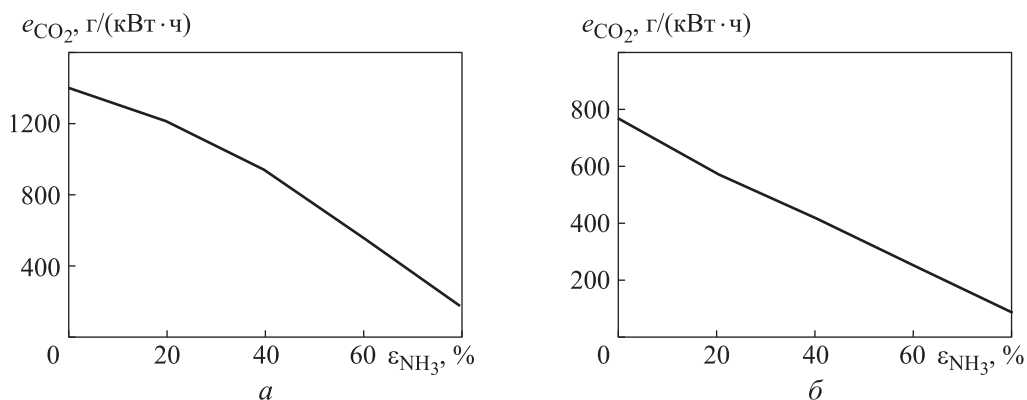


Рис. 13. Зависимость удельных массовых выбросов диоксида углерода e_{CO_2} от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива ϵ_{NH_3} :
 а — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; б — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$

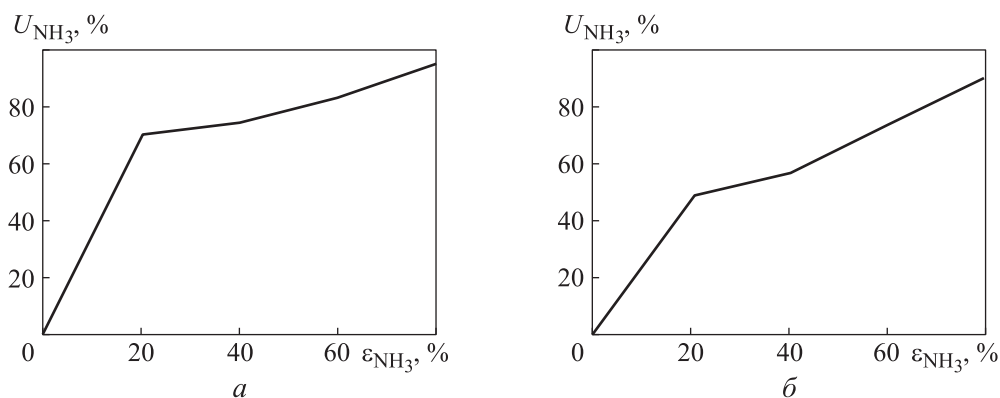


Рис. 14. Зависимость доли несгоревшего аммиака U_{NH_3} от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива ϵ_{NH_3} :
 а — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; б — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$

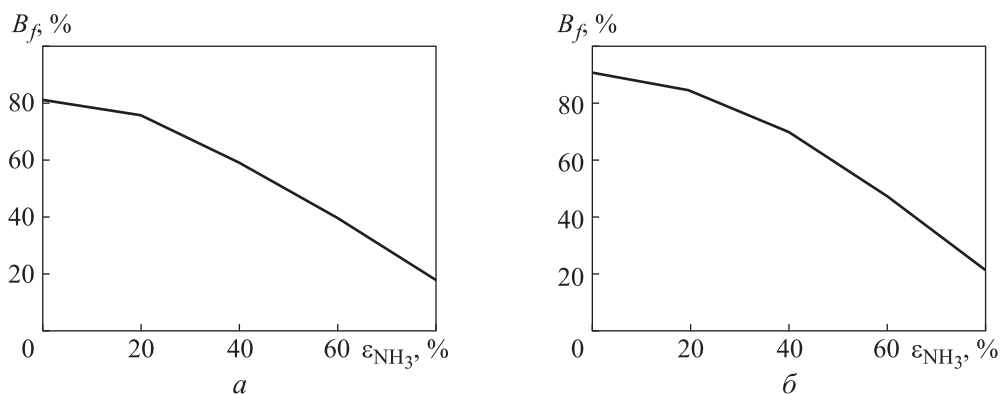


Рис. 15. Зависимость полноты сгорания топлива B_f от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива ϵ_{NH_3} :
 а — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; б — на режиме $n = 450 \text{ мин}^{-1}$, $M_d = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$

аммиака. При реализации газодизельного цикла с $\varepsilon_{\text{NH}_3} = 80\%$ выброс несгоревшего аммиака приближается к 90...95 % (см. рис. 14). В результате общая полнота сгорания топлива, которая на рассматриваемых режимах в дизельном цикле составляет 80...90 %, при переходе газодизельному циклу с $\varepsilon_{\text{NH}_3} = 80\%$ снижается примерно до 20 % (рис. 15).

В целом проведенное расчетное исследование подтвердило возможность организации эффективного процесса сгорания в дизельном двигателе, работающем на аммиаке с запальной дозой метилового эфира соевого масла на режимах с неполной нагрузкой.

Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Аммиак является перспективным, экологически чистым альтернативным топливом, молекулы которого не содержат углерода, что позволяет кардинально снизить выброс углекислого газа с ОГ. Применение аммиака в качестве топлива для дизельных двигателей не требует кардинального изменения конструкции двигателя, он отличается приемлемыми условиями хранения и более мягким сгоранием в цилиндрах по сравнению с водородом. Воспламенение аммиака в цилиндрах дизельного двигателя целесообразно организовать от запальной дозы жидкого топлива — нефтяного ДТ или биодизельного топлива, т. е. в газодизельном цикле.

2. Проведены расчетные исследования рабочего процесса дизельного двигателя типа Д-49 (16ЧН 26/26) при его работе в дизельном и газодизельном циклах с подачей аммиака на впуске и его воспламенении от запальной дозы метилового эфира соевого масла на режимах с частотой вращения коленчатого вала $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и крутящим моментом M_d , равным 1000 и 4000 Н · м. Выбор этого скоростного режима обусловлен тем, что в условиях эксплуатации средняя частота вращения коленчатого вала тепловозного дизельного двигателя маневрового тепловоза составляет 40...50 % от частоты вращения на режиме максимальной мощности, которая для исследуемого двигателя составляет $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$. Выбор указанных двух нагрузочных режимов объясняется тем, что на этих режимах с низкой нагрузкой сложно организовать эффективное сгорание аммиака.

3. В газодизельном цикле аммиак подавался во впускные каналы двигателя перед впускными клапанами, а метиловый эфир соевого масла впрыскивался в цилиндры двигателя его штатными форсунками. При этом энергетическая доля аммиака в общей подаче топлива выбрана равной 0, 20, 40, 60 и 80 %.

4. При моделировании рабочего процесса указанного двигателя осуществлено статистическое объединение 3D-модели камеры сгорания и 1D-модели работы двигателя. Моделирование процесса сгорания в КС исследуемого дизельного двигателя проведено с использованием ПК Converge CFD.

5. Результаты расчетов свидетельствуют о том, что при увеличении энергетической доли аммиака в общей подаче топлива от 0 до 80 % на исследованных режимах удельный эффективный расход топлива увеличивается в 2,4–3,5 раза, соответственно уменьшается эффективный КПД исследуемого двигателя. Это связано с вялым сгоранием аммиака в цилиндрах двигателя, его недогоранием, большими выбросами с отработавшими газами несгоревшего аммиака.

6. Почти во всем диапазоне изменения подачи аммиака эмиссия оксидов азота увеличивается по сравнению с работой на МЭСМ. На первом из исследованных режимов эти выбросы оказались выше, чем на втором, что, по-видимому, связано с худшим качеством процесса смесеобразования из-за плохого качества распыливания МЭСМ. На обоих исследованных режимах максимальные выбросы оксидов азота соответствуют энергетической доле аммиака в общей подаче топлива, равной 40 %. В целом же переход от чисто дизельного к газодизельному циклу с максимальной подачей аммиака, равной 80 %, сопровождался снижением выброса оксидов азота на 20...40 %, более заметным на втором из исследованных режимов.

7. На большинстве исследованных режимов подача аммиака в цилиндры двигателя способствует снижению дымности ОГ. Исключение составляют две точки этих характеристик при содержании аммиака в смеси, равной 40 и 60 % на первом из рассматриваемых режимов. По-видимому, это обусловлено ухудшением качества процесса смесеобразования из-за плохого качества распыливания МЭСМ. В целом переход от чисто дизельного к газодизельному циклу с подачей аммиака, равной 80 %, сопровождается снижением выброса сажи примерно в 4 раза.

8. Расчетные результаты по определению выбросов монооксида углерода подтверждают худшее качество рабочего процесса исследуемого двигателя при подаче в его цилиндры аммиака — рост эмиссии монооксида углерода связан с невысокими температурами сгорания рабочей смеси. При этом на обоих исследованных режимах максимальные выбросы монооксида углерода соответствуют энергетической доле аммиака в общей подаче топлива, равной 60 %, а увеличение этой доли до 80 % приводит к резкому снижению выбросов этого токсичного компонента отработавших газов до уровня, характерного для дизельного цикла.

9. Расчетные результаты подтверждают возможность кардинального снижения эмиссии углекислого газа при использовании аммиака

в качестве моторного топлива. При переходе от дизельного к газодизельному циклу с энергетической долей аммиака в общей подаче топлива, равной 80 %, выброс углекислого газа на исследуемых режимах снизился примерно в 7–8 раз.

10. При увеличении энергетической доли аммиака в общей подаче топлива растет доля несгоревшего аммиака. При реализации газодизельного цикла с долей аммиака в общей подаче топлива, равной 80 %, выброс несгоревшего аммиака приближается к 90...95 %. В результате общая полнота сгорания топлива, которая на рассматриваемых режимах в дизельном цикле составляет 80...90 %, при переходе газодизельному циклу с долей аммиака в общей подаче топлива, равной 80 %, снижается примерно до 20 %.

Литература

- [1] 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>
- [2] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [3] Гриффитс С., Уратани Дж. Низкоуглеродное судовое аммиачное топливо. *Глобальная энергия*, 2022, т. 28, № 4, с. 31–45.
- [4] Нейжмак М.Р., Епихин А.И., Модина М.А. Использование аммиака в качестве топлива для судов с целью снижения выбросов диоксида углерода в атмосферу. *Эксплуатация морского транспорта*, 2021, № 4, с. 131–137. <https://doi.org/10.34046/aumsuomtl01/19>
- [5] Абакумов А.М. На пути к низкоуглеродной мобильности. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 47–60.
- [6] Пискунов И.В., Ершов М.А., Глаголева О.Ф. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 3. Биотопливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 39–46.
- [7] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012, 791 с.
- [8] 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>
- [9] Valera-Medina A., Xiao H., Owen-Jones M., David W.I.F., Bowen P.J. Ammonia for power. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2018, vol. 69, pp. 63–102. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.07.001>
- [10] Tornatore C., Marchitto L., Sabia P., Joannon M. Ammonia as green fuel in internal combustion engines: state-of-the-art and future perspectives. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2022, art. 944201, pp. 1–16. <https://doi.org/10.3389/fmech.2022.944201>
- [11] Климентьев А.Ю., Климентьев А.А. Аммиак — перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2017, № 3, с. 32–44.
- [12] Климентьев А.Ю., Климентьев А.А. Аммиак — перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики. Продолжение. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2017, № 4, с. 17–27.
- [13] Cornelius W., Huellmantel L.W., Mitchell H.R. Ammonia as an engine fuel. *SAE Technical Paper Series*, 1965, no. 650052. <https://doi.org/10.4271/650052>
- [14] Gray J.T.J., Dimitroff E., Meckel N.T., Quillian R.D.J. Ammonia fuel — engine compatibility and combustion. *SAE Technical Paper Series*, 1966, no. 660156. <https://doi.org/10.4271/660156>

- [15] Pearsall T.J., Garabedian C.G. Combustion of anhydrous ammonia in diesel engines. *SAE Technical Paper Series*, 1967, no. 670947. <https://doi.org/10.4271/670947>
- [16] Sawyer R.F., Starkman E.S., Muzio L., Schmidt W.L. Oxides of nitrogen in the combustion products of an ammonia fueled reciprocating engine. *SAE Technical Paper Series*, 1968, no. 680401. <https://doi.org/10.4271/680401>
- [17] Батырь А. Удобрение меняет профессию: при внедрении новых технологий аммиак может стать удобным энергоносителем и основой для эффективных накопителей энергии. URL: <https://www.energovector.com/energoznanie-udobrenie-menyaet-professiyu.html> (дата обращения 28.12.2023).
- [18] Чалкин В.Н., Марченков А.П. Применение аммиака в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. *Дорожно-транспортный комплекс: состояние, проблемы и перспективы развития: сб. науч. тр.* Чебоксары, Волжский филиал МАДИ, 2016, с. 310–315.
- [19] Воробьев С.А., Никифоров О.А., Абызов И.Т. Применение аммиака в качестве моторного топлива для автомобилей, эксплуатируемых в условиях Арктического региона. *Вестник гражданских инженеров*, 2022, № 2, с. 129–134. <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2022-19-2-129-134>
- [20] Cheng Q., Ojanen K., Diao Y., Kaario O., Larimi M. Dynamics of the ammonia spray using high-speed Schlieren imaging. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 2022, vol. 4 (4), pp. 1138–1153. <https://doi.org/10.4271/2022-01-0053>
- [21] Şahin Z., Akcanca I.Z., Durgun O. Experimental investigation of the effects of ammonia solution (NH_3OH) on engine performance and exhaust emissions of a small diesel engine. *Fuel*, 2018, vol. 214, pp. 330–341. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.034>
- [22] Золотых А.И., Гусев Д.Н., Епихин А.И., Нейжмак М.Р. Аммиак как альтернативный тип топлива. *Эксплуатация морского транспорта*, 2022, № 1, с. 140–147. <https://doi.org/10.34046/aumsuomt102/27>
- [23] Кириченко С.А., Козлов С.Г. Аммиак — перспективное судовое топливо для низкоуглеродного судостроения. *Вестник транспорта*, 2022, № 2, с. 22–31.
- [24] Akturk M., Seo J.K. The feasibility of ammonia as marine fuel and its application on a medium-size LPG/ammonia carrier. *Journal of Advanced Marine Engineering and Technology*, 2023, vol. 47, no. 3, pp. 143–153. <https://doi.org/10.5916/jamet.2023.47.3.143>
- [25] Wang Y., Znou X., Liu L. Theoretical investigation of the combustion performance of ammonia/hydrogen mixtures on a marine diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 14805–14812. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.01.233>
- [26] Фофанов Г.А., Григорович Д.Н., Нестрахов А.С. *Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта*. Москва, ИНТЕКСТ, 2008, 144 с.
- [27] Mounaïm-Rousselle C., Mercier A., Brequigny P., Dumand C., Bourriot J., Houillé S. Performance of ammonia fuel in a spark assisted compression ignition engine. *International Journal of Engine Research*, 2021, pp. 1–12. <https://doi.org/10.1177/14680874211038726>
- [28] Yousefi A., Guo H., Dev S., Liko B., Lafrance S. Effects of ammonia energy fraction and diesel injection timing on combustion and emissions of an ammonia/diesel dual-fuel engine. *Fuel*, 2022, vol. 314, art. 122723, pp. 1–17. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122723>
- [29] Boretti A. Novel dual fuel diesel-ammonia combustion system in advanced TDI engines. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, vol. 42, pp. 7071–7076. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.11.208>
- [30] Li T., Zhou X., Wang N., Wang X., Chen R., Li S., Yi P. A comparison between low- and high-pressure injection dual-fuel modes of diesel-pilot-ignition ammonia combustion engines. *Journal of the Energy Institute*, 2022, vol. 102, pp. 362–373. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2022.04.009>
- [31] Reiter A.J., Kong S.-C. Combustion and emissions characteristics of compression-ignition engine using dual ammonia-diesel fuel. *Fuel*, 2011, vol. 90, pp. 87–97. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.07.055>
- [32] Sivasubramanian R., Sajin J.B., Pillai G.O. Effect of ammonia to reduce emission from biodiesel fuelled diesel engine. *International Journal of Ambient Energy*, 2019, pp. 661–665. <https://doi.org/10.1080/01430750.2019.1663367>
- [33] Попель О.С., Фортов В.Е. *Возобновляемая энергетика в современном мире*. Москва, Издательский дом МЭИ, 2015, 450 с.
- [34] Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов В.Г., ред. *Моторные топлива, производимые из растительных масел*. Рига, Lambert Academic Publishing, 2019, 420 с.
- [35] *EU Refining Industry Proposes a Potential Pathway to Climate Neutrality by 2050*. URL: <https://futurefuels.blog/docs/uploads/2020/06/FuelsEurope-Clean-Fuels-for-All-Final.pdf> (accessed February 08, 2024).
- [36] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T., Iwasaki H., Yamada K. Chemical kinetic modeling of ammonia oxidation with improved reaction mechanism for ammonia/air and ammonia/hydrogen/air combustion.

- International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43, pp. 3004–3014.
<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [37] Feng Y., Zhu J., Mao Y., Raza M., Qian Y., Yu L. et al. Low-temperature auto-ignition characteristics of NH_3 /diesel binary fuel: ignition delay time measurement and kinetic analysis. *Fuel*, 2020, vol. 281 (2022), art. 18761. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118761>
- [38] Stagni A., Cavallotti C., Arunthanayothin S. et al. An experimental, theoretical and kinetic-modeling study of the gas-phase oxidation of ammonia. *Reaction chemistry and engineering*, 2020, iss. 4, pp. 696–711.
<https://doi.org/10.1039/C9RE00429G>
- [39] Абызов О.В., Галышев Ю.В., Иванов А.К., Метелев А.А. Моделирование индикаторного процесса автомобильного газового двигателя при его работе на аммиаке. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 64–69. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.64-69>
- [40] Гончар Б.М., Красовский О.Г., Матвеев В.В. О численном моделировании рабочего процесса дизелей, газодизелей и газовых двигателей. *Двигателестроение*, 1993, № 1–2, с. 38–41.
- [41] Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов. Луганск, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, 2006, 280 с.
- [42] Фурман В.В. Улучшение эксплуатационно-технических характеристик дизель-генераторов тепловозов путем создания и совершенствования систем электронного управления. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, 321 с.
- [43] Плахов С.В. Улучшение эксплуатационно-технических показателей дизелей путем совершенствования систем управления топливopодачей и регулирования частоты вращения. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021, 120 с.
- [44] Liu A.B., Mather D., Reitz R.D. Modeling the effects of drop drag and breakup on fuel sprays. *SAE Technical Paper Series*, 1993, no. 930072, pp. 1–18 <https://doi.org/10.4271/930072>
- [45] Schmidt D.P., Rutland C.J. A new droplet collision algorithm. *Journal of Computational Physics*, 2000, vol. 164, pp. 62–80. <https://doi.org/10.1006/jcph.2000.6568>
- [46] Amsden A., O'Rourke P., Butler T. KIVA-II: a computer program for chemically reactive flows with sprays. 1989. <https://doi.org/10.4271/872072>
- [47] Raju M., Wang M., Senecal P.K., Som S., Longman D.E. A reduced diesel surrogate mechanism for compression ignition engine applications. *ASME 2012 International Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, 2012, pp. 711–722. <https://doi.org/10.1115/ICEF2012-92045>
- [48] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T., Iwasaki H., Yamada K. Chemical kinetic modeling of ammonia oxidation with improved reaction mechanism for ammonia/air and ammonia/hydrogen/air combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43, pp. 3004–3014.
<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [49] Senecal P.K., Pomraning E., Richards K.J., Briggs T.E., Choi C.Y., McDavid R.M. et al. Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry. *SAE Technical Paper Series*, 2003, no. 2003-01-1043, pp. 1–12.
<https://doi.org/10.4271/2003-01-1043>
- [50] Hiroyasu H., Kadota T. Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines. *SAE Technical Paper Series*, 1976, no. 760129, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/760129>
- [51] *Engine Combustion Network n. d.* URL: <https://ecn.sandia.gov/ecn-data-search/> (accessed December 28, 2023).
- [52] Nerva J.-G., Genzale C.L., Kook S., García-Oliver J.M., Pickett L.M. Fundamental spray and combustion measurements of soy methyl-ester biodiesel. *International Journal of Engine Research*, 2012, vol. 14, pp. 373–390. <https://doi.org/10.1177/1468087412456688>
- [53] Са Бовэнь, Гордин В.М., Марков В.А., Плахов С.В. Моделирование рабочего процесса дизельного двигателя, работающего на водороде с запальной дозой нефтяного дизельного топлива. *Двигателестроение*, 2022, № 4, с. 65–81. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.65-81>
- [54] Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Характеристики процесса сгорания и экологические показатели двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке. *Двигателестроение*, 2023, № 4, с. 73–87. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.73-87>
- [55] *Gamma Technologies*. GT-Suite Engine Performance Application Manual. 2016.

References

- [1] Gayvoronskiy A.I., Gordin V.M., Markov V.A. Problems and prospects of using carbon-free and low-carbon motor fuels in various scenarios of transition to carbon-neutral energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>

- [2] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. Tom IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Volume IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [3] Griffiths S., Uratani Dzh. Low carbon marine ammonia fuel. *Global Energy*, 2022, vol. 28 (4), pp. 31–45. (In Russ.).
- [4] Neyzhmak M.R., Epikhin A.I., Modina M.A. The use of ammonia as fuel for ships in order to reduce carbon dioxide emissions into the atmosphere. *Ekspluatatsiya morskogo transporta*, 2021, no. 4, pp. 131–137. (In Russ.). <https://doi.org/10.34046/aumsuomt101/19>
- [5] Abakumov A.M. Towards low-carbon mobility. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 6, pp. 47–60. (In Russ.).
- [6] Piskunov I.V., Ershov M.A., Glagoleva O.F. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector part 3. Biofuels. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 6, pp. 39–46. (In Russ.).
- [7] 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, OOO NITs "Inzhener" Publ., OOO "Oniko-M" Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [8] 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>
- [9] Valera-Medina A., Xiao H., Owen-Jones M., David W.I.F., Bowen P.J. Ammonia for power. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2018, vol. 69, pp. 63–102. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.07.001>
- [10] Tornatore C., Marchitto L., Sabia P., Joannon M. Ammonia as Green Fuel in internal combustion engines: state-of-the-art and future perspectives. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2022, art. 944201, pp. 1–16. <https://doi.org/10.3389/fmech.2022.944201>
- [11] Kliment'ev A.Yu., Kliment'ev A.A. Ammonia as a promising motor fuel for a carbon-free economy. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2017, no. 3, pp. 32–44. (In Russ.).
- [12] Kliment'ev A.Yu., Kliment'ev A.A. Ammonia as a promising motor fuel for a carbon-free economy. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2017, no. 4, pp. 17–27. (In Russ.).
- [13] Cornelius W., Huellmantel L.W., Mitchell H.R. Ammonia as an engine fuel. *SAE Technical Paper Series*, 1965, no. 650052. <https://doi.org/10.4271/650052>
- [14] Gray J.T.J., Dimitroff E., Meckel N.T., Quillian R.D.J. Ammonia fuel — engine compatibility and combustion. *SAE Technical Paper Series*, 1966, no. 660156. <https://doi.org/10.4271/660156>
- [15] Pearsall T.J., Garabedian C.G. Combustion of anhydrous ammonia in diesel engines. *SAE Technical Paper Series*, 1967, no. 670947. <https://doi.org/10.4271/670947>
- [16] Sawyer R.F., Starkman E.S., Muzio L., Schmidt W.L. Oxides of nitrogen in the combustion products of an ammonia fueled reciprocating engine. *SAE Technical Paper Series*, 1968, no. 680401. <https://doi.org/10.4271/680401>
- [17] Batyr' A. *Udobrenie menyaet professiyu: pri vnedrenii novykh tekhnologiy ammiak mozhet stat' udobnym energonositelem i osnovoy dlya effektivnykh nakopiteley energii* [Fertilizer is changing the profession: with the introduction of new technologies, ammonia can become a convenient energy carrier and the basis for efficient energy storage]. Available at: <https://www.energovector.com/energoznanie-udobrenie-menyaet-professiyu.html> (accessed December 28, 2023).
- [18] Chalkin V.N., Marchenkov A.P. The use of ammonia as a fuel for engines internal combustion. *Dorozhno-transportnyy kompleks: sostoyanie, problemy i perspektivy razvitiya: sb. nauch. tr.* [The road transport complex: state, problems and prospects of development: collection of scientific papers]. Cheboksary, Volzhskiy filial MADI Publ., 2016, pp. 310–315. (In Russ.).
- [19] Vorob'ev S.A., Nikiforov O.A., Abyzov I.T. The use of ammonia as motor fuel for vehicles operated in the Arctic region. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov*, 2022, no. 2, pp. 129–134. (In Russ.). <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2022-19-2-129-134>
- [20] Cheng Q., Ojanen K., Diao Y., Kaario O., Larimi M. Dynamics of the ammonia spray using high-speed Schlieren imaging. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 2022, vol. 4 (4), pp. 1138–1153. <https://doi.org/10.4271/2022-01-0053>
- [21] Şahin Z., Akcanca I.Z., Durgun O. Experimental investigation of the effects of ammonia solution (NH₃OH) on engine performance and exhaust emissions of a small diesel engine. *Fuel*, 2018, vol. 214, pp. 330–341. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.034>
- [22] Zolotykh A.I., Gusev D.N., Epikhin A.I., Neyzhmak M.R. Ammonia as alternative fuel. *Ekspluatatsiya morskogo transporta*, 2022, no. 1, pp. 140–147. (In Russ.). <https://doi.org/10.34046/aumsuomt102/27>

- [23] Kirichenko S.A., Kozlov S.G. Ammonia is a promising marine fuel for low — carbon shipping. *Vestnik transporta*, 2022, no. 2, pp. 22–31. (In Russ.).
- [24] Akturk M., Seo J.K. The feasibility of ammonia as marine fuel and its application on a medium-size LPG/ammonia carrier. *Journal of Advanced Marine Engineering and Technology*, 2023, vol. 47, no. 3, pp. 143–153. <https://doi.org/10.5916/jamet.2023.47.3.143>
- [25] Wang Y., Znou X., Liu L. Theoretical investigation of the combustion performance of ammonia/hydrogen mixtures on a marine diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 14805–14812. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.01.233>
- [26] Fofanov G.A., Grigorovich D.N., Nestrakhov A.S. *Alternativnye vidy topliva na podvizhnom sostave zheleznodorozhnogo transporta* [Alternative fuels on railway rolling stock]. Moscow, INTEKST Publ., 2008, 144 p. (In Russ.).
- [27] Mounaïm-Rousselle C., Mercier A., Brequigny P., Dumand C., Bouriot J., Houillé S. Performance of ammonia fuel in a spark assisted compression ignition engine. *International Journal of Engine Research*, 2021, pp. 1–12. <https://doi.org/10.1177/14680874211038726>
- [28] Yousefi A., Guo H., Dev S., Liko B., Lafrance S. Effects of ammonia energy fraction and diesel injection timing on combustion and emissions of an ammonia/diesel dual-fuel engine. *Fuel*, 2022, vol. 314, art. 122723, pp. 1–17. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122723>
- [29] Boretti A. Novel dual fuel diesel-ammonia combustion system in advanced TDI engines. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, vol. 42, pp. 7071–7076. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.11.208>
- [30] Li T., Zhou X., Wang N., Wang X., Chen R., Li S., Yi P. A comparison between low- and high-pressure injection dual-fuel modes of diesel-pilot-ignition ammonia combustion engines. *Journal of the Energy Institute*, 2022, vol. 102, pp. 362–373. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2022.04.009>
- [31] Reiter A.J., Kong S.-C. Combustion and emissions characteristics of compression-ignition engine using dual ammonia-diesel fuel. *Fuel*, 2011, vol. 90, pp. 87–97. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.07.055>
- [32] Sivasubramanian R., Sajin J.B., Pillai G.O. Effect of ammonia to reduce emission from biodiesel fuelled diesel engine. *International Journal of Ambient Energy*, 2019, pp. 661–665. <https://doi.org/10.1080/01430750.2019.1663367>
- [33] Popel' O.S., Fortov V.E. *Vozobnovlyaemaya energetika v sovremennom mire* [Renewable energy in the modern world]. Moscow, MPEI Publ., 2015, 450 p. (In Russ.).
- [34] *Motornye topliva, proizvodimye iz rastitel'nykh masel* [Motor fuels produced from vegetable oils]. Ed. Markov V.A., Devyanin S.N., Semenov V.G. Riga, Lambert Academic Publishing, 2019, 420 p. (In Russ.).
- [35] *EU Refining Industry Proposes a Potential Pathway to Climate Neutrality by 2050*. Available at: <https://futurefuels.blog/docs/uploads/2020/06/FuelsEurope-Clean-Fuels-for-All-Final.pdf> (accessed February 08, 2024).
- [36] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T., Iwasaki H., Yamada K. Chemical kinetic modeling of ammonia oxidation with improved reaction mechanism for ammonia/air and ammonia/hydrogen/air combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43, pp. 3004–3014. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [37] Feng Y., Zhu J., Mao Y., Raza M., Qian Y., Yu L. et al. Low-temperature auto-ignition characteristics of NH₃/diesel binary fuel: ignition delay time measurement and kinetic analysis. *Fuel*, 2020, vol. 281 (2022), art. 18761. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118761>
- [38] Stagni A., Cavallotti C., Arunthanayothin S. et al. An experimental, theoretical and kinetic-modeling study of the gas-phase oxidation of ammonia. *Reaction chemistry and engineering*, 2020, iss. 4, pp. 696–711. <https://doi.org/10.1039/C9RE00429G>
- [39] Abyzov O.V., Galyshev Yu.V., Ivanov A.K., Metelev A.A. Modeling of the indicator process of the automobile gas engine during its operation with ammonia. *Engines Construction*, 2023, no. 1, pp. 64–69. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.64-69>
- [40] Gonchar B.M., Krasovskiy O.G., Matveev V.V. On numerical simulation of the working process of diesels, gas diesels and gas engines. *Engines Construction*, 1993, no. 1–2, pp. 38–41. (In Russ.).
- [41] Kossov E.E., Shapran E.N., Furman V.V. *Sovershenstvovanie rezhimov raboty silovykh energeticheskikh sistem teplovozov* [Improving operating modes of power energy systems of diesel locomotives]. Lugansk, Vostochnoukrainskiy natsional'nyy universitet im. V. Dala Publ., 2006, 280 p. (In Russ.).
- [42] Furman V.V. *Uлучshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh kharakteristik dizel'-generatorov teplovozov putem sozdaniya i sovershenstvovaniya sistem elektronnoy upravleniya* [Improving the operational and technical characteristics of diesel generators of diesel locomotives by creating and improving electronic control systems]. Dr. Sci. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2017, 321 p. (In Russ.).

- [43] Plakhov S.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh pokazateley dizeley putem sovershenstvovaniya sistem upravleniya toplivopodachey i regulirovaniya chastoty vrashcheniya* [Improving the operational and technical performance of diesel engines by improving fuel supply control systems and speed control]. Ph. D. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2021, 120 p. (In Russ.).
- [44] Liu A.B., Mather D., Reitz R.D. Modeling the effects of drop drag and breakup on fuel sprays. *SAE Technical Paper Series*, 1993, no. 930072, pp. 1–18 <https://doi.org/10.4271/930072>
- [45] Schmidt D.P., Rutland C.J. A new droplet collision algorithm. *Journal of Computational Physics*, 2000, vol. 164, pp. 62–80. <https://doi.org/10.1006/jcph.2000.6568>
- [46] Amsden A., O'Rourke P., Butler T. *KIVA-II: a computer program for chemically reactive flows with sprays*. 1989. <https://doi.org/10.4271/872072>
- [47] Raju M., Wang M., Senecal P.K., Som S., Longman D.E. A reduced diesel surrogate mechanism for compression ignition engine applications. *ASME 2012 International Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, 2012, pp. 711–722. <https://doi.org/10.1115/ICEF2012-92045>
- [48] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T., Iwasaki H., Yamada K. Chemical kinetic modeling of ammonia oxidation with improved reaction mechanism for ammonia/air and ammonia/hydrogen/air combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43, pp. 3004–3014. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [49] Senecal P.K., Pomraning E., Richards K.J., Briggs T.E., Choi C.Y., McDavid R.M. et al. Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry. *SAE Technical Paper Series*, 2003, no. 2003-01-1043, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2003-01-1043>
- [50] Hiroyasu H., Kadota T. Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines. *SAE Technical Paper Series*, 1976, no. 760129, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/760129>
- [51] *Engine Combustion Network n. d.* Available at: <https://ecn.sandia.gov/ecn-data-search/> (accessed December 28, 2023).
- [52] Nerva J.-G., Genzale C.L., Kook S., García-Oliver J.M., Pickett L.M. Fundamental spray and combustion measurements of soy methyl-ester biodiesel. *International Journal of Engine Research*, 2012, vol. 14, pp. 373–390. <https://doi.org/10.1177/1468087412456688>
- [53] Sa Boven', Gordin V.M., Markov V.A., Plakhov S.V. Simulation of the fuel supply, mixture formation and combustion processes in a dual-fuel hydrogen engine. *Engines Construction*, 2022, no. 4, pp. 65–81. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.65-81>
- [54] Sa Bowen, Liu Ying, Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Combustion process characteristics and ecological indicators of the two-fuel diesel engine running on ammonia. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 73–87. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.73-87>
- [55] *Gamma Technologies*. GT-Suite Engine Performance Application Manual. 2016.

Материалы получены редакцией 10.02.2024

Сведения об авторах

Са Бовэнь — кандидат технических наук, ассистент, научный сотрудник, Институт инженерной теплофизики Академии наук Китая, Пекин, КНР. E-mail: bowensa@yandex.ru

Лю Ин — кандидат технических наук, разработчик силовой установки, Aerospace times Feihong Technology Co., Ltd., Beijing Shi, China. E-mail: liuying208@yandex.ru

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

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

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

Information about the authors

Sa Bowen — Ph. D. (Eng.), Assistant, Researcher, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, PRC. E-mail: bowensa@yandex.ru

Liu Ying — Ph. D. (Eng.), Propulsion System Developer, Aerospace Times Feihong Technology Co., Ltd., Beijing Shi, China. E-mail: liuying208@yandex.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, Russian Federation. E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

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

Plakhov Sergey Valentinovich — Ph. D. (Eng.), Deputy of General Director for Project Works, Chief Programmer, PPP Dieselvatomatika LLC, Saratov, Russian Federation. E-mail: plahov@overta.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Расчетное исследование параметров двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке. *Двигателестроение*, 2024, № 1 (295), с. 53–73.

Citation:

Sa Bowen, Liu Ying, Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Computational study of the parameters of a biofuel diesel engine operating on the ammonia. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 53–73. (In Russ.).

УДК 621.433

Влияние добавок синтез-газа на скорость распространения пламени в бензиновом роторно-поршневом двигателе

Р.Д. Дудников, Ю.В. Левин, Е.А. Федянов

Волгоградский государственный технический университет

Synthesis gas additive effect on flame propagation speed in a gasoline rotary piston engine

R.D. Dudnikov, Yu.V. Levin, E.A. Fedyanov

Volgograd State Technical University

Представлены результаты теоретического исследования влияния различных по массе добавок синтез-газа к бензину на скорость распространения пламени в камере сгорания роторно-поршневого двигателя. Исследование выполнено с помощью математической модели процесса распространения пламени в камере сгорания роторно-поршневого двигателя, учитывающей все особенности геометрии и газодинамики двигателей этого типа, влияние добавок свободного водорода на нормальную скорость распространения пламени и длительность периода индукции при искровом зажигании. Модель позволяет определять скорость распространения фронтов пламени от двух свечей зажигания как в продольном, так и в поперечном направлении камеры сгорания. Приведены картины распространения фронтов пламени в камере сгорания роторно-поршневого двигателя при работе на бензине с добавками синтез-газа и водорода. По результатам моделирования процесса распространения пламени в бензовоздушной смеси с добавками синтез-газа в рабочей камере роторно-поршневого двигателя сделан вывод о том, что при добавлении синтез-газа, содержащего инертный компонент, максимальный положительный эффект достигается при некоторой определенной массе добавки, значение которой зависит от соотношения долей свободного водорода и инертных компонентов в синтез-газе. При одинаковой доле свободного водорода по отношению к массе подаваемого бензина влияние водорода на процесс сгорания заметнее, если он поступает в чистом виде, а не в составе синтез-газа. Показано, что при работе двигателя с добавками синтез-газа требуется изменение регулировок углов опережения зажигания.

EDN: HDXIMP

Ключевые слова: роторно-поршневой двигатель, процесс сгорания, синтез-газ, водород, период индукции, скорость пламени, математическое моделирование, камера сгорания

The paper presents results of a theoretical study of the influence of the varying in mass synthesis gas additives to gasoline on the flame propagation speed in combustion chamber of the rotary piston engine. The study was performed using a mathematical model of the flame propagation process in the rotary piston engine combustion chamber. It took into account all the features of geometry and gas dynamics of engines of this type and the free hydrogen additives influence on the flame propagation normal speed and induction period duration in the spark ignition. The model made it possible to determine the flame front propagation speed from two spark plugs both in the longitudinal and transverse directions of the combustion chamber. Pictures are provided of the flame front propagation in the rotary piston engine combustion chamber operating on the gasoline with additives of the synthesis gas and hydrogen. A conclusion was made based on results simulating the flame propagation process in a gasoline-air mixture with the synthesis gas additives in the rotary piston engine working chamber. It was concluded that with adding the synthesis gas containing an inert component the maximum positive effect was achieved with a certain additive mass, which value depended on the proportion ratio between free hydrogen and the inert components in the synthesis gas. With the same proportion of free hydrogen relative to the mass

of gasoline supplied, the influence of hydrogen on the combustion process was more noticeable, when it was supplied in a pure form and not as part of the synthesis gas. It was shown that when the engine operated with the synthesis gas additives, the ignition timing adjustments were required.

EDN: HDXIMP

Keywords: rotary piston engine, combustion process, synthesis gas, hydrogen, induction period, flame speed, mathematical simulation, combustion chamber

В последнее десятилетие опубликованы результаты ряда исследований [1–4], в которых изучалась возможность повышения скорости распространения пламени и тем самым повышения полноты сгорания топлива в роторно-поршневых двигателях (РПД) за счет внесения в основную бензовоздушную смесь добавок свободного водорода. Как следует из результатов этих исследований, добавки свободного водорода позволяют снизить удельный расход топлива (с учетом расхода водорода) и заметно уменьшить выбросы несгоревших углеводородов.

Несмотря на очевидный положительный эффект от добавок свободного водорода, практическое использование подобного способа организации рабочего процесса РПД представляется затруднительным, поскольку требуется иметь на борту транспортного средства второй вид топлива, а именно водород. Сложности хранения водорода на борту транспортных средств хорошо известны, и именно они в значительной мере препятствуют использованию водорода как самостоятельного вида топлива.

Свободный водород можно подавать в камеру сгорания РПД, добавляя к основной топливовоздушной смеси синтез-газ [5], получаемый непосредственно на двигателе конверсией части основного углеводородного топлива. В некоторых вариантах конверсии процесс в генераторе синтез-газа может протекать с использованием теплоты выхлопных газов. Тем самым осуществляется термохимическая рекуперация теплоты отработавших газов, повышающая КПД двигателя. Для РПД вариант генерации синтез-газа с термохимической рекуперацией теплоты представляет особый интерес, поскольку у этих двигателей температура выхлопных газов (и, соответственно, потери с ними теплоты) выше, чем у поршневых.

В общем случае основными компонентами генерируемого из углеводородного топлива синтез-газа являются свободный водород, оксид углерода, диоксид углерода и азот. Последние два

компонента инертны, но их наличие в топливовоздушной смеси влияет на ее теплоту сгорания и может сказываться на кинетике реакций горения. В работе В.А. Алимова и др. [5] приведены результаты экспериментальных исследований влияния добавок синтез-газа, получаемого паровой конверсией метанола и состоящего из 11,5 % (по массе) водорода и 88,5 % диоксида углерода, на показатели поршневого автомобильного двигателя ВАЗ-11194, работавшего на пропан-бутане. Как показали исследования, некоторое увеличение мощности двигателя и снижение удельного расхода топлива наблюдается лишь при доле добавок, не превышающих 5 %. Если добавка синтез-газа превышает 7 % общей массы подаваемого в двигатель смесового топлива, то мощность двигателя становится меньше, чем на пропан-бутане без добавок синтез-газа. Для того чтобы оценить возможный эффект в бензиновом РПД от добавления к основному топливу синтез-газов, содержащих инертные компоненты, нами проведено теоретическое исследование влияния различных по массе добавок таких синтез-газов на процесс распространения пламени в камере сгорания РПД. Исследование выполнено с помощью апробированной математической модели процесса распространения пламени в камере сгорания РПД [6–10]. В качестве добавки был принят синтез-газ того же состава, который был использован в опытах на поршневом двигателе: 11,5 % свободного водорода и 88,5 % диоксида углерода.

Расчетная схема (рис. 1) модели процесса распространения пламени отражает основные особенности этого процесса в камере сгорания РПД. Рассматривается зажигание от двух свечей — лидирующей (L) и дожигающей (T). Свечи установлены в предкамерах, в которых после искрового разряда формируются начальные очаги горения. Из предкамер горение распространяется в объем основной камеры. От каждой из предкамер пламя распространяется по объему основной камеры как в продольном, так

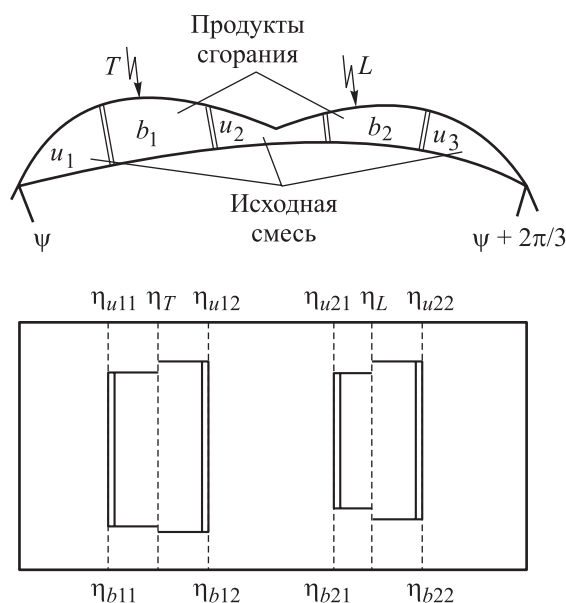


Рис. 1. Расчетная схема зон горения в рабочей камере РПД:

ψ — угловая координата положения задней вершины ротора; η_T, η_L — угловые координаты центров воспламенения; $\eta_{u11}, \dots$ — угловые координаты передних границ фронтов пламени; $\eta_{b11}, \dots$ — угловые координаты зон продуктов сгорания

и в поперечном направлении. Фронты пламени отделяют продукты сгорания от еще несгоревшей топливоздушной смеси.

Зоны продуктов сгорания обозначены на схеме как b_1 (от свечи T) и b_2 (от свечи L). Поскольку указанные зоны продуктов сгорания в течение большей части процесса распространения пламени отделены друг от друга, в общем случае рассматриваются три зоны исходной топливоздушной смеси. Первая зона (u_1 на рис. 1) располагается между зоной продуктов сгорания от свечи T и задней по направлению вращения вершиной ротора, вторая зона (u_2) — между зонами продуктов сгорания, третья зона (u_3) — между зоной продуктов сгорания от свечи L и передней вершиной ротора. Завершение горения при достижении фронтом пламени стенок камеры моделируется с учетом толщины пристеночного слоя гашения пламени [11]. Положение относительно поверхности ротора фронтов пламени, отделяющих зоны продуктов сгорания от зон исходной топливоздушной смеси, определяется в модели угловой координатой η , отсчитываемой от задней вершины ротора.

Влияние добавок свободного водорода и синтез-газа на период индукции (т. е. на про-

должительность формирования начального очага горения при искровом зажигании в предкамерах) учитывалось введением в формулу для вычисления длительности периода индукции при работе на бензине поправочного коэффициента. Зависимость значений этого коэффициента от доли водорода была получена на основе экспериментальных данных о влиянии добавок свободного водорода на длительность периода индукции при искровом зажигании углеводородовоздушных смесей в камере сгорания постоянного объема [12, 13].

Расчеты проведены применительно к РПД ВАЗ-311 рабочим объемом камер $0,654 \text{ см}^3$. Количество добавляемого в бензовоздушную смесь синтез-газа варьировали от 5 до 36 % от массы бензина. Результаты расчетов сопоставляли с расчетными и экспериментальными данными, полученными при работе РПД только на бензине и на бензине с добавкой свободного водорода в количестве 2,5 % от массы бензина. В случае добавления синтез-газа массовая доля водорода относительно массы подаваемого бензина составляет 2,5 %, если добавка синтез-газа равна 18,2 % от массы подаваемого бензина. Состав топливоздушной смеси с учетом добавок во всех случаях соответствовал стехиометрическому.

Картина распространения пламени в рабочей камере роторно-поршневого двигателя ВАЗ-311, полученная для бензовоздушной смеси, бензовоздушной смеси с добавкой 2,5 % водорода и для бензовоздушной смеси с добавкой 18,2 % синтез-газа, представлена на рис. 2. Положение фронтов пламени характеризуется зависимостью угловой координаты η положения фронтов пламени относительно поверхности ротора от угла φ поворота эксцентрикового вала (ПЭВ). Начало отсчета этого угла соответствует минимальному объему камеры сгорания. Углы опережения зажигания (УОЗ) во всех указанных случаях были неизменными и соответствовали оптимальным для работы на бензине: для свечи L — $\theta_L = 26$ град. ПЭВ относительно его положения, соответствующего минимальному объему камеры сгорания, для свечи T — $\theta_T = 30$ град. ПЭВ.

Как видно, при такой регулировке УОЗ вследствие различной продолжительности периода индукции горение в рабочей камере РПД начинается в различные моменты времени. При

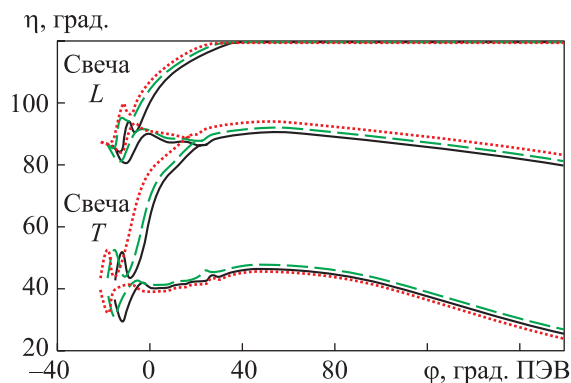


Рис. 2. Распространение пламени по рабочей камере РПД ВАЗ-311 при работе на бензине с добавками водорода и синтез-газа с УОЗ, оптимальными для бензина:

— бензин; водород; — — синтез-газ

работе с добавками водорода и синтез-газа оно начинается раньше, и фронт пламени, движущийся в направлении задней по ходу вращения вершины ротора, преодолевает встречный поток, движущийся с большей скоростью. В случае, когда РПД работает на бензине с добавкой чистого водорода, большая скорость движения заряда в рабочей камере РПД компенсируется повышенной вследствие добавления водорода скоростью распространения пламени.

Положения фронтов пламени при работе на бензине и на бензине с добавкой водорода практически совпадают. Добавка синтез-газа, содержащего кроме свободного водорода некоторое количество диоксида углерода, в меньшей степени, чем добавка чистого водорода, интенсифицирует процесс распространения пламени. Скорость распространения фронта пламени оказывается недостаточной, чтобы компенсировать повышенную скорость течения заряда в рабочей камере двигателя. Недогорание топливовоздушной смеси в рассматриваемых условиях оказывается даже несколько большим, чем при работе только на бензине.

Для того чтобы выделить влияние добавок водорода и синтез-газа на скорость распространения турбулентного пламени, исключив их влияние на длительность периода индукции в свечных предкамерах, расчет выполняли с такими значениями УОЗ, при которых горение в рабочей камере начиналось во всех исследованных случаях при одном и том же положении ротора. В случае когда топливом является бен-

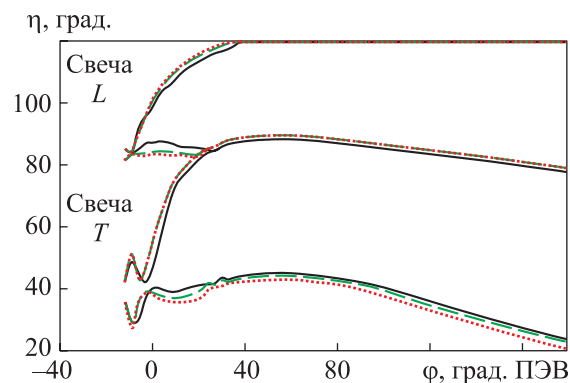


Рис. 3. Распространение пламени по рабочей камере РПД ВАЗ-311 при работе на бензине с добавками водорода и синтез-газа с УОЗ, учитывающими изменение периода индукции:

— бензин; водород; — — синтез-газ

зин с добавкой 2,5 % свободного водорода, УОЗ для свечи L составлял $\theta_L = 22$ град. ПЭВ относительно положения, соответствующего минимальному объему камеры сгорания, а для свечи T — $\theta_T = 24$ град. ПЭВ. Для бензина с добавкой 18,2 % синтез-газа УОЗ для свечей L и T соответственно равны 25 и 26 град. ПЭВ.

Результаты моделирования процесса распространения пламени при указанных условиях представлены на рис. 3. Видно, что добавление синтез-газа, как и добавка только водорода, позволяет увеличить скорость распространения пламени в камере сгорания РПД и, соответственно, уменьшить недогорание топливовоздушной смеси вблизи задней по ходу вращения вершины ротора. Однако эффект от добавления синтез-газа оказывается существенно меньшим, чем от добавления только свободного водорода. При добавлении к бензину водорода с массовой долей этого газа, равной 2,5 % от массы бензина, угловая координата фронта пламени относительно задней вершины ротора на $2,7^\circ$ меньше, чем при добавлении 18,2 % синтез-газа.

Моделирование процесса распространения пламени при различных по величине добавках синтез-газа в бензовоздушную смесь проведено также при условии, что горение в основной камере начинается при одном и том же положении ротора. Результаты этих расчетов представлены на рис. 4, на котором для разных по массе добавок синтез-газа показаны положения фронта пламени, распространяющегося в сторону задней по ходу вращения вершины ротора.

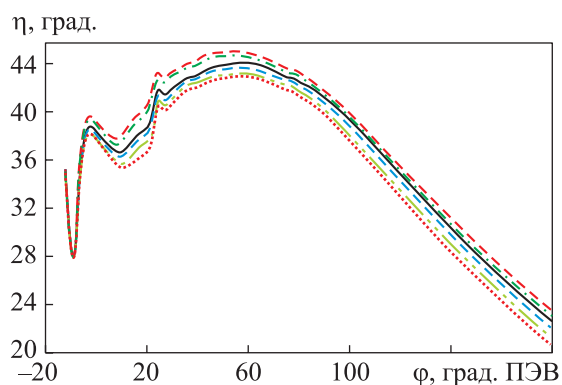


Рис. 4. Распространение заднего фронта пламени от свечи T по рабочей камере РПД ВАЗ-311 при работе на бензине, на бензине с добавкой водорода и на бензине различными по массе добавками синтез-газа: — бензин; водород 2,5 %; — 5,2 %; — 13,2 %; — 18,2 %; — 26,2 %

Видно, что влияние добавки синтез-газа на скорость распространения пламени и, соответственно, на недогорание топливовоздушной смеси не монотонно и при некоторой массе добавки достигает максимума. Для проверенных расчетом значений добавки синтез-газа максимальный эффект достигается при добавлении 5,2 % синтез-газа. В этом случае объем топливовоздушной смеси около задней вершины рото-

ра, не охваченной пламенем к началу такта выпуска, на 15 % меньше, чем для бензовоздушной смеси без добавки синтез-газа или водорода. При добавлении более 5,2 % синтез-газа недогорание топливовоздушной смеси вблизи задней вершины ротора растет, и при добавке 32 % оно оказывается таким же, как для бензовоздушной смеси.

Таким образом, результаты моделирования процесса распространения фронтов пламени в бензовоздушных смесях с добавками синтез-газа, содержащего инертный компонент, в камере сгорания РПД подтверждают сделанный ранее на основе экспериментальных исследований на поршневом двигателе вывод о том, что при использовании такого синтез-газа максимальный положительный эффект достигается при некоторой определенной массе добавки. Конкретное значение этой величины зависит, как можно с уверенностью предполагать, от соотношения долей свободного водорода и инертных компонентов в синтез-газе. При одинаковой доле свободного водорода по отношению к массе подаваемого бензина влияние водорода на процесс сгорания заметнее, если он поступает в чистом виде, а не в составе синтез-газа.

Литература

- [1] Мищенко А.И. *Применение водорода для автомобильных двигателей*. Киев, Наукова думка, 1984, 143 с.
- [2] Левин Ю.В., Захаров Е.А., Федянов Е.А. Влияние добавки водорода на процесс сгорания в роторно-поршневых двигателях. *Известия Волгоградского государственного технического университета. Сер. Наземные транспортные системы*, 2014, № 4 (258), с. 16–18.
- [3] Amrouche F, Erickson P., Park J., Varnhagen S. An experimental investigation of hydrogen-enriched gasoline in a Wankel rotary engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2014, vol. 39, pp. 8525–8534. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.03.172>
- [4] Зиновьев И.В., Шатров Е.В. Особенности процесса сгорания и организация расслоения заряда в роторно-поршневых двигателях. *Автомобильная промышленность*, 1980, № 12, с. 7–10.
- [5] Алимов В.А., Захаров Е.А., Сафаров Э.Г., Федянов Е.А. Влияние добавок синтез-газа к пропан-бутану на процесс сгорания в автомобильном двигателе. *Двигателестроение*, 2020, № 3 (281), с. 17–20.
- [6] Дудников Р.Д., Левин Ю.В., Федянов Е.А. Математическая модель процесса сгорания углеводородного топлива с добавками синтез-газа в роторно-поршневом двигателе. *Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт*, 2021, № 4 (37), с. 49–52.
- [7] Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н. Влияние малых добавок водорода на показатели роторно-поршневого двигателя, работающего на обедненных топливовоздушных смесях. *Двигателестроение*, 2021, № 2 (284), с. 15–19.
- [8] Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н., Захаров Е.А. Влияние добавок свободного водорода на экологические показатели роторно-поршневого двигателя. *Двигателестроение*, 2018, № 2 (272), с. 35–38.

- [9] Левин Ю.В. *Улучшение топливной экономичности и экологичности роторно-поршневого двигателя за счет добавок свободного водорода к основному топливу*. Дис. ... канд. техн. наук. Нижний Новгород, 2016, 126 с.
- [10] Дульгер М.В. *Улучшение экономических и токсических показателей роторно-поршневых двигателей путем оптимизации их конструктивных параметров*. Дис. ... канд. техн. наук. Волгоград, 1984.
- [11] Злотин Г.Н., Федянов Е.А. *Начальный очаг горения при искровом зажигании гомогенных топливо-воздушных смесей в замкнутых объемах*. Волгоград, ВолГТУ, 2008, 152 с.
- [12] Злотин Г.Н., Гибадуллин В.З., Федянов Е.А., Шумский С.Н., Захаров Е.А., Свитачев А.Ю. Форсирование развития начального очага горения в ДВС с искровым зажиганием. *Наука — производству*, 2000, № 1, с. 24–26.
- [13] Злотин Г.Н., Федянов Е.А. *Особенности рабочего процесса и пути повышения энергетической эффективности роторно-поршневых двигателей Ванкеля*. Волгоград, ВолГТУ, 2010, 119 с.

References

- [1] Mishchenko A.I. *Primenenie vodoroda dlya avtomobil'nykh dvigateley* [Application of hydrogen for automobile engines]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1984, 143 p. (In Russ.).
- [2] Levin Yu.V., Zakharov E.A., Fedyanov E.A. The influence of hydrogen addition on the combustion process in rotary piston engines. *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Ser. Nazemnye transportnye sistemy*, 2014, no. 4 (258), pp. 16–18. (In Russ.).
- [3] Amrouche F., Erickson P., Park J., Varnhagen S. An experimental investigation of hydrogen-enriched gasoline in a Wankel rotary engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2014, vol. 39, pp. 8525–8534. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.03.172>
- [4] Zinov'ev I.V., Shatrov E.V. Features of the combustion process and organization of charge stratification in rotary piston engines. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 1980, no. 12, pp. 7–10. (In Russ.).
- [5] Alimov V.A., Zakharov E.A., Safarov E.G., Fedyanov E.A. Addition of synthetic gas to propane-butane as a means to improve combustion in motor vehicle engine. *Engines Construction*, 2020, no. 3 (281), pp. 17–20. (In Russ.).
- [6] Dudnikov R.D., Levin Yu.V., Fedyanov E.A. Mathematical model of the combustion process hydrocarbon fuel with synthesis gas additives in rotary piston engine. *Energy and resource saving: industry and transport*, 2021, no. 4 (37), pp. 49–52. (In Russ.).
- [7] Fedyanov E.A., Levin Yu.V., Shumskiy S.N. Addition of small amount of hydrogen as a means to improve performance of piston less rotary engine firing lean air-fuel mixture. *Engines Construction*, 2021, no. 2 (284), pp. 15–19. (In Russ.).
- [8] Fedyanov E.A., Levin Yu.V., Shumskiy S.N., Zakharov E.A. Free hydrogen addition to improve rotary engine environmental performance. *Engines Construction*, 2018, no. 2 (272), pp. 35–38. (In Russ.).
- [9] Levin Yu.V. *Uluchshenie toplivnoy ekonomichnosti i ekologichnosti rotorno-porshnevoogo dvigatelya za schet dobavok svobodnogo vodoroda k osnovnomu toplivu* [Improving the fuel efficiency and environmental friendliness of a rotary piston engine by adding free hydrogen to the main fuel]. Ph. D. Diss. Nizhniy Novgorod, 2016, 126 p. (In Russ.).
- [10] Dul'ger M.V. *Uluchshenie ekonomicheskikh i toksicheskikh pokazateley rotorno-porshnevykh dvigateley putem optimizatsii ikh konstruktivnykh parametrov* [Improving the economic and toxic performance of rotary piston engines by optimizing their design parameters]. Ph. D. Diss. Volgograd, 1984. (In Russ.).
- [11] Zlotin G.N., Fedyanov E.A. *Nachal'nyy ochag goreniya pri iskrovom zazhiganii gomogennykh toplivovozdushnykh smesey v zamknutykh ob'emakh* [Initial source of combustion during spark ignition of homogeneous fuel-air mixtures in closed volumes]. Volgograd, VolGTU Publ., 2008, 152 p. (In Russ.).
- [12] Zlotin G.N., Gibadullin V.Z., Fedyanov E.A., Shumskiy S.N., Zakharov E.A., Svitachev A.Yu. Accelerating the development of the initial combustion source in an internal combustion engine with spark ignition. *Nauka — proizvodstvu*, 2000, no. 1, pp. 24–26. (In Russ.).
- [13] Zlotin G.N., Fedyanov E.A. *Osobennosti rabochego protsessa i puti povysheniya energeticheskoy effektivnosti rotorno-porshnevykh dvigateley Vankelya* [Features of the working process and ways to increase the energy efficiency of Wankel rotary piston engines]. Volgograd, VolGTU Publ., 2010, 119 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 10.01.2024

Сведения об авторах

Дудников Роман Дмитриевич — аспирант кафедры «Теплотехника и гидравлика», Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Российская Федерация. E-mail: tig@vstu.ru

Левин Юрий Васильевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплотехника и гидравлика», Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Российская Федерация. E-mail: tig@vstu.ru

Федянов Евгений Алексеевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Теплотехника и гидравлика», Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Российская Федерация. E-mail: tig@vstu.ru

Information about the authors

Dudnikov Roman Dmitrievich — Postgraduate, Department of Thermal Engineering and Hydraulics, Volgograd State Technical University, Volgograd, Russian Federation. E-mail: tig@vstu.ru

Levin Yuri Vasilyevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Volgograd State Technical University, Volgograd, Russian Federation. E-mail: tig@vstu.ru

Fedyanov Evgeniy Alekseevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Thermal Engineering and Hydraulics, Volgograd State Technical University, Volgograd, Russian Federation. E-mail: tig@vstu.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Дудников Р.Д., Левин Ю.В., Федянов Е.А. Влияние добавок синтез-газа на скорость распространения пламени в бензиновом роторно-поршневом двигателе. *Двигателестроение*, 2024, № 1 (295), с. 74–80.

Citation:

Dudnikov R.D., Levin Yu.V., Fedyanov E.A. Synthesis gas additive effect on flame propagation speed in a gasoline rotary piston engine. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 74–80. (In Russ.).

УДК 621.43.056

Экспериментальное исследование возможности бездетонационного сгорания авиационного керосина в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением*

М.Д. Гарипов, Р.Ф. Зиннатуллин, А.А. Мелков, В.А. Шаяхметов, Э.М. Халилов, Р.Ю. Сакулин

Уфимский университет науки и технологий

Experimental study of the aviation kerosine detonation-free combustion possibility in a four-stroke spark-ignited engine

M.D. Garipov, R.F. Zinnatullin, A.A. Melkov, V.A. Shayakhmetov, E.M. Khalilov, R.Yu. Sakulin

Ufa University of Science and Technology

В работе приведены результаты исследования возможности бездетонационного сгорания авиационного керосина в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением. Проблема бездетонационного сгорания в данной работе решалась организацией сгорания предварительно не перемешанных или частично перемешанных топливовоздушных смесей, для чего впрыск топлива в камеру сгорания осуществлялся на такте сжатия (аналогично дизелям). Формирование оптимальной для воспламенения в районе искрового промежутка топливовоздушной смеси реализовано с помощью системы топливоподачи с пневматическим распыливанием и высоким давлением впрыска (выше 6 МПа). Интенсивность детонации оценивали путем обработки индикаторных диаграмм с последующим получением максимальной амплитуды колебаний давления (maximum amplitude of pressure oscillations — *МАПО*). Результаты исследования подтвердили возможность искрового воспламенения и бездетонационного сгорания авиационного керосина при работе поршневого двигателя с предлагаемыми рабочими процессами на внешней скоростной характеристике. 95-й процентиль *МАПО* был равен 0,4 МПа, средний эффективный расход топлива не превышал 290 г/(кВт · ч), минимальный коэффициент избытка воздуха составил приблизительно 1,4.

EDN: JJFLPU

Ключевые слова: поршневой двигатель, авиационный керосин, индикаторная диаграмма, максимальная амплитуда колебания давления, интенсивность детонации, внешняя скоростная характеристика

The paper presents results of studying a possibility of the aviation kerosine detonation-free combustion in a four-stroke engine with the spark ignition. The problem of detonation-free combustion in this work was solved by introducing combustion of the pre-mixed or partially mixed air-fuel mixtures. For this purpose, fuel was injected into the combustion chamber at the compression stroke (similar to the diesel engines). The air-fuel mixture optimal for ignition in the area of the spark gap was formed using the fuel supply system with pneumatic atomization and high injection pressure (above 6 MPa). Detonation intensity was assessed by processing the indicator diagrams and further obtaining the maximum amplitude of pressure oscillations (*MAPO*). Study results confirmed possibility of the aviation kerosine spark ignition and detonation-free combustion in a piston engine with the proposed operating processes at the external speed characteristic. The *MAPO* 95th percentile was 0.4 MPa, the average effective fuel consumption was not exceeding 290 g/(kW·h), and the minimum excess air ratio was approximately 1.4.

EDN: JJFLPU

Keywords: piston engine, aviation kerosene, indicator diagram, pressure fluctuations maximum amplitude, detonation intensity, external speed characteristic

* Исследование выполнено при поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках Государственного задания № FEUE-2023-0007 (УУНТ).

The research was supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the framework of the State Assignments № FEUE-2023-0007 (Ufa University of Science and Technology).

Введение

Одной из актуальных задач в области авиационных поршневых двигателей по ряду причин [1–5], включающих безопасность и логистику перевозок, является необходимость перевода двигателей на использование тяжелых видов топлив (авиационный керосин и дизельное топливо).

Наиболее простым решением этого вопроса является использование дизелей, обладающих, кроме прочих преимуществ, высокой топливной экономичностью. Однако авиадизели имеют высокую удельную массу. Несмотря на то что благодаря применению легких материалов удалось несколько улучшить данный показатель, организация рабочих процессов и параметры цикла (в том числе высокая степень сжатия, ведущая к максимальному давлению цикла до 18 МПа) остались без изменения. С понижением номинальной мощности разница в значениях удельной массы бензиновых двигателей и дизелей возрастает. Это привело к тому, что в диапазоне мощностей менее 135 л. с. (99,3 кВт) авиационные дизели на рынке отсутствуют [6].

С точки зрения массогабаритных показателей лучшим решением является перевод на использование тяжелых топлив двигателей с искровым зажиганием. Особенно это касается двигателей уже упомянутого диапазона мощностей менее 135 л. с. Несмотря на определенные попытки организации сгорания тяжелых топлив с помощью традиционных для бензиновых двигателей рабочих процессов, удовлетворительно решить данный вопрос в четырехтактных двигателях не удалось [7–10]. Это объясняется двумя основными причинами: 1) худшей испаряемостью тяжелых топлив, что затрудняет образование воспламеняемой смеси в районе искрового промежутка; 2) меньшим октановым числом тяжелых топлив, что ведет к возникновению детонации.

В Уфимском университете науки и технологий (УУНиТ) в течение ряда лет ведутся разработка и исследование процессов смесеобразования и сгорания, которые позволили бы обеспечить работу двигателя с искровым воспламенением как на тяжелых топливах, так и на бензинах. Предотвращение детонации здесь достигается в результате организации сгорания предварительно не перемешанных или частично перемешанных топливовоздушных смесей, для

чего организуется впрыск топлива в камеру сгорания на такте сжатия. Чем ниже октановое число применяемого топлива, тем позже осуществляется впрыск. В случае применения тяжелых топлив углы опережения впрыска становятся близки к углам, реализуемым в дизелях. Организация процесса сгорания в данном случае становится схожей с процессами, реализованными в многотопливных дизелях с вспомогательным искровым зажиганием фирм MAN, Deutz и др. [11–15]. Известно, что для возможности воспламенения топливо в районе искрового разряда должно быть в газовой фазе, а смесь находится в концентрационных пределах воспламенения. Обеспечить эти условия при использовании систем впрыска, традиционных для дизелей, достаточно сложно. Поэтому для воспламенения в данных системах использовались многоискровые системы зажигания повышенной мощности.

Если рассматривать искровое зажигание не как вспомогательный, а как основной способ воспламенения, то его, на взгляд авторов, желательно осуществлять единичным искровым разрядом (как в бензиновых двигателях). Воспламенение единичным искровым разрядом авиационного керосина и дизельного топлива удалось выполнить на практике. Одним из примеров может служить рабочий процесс фирмы Orbital [16], реализованный, например, в серийных двухтактных авиационных двигателях Hirth и Lycoming. Использование в этом процессе непосредственного впрыска топливовоздушной смеси позволяет получить высокое качество распыла, причем это качество лишь незначительно изменяется при переходе от бензина к дизельному топливу, что позволяет организовать воспламеняемую смесь в районе искрового разряда при использовании различных топлив (в том числе тяжелых). Основным недостатком процесса Orbital является низкое давление впрыска (около 0,6 МПа), для чего приходится выбирать ранние углы опережения впрыска, что, в свою очередь, вынуждает снижать степень сжатия во избежание детонации, а это негативно сказывается на топливной экономичности двигателя. Принимая во внимание большее среднее эффективное давление в четырехтактных двигателях внутреннего сгорания, в особенности в наддувном исполнении, можно предположить, что проблема детонации при

использовании тяжелых топлив в данном случае только усугубится.

Рабочий процесс, разработанный в УУНиТ, также реализуется благодаря использованию системы впрыска с пневмораспыливанием, но в отличие от системы Orbital давление впрыска значительно выше. Его значение определяется исходя из двух основных условий. Первое условие — создание перепада давления, достаточного для нужного распределения топлива по камере сгорания. Давление впрыска в данном случае сильно зависит от того, насколько поздние углы опережения впрыска требуются для обеспечения бездетонационного сгорания. Второе условие выбора давления впрыска — дробление, нагрев и частичное испарение топлива, необходимые для организации воспламеняемой смеси в районе искрового промежутка. Нагрев и частичное испарение должно происходить в том числе в результате сжатия топливовоздушной смеси в системе впрыска [17–19].

Принципы организации процессов в экспериментальной топливной системе и образования воспламеняемой смеси в районе искрового промежутка представлены в [17, 18]. В работах [17, 19] рассмотрены особенности организации бездетонационного сгорания в условиях двухтактного двигателя. Цель данной работы — экспериментальное исследование возможности бездетонационного сгорания авиационного керосина в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением на внешней скоростной характеристике.

Описание объекта исследования

Исследуемые рабочие процессы были реализованы на базе четырехтактного атмосферного дизеля YANMAR L-100N. Штатная дизельная система топливоподачи была заменена на экспериментальную с пневматическим распыливанием. Основные технические данные двигателя приведены ниже.

Основные технические данные двигателя

Количество цилиндров, шт.	1
Диаметр цилиндра, мм	86
Ход поршня, мм	75
Степень сжатия	13,5
Рабочий объем, см ³	435

Схема экспериментального двигателя представлена на рис. 1. Топливо с небольшим коли-

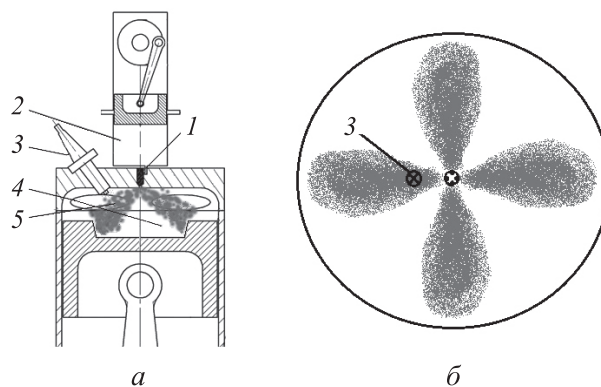


Рис. 1. Схема реализации рабочего процесса на четырехтактном дизеле:

а — общая схема системы пневматического впрыска; *б* — ориентация топливовоздушных струй в камере сгорания (вид сверху)

чеством воздуха поступает в полость компрессора-форсунки 2, где проходит предварительная стадия смесеобразования — подогрев, дробление, перемешивание и частичное испарение топлива. Момент впрыска топлива в камеру сгорания регулируется электронной системой управления, которая подает сигнал на электромагнитный привод иглы форсунки 1. Форсунка выполнена многоструйной (4 струи). Расход воздуха через компрессор-форсунку не превышал 1 % общего расхода воздуха двигателя. Давление впрыска составляло не менее 6 МПа.

Зажигание смеси осуществляется единичным искровым разрядом от свечи зажигания 3, которая размещена в головке блока двигателя таким образом, чтобы искровой промежуток располагался на периферии топливовоздушного факела 5 одной из струй. Система зажигания имеет традиционную конструкцию и параметры разряда, характерные для бензиновых двигателей. Степень сжатия базового двигателя снижена с 19,3 до 13,5 путем увеличения объема камеры сгорания 4 в поршне.

Эксперименты проводили на внешней скоростной характеристике. Дросселирование воздуха на впуске в двигатель не осуществлялось.

Методика определения интенсивности детонации

В данной работе для определения интенсивности детонации применяли широко распространенный метод, основанный на анализе кривой давления — оценку детонации по максимальной амплитуде колебаний давления.

Такой метод принято обозначать аббревиатурой *MAPO* (maximum amplitude of pressure oscillations) [20–31]. Для определения оценки сначала выполняли сглаживание исходной кривой давления. Сглаживание осуществляли с помощью арифметического скользящего среднего, которое находили как

$$p_{cp}(\varphi) = \frac{\sum_{\varphi_1}^{\varphi_2} p(\varphi)}{n+1},$$

где $p(\varphi)$ — исходные значения давления; φ_1 , φ_2 — крайние значения сглаживающего интервала угла φ поворота коленчатого вала (ПКВ):

$$\varphi_1 = \varphi_{ref} - n/2;$$

$$\varphi_2 = \varphi_{ref} + n/2;$$

n — число дополнительных (помимо исследуемой точки) значений исходной функции для расчета скользящего среднего. Значение n было выбрано равным 20, шаг по углу φ — равным $0,1^\circ$.

Затем находили модуль амплитуды колебаний давления:

$$\Delta p(\varphi) = |p(\varphi) - p_{cp}(\varphi)|.$$

Максимальное значение модуля в цикле представляет собой показатель интенсивности детонации *MAPO*, который был получен для каждого цикла.

Уровни максимально допустимых амплитуд детонации не могут быть обобщены и должны определяться путем испытаний на долговечность. Однако известно [21], что амплитуды детонации, превышающие 0,8 МПа, уже вызывали проблемы в широком диапазоне режимов эксплуатации, и их следует избегать.

При снятии характеристик двигателя на каждой из точек измерения определяли оптимальные углы опережения впрыска и зажигания. Критериями оптимальности служили максимальный крутящий момент и минимальный удельный эффективный расход топлива, при этом учитывали, что показатель *MAPO* любого из циклов не должен превышать значения 0,8 МПа.

По причине цикловой невоспроизводимости кривые давления в последовательных циклах могут заметно различаться, поэтому в ходе эксперимента фиксировали несколько сотен индикаторных диаграмм. Следуя работе [32],

для оценки цикловой невоспроизводимости среднего индикаторного давления был использован показатель *COV* (coefficient of variation), который представляет собой выраженное в процентах относительное среднеквадратическое отклонение рассматриваемой величины:

$$COV_{imep} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(imep_i - \overline{imep})^2}{n-1}}}{\overline{imep}} \times 100,$$

где $imep_i$ — среднее индикаторное давление i -го цикла; $\overline{imep}$ — среднее индикаторное давление, усредненное по n циклам.

Дополнительно с помощью показателя *COV* оценивали цикловые невоспроизводимости максимального давления цикла и угла ПКВ, соответствующего 50%-ной доле сгоревшего топлива (CA_{50}).

Применяемая в исследовании измерительная аппаратура

Индицирование проводили с помощью специализированного оборудования фирмы AVL List GmbH (Австрия), состоящего из пьезоэлектрического датчика давления GU21D, размещенного в головке цилиндра, аналого-цифрового преобразователя AVL Indimodul 621, пьезоусилителя AVL Micro IFEM и компьютера. Для контроля измерений и постобработки данных использовали программное обеспечение IndiCom. Измерение крутящего момента и частоты вращения двигателя осуществлялось с помощью динамометрического стенда AVL DINO perform 20, а расход топлива определялся системой AVL Fuel Balance.

Результаты экспериментального исследования и анализ рабочих процессов двигателя

Внешняя скоростная характеристика двигателя с экспериментальными рабочими процессами показана на рис. 2, где представлена зависимость среднего эффективного давления p_e и удельный эффективный расход топлива g_e от частоты вращения коленчатого вала n . Минимальный коэффициент избытка воздуха составил 1,4. Как уже указывалось ранее, на каждой режимной точке были определены оптимальные углы опережения впрыска и зажигания. Как видно из результатов испытаний (рис. 3), значения опти-

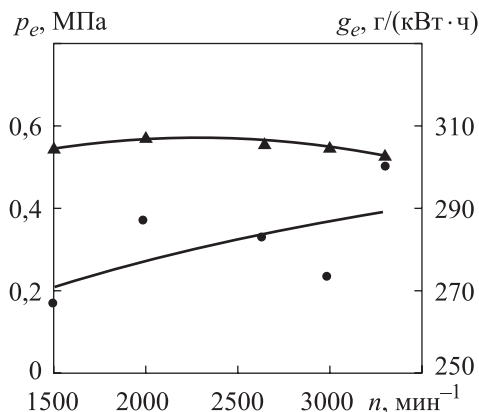


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика исследуемого двигателя при работе на авиационном керосине ТС-1:

▲ — p_e ; • — g_e

мальных углов опережения впрыска находятся в пределах 20...15 град. ПКВ до верхней мертвой точки (ВМТ), что близко к углам опережения впрыска дизелей. Было замечено, что более ранние углы впрыска приводят к резкому росту интенсивности детонации, а более поздние — к ухудшению характеристик сгорания и, соответственно, к увеличению удельного эффективного расхода топлива.

Оптимальные углы опережения зажигания в зависимости от частоты вращения двигателя представлены на рис. 3. Окно устойчивого воспламенения на каждом из режимов работы составляло приблизительно 10 град. ПКВ до ВМТ.

Наибольшие значения $MAPO$ были отмечены при частоте вращения 3000 мин⁻¹, поэтому далее будем рассматривать только этот режим

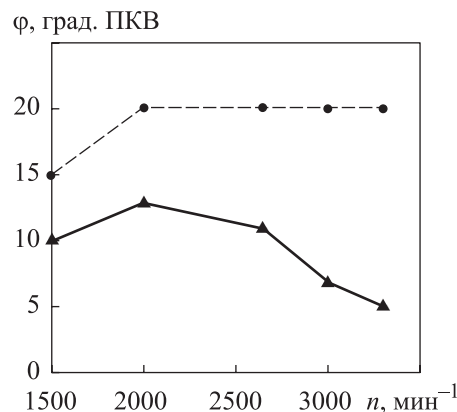


Рис. 3. Углы опережения впрыска (•) и зажигания (▲) исследуемого двигателя при работе на авиационном керосине ТС-1

работы двигателя. Индикаторные диаграммы всех циклов и давление, усредненное по этим циклам, представлены на рис. 4, интегральные характеристики активного тепловыделения этих циклов приведены на рис. 5. На этих рисунках хорошо прослеживается масштаб цикловой невоспроизводимости как давления, так и кривых теплоиспользования. Результаты статистической обработки представлены в таблице, где X_{cp} , X_{max} , X_{min} — это среднее, максимальное и минимальное значение приведенных параметров. Видно, что значение $COV_{имер}$ не превышает 8,1 %. Несмотря на то что это значение ниже рекомендованного в [32] порогового уровня в 10 %, оно все равно велико. На взгляд авторов, это может свидетельствовать о недостаточной межцикловой стабильности подачи

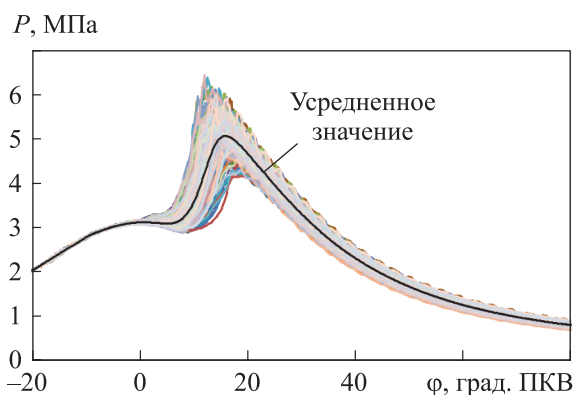


Рис. 4. Индикаторные диаграммы всех циклов и давление, усредненное по всем циклам

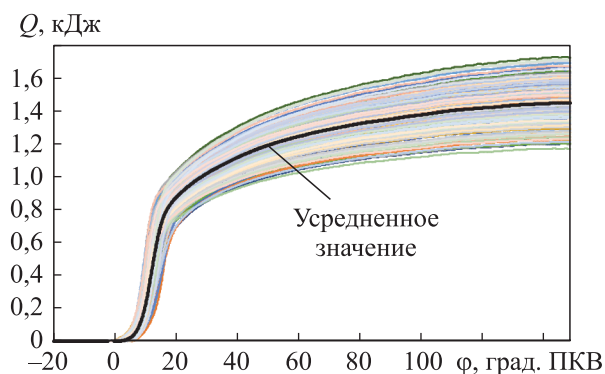


Рис. 5. Интегральные характеристики активного тепловыделения всех циклов и усредненная характеристика по всем циклам

Результаты статической обработки цикловой невоспроизводимости

Показатель	$i_{\text{теп}}$, МПа	p_{max} , МПа	CA_{50} , град. ПКВ	CA_{90} , град. ПКВ	$MAPO$, МПа
$X_{\text{ср}}$	0,71	5,21	17,6	75,1	0,21
X_{max}	0,86	6,44	21,3	84,0	0,56
X_{min}	0,45	4,16	14,0	62,5	0,07
COV, %	8,10	7,11	6,7	4,38	37,54

топлива. Снижение этой нестабильности представляет собой потенциал для будущего улучшения показателей двигателя.

По интегральным характеристикам активного тепловыделения (рис. 5) можно также заметить, что процесс сгорания затянут, что, в свою очередь, может свидетельствовать о несовершенстве характеристик впрыска и недостаточной их согласованности с формой камеры сгорания. Работы, направленные на устранение этих недостатков, также являются потенциалом для будущего улучшения показателей двигателя.

Как уже упоминалось, предлагаемые рабочие процессы были ранее исследованы на двухтактном двигателе [17, 19]. Было установлено, что сгорание низкооктановых топлив, в том числе авиационного керосина, может проходить в две стадии. Первая стадия — сгорание, инициированное искровым воспламенением. На второй стадии вследствие роста давления и температуры вызванного сгоранием части смеси, воспламененной искровым разрядом, в несгоревшей части заряда возникает самовоспламенение и сгорание, сопровождающееся возникновением ударных волн, проявляющимся

в виде характерных флуктуаций кривых давления [17, 19]. На рис. 6, 7 представлены индикаторные диаграммы цикла с максимальным $MAPO$. Видно, что вышеописанные флуктуации наблюдаются и в текущей работе. Однако, в отличие от экспериментов на двухтактном двигателе [17, 19], где самовоспламенение возникало после сгорания примерно 50 % топлива, в текущем исследовании доля топлива, сгоревшая до самовоспламенения, значительно меньше и практически незаметна на кривых активного тепловыделения (см. рис. 5 и 7). Это указывает на то, что преобладающим механизмом воспламенения в данном случае является самовоспламенение от сжатия, т. е. рабочий процесс, характерный для дизелей. Однако отключение системы зажигания приводило к увеличению межцикловой нестабильности горения. При этом также отметим, что запуск, прогрев и работа двигателя на частичных нагрузках при отключенной системе зажигания были невозможны.

Значения показателя $MAPO$ для 400 записанных циклов представлены отдельно на рис. 8. В связи с тем что распределение его значений по циклам неравномерное, для оценки порогового значения $MAPO$ был применен подход, предложенный Леппардом [33]. Согласно этому подходу, была построена кумулятивная функция распределения $MAPO$ (рис. 9), которая позволяет определить процент циклов двигателя, имеющих значение $MAPO$ меньше указанного уровня либо равного ему. Как и в работах [22, 23, 31, 34], для оценки порогового значения $MAPO$ был взят 95-й процентиль распределения.

На рис. 9 видно, что 95-й процентиль соответствует значению $MAPO$, приблизительно равному 0,4 МПа. Для цикла с максимальным $MAPO$ его значение не превышает 0,6 МПа (см. рис. 6, 8). Несмотря на то что это значение ниже рекомендованного в [21] допустимого уровня 0,8 МПа, на вопрос о том, насколько такое про-

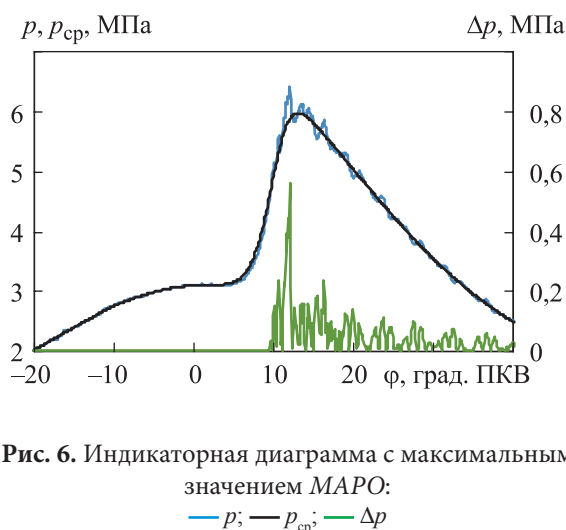


Рис. 6. Индикаторная диаграмма с максимальным значением $MAPO$:

— p ; — $p_{\text{ср}}$; — Δp

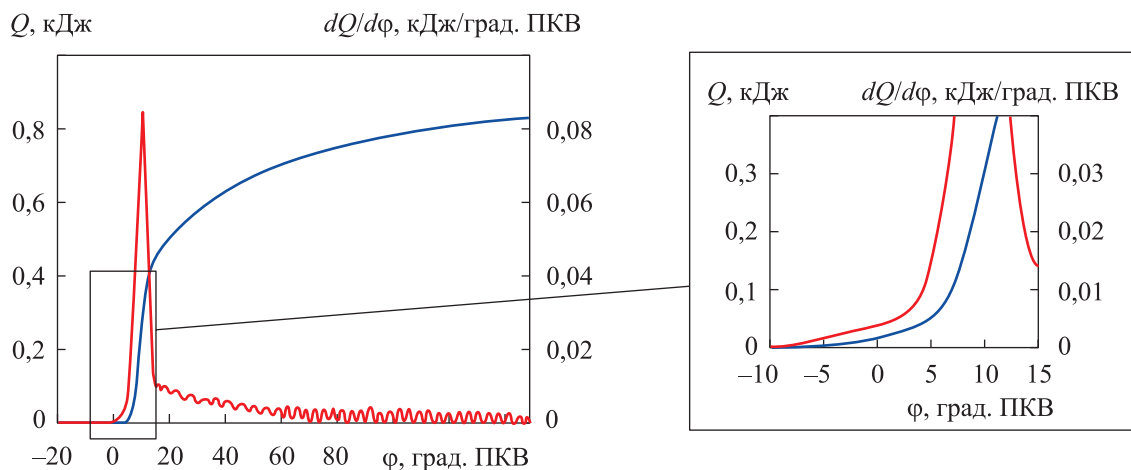


Рис. 7. Кривые активного тепловыделения, построенные на основе сглаженной кривой давления p_{ϕ} :
— Q ; — $dQ/d\phi$

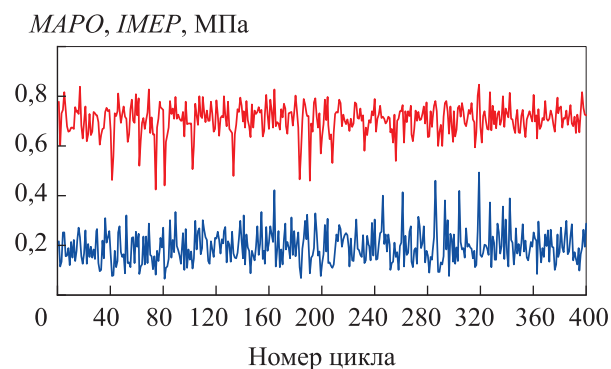


Рис. 8. Значения показателей интенсивности детонации и среднего индикаторного давления во всех записанных циклах:
— IMEP; — MAPO

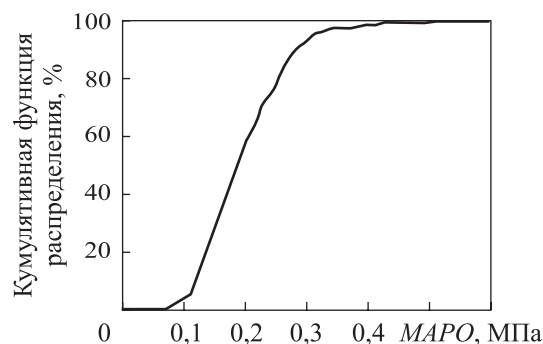


Рис. 9. Кумулятивная функция распределения MAPO

явление детонации опасно для конструкции двигателя, могут дать ответ лишь длительные испытания.

Заключение

Проведены исследования возможности искрового воспламенения и бездетонационного сгорания авиационного керосина в условиях четырехтактного двигателя с экспериментальными рабочими процессами на внешней скоростной характеристике. Экспериментальные рабочие процессы включают непосредственный впрыск топлива экспериментальной топливоподающей аппаратурой с пневматическим распыливанием, и воспламенение искровым разрядом периферийной части одной из струй.

В результате исследований подтверждена возможность:

1) воспламенения авиационного керосина единичным искровым разрядом с параметрами системы зажигания, характерными для бензиновых двигателей;

2) бездетонационного сгорания при степени сжатия 13,5 и минимальном коэффициенте избытка воздуха, приблизительно равном 1,4. На режиме, где наблюдаются наибольшие значения MAPO, 95-й процентиль MAPO составил примерно 0,4 МПа. Максимальное значение MAPO не превысило 0,6 МПа. Насколько такое проявление детонации опасно для конструкции двигателя, могут дать ответ лишь длительные испытания.

В дальнейшем планируется проведение работ, направленных на улучшение межциклового стабильности подачи топлива, совершенствование характеристик впрыска и их согласование с формой камеры сгорания.

Литература

- [1] Ward M.A. *Spark-ignited diesel engine*. Defense Technical Information Center, 1990, 108 p.
- [2] Le Ning, Qimeng Duan, Yuhao Wei, Xin Zhang, Bo Yang, Ke Zeng. Experimental investigation on combustion and emissions of a two-stroke DISI engine fueled with aviation kerosene at various compression ratios. *Fuel*, 2020, vol. 259. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116224>
- [3] Ning L., Duan Q., Wei Y., Zhang X., Yu K., Yang B., Zeng K. Effects of injection timing and compression ratio on the combustion performance and emissions of a two-stroke DISI engine fuelled with aviation kerosene. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 161. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114124>
- [4] Jingchao Hu, Bolan Liu, Chao Zhang et al. Experimental study on the spray characteristics of an air-assisted fuel injection system using kerosene and gasoline. *Fuel*, 2019, vol. 235, pp. 782–794. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.083>
- [5] Rui Liu, Minxiang Wei, Haiqing Yang. Cold start control strategy for a two-stroke spark ignition diesel-fuelled engine with air-assisted direct injection. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 108, pp. 414–426. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.148>
- [6] Гареев Р.Р., Гарипов М.Д., Еникеев Р.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Шаяхметов В.А. Авиационный двигатель для работы на тяжелых видах топлива. *Двигатель*, 2022, № 1–3 (139–141), с. 8–12.
- [7] Chuncun Yu, Zhenfeng Zhao, Lei Wang, Huasheng Cui, Fujun Zhang. The effect of cooled EGR on combustion and load extension in a kerosene spark-ignition engine. *Fuel*, 2020, vol. 280. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118681>
- [8] Chenyao Wang, Fujun Zhang, Enhua Wang et al. Experimental study on knock suppression of spark-ignition engine fuelled with kerosene via water injection. *Applied Energy*, 2019, vol. 242, pp. 248–259. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.123>
- [9] Zhenfeng Zhao, Huasheng Cui. Numerical investigation on combustion processes of an aircraft piston engine fueled with aviation kerosene and gasoline. *Energy*, 2022, vol. 239, Part D. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122264>
- [10] Jin Li, Lei Zhou, Zhenfeng Zhao et al. Research on knocking characteristics of kerosene spark-ignition engine for unmanned aerial vehicle (UAV) by numerical simulation. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2019, vol. 9, pp. 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.10.014>
- [11] Needham J.R. *Influence of fuel variables on the operation of automotive open and pre-chamber diesel and spark ignited stratified charge engines: a literature and syncrude study covering petroleum derived fuels*. Ricardo Consulting Engineers Ltd., 1980, 286 p.
- [12] Mitchell E., Cobband J., Frost R. Design and evaluation of a stratified charge multifuel military engine. *SAE Technical Paper*, 1968, no. 680042. <https://doi.org/10.4271/680042>
- [13] Meurer J., Urlaub A. Development and operational results of the MAN FM combustion system. *SAE Technical Paper*, 1969, no. 690255. <https://doi.org/10.4271/690255>
- [14] Finsterwalder G. A new deutz multifuel system. *SAE Technical Paper*, 1972, no. 720103. <https://doi.org/10.4271/720103>
- [15] Phatak R.G., Komiyama K. Investigation of a spark-assisted diesel engine. *SAE Technical Paper*, 1983, no. 830588. <https://doi.org/10.4271/830588>
- [16] Cathcart G., Dickson G., Ahern S. The application of air-assist direct injection for spark-ignited heavy fuel 2-stroke and 4-stroke engines. *SAE Technical Paper*, 2005-32-0065, 2005. <https://doi.org/10.4271/2005-32-0065>
- [17] Гарипов М.Д. Новая концепция организации бездетонационного сгорания низкооктановых топлив в ДВС с искровым зажиганием. *Автомобильная промышленность*, 2010, № 4, с. 8–11.
- [18] Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Shayakhmetov V.A. The numerical study of compressed-air atomizer for Spark-ignited jet fuel engine. *Procedia Engineering*, 2017, vol. 206, pp. 305–311. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.478>
- [19] Garipov M.D., Rezvanov D.R., Zinnatullin R.F. Experimental study of spark-ignited two-stroke heavy fuel engine. *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering*, Springer, Cham, 2019, pp. 469–485. https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_50
- [20] Xudong Zhen, Yang Wang, Shuaiqing Xu et al. The engine knock analysis — an overview. *Applied Energy*, 2012, vol. 92, pp. 628–636. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.079>
- [21] *MAHLE: Pistons and engine testing*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, 305 p.
- [22] Cavina N., Rojo N., Businaro A. et al. Analysis of pre-ignition combustions triggered by heavy knocking events in a turbocharged GDI engine. *Energy Procedia*, 2016, vol. 101, pp. 893–900. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.113>

- [23] Galloni E. Knock-limited spark angle setting by means of statistical or dynamic pressure based methods. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 116, pp. 11–17. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.070>
- [24] Panzani G., Pozzato G., Savaresi S., Røsgren J., Onder C. Engine knock detection: an eigenpressure approach. *IFAC-PapersOnLine*, 2019, pp. 267–272. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.09.043>
- [25] Brecq G., Le Corre O. Modeling of in-cylinder pressure oscillations under knocking conditions: introduction to pressure envelope curve. *SAE Technical Papers*, 2005. <https://doi.org/10.4271/2005-01-1126>
- [26] Gequn Shu, Jiaying Pan, Haiqiao Wei. Analysis of onset and severity of knock in SI engine based on in-cylinder pressure oscillations. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 51 (1–2), pp. 1297–1306. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.039>
- [27] Borg J.M., Alkidas A.C. Cylinder-pressure-based methods for sensing SI engine knock. *International Journal of Vehicle Design*, 2007, pp. 222–241. <https://doi.org/10.1504/IJVD.2007.013678>
- [28] Saikaly K., Rahmouni C., Le Corre O. et al. Preventive knock protection technique for stationary SI engines fuelled by natural gas. *Fuel Processing Technology*, 2010, vol. 91, pp. 641–652. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2010.01.011>
- [29] Bellis D., Teodosio V., Siano L., Minarelli D., Cacciatore F. Knock and cycle by cycle analysis of a high performance V12 spark ignition engine. Part 1: experimental data and correlations assessment. *SAE International Journal of Engines*, 2015, vol. 8. <https://doi.org/10.4271/2015-24-2392>
- [30] Wei Haiqiao, Hua Jianxiong, Pan Mingzhang et al. Experimental investigation on knocking combustion characteristics of gasoline compression ignition engine. *Energy*, 2018, vol. 143 (C), pp. 624–633. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.020>
- [31] Galloni E., Fontana G., Staccone S. Numerical and experimental characterization of knock occurrence in a turbo-charged spark-ignition engine. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 85. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.054>
- [32] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. Singapore, McGraw-Hill Book Co., 1988, 960 p.
- [33] Leppard W. Individual-cylinder knock occurrence and intensity in multicylinder engines. *SAE Technical Paper*, 1982, vol. 820074. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.076>
- [34] Galloni E. Dynamic knock detection and quantification in a spark ignition engine by means of a pressure based method. *Energy Conversion and Management*, 2012, pp. 256–262. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.05.015>

References

- [1] Ward M.A. *Spark-ignited diesel engine*. Defense Technical Information Center, 1990, 108 p.
- [2] Le Ning, Qimeng Duan, Yuhao Wei, Xin Zhang, Bo Yang, Ke Zeng. Experimental investigation on combustion and emissions of a two-stroke DISI engine fueled with aviation kerosene at various compression ratios. *Fuel*, 2020, vol. 259. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116224>
- [3] Ning L., Duan Q., Wei Y., Zhang X., Yu K., Yang B., Zeng K. Effects of injection timing and compression ratio on the combustion performance and emissions of a two-stroke DISI engine fuelled with aviation kerosene. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 161. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114124>
- [4] Jingchao Hu, Bolan Liu, Chao Zhang et al. Experimental study on the spray characteristics of an air-assisted fuel injection system using kerosene and gasoline. *Fuel*, 2019, vol. 235, pp. 782–794. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.083>
- [5] Rui Liu, Minxiang Wei, Haiqing Yang. Cold start control strategy for a two-stroke spark ignition diesel-fuelled engine with air-assisted direct injection. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 108, pp. 414–426. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.148>
- [6] Gareev R.R., Garipov M.D., Enikeev R.D., Zinnatullin R.F., Shayakhmetov V.A. Aircraft engine for heavy fuel operation. *Dvigatel'*, 2022, no. 1–3 (139–141), pp. 8–12. (In Russ.).
- [7] Chuncun Yu, Zhenfeng Zhao, Lei Wang, Huasheng Cui, Fujun Zhang. The effect of cooled EGR on combustion and load extension in a kerosene spark-ignition engine. *Fuel*, 2020, vol. 280. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118681>
- [8] Chenyao Wang, Fujun Zhang, Enhua Wang et al. Experimental study on knock suppression of spark-ignition engine fuelled with kerosene via water injection. *Applied Energy*, 2019, vol. 242, pp. 248–259. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.123>
- [9] Zhenfeng Zhao, Huasheng Cui. Numerical investigation on combustion processes of an aircraft piston engine fueled with aviation kerosene and gasoline. *Energy*, 2022, vol. 239, Part D. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122264>

- [10] Jin Li, Lei Zhou, Zhenfeng Zhao et al. Research on knocking characteristics of kerosene spark-ignition engine for unmanned aerial vehicle (UAV) by numerical simulation. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2019, vol. 9, pp. 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.10.014>
- [11] Needham J.R. *Influence of fuel variables on the operation of automotive open and pre-chamber diesel and spark ignited stratified charge engines: a literature and syncrude study covering petroleum derived fuels*. Ricardo Consulting Engineers Ltd., 1980, 286 p.
- [12] Mitchell E., Cobband J., Frost R. Design and evaluation of a stratified charge multifuel military engine. *SAE Technical Paper*, 1968, no. 680042. <https://doi.org/10.4271/680042>
- [13] Meurer J., Urlaub A. Development and operational results of the MAN FM combustion system. *SAE Technical Paper*, 1969, no. 690255. <https://doi.org/10.4271/690255>
- [14] Finsterwalder G. A new deutz multifuel system. *SAE Technical Paper*, 1972, no. 720103. <https://doi.org/10.4271/720103>
- [15] Phatak R.G., Komiyama K. Investigation of a spark-assisted diesel engine. *SAE Technical Paper*, 1983, no. 830588. <https://doi.org/10.4271/830588>
- [16] Cathcart G., Dickson G., Ahern S. The application of air-assist direct injection for spark-ignited heavy fuel 2-stroke and 4-stroke engines. *SAE Technical Paper*, 2005-32-0065, 2005. <https://doi.org/10.4271/2005-32-0065>
- [17] Garipov M.D. Investigation of low-octane fuels combustion without detonation in spark assisted internal combustion engines. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2010, no. 4, pp. 8–11. (In Russ.).
- [18] Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Shayakhmetov V.A. The numerical study of compressed-air atomizer for Spark- ignited jet fuel engine. *Procedia Engineering*, 2017, vol. 206, pp. 305–311. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.478>
- [19] Garipov M.D., Rezvanov D.R., Zinnatullin R.F. Experimental study of spark-ignited two-stroke heavy fuel engine. *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering*, Springer, Cham, 2019, pp. 469–485. https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_50
- [20] Xudong Zhen, Yang Wang, Shuaiqing Xu et al. The engine knock analysis — an overview. *Applied Energy*, 2012, vol. 92, pp. 628–636. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.079>
- [21] *MAHLE: Pistons and engine testing*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, 305 p.
- [22] Cavina N., Rojo N., Businaro A. et al. Analysis of pre-ignition combustions triggered by heavy knocking events in a turbocharged GDI engine. *Energy Procedia*, 2016, vol. 101, pp. 893–900. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.113>
- [23] Galloni E. Knock-limited spark angle setting by means of statistical or dynamic pressure based methods. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 116, pp. 11–17. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.070>
- [24] Panzani G., Pozzato G., Savaresi S., Rösgren J., Onder C. Engine knock detection: an eigenpressure approach. *IFAC-PapersOnLine*, 2019, pp. 267–272. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.09.043>
- [25] Brecq G., Le Corre O. Modeling of in-cylinder pressure oscillations under knocking conditions: introduction to pressure envelope curve. *SAE Technical Papers*, 2005. <https://doi.org/10.4271/2005-01-1126>
- [26] Gequn Shu, Jiaying Pan, Haiqiao Wei. Analysis of onset and severity of knock in SI engine based on in-cylinder pressure oscillations. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 51 (1–2), pp. 1297–1306. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.039>
- [27] Borg J.M., Alkidas A.C. Cylinder-pressure-based methods for sensing SI engine knock. *International Journal of Vehicle Design*, 2007, pp. 222–241. <https://doi.org/10.1504/IJVD.2007.013678>
- [28] Saikaly K., Rahmouni C., Le Corre O. et al. Preventive knock protection technique for stationary SI engines fuelled by natural gas. *Fuel Processing Technology*, 2010, vol. 91, pp. 641–652. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2010.01.011>
- [29] Bellis D., Teodosio V., Siano L., Minarelli D., Cacciatore F. Knock and cycle by cycle analysis of a high performance V12 spark ignition engine. Part 1: experimental data and correlations assessment. *SAE International Journal of Engines*, 2015, vol. 8. <https://doi.org/10.4271/2015-24-2392>
- [30] Wei Haiqiao, Hua Jianxiong, Pan Mingzhang et al. Experimental investigation on knocking combustion characteristics of gasoline compression ignition engine. *Energy*, 2018, vol. 143 (C), pp. 624–633. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.020>
- [31] Galloni E., Fontana G., Staccone S. Numerical and experimental characterization of knock occurrence in a turbo-charged spark-ignition engine. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 85. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.054>
- [32] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. Singapore, McGraw-Hill Book Co., 1988, 960 p.

- [33] Leppard W. Individual-cylinder knock occurrence and intensity in multicylinder engines. *SAE Technical Paper*, 1982, vol. 820074. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.076>
- [34] Galloni E. Dynamic knock detection and quantification in a spark ignition engine by means of a pressure based method. *Energy Conversion and Management*, 2012, pp. 256–262. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.05.015>

Материалы получены редакцией 10.01.2024

Сведения об авторах

Гарипов Марат Данилович — доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация. E-mail: garry76@mail.ru

Зиннатуллин Рустемхан Фагитович — младший научный сотрудник кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация. E-mail: rz.f@yandex.ru

Мелков Андрей Андреевич — инженер, аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация. E-mail: capa.97@mail.ru

Шаяхметов Вадим Анасович — младший научный сотрудник кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация. E-mail: vaddvs@yandex.ru

Халилов Эмиль Марсович — младший научный сотрудник, аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация. E-mail: emil.halilov.93@mail.ru

Сакулин Роман Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация. E-mail: laminar_burn@mail.ru

Information about the authors

Garipov Marat Danilovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: garry76@mail.ru

Zinnatullin Rustemkhan Fagitovich — Junior Researcher, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: rz.f@yandex.ru

Melkov Andrey Andreevich — Engineer, Postgraduate, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: capa.97@mail.ru

Shayakhmetov Vadim Anasovich — Junior Researcher, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: vaddvs@yandex.ru

Khalilov Emil Marsoovich — Junior Researcher, Postgraduate, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: emil.halilov.93@mail.ru

Sakulin Roman Yurievich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: laminar_burn@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гарипов М.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А., Шаяхметов В.А., Халилов Э.М., Сакулин Р.Ю. Экспериментальное исследование возможности бездетонационного сгорания авиационного керосина в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением. *Двигателестроение*, 2024, № 1 (295), с. 81–91.

Citation:

Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Melkov A.A., Shayakhmetov V.A., Khalilov E.M., Sakulin R. Yu. Experimental study of the aviation kerosine detonation-free combustion possibility in a four-stroke spark-ignited engine. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 81–91. (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 ПИНЦ, Scopus Author ID, ORCID, Web of Science Researcher ID.

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

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

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

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

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

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

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

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

13. Плата за публикацию статей не взимается.